HydrauCalc

HydrauCalc 2024a

Description des composants

(www.hydraucalc.com)

Table of Contents

1. A propos de ... 11
2. Description des composants 13
2.1 Tuyaux rectilignes 15
2.1.1 Tuyau rectiligne - Section circulaire 16
2.1.1.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène) 18
2.1.1.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène) 26
2.1.1.3 IDELCHIK (parois lisses) 34
2.1.1.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite) 40
2.1.1.5 MILLER (parois rugueuses) 45
2.1.1.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite) 53
2.1.1.7 HAZEN-WILLIAMS (parois rugueuses) 58
2.1.2 Tuyau rectiligne - Section rectangulaire 63
2.1.2.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène) 65
2.1.2.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène) 74
2.1.2.3 IDELCHIK (parois lisses) 84
2.1.2.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite) 92
2.1.2.5 MILLER (parois rugueuses) 97
2.1.2.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite) 106
2.1.3 Tuyau rectiligne - Section triangulaire 111
2.1.3.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène) 113
2.1.3.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène) 122
2.1.3.3 IDELCHIK (parois lisses) 131
2.1.3.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite) 139
2.1.3.5 MILLER (parois rugueuses) 145
2.1.3.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite) 153
2.1.4 Tuyau rectiligne - Section annulaire 158
2.1.4.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène) 160
2.1.4.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène) 171
2.1.4.3 IDELCHIK (parois lisses) 182
2.1.4.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite) 191
2.1.4.5 MILLER (parois rugueuses) 197
2.1.4.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite) 206
2.2 Coudes 212
2.2.1 Coude progressif - Section circulaire 214
2.2.1.1 IDELCHIK 215
2.2.1.2 MILLER 226

2.2.1.3 CRANE....234
2.2.1.4 Pipe Flow - Guide....241
2.2.2 Coude progressif - Section rectangulaire....247
2.2.2.1 IDELCHIK....248
2.2.2.2 MILLER....261
2.2.2.3 Pipe Flow - Guide....270
2.2.3 Coude brusque - Section circulaire....276
2.2.3.1 IDELCHIK....277
2.2.3.2 MILLER....284
2.2.3.3 CRANE....291
2.2.3.4 Pipe Flow - Guide....296
2.2.4 Coude brusque - Section rectangulaire....300
2.2.4.1 IDELCHIK....301
2.2.4.2 MILLER....310
2.2.4.3 Pipe Flow - Guide....317
2.2.5 Coude composite 90° (2 x 45°) - Section circulaire....322
2.2.5.1 IDELCHIK....323
2.2.5.2 MILLER....331
2.2.6 Coude composite 90° (3 x 30°) - Section circulaire....340
2.2.6.1 IDELCHIK....341
2.2.6.2 MILLER....349
2.2.7 Coude composite 90° (4 x 22,5°) - Section circulaire....358
2.2.7.1 IDELCHIK....359
2.2.7.2 MILLER....367
2.2.8 Serpentin - Section circulaire....376
2.2.8.1 IDELCHIK....377
2.2.8.2 MILLER....382
2.2.8.3 CRANE....388
2.2.8.4 Pipe Flow - Guide....394
2.2.9 Coudes en S (1 plan) - Section circulaire....399
2.2.9.1 IDELCHIK....400
2.2.9.2 MILLER....412
2.2.10 Coudes en S (1 plan) - Section rectangulaire....421
2.2.10.1 IDELCHIK....422
2.2.10.2 MILLER....436
2.2.11 Coudes en S (2 plans) - Section circulaire....448
2.2.11.1 IDELCHIK....449
2.2.11.2 MILLER....461

2.2.12 Coudes en S (2 plans) - Section rectangulaire 470
2.2.12.1 IDELCHIK 471
2.2.12.2 MILLER....485
2.2.13 Coudes en U (1 plan) - Section circulaire....498
2.2.13.1 IDELCHIK 499
2.2.13.2 MILLER....511
2.2.14 Coudes en U (1 plan) - Section rectangulaire....520
2.2.14.1 IDELCHIK 521
2.2.14.2 MILLER....535
2.3 Changements de section....547
2.3.1 Elargissement brusque - Section circulaire 548
2.3.1.1 IDELCHIK 549
2.3.1.2 MILLER....554
2.3.1.3 CRANE....559
2.3.1.4 Pipe Flow - Guide....563
2.3.2 Rétrécissement brusque droit - Section circulaire 567
2.3.2.1 IDELCHIK 568
2.3.2.2 MILLER....573
2.3.2.3 CRANE....578
2.3.2.4 Pipe Flow - Guide....583
2.3.3 Rétrécissement brusque arrondi - Section circulaire 588
2.3.3.1 IDELCHIK 589
2.3.3.2 Pipe Flow - Guide....594
2.3.4 Rétrécissement brusque biseauté - Section circulaire....600
2.3.4.1 IDELCHIK 601
2.3.4.2 Pipe Flow - Guide....607
2.3.5 Elargissement progressif - Section circulaire....613
2.3.5.1 IDELCHIK 614
2.3.5.2 MILLER....620
2.3.5.3 CRANE....626
2.3.5.4 Pipe Flow - Guide....632
2.3.6 Rétrécissement progressif - Section circulaire 639
2.3.6.1 IDELCHIK 640
2.3.6.2 MILLER....646
2.3.6.3 CRANE....652
2.3.6.4 Pipe Flow - Guide....658
2.3.7 Elargissement de tuyau soudé - Section circulaire....665
2.3.7.1 Pipe Flow - Guide....666

2.3.8 Rétrécissement de tuyau soudé - Section circulaire 671
2.3.8.1 Pipe Flow - Guide....672
2.4 Bifurcations 678
2.4.1 Jonction brusque avec réunion des courants....680
2.4.1.1 IDELCHIK 681
2.4.1.2 MILLER....691
2.4.1.3 CRANE....703
2.4.2 Jonction brusque avec séparation des courants 711
2.4.2.1 IDELCHIK 712
2.4.2.2 MILLER....722
2.4.2.3 CRANE....731
2.4.3 Té symétrique brusque avec réunion des courants 739
2.4.3.1 IDELCHIK 740
2.4.3.2 MILLER....749
2.4.4 Té symétrique brusque avec séparation des courants....756
2.4.4.1 IDELCHIK (Té soudé) 757
2.4.4.2 IDELCHIK (Té normalisé) 764
2.4.4.3 MILLER....771
2.4.5 Té arrondi avec réunion des courants....778
2.4.5.1 MILLER....779
2.4.5.2 Pipe Flow - Guide....786
2.4.6 Té arrondi avec séparation des courants 797
2.4.6.1 MILLER....798
2.4.6.2 Pipe Flow - Guide....805
2.4.7 Té symétrique arrondi avec réunion des courants 815
2.4.7.1 MILLER....816
2.4.7.2 Pipe Flow - Guide....823
2.4.8 Té symétrique arrondi avec séparation des courants 831
2.4.8.1 MILLER....832
2.4.8.2 Pipe Flow - Guide....839
2.4.9 Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et réunion des courants 847
2.4.9.1 IDELCHIK 848
2.4.10 Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et séparation des courants....855
2.4.10.1 IDELCHIK 856
2.4.11 Y symétrique avec branches de sections inégales et réunion des courants....863
2.4.11.1 IDELCHIK 864
2.4.11.2 MILLER....874
2.4.12 Y symétrique avec branches de sections inégales et séparation des courants 883

2.4.12.1 IDELCHIK 884
2.4.12.2 MILLER 893
2.4.13 Y symétrique avec branches de sections égales et réunion des courants 902
2.4.13.1 IDELCHIK 903
2.4.13.2 MILLER 910
2.4.14 Y symétrique avec branches de sections égales et séparation des courants 917
2.4.14.1 IDELCHIK 918
2.4.14.2 MILLER 925
2.4.15 Quatre voies avec branches de sections inégales et réunion des courants 932
2.4.15.1 IDELCHIK 933
2.4.16 Quatre voies avec branches de sections inégales et séparation des courants 951
2.4.16.1 IDELCHIK 952
2.5 Entrées 963
2.5.1 Entrée brusque encastrée 965
2.5.1.1 IDELCHIK 966
2.5.1.2 MILLER 969
2.5.1.3 Pipe Flow - Guide 973
2.5.1.4 CRANE 976
2.5.2 Entrée arrondie encastrée 979
2.5.2.1 IDELCHIK 980
2.5.2.2 MILLER 984
2.5.2.3 Pipe Flow - Guide 989
2.5.2.4 CRANE 994
2.5.3 Entrée biseautée encastrée 998
2.5.3.1 IDELCHIK 999
2.5.3.2 MILLER 1003
2.5.3.3 Pipe Flow - Guide 1008
2.5.4 Entrée brusque encastrée montée à distance 1013
2.5.4.1 IDELCHIK 1014
2.5.4.2 MILLER 1018
2.5.4.3 Pipe Flow - Guide 1023
2.5.4.4 CRANE 1027
2.5.5 Entrée brusque encastrée montée en angle 1030
2.5.5.1 IDELCHIK 1031
2.5.5.2 Pipe Flow - Guide 1035
2.5.6 Entrée par un diaphragme à bords épais 1039
2.5.6.1 IDELCHIK 1040
2.5.6.2 Pipe Flow - Guide 1048

2.5.7 Entrée par un diaphragme à bords effilés 1056
2.5.7.1 IDELCHIK 1057
2.5.7.2 Pipe Flow - Guide 1064
2.5.8 Entrée par un diaphragme à bords arrondis 1070
2.5.8.1 IDELCHIK 1071
2.5.8.2 Pipe Flow - Guide 1078
2.5.9 Entrée par un diaphragme à bords biseautés 1085
2.5.9.1 IDELCHIK 1086
2.5.9.2 Pipe Flow - Guide 1093
2.5.10 Entrée par une grille à bords épais 1099
2.5.10.1 IDELCHIK 1100
2.5.11 Entrée par une grille à bords effilés 1108
2.5.11.1 IDELCHIK 1109
2.5.12 Entrée par une grille à bords arrondis 1116
2.5.12.1 IDELCHIK 1117
2.5.13 Entrée par une grille à bords biseautés 1125
2.5.13.1 IDELCHIK 1126
2.6 Sorties 1134
2.6.1 Sortie brusque encastrée 1136
2.6.1.1 IDELCHIK 1137
2.6.1.2 MILLER 1140
2.6.1.3 Pipe Flow - Guide 1144
2.6.1.4 CRANE 1147
2.6.2 Sortie arrondie encastrée 1150
2.6.2.1 Pipe Flow - Guide 1151
2.6.2.2 CRANE 1154
2.6.3 Sortie brusque encastrée montée à distance 1157
2.6.3.1 Pipe Flow - Guide 1158
2.6.3.2 CRANE 1161
2.6.4 Sortie par un diaphragme à bords épais 1164
2.6.4.1 IDELCHIK 1165
2.6.4.2 Pipe Flow - Guide 1173
2.6.5 Sortie par un diaphragme à bords effilés 1181
2.6.5.1 IDELCHIK 1182
2.6.5.2 Pipe Flow - Guide 1189
2.6.6 Sortie par un diaphragme à bords arrondis 1195
2.6.6.1 IDELCHIK 1196
2.6.6.2 Pipe Flow - Guide 1203

2.6.7 Sortie par un diaphragme à bords biseautés....1209
2.6.7.1 IDELCHIK....1210
2.6.7.2 Pipe Flow - Guide....1217
2.6.8 Sortie par une grille à bords épais....1223
2.6.8.1 IDELCHIK....1224
2.6.9 Sortie par une grille à bords effilés....1232
2.6.9.1 IDELCHIK....1233
2.6.10 Sortie par une grille à bords arrondis....1240
2.6.10.1 IDELCHIK....1241
2.6.11 Sortie par une grille à bords biseautés....1249
2.6.11.1 IDELCHIK....1250
2.7 Diaphragmes d'équilibrage....1258
2.7.1 Diaphragme à bords épais....1260
2.7.1.1 IDELCHIK....1261
2.7.1.2 MILLER....1270
2.7.1.3 Pipe Flow - Guide....1274
2.7.2 Diaphragme à bords effilés....1282
2.7.2.1 IDELCHIK....1283
2.7.2.2 MILLER....1290
2.7.2.3 CRANE....1296
2.7.2.4 Pipe Flow - Guide....1302
2.7.3 Diaphragme à bords arrondis....1308
2.7.3.1 IDELCHIK....1309
2.7.3.2 Pipe Flow - Guide....1316
2.7.4 Diaphragme à bords biseautés....1323
2.7.4.1 IDELCHIK....1324
2.7.4.2 Pipe Flow - Guide....1331
2.7.5 Diaphragme à bords épais (avec rétrécissement du tuyau)....1337
2.7.5.1 IDELCHIK....1338
2.7.5.2 Pipe Flow - Guide....1348
2.7.6 Diaphragme à bords effilés (avec rétrécissement du tuyau)....1358
2.7.6.1 IDELCHIK....1359
2.7.6.2 Pipe Flow - Guide....1367
2.7.7 Diaphragme à bords arrondis (avec rétrécissement du tuyau)....1374
2.7.7.1 IDELCHIK....1375
2.7.7.2 Pipe Flow - Guide....1384
2.7.8 Diaphragme à bords biseautés (avec rétrécissement du tuyau)....1392
2.7.8.1 IDELCHIK....1393

2.7.8.2 Pipe Flow - Guide....1402
2.7.9 Diaphragme à bords épais (avec élargissement du tuyau)....1409
2.7.9.1 IDELCHIK....1410
2.7.9.2 Pipe Flow - Guide....1420
2.7.10 Diaphragme à bords effilés (avec élargissement du tuyau)....1430
2.7.10.1 IDELCHIK....1431
2.7.10.2 Pipe Flow - Guide....1439
2.7.11 Diaphragme à bords arrondis (avec élargissement du tuyau)....1446
2.7.11.1 IDELCHIK....1447
2.7.11.2 Pipe Flow - Guide....1456
2.7.12 Diaphragme à bords biseautés (avec élargissement du tuyau)....1464
2.7.12.1 IDELCHIK....1465
2.7.12.2 Pipe Flow - Guide....1474
2.8 Grilles....1481
2.8.1 Grille à bords épais....1482
2.8.1.1 IDELCHIK....1483
2.8.1.2 MILLER....1492
2.8.1.3 Pipe Flow - Guide....1497
2.8.2 Grille à bords effilés....1506
2.8.2.1 IDELCHIK....1507
2.8.2.2 MILLER....1514
2.8.2.3 Pipe Flow - Guide....1520
2.8.3 Grille à bords arrondis....1526
2.8.3.1 IDELCHIK....1527
2.8.3.2 Pipe Flow - Guide....1535
2.8.4 Grille à bords biseautés....1543
2.8.4.1 IDELCHIK....1544
2.8.4.2 Pipe Flow - Guide....1552
2.9 Mesures de débit....1559
2.9.1 Diaphragme de mesure de débit....1560
2.9.1.1 ISO 5167-2:2003 - Prises de pression à D et à D/2....1561
2.9.1.2 ISO 5167-2:2003 - Prises de pression à la bride....1570
2.9.1.3 ISO 5167-2:2003 - Prises de pression dans les angles....1579
2.9.1.4 ISO 5167-1:1991 - Prises de pression à D et à D/2....1588
2.9.1.5 ISO 5167-1:1991 - Prises de pression à la bride....1595
2.9.1.6 ISO 5167-1:1991 - Prises de pression dans les angles....1602
2.9.1.7 CRANE - prises de pression à D et à D/2....1609
2.9.2 Tuyère et Venturi-tuyère de mesure de débit....1616

2.9.2.1 ISO 5167-3:2003 - Tuyère ISA 1932 1618
2.9.2.2 ISO 5167-3:2003 - Tuyère à long rayon 1624
2.9.2.3 ISO 5167-3:2003 - Venturi-tuyère 1630
2.9.2.4 ISO 5167-1:1991 - Tuyère ISA 1932 1636
2.9.2.5 ISO 5167-1:1991 - Tuyère à long rayon 1642
2.9.2.6 ISO 5167-1:1991 - Venturi-tuyère 1648
2.9.2.7 CRANE - Tuyère 1654
2.9.3 Tube de Venturi de mesure de débit 1660
2.9.3.1 ISO 5167-4:2003 - Tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie 1661
2.9.3.2 ISO 5167-4:2003 - Tube de Venturi classique à convergent usiné 1666
2.9.3.3 ISO 5167-4:2003 - Tube de Venturi classique à convergent en tôle brute soudée 1671
2.9.3.4 ISO 5167-1:1991 - Tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie 1676
2.9.3.5 ISO 5167-1:1991 - Tube de Venturi classique à convergent usiné 1681
2.9.3.6 ISO 5167-1:1991 - Tube de Venturi classique à convergent en tôle brute soudée 1686
2.10 Vannes 1691
2.10.1 Vanne à boisseau sphérique 1692
2.10.1.1 IDELCHIK 1693
2.10.1.2 MILLER 1698
2.10.1.3 Fabricant 1703
2.10.1.4 Utilisateur 1709
2.10.2 Vanne à papillon 1715
2.10.2.1 IDELCHIK 1716
2.10.2.2 MILLER type A 1721
2.10.2.3 MILLER type B 1726
2.10.2.4 MILLER type C 1731
2.10.2.5 Fabricant 1736
2.10.2.6 Utilisateur 1742
2.10.3 Vanne à soupape 1748
2.10.3.1 IDELCHIK 1749
2.10.3.2 MILLER 1754
2.10.3.3 Fabricant 1759
2.10.3.4 Utilisateur 1766
2.10.4 Vanne à soupape à tige inclinée 1773
2.10.4.1 IDELCHIK 1774
2.10.4.2 MILLER 1779
2.10.4.3 Fabricant 1784
2.10.4.4 Utilisateur 1790
2.11 Clapets anti-retour 1796

2.11.1 Clapet anti-retour à simple battant 1797
2.11.1.1 Fabricant 1798
2.11.1.2 Utilisateur 1803
2.11.2 Clapet anti-retour à double battants 1808
2.11.2.1 Fabricant 1809
2.11.2.2 Utilisateur 1814
2.11.3 Clapet anti-retour axial 1819
2.11.3.1 Fabricant 1820
2.11.3.2 Utilisateur 1825
2.11.4 Clapet anti-retour à boule 1830
2.11.4.1 Fabricant 1831
2.11.4.2 Utilisateur 1836
2.11.5 Clapet anti-retour à membrane 1841
2.11.5.1 Fabricant 1842
2.11.5.2 Utilisateur 1847
2.11.6 Clapet de pied crépine 1852
2.11.6.1 Fabricant 1853
2.11.6.2 Utilisateur 1858
2.12 Filtres 1863
2.12.1 Filtre à panier 1864
2.12.1.1 Fabricant 1865
2.12.1.2 Utilisateur 1870
2.12.2 Filtre Y 1875
2.12.2.1 Fabricant 1876
2.12.2.2 Utilisateur 1881
2.13 Formules générales 1886
2.13.1 Formules générales - Section circulaire 1887
2.13.2 Formules générales - Section rectangulaire 1891
2.14 Dimensionnement rapide de pompe 1896
2.14.1 Configuration 1 1898
2.14.2 Configuration 2 1908
2.14.3 Configuration 3 1918
2.14.4 Configuration 4 1928

1. A propos de ...

HydrauCalc

Logiciel de calculs d'écoulement de fluide et de perte de pression dans les tuyaux et les éléments de tuyauterie tels que coudes, réductions, tés, vannes, diaphragmes, etc.

Brève description :

HydrauCalc est une application logicielle qui permet de modéliser et calculer, avec précision, les écoulements stabilisés dans les tuyaux et les éléments de tuyauterie (écoulement laminaire et turbulent).

La perte de friction est calculée à l'aide de la méthode Darcy-Weisbach, qui fournit des résultats précis pour les fluides non compressibles (liquides). Cette méthode fournit également des résultats satisfaisants d'une précision raisonnable pour les fluides compressibles (gaz) lorsque la vitesse d'écoulement est inférieure à un nombre de Mach inférieur à 0,2 soit 70 m/s pour de l'air à température et pression normales (réf : Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller).

Les coefficients de frottement peuvent être calculés en utilisant diverses formulations : Colebrook-White, Swamee-Jain Equation … et plus de 40 autres corrélations publiées par des scientifiques reconnus (dans le but de comparaison des résultats).

HydrauCalc fonctionne sous l'environnement Windows et possède une interface intuitive.

Le logiciel comporte ses propres bases de données (fluides liquides et gazeux, diamètres standards et rugosités de tuyauterie). Les utilisateurs peuvent également ajouter leurs propres caractéristiques de fluide et leurs diamètres de tuyauterie.

Les unités peuvent être sélectionnées individuellement ou par systèmes d'unité. Plus de 300 unités usuellement utilisées dans les calculs hydrauliques sont intégrées à HydrauCalc. Le moteur de conversion d'unité est dynamique et convertit automatiquement les valeurs lors de la modification des unités.

Assurance qualité :

HydrauCalc est livré avec un document qui fournit une comparaison des résultats du logiciel avec une série d'exemples publiés dans des références bien connues et respectées. Les exemples d'analyse hydraulique incluent les calculs de débit, de chute de pression et de dimensionnement des conduites pour des fluides compressibles et incompressibles.

Les résultats obtenus par le logiciel HydrauCalc sont très proches des résultats publiés.

Langage d'interface :

Les interfaces graphiques sont disponibles en français, anglais et espagnol.

Sauvegarde d'un calcul :

Pour chaque élément de tuyauterie, les données de calcul peuvent être sauvegardées et réutilisées ultérieurement.

Licence :

HydrauCalc est gratuit pour une utilisation privée, éducative, commerciale ou professionnelle. HydrauCalc est la propriété de François Corre.

Accord de l'utilisateur :

Ce logiciel est fourni "tel quel" sans garantie d'aucune sorte. L'auteur et le distributeur déclinent toutes les garanties et ne sont pas responsables des dommages de toute nature. Si vous n'êtes pas d'accord avec cela, ou si ce type d'accord n'est pas autorisé dans votre région, vous ne pouvez pas utiliser ce logiciel.

Copyright :

Le logiciel HydrauCalc, qui comprend le programme exécutable et toute sa documentation, est Copyright © 2017-2024 de François Corre.

2. Description des composants

Composants

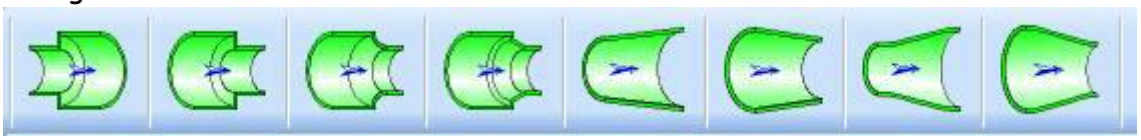
Cette section décrit chacun des composants qui peuvent être modélisés et calculés.

Les composants sont regroupés par type de composants dans des sous-sections. Ces sous-sections sont organisées dans le même ordre que dans la barre des composants :

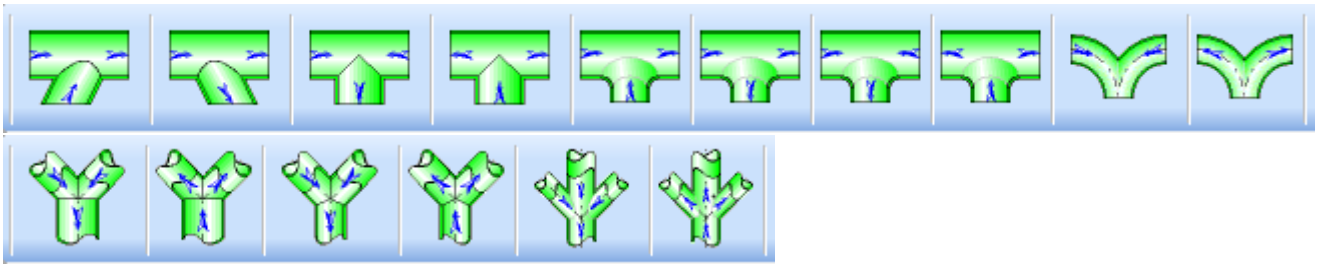
- Tuyaux rectilignes

- Coudes

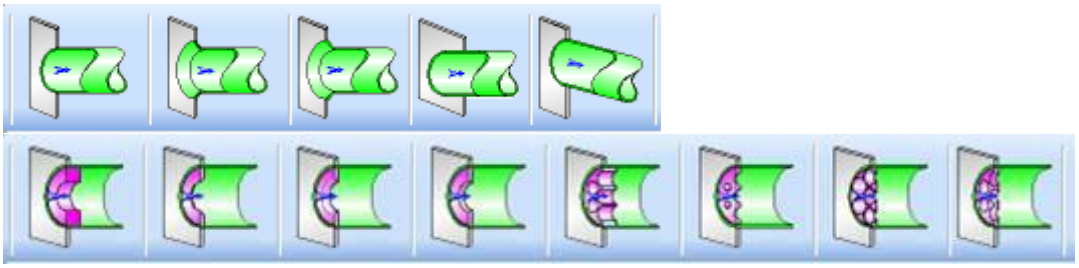
- Changements de section



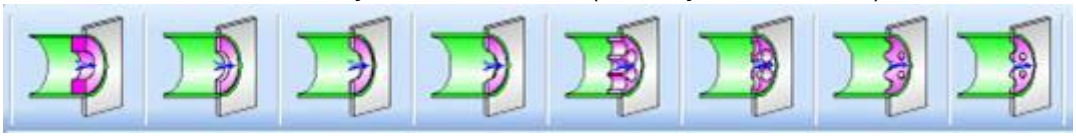
- Bifurcations



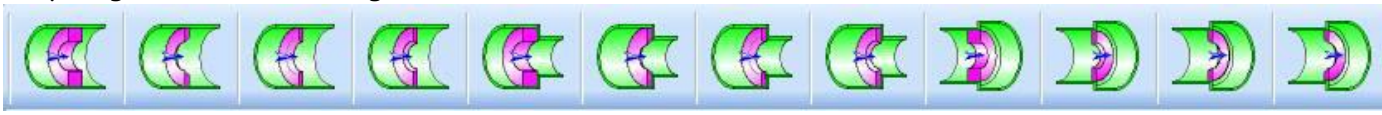
- Entrées de circuit

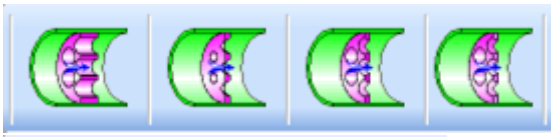


- Sorties de circuit

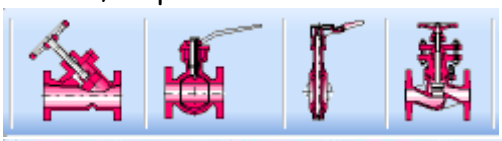


- Diaphragmes, Grilles et Organes de mesure de débit

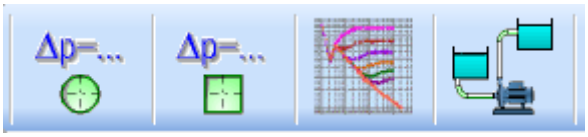




- Vannes, Clapets anti retour et Filtres



- Divers



Les composants sont appelés à l'aide de la Barre des composants.

En général, chaque composant possède plusieurs méthodes de calcul qui sont issues de différents ouvrages de référence. Pour tous les composants, chaque méthode de calcul est détaillée et comprend :

- Une description de la méthode utilisée
- La formulation mathématique du modèle
- La nomenclature utilisée pour les équations
- Le domaine de validité de la formulation
- Un exemple d'application
- La ou les références bibliographiques utilisées pour la modélisation

On emploiera dans cette section, autant que possible, la notation relative aux références citées.

2.1 Tuyaux rectilignes

Cette sous-section regroupe l'ensemble des tuyaux rectilignes qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de tuyau rectiligne disponibles sont :

- Tuyau rectiligne - Section circulaire

- Tuyau rectiligne - Section rectangulaire

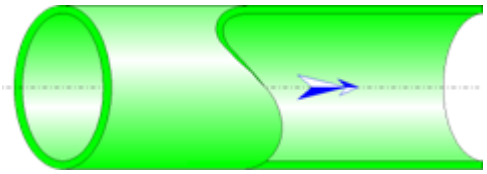
- Tuyau rectiligne - Section triangulaire

- Tuyau rectiligne - Section annulaire

2.1.1 Tuyau rectiligne - Section circulaire

Tuyau rectiligne

Section circulaire



Pour calculer les pertes de pression par friction dans les tuyaux rectilignes, l'équation de Darcy Weisbach est utilisée pour toutes les méthodes de calcul proposées, à l'exemption de la méthode HAZEN-WILLIAMS.

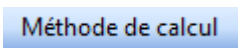
Pour le calcul du coefficient de friction, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des 5 relations disponibles suivantes, en fonction de la rugosité des parois intérieures :

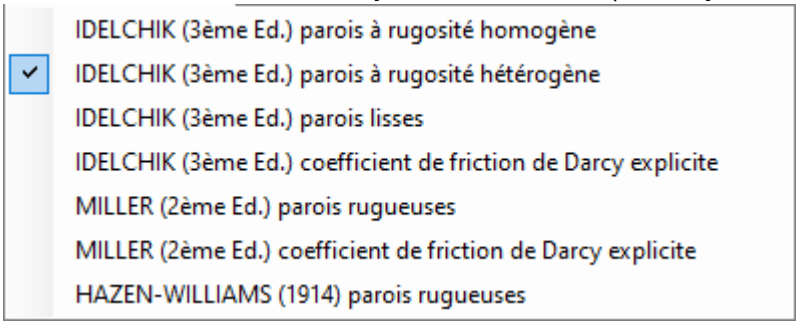
- Tuyauterie à rugosité homogène (rugosité uniforme - tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à rugosité hétérogène (tuyauterie de type industrielle) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois lisses - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois rugueuses - Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Tuyauterie à parois rugueuses – Hazen-Williams

Il est également possible de renseigner de manière explicite la valeur du coefficient de friction. Ceci est utile dans le cas où l'on souhaite comparer les résultats avec une autre formulation du coefficient de friction (Equation de Haaland par exemple). La saisie du coefficient de friction est disponible pour les références suivantes :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Tuyauterie à rugosité hétérogène ».



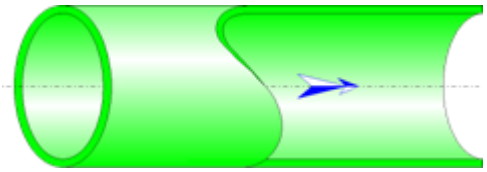

IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité homogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité hétérogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois lisses
IDELCHIK (3ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite
MILLER (2ème Ed.) parois rugueuses
MILLER (2ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite
HAZEN-WILLIAMS (1914) parois rugueuses

2.1.1.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène)

Tuyau rectiligne

Section circulaire et parois à rugosité homogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée uniforme (tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation de Nikuradse (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

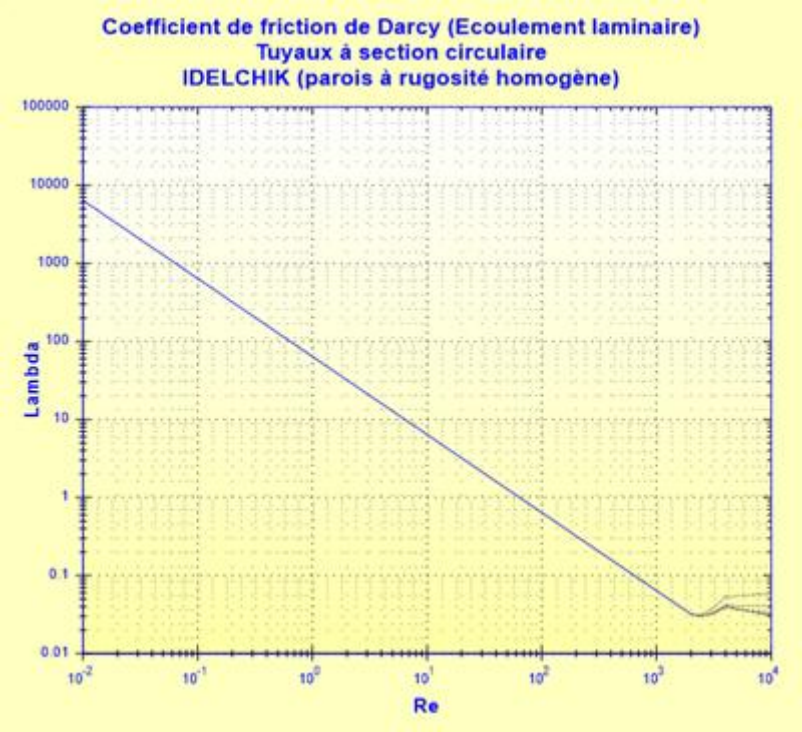
$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

équation de Nikuradze

$$\lambda = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \cdot \log(\mathrm{Re} \cdot \sqrt{\lambda}) + c_1 \cdot \log(\overline{\Delta})\right]^2}$$

([1] diagramme 2.2)

où les valeurs de a_1, b_1 et c_1 sont données ci-dessous :

$\overline{\Delta} \cdot \mathrm{Re} \cdot \sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1
3.6 - 10	-0.800	2.000	0.000
10 - 20	0.068	1.130	-0.870
20 - 40	1.538	0.000	-2.000
40 - 191.2	2.471	-0.588	-2.588
> 191.2	1.138	0.000	-2.000

Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

$$\mathrm{Re'}_{lim} = \frac{26.9}{\overline{\Delta}^{1.143}}$$

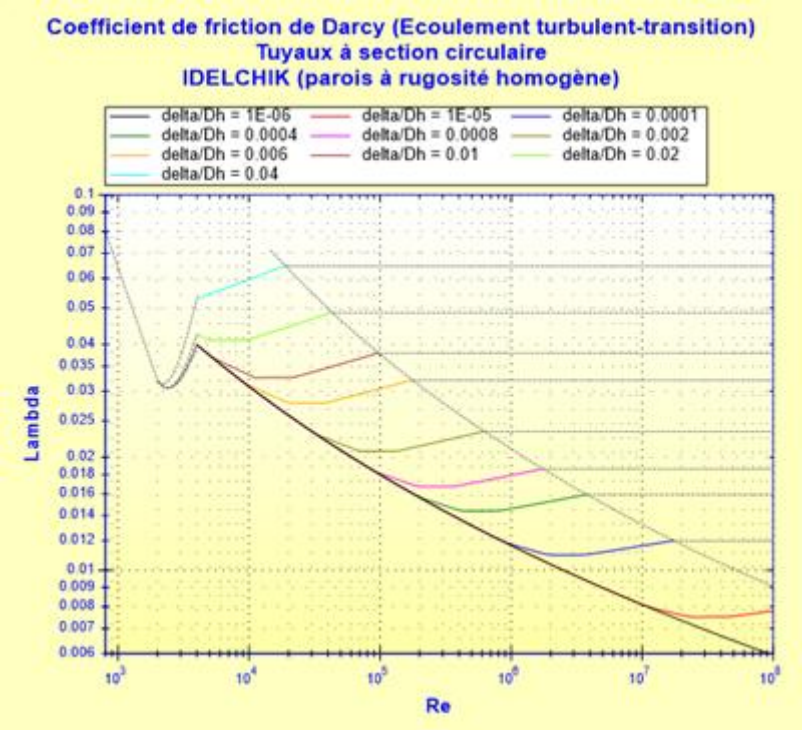
([1] §2.17)

Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

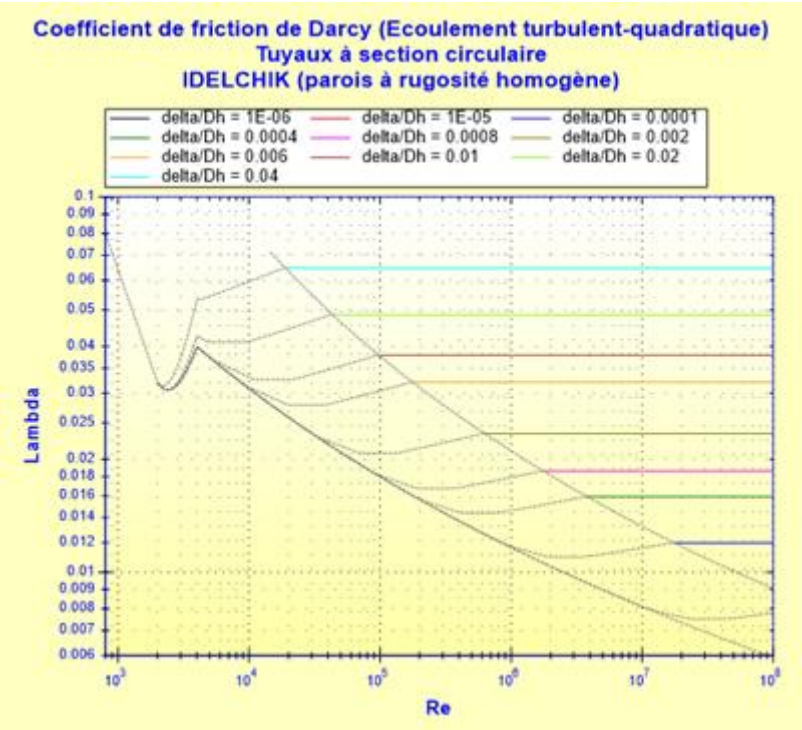
$$\mathrm{Re''}_{lim} = \frac{217.6 - 382.4 \cdot \log(\overline{\Delta})}{\overline{\Delta}}$$

([1] diagramme 2.2)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

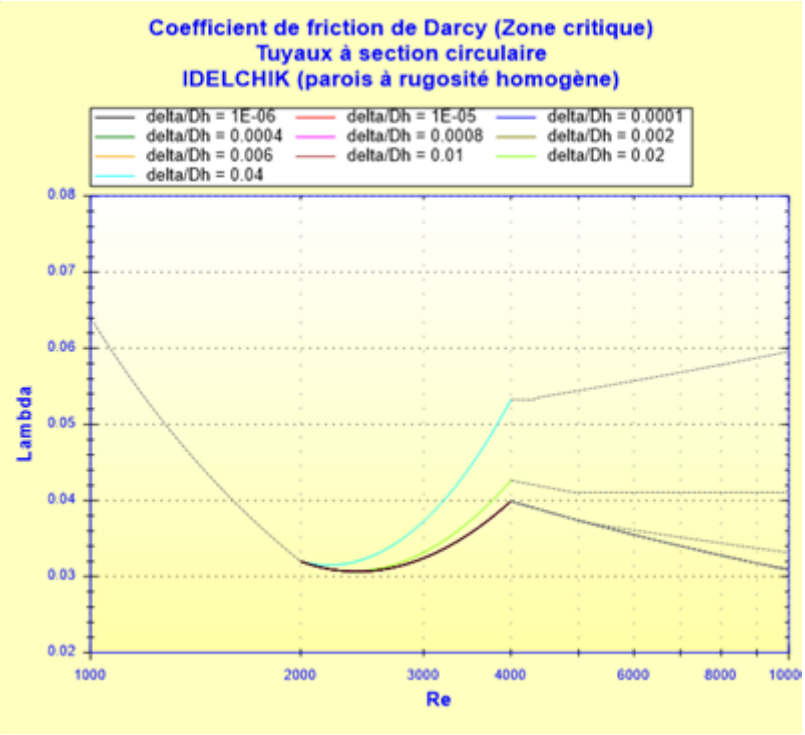
interpolation linéaire

$$\lambda = \lambda_L \cdot \left(1 - \frac{Re - 2000}{2000}\right) + \lambda_T \cdot \left(\frac{Re - 2000}{2000}\right)$$

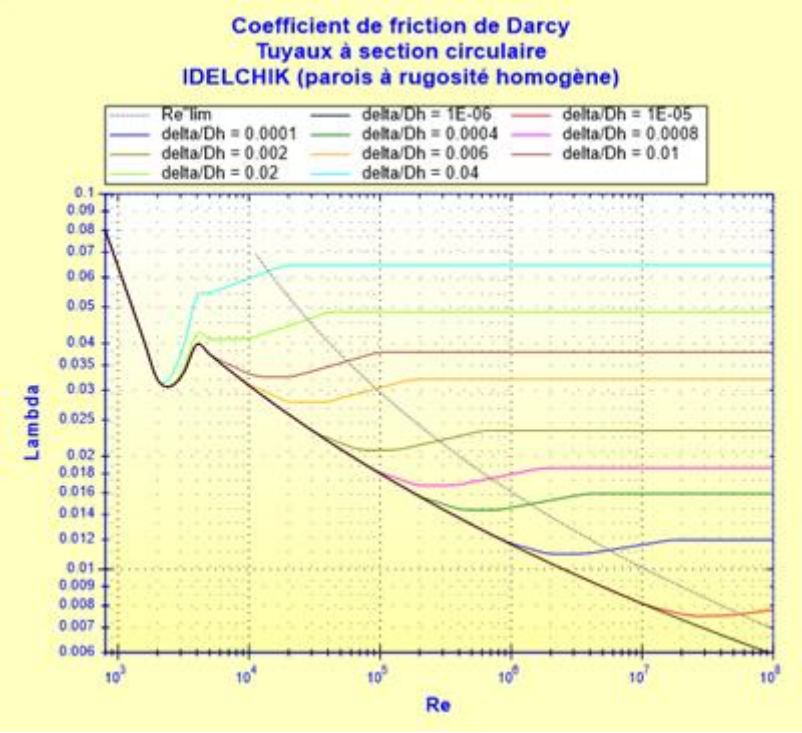
avec :

λ_L = coefficient de friction laminaire obtenu avec Re = 2000

λ_T = coefficient de friction turbulent obtenu avec Re = 4000



■ tous régimes d'écoulement :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] équation 2-2)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

([1] équation 2-2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Re'_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()
Re''_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du tuyau ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

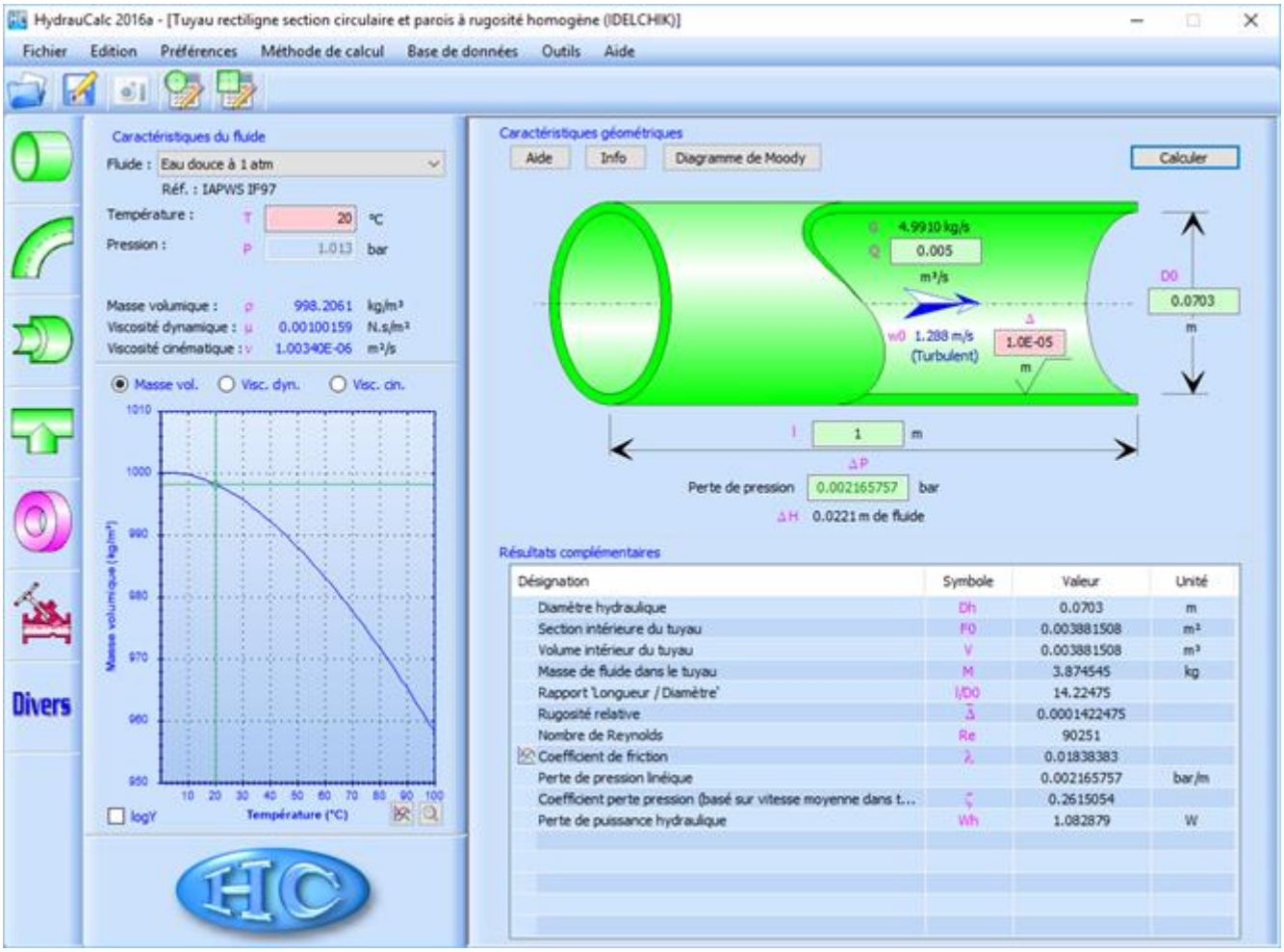
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- $\overline{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



Références :

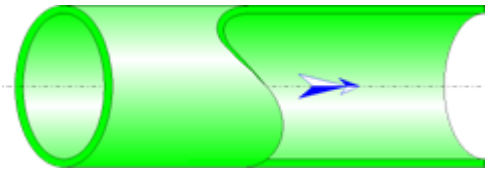
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.1.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène)

Tuyau rectiligne

Section circulaire et parois à rugosité hétérogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée hétérogène (tuyauterie de type industrielle).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation implicite de Colebrook-White (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

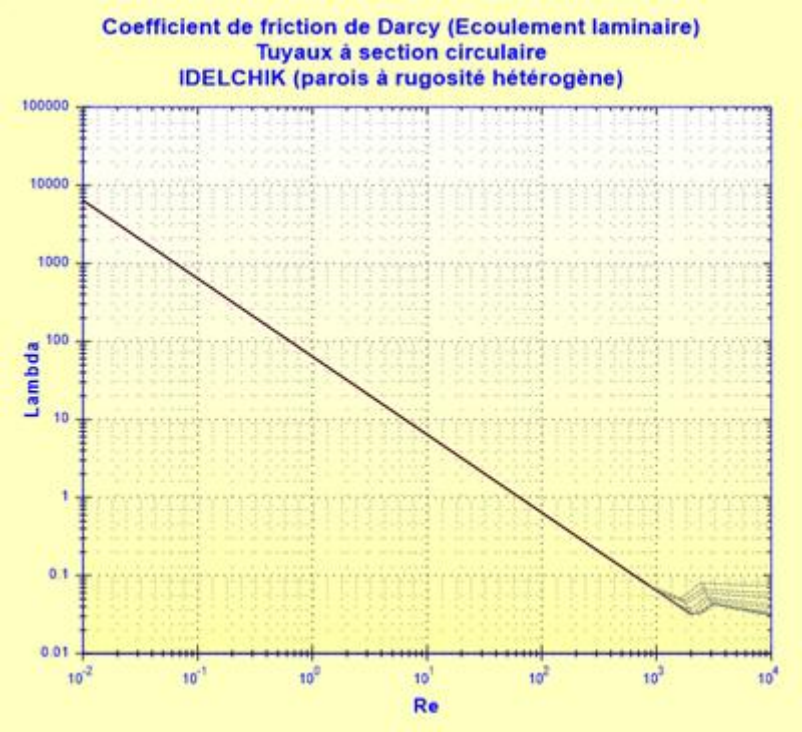
$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire ($Re \leq Re_0$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète ($Re \geq Re_2$) :

équation de Colebrook-White

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$

([1] diagramme 2.4)

Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

$$Re'_{lim} = \frac{15}{\overline{\Delta}}$$

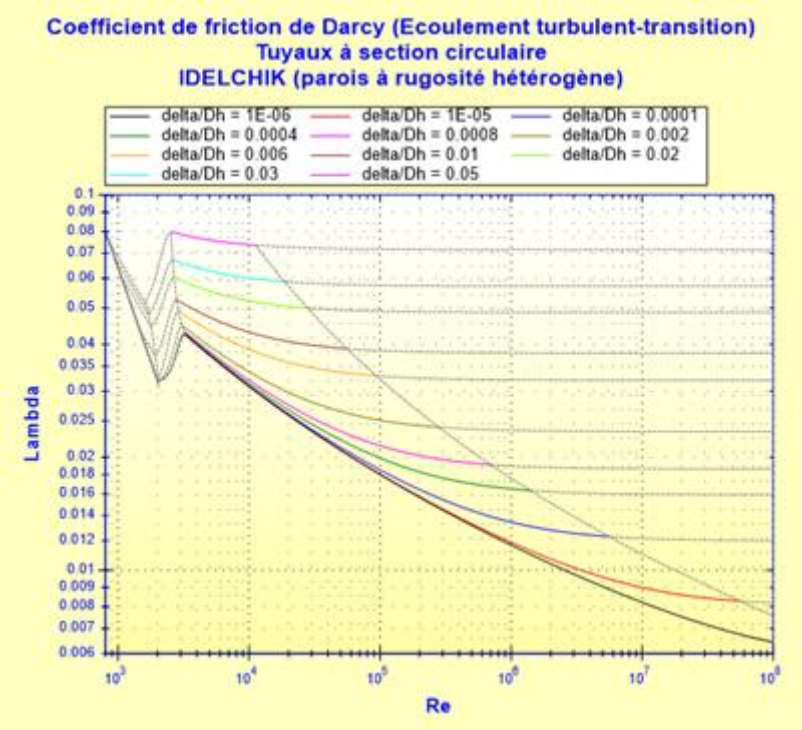
([1] §2.23)

Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

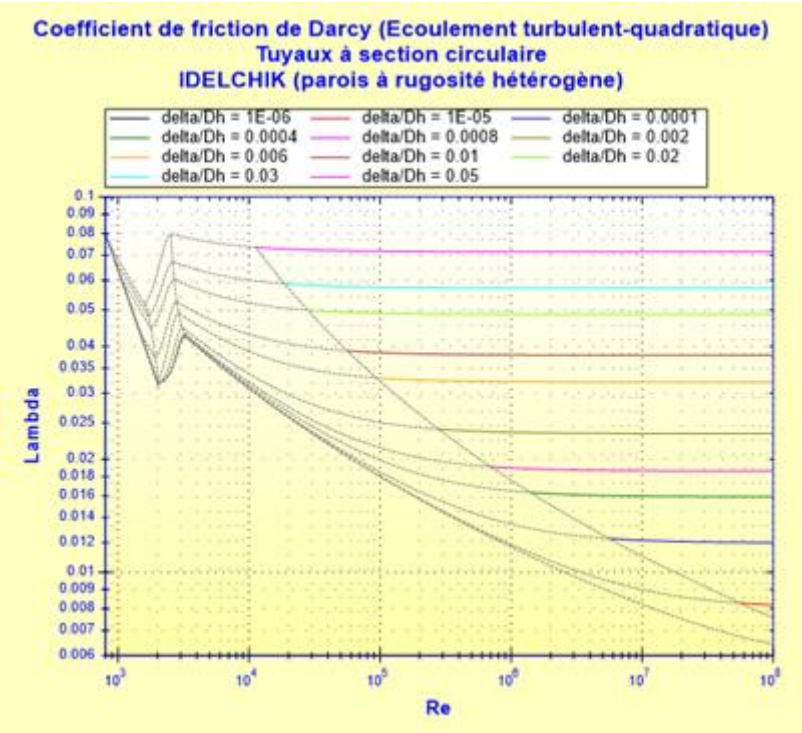
$$Re''_{lim} = \frac{560}{\overline{\Delta}}$$

([1] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique ($Re_0 < Re < Re_2$) :

$$\lambda = f(\mathrm{Re}, \overline{\Delta})$$

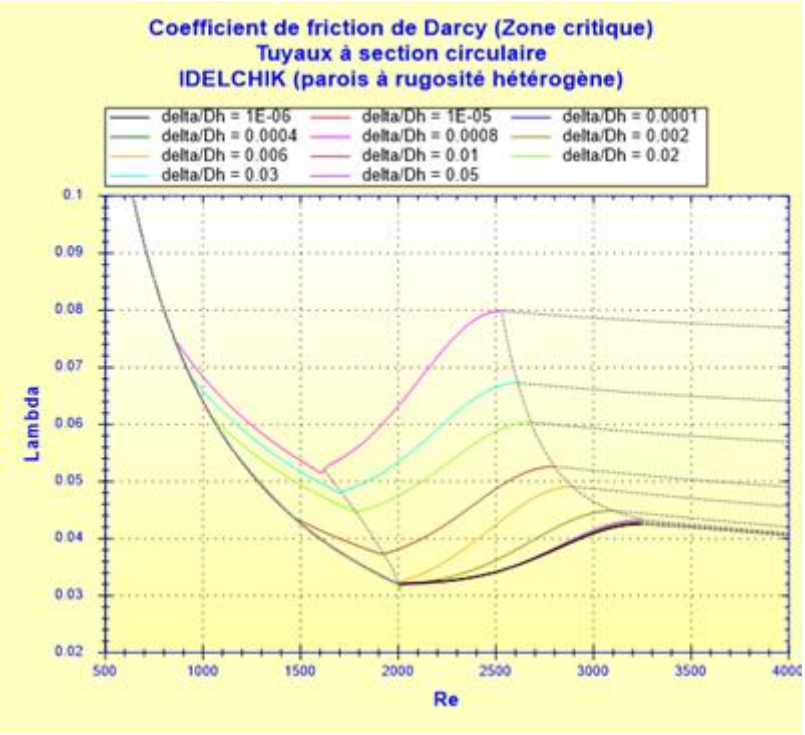
([1] diagramme 2.3)

Nombre de Reynolds de début de la zone critique :

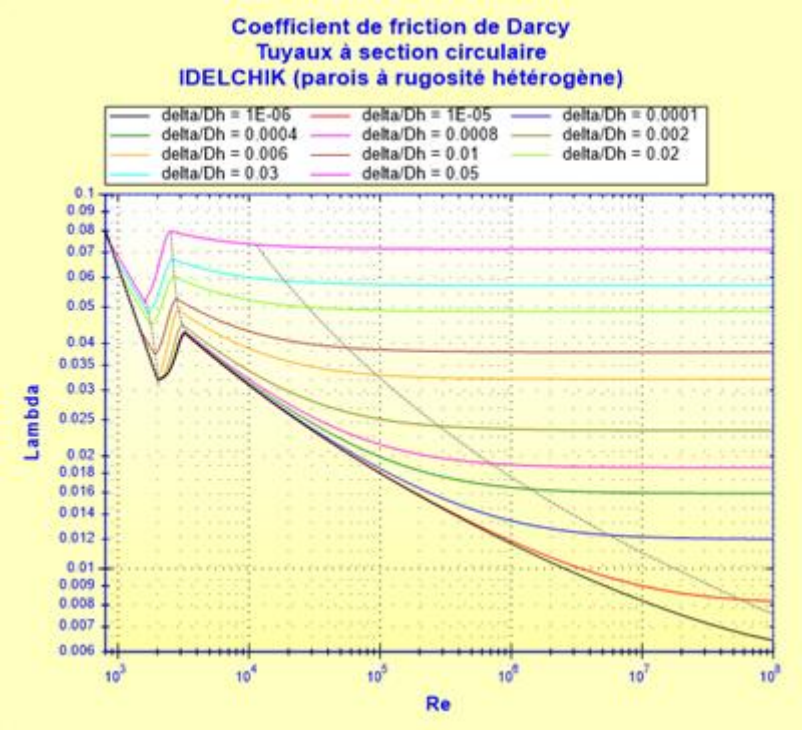
$$Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0.0065}{\overline{\Delta}}\right)$$ ([1] §2.21)

Nombre de Reynolds de fin de la zone critique :

$$Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\overline{\Delta}}\right)^{0.0635}$$ ([1] §2.22)



■ tous régimes d'écoulement :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] équation 2-2)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] équation 2-2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h Diamètre hydraulique (m)

D_0 Diamètre intérieur (m)

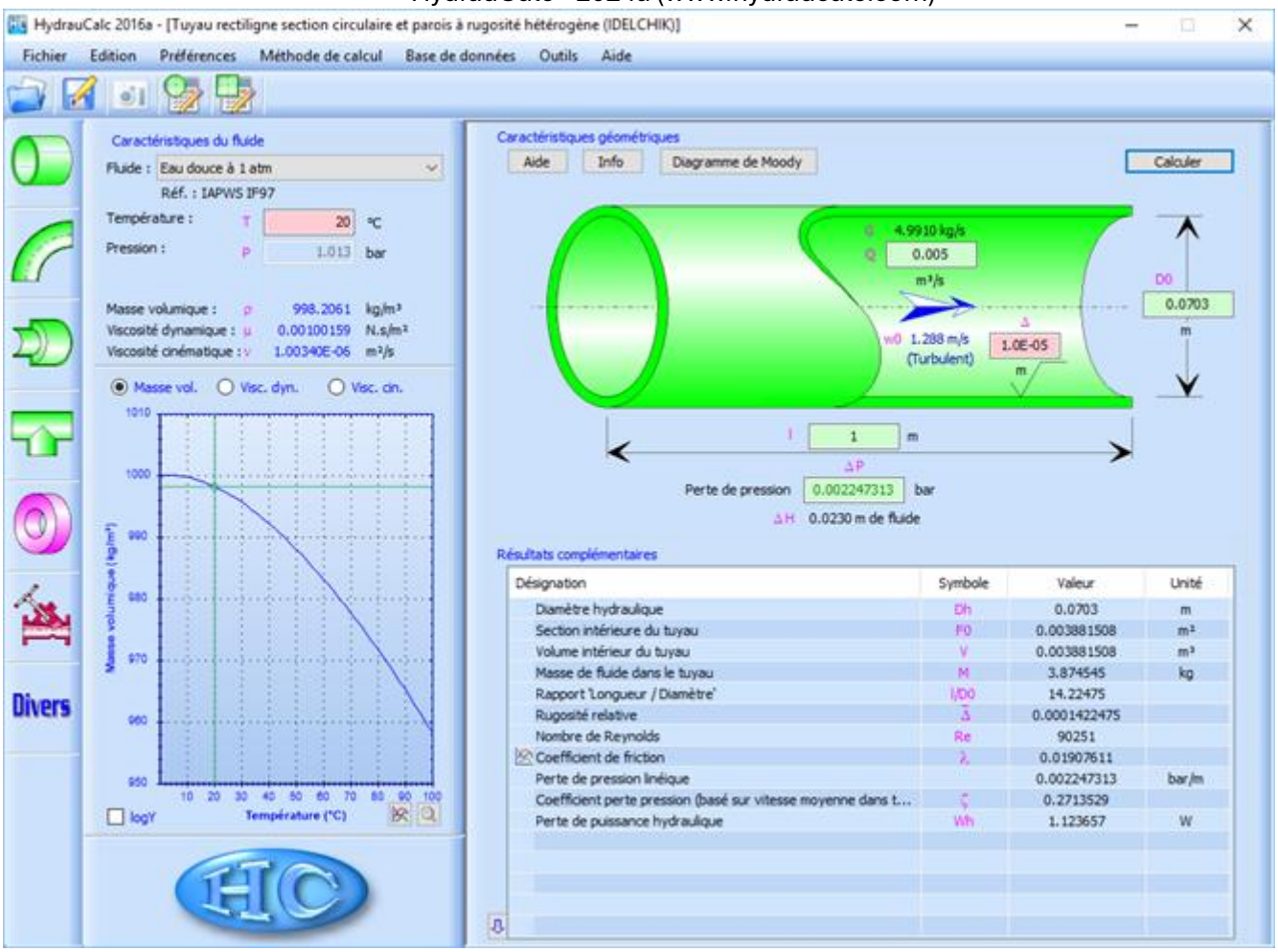
F_0 Section transversale de passage (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Re_0	Nombre de Reynolds de début de la zone critique ()
Re_2	Nombre de Reynolds de fin de la zone critique ()
Re'_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()
Re''_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du tuyau ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- $\bar{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

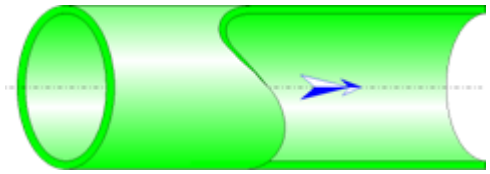
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.1.3 IDELCHIK (parois lisses)

Tuyau rectiligne

Section circulaire et parois lisses

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La paroi intérieure de la tuyauterie est supposée totalement lisse (sans rugosité).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille,
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Filonenko et Althsul,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

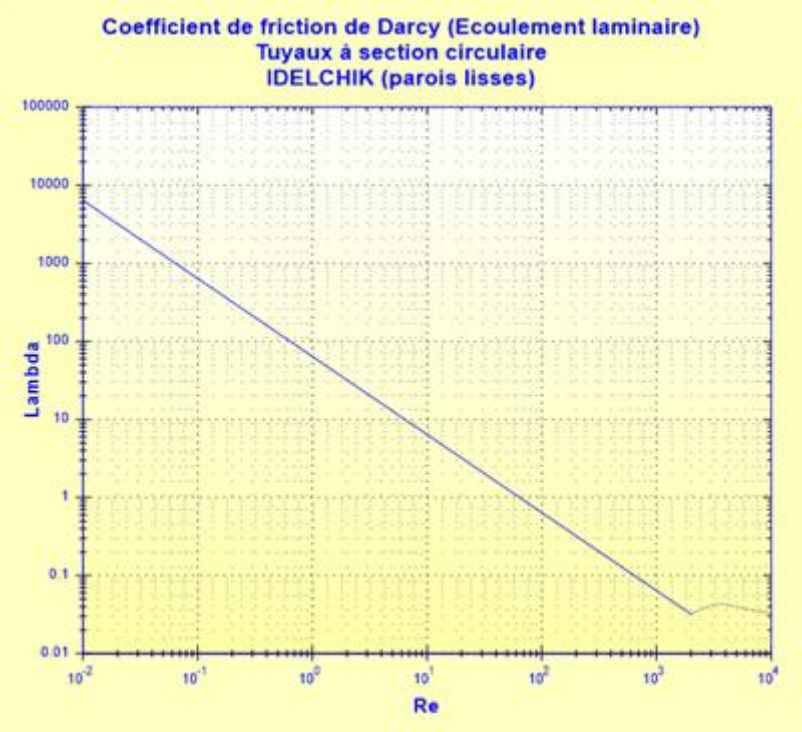
$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)

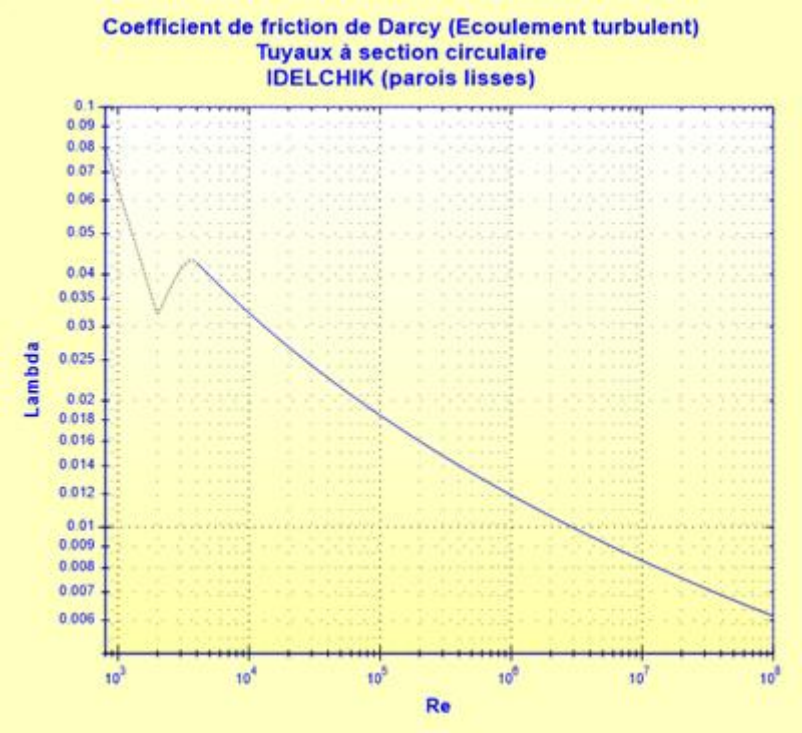


■ régime turbulent (Re ≥ 4000) :

équation de Filonenko et Althsul

$$\lambda = \frac{1}{[1.8 \cdot \log(Re) - 1.64]^2}$$

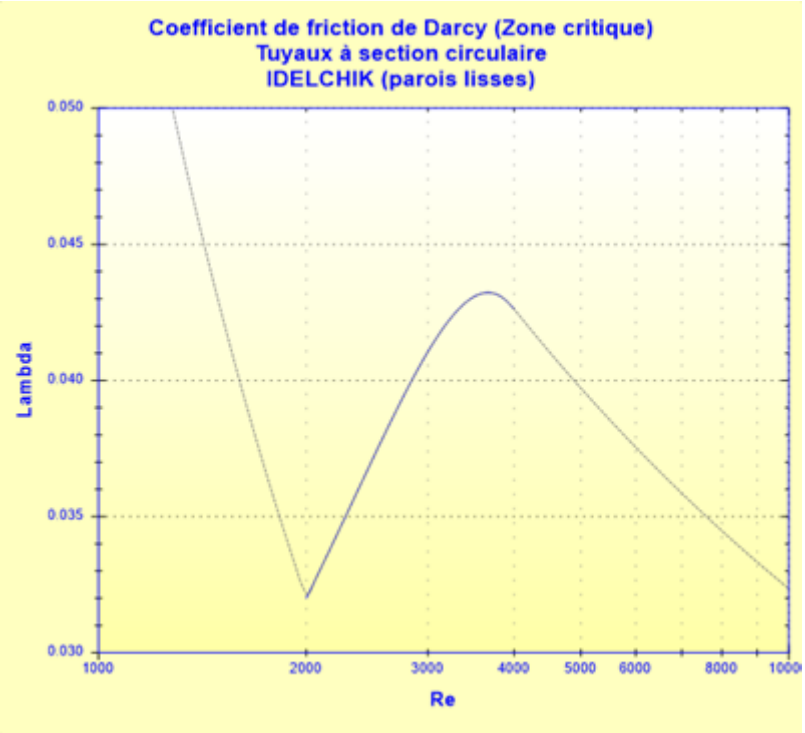
([1] diagramme 2.1)



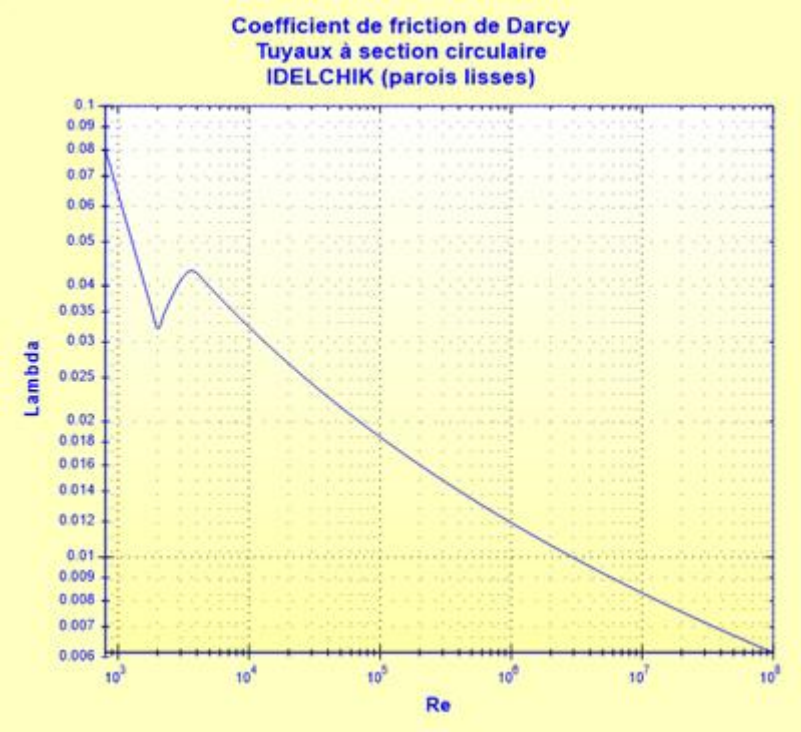
■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

interpolation entre régimes laminaire et turbulent

$\lambda = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.1)



■ tous régimes d'écoulement :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] équation 2-2)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

([1] équation 2-2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

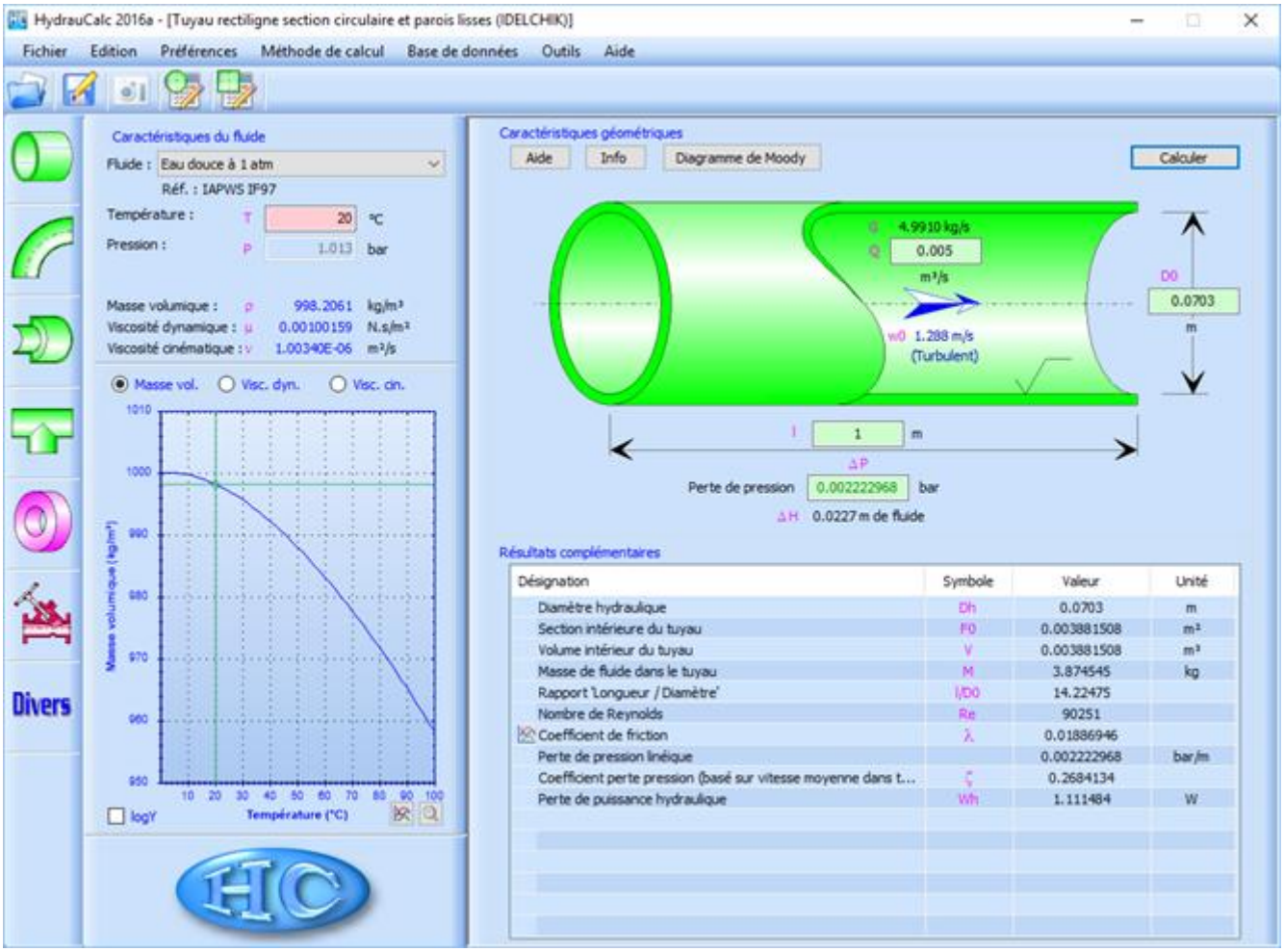
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

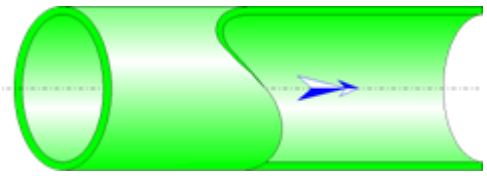
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.1.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^{\,2}}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] équation 2-2)

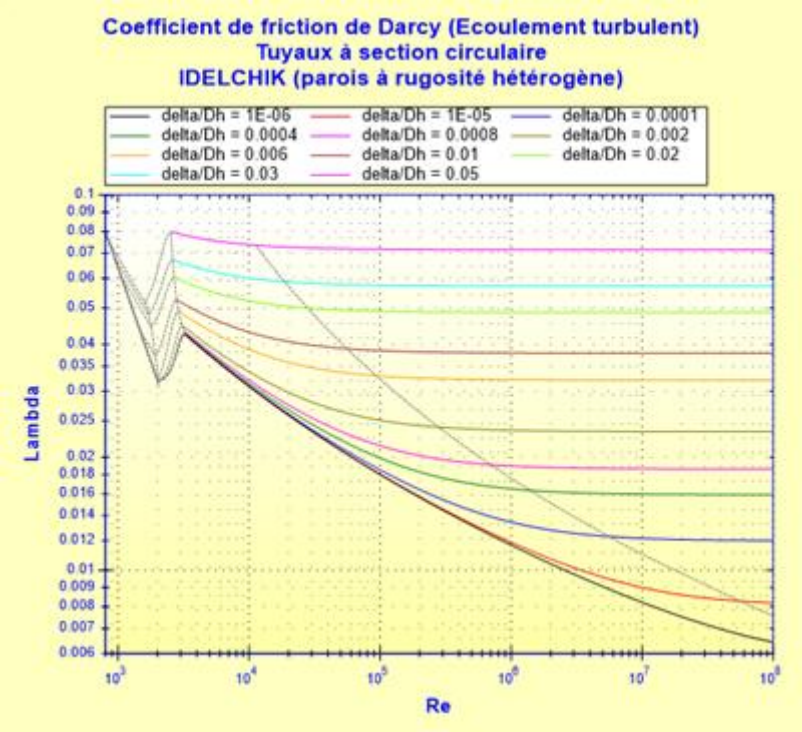
Rugosité relative équivalente (régime turbulent - Re $\geq$ 4000) :

Equation de Colebrook-White

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$

([1] diagramme 2.4)

où $\overline{\Delta}$ est calculé par résolution de l'équation.



Rugosité absolue équivalente (m) :

$$\Delta = \overline{\Delta} \cdot D_h$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] équation 2-2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

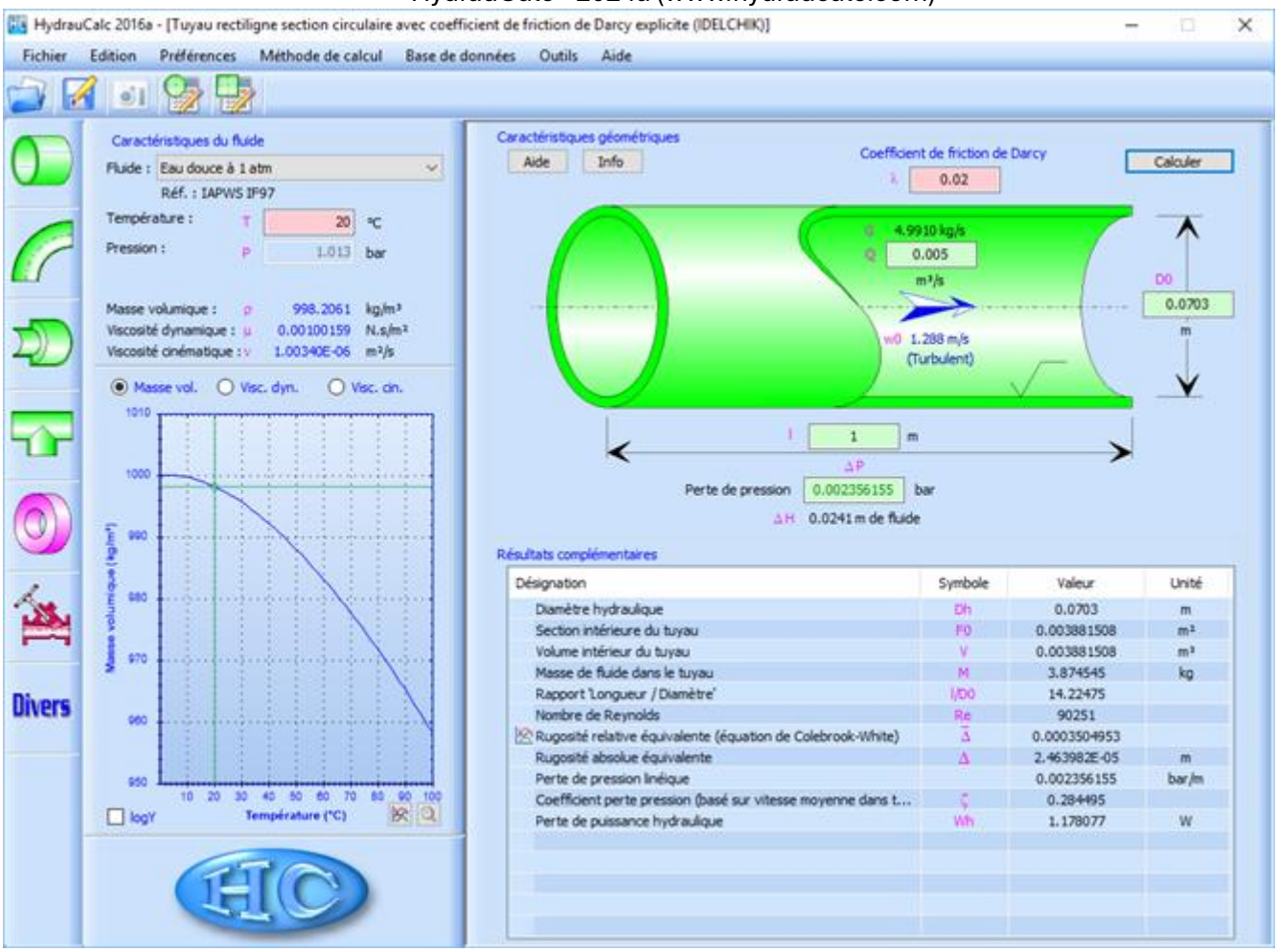
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)

G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δ	Rugosité absolue équivalente des parois (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative équivalente des parois ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement critique et turbulent ($2\ 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



Références :

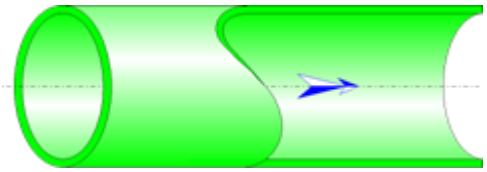
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.1.5 MILLER (parois rugueuses)

Tuyau rectiligne

Section circulaire et parois rugueuses

(MILLER)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Swamee-Jain (dépendant de la valeur de la rugosité relative), l'équation explicite de Swamee-Jain est une approximation de l'équation implicite de Colebrook-White,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

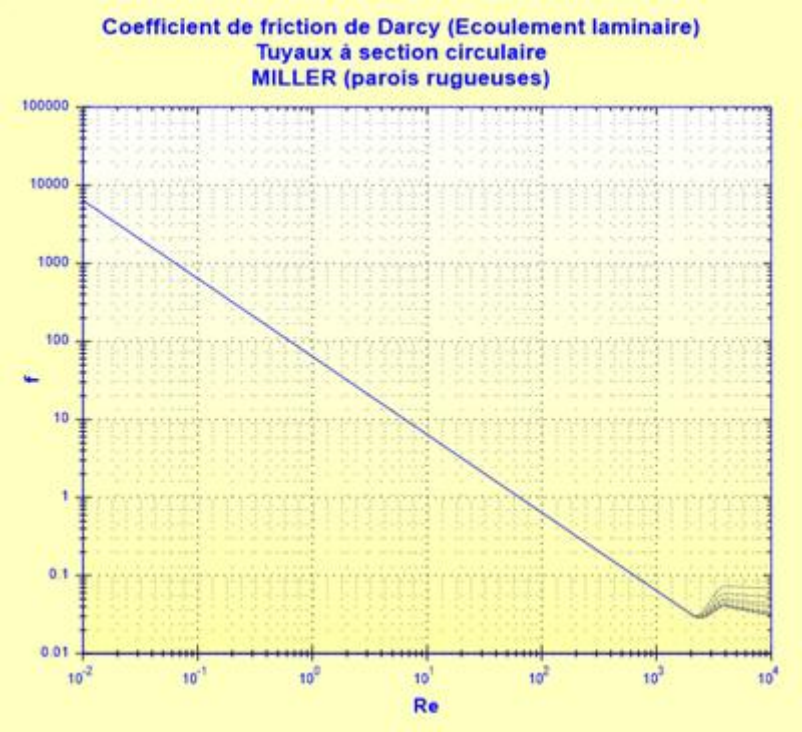
$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$f = \frac{64}{Re}$$ ([1] équation 8.7)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

équation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{\mathrm{Re}^{0.9}}\right)\right]^2}$$

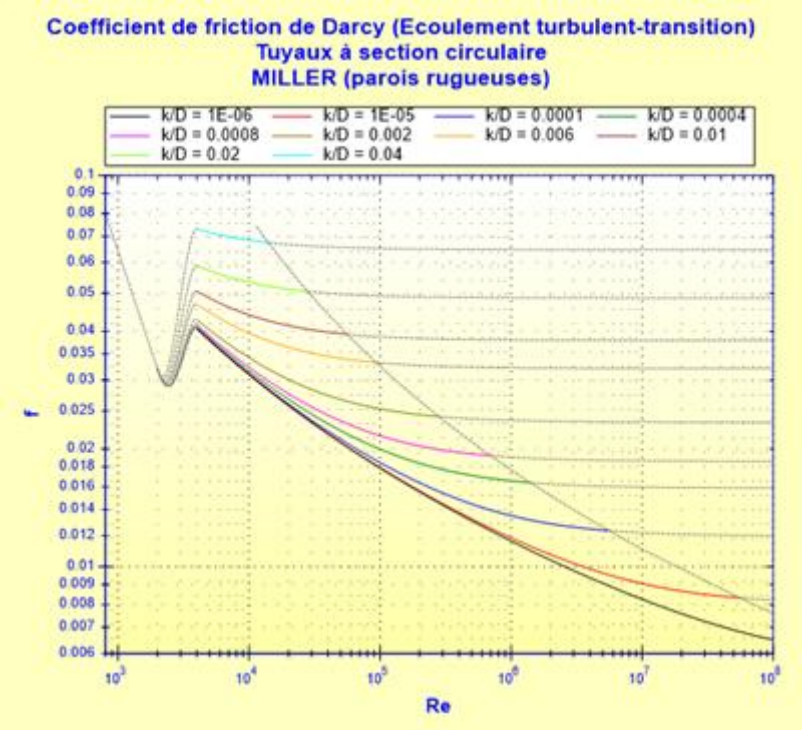
([1] équation 8.4)

nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

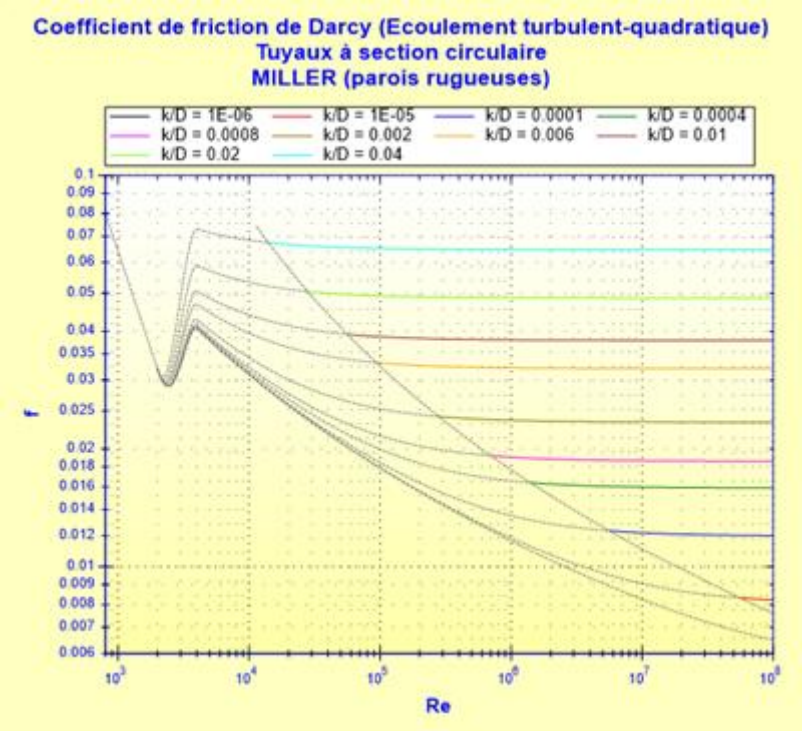
$$\mathrm{Re''}_{lim} = \frac{560}{\overline{\Delta}}$$

([2] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

interpolation cubique

$$f = (X1 + R \cdot (X2 + R \cdot (X3 + X4)))$$ ([3])

avec :

$$R = \frac{Re}{2000}$$

$$X1 = 7 \cdot FA - FB$$

$$X2 = 0.128 - 17 \cdot FA + 2.5 \cdot FB$$

$$X3 = -0.128 + 13 \cdot FA - 2 \cdot FB$$

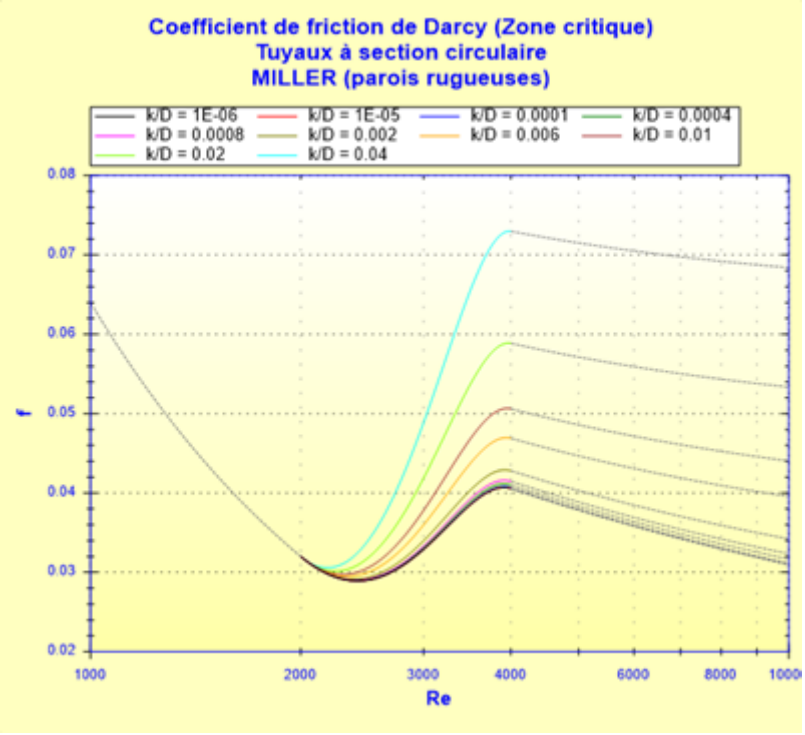
$$X4 = R \cdot (0.032 - 3 \cdot FA + 0.5 \cdot FB)$$

$$FA = Y3^{-2}$$

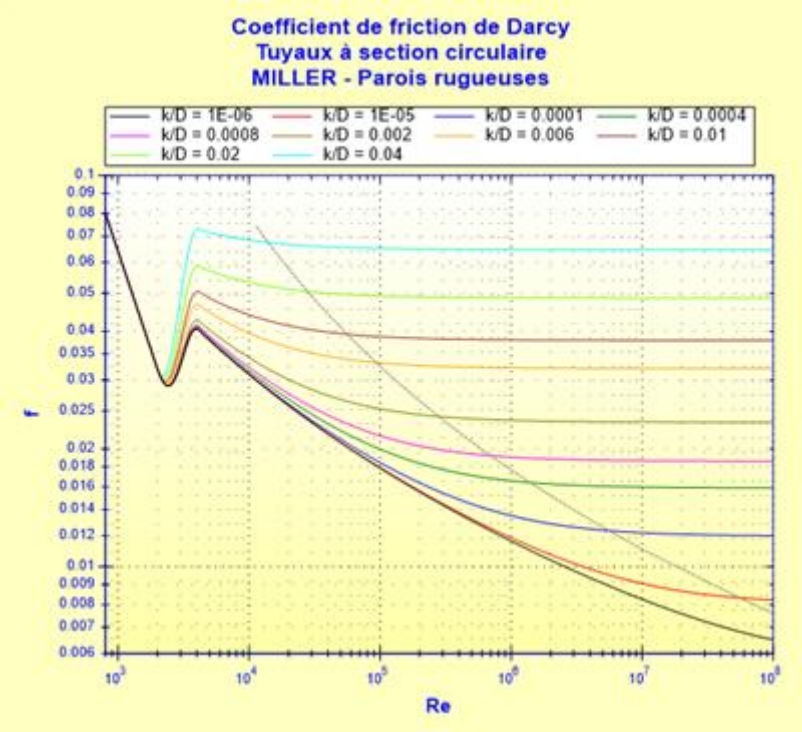
$$FB = FA \cdot \left(2 - \frac{0.00514215}{Y2 \cdot Y3}\right)$$

$$Y2 = \frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}$$

$$Y3 = -0.86859 \cdot ln\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{4000^{0.9}}\right)$$



■ tous régimes d'écoulement :



Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f \cdot \frac{L}{D}$$

([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

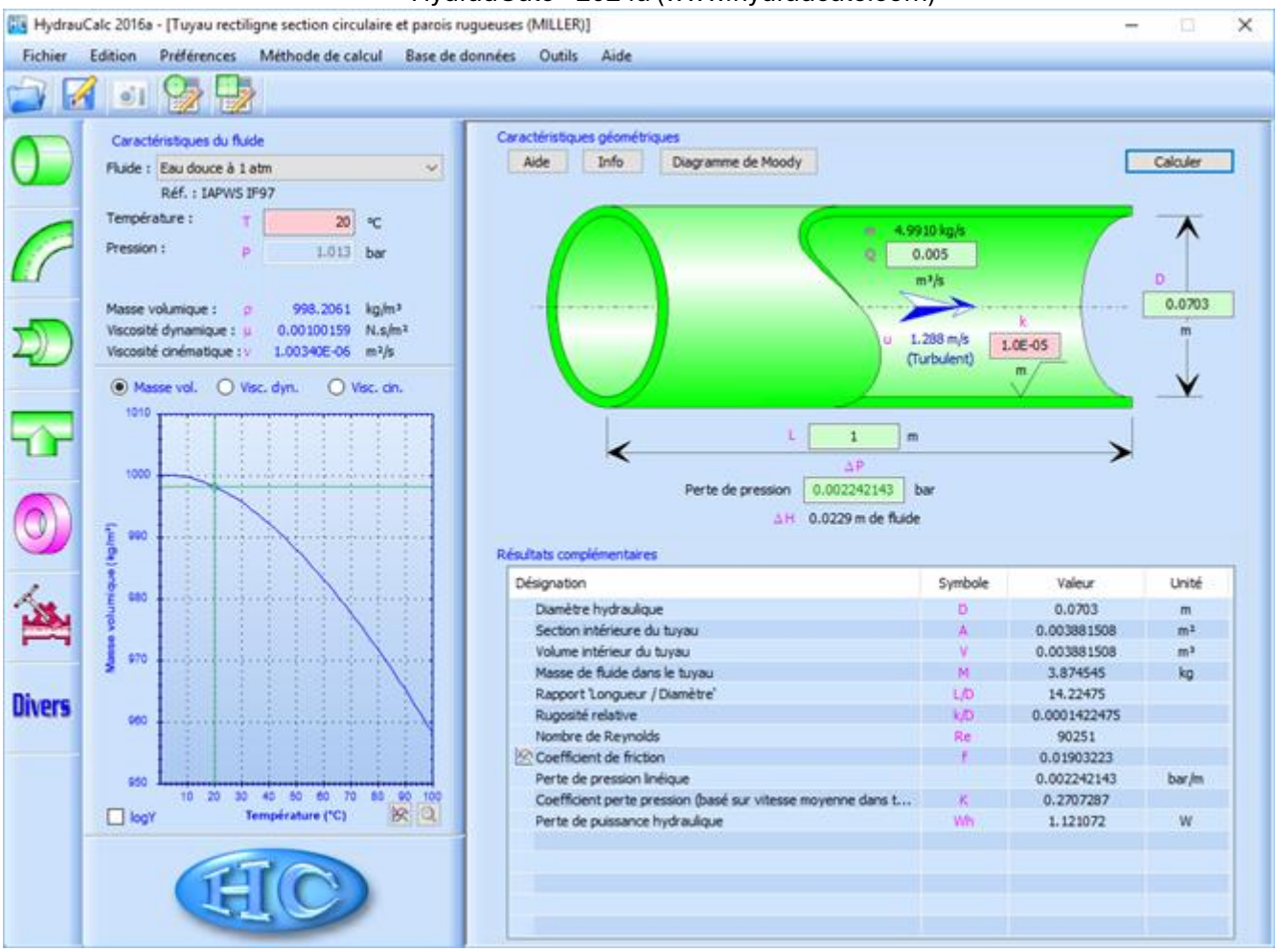
Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique(m)
d	Diamètre intérieur(m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
m	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Re''_{lim}	Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète ()
k	Rugosité absolue (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- $k/D \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



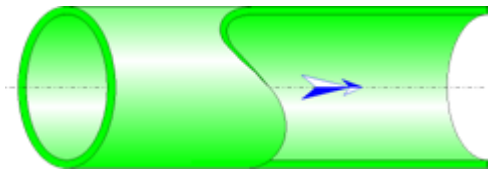
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

[2] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

[3] Dunlop (1991)

2.1.1.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f \cdot \frac{L}{D}$$

([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_f$$

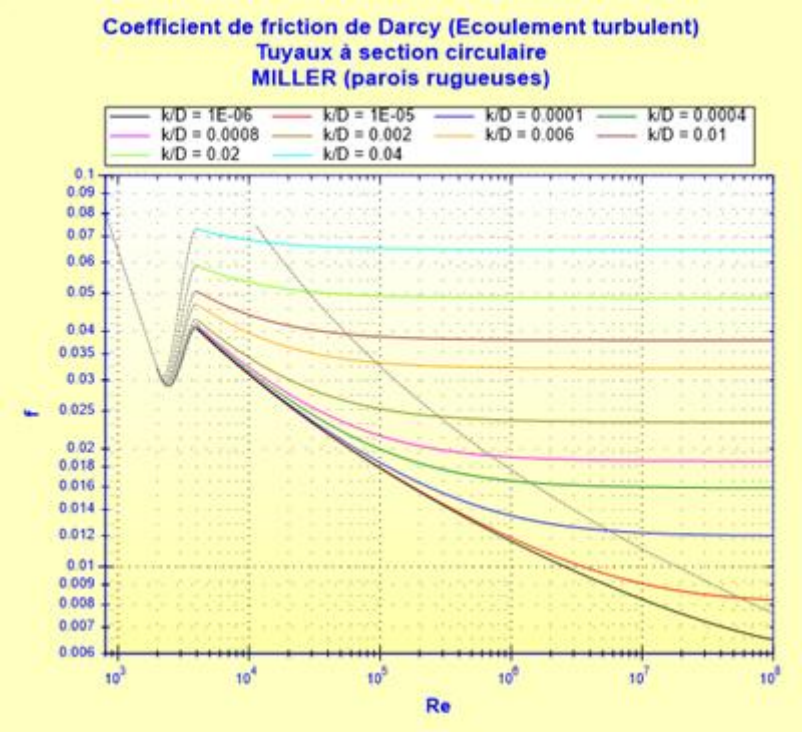
Rugosité absolue équivalente (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$

([1] équation 8.4)

où k est calculé par résolution de l'équation.



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

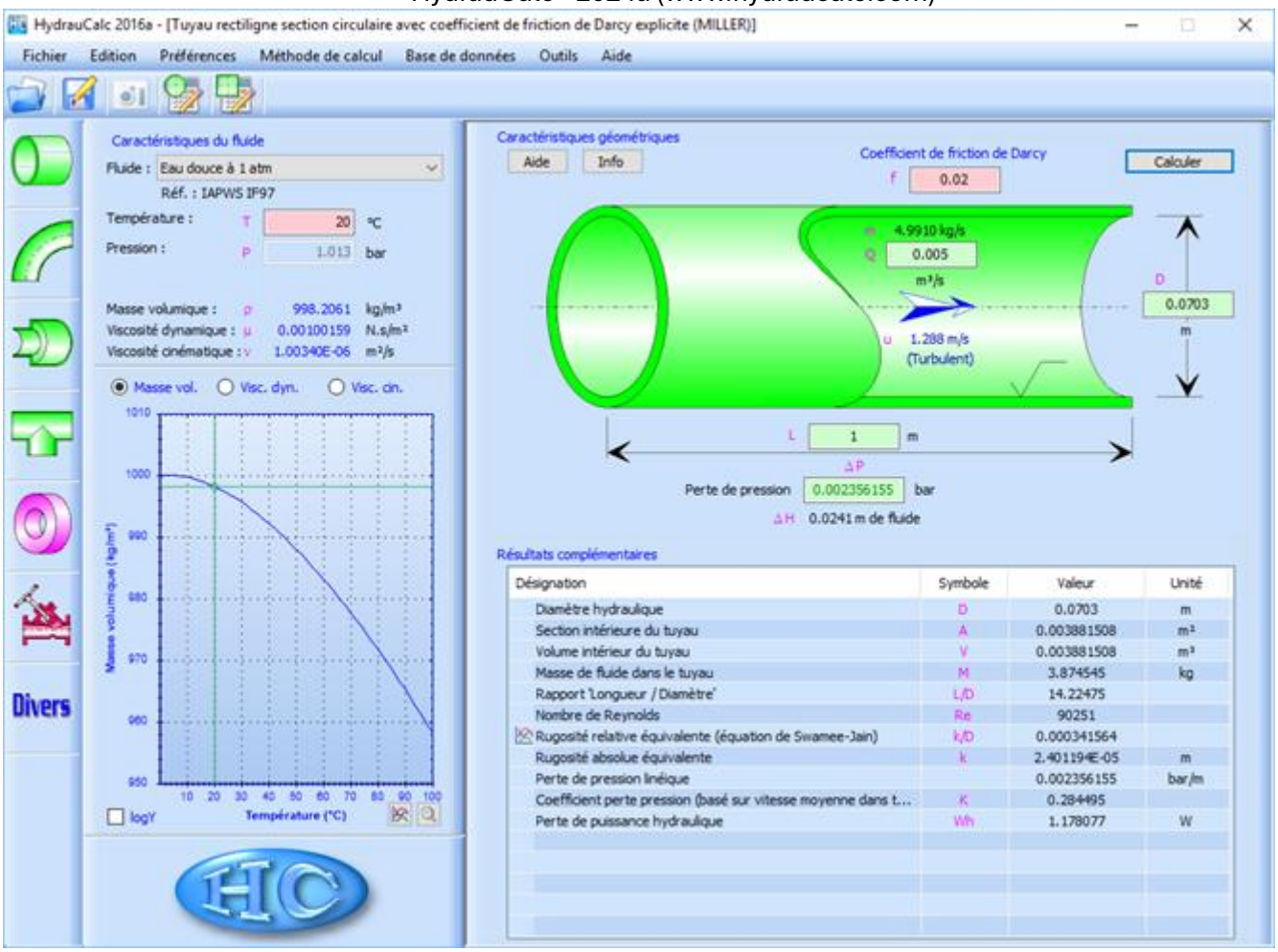
D	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
m	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
k	Rugosité absolue équivalente des parois (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement critique et turbulent ($2\ 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



Références :

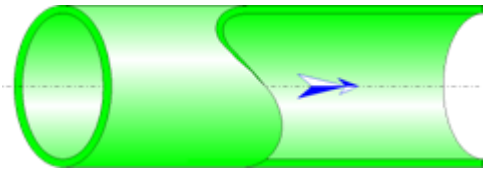
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.1.1.7 HAZEN-WILLIAMS (parois rugueuses)

Tuyau rectiligne

Section circulaire et parois rugueuses

(HAZEN-WILLIAMS)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale circulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec l'équation de Hazen-Williams.

L'équation de Hazen-Williams est une relation empirique qui relie le débit d'eau dans un tuyau aux propriétés physiques du tuyau et à la perte de charge causée par le frottement. Il est utilisé dans la conception de systèmes de canalisation d'eau, tels que les systèmes d'extincteurs à incendie, les réseaux d'alimentation en eau et les systèmes d'irrigation.

L'équation de Hazen-Williams présente l'avantage que le coefficient C n'est pas une fonction du nombre de Reynolds, mais présente l'inconvénient d'être valable uniquement pour l'eau. En outre, elle ne tient pas compte de la température ou de la viscosité de l'eau.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V_{ol} = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V_{ol} \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Perte de charge de fluide (m) :

$$H_f = L \cdot \left[\frac{V}{0.849 \cdot C_{HW} \cdot \left(\frac{D}{4} \right)^{0.63}} \right]^{\frac{1}{0.54}}$$

Nota : cette équation est issue de la relation de Hazen-Williams suivante adapté aux unités SI :

$$V = 0.849 \cdot C_{HW} \cdot R_h^{0.63} \cdot S^{0.54}$$ ([1])

avec :

$$R_h = \frac{D}{4}$$

et :

$$S = \frac{H_f}{L}$$

Coefficient de perte de pression :

$$K = H_f \cdot \frac{2 \cdot g}{V^2}$$

Perte de pression (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

Coefficient de friction de Darcy équivalent :

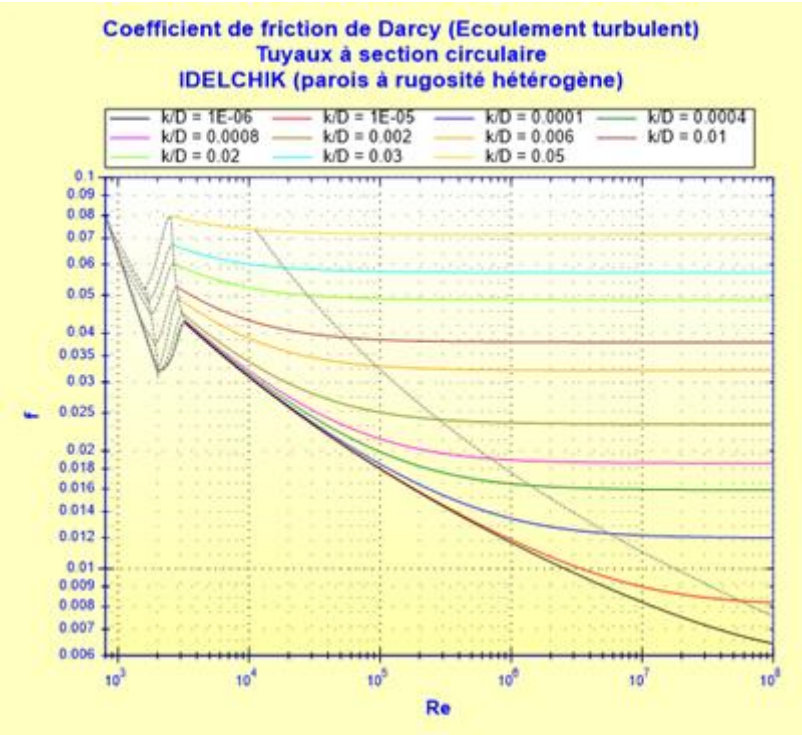
$$f = K \cdot \frac{D}{L}$$

Rugosité relative équivalente (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Colebrook-White

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} + \frac{k}{3.7 \cdot D}\right)\right]^2}$$

où k est calculé par résolution de l'équation.



Rugosité absolue équivalente (m) :

$$\varepsilon = k \cdot D$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
m	Débit massique (kg/s)
L	Longueur du tuyau (m)
V_{ol}	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
C_{HW}	Coefficient de rugosité de Hazen-Williams ($m^{0.37}/s$)
H_f	Perte de charge de fluide (m)
R_h	Rayon hydraulique (m)
S	Perte de charge par unité de longueur du tuyau ()
K	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression (Pa)
f	Coefficient de friction de Darcy équivalent ()
k	Rugosité relative équivalente(m)
ε	Rugosité absolue équivalente(m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

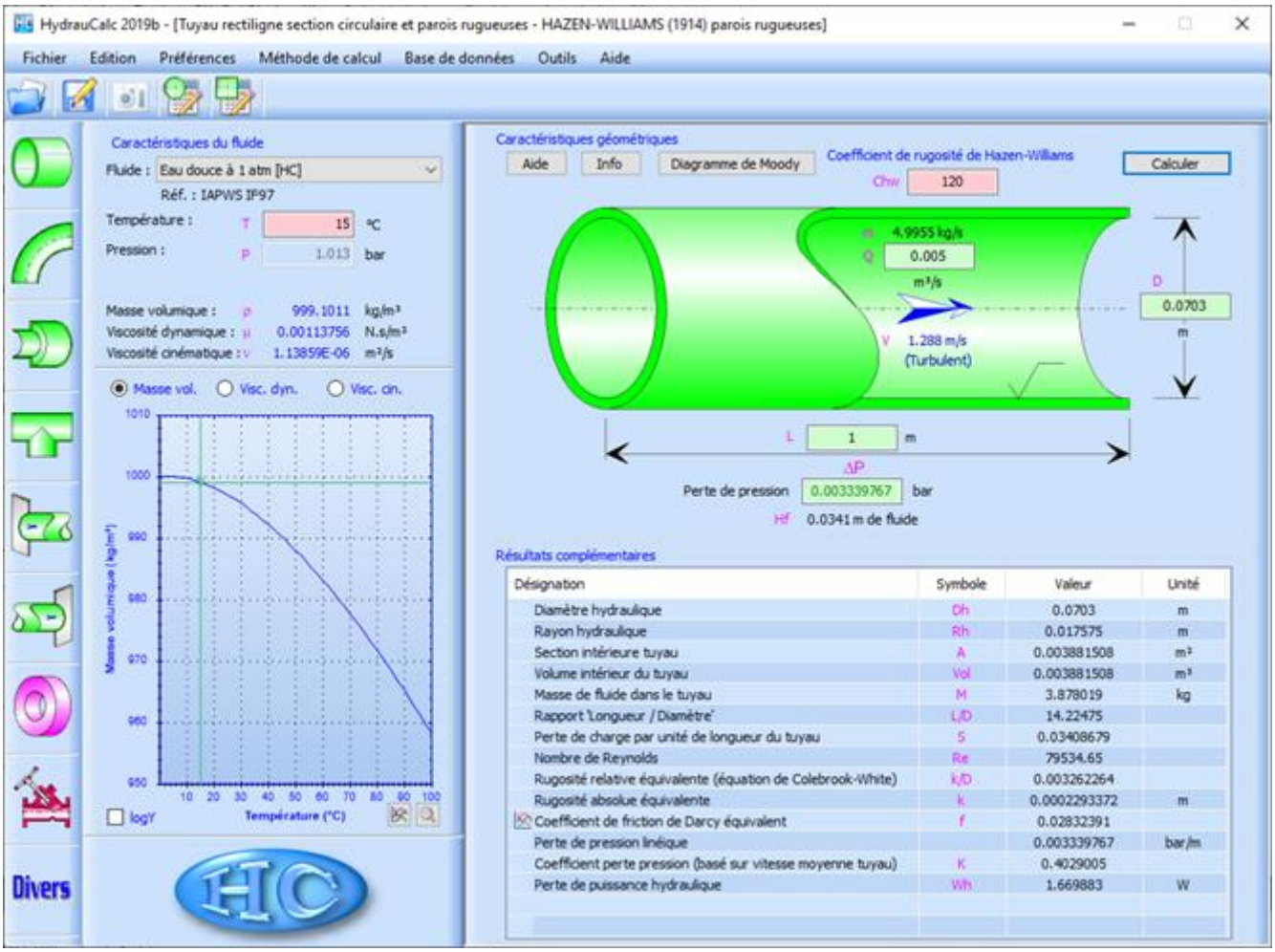
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 1 \cdot 10^8$)
- vitesse moyenne d'écoulement inférieure ou égale à 3 m/s ($V \leq 3$ m/s)
- diamètre intérieur du tuyau compris entre 0,05 m et 1,85 m ($0{,}05 \text{ m} \leq D \leq 1{,}85$ m)
- valable uniquement pour de l'eau douce proche de 15 °C avec une viscosité cinématique d'environ $1{,}13 \cdot 10^{-6}$ m^2/s
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



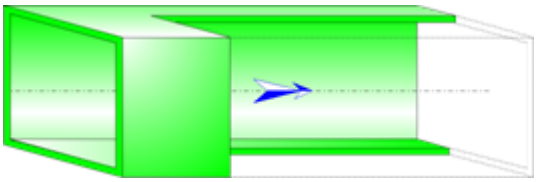
Références :

[1] G. Williams & A. Hazen; "Hydraulic Tables, The elements of gagings and the friction of water flowing in pipes, aqueducts, sewers, etc." (1914)

2.1.2 Tuyau rectiligne - Section rectangulaire

Tuyau rectiligne

Section rectangulaire



Pour calculer les pertes de pression par friction dans les tuyaux rectilignes, l'équation de Darcy Weisbach est utilisée.

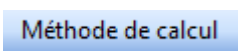
Pour le calcul du coefficient de friction, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des 4 relations disponibles suivantes, en fonction de la rugosité des parois intérieures :

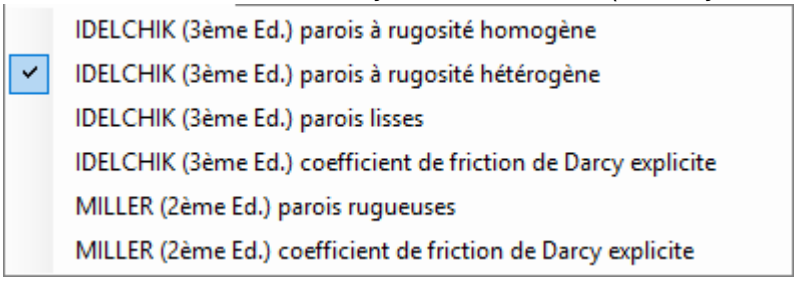
- Tuyauterie à rugosité homogène (rugosité uniforme - tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à rugosité hétérogène (tuyauterie de type industrielle) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois lisses - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois rugueuses - Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il est également possible de renseigner de manière explicite la valeur du coefficient de friction. Ceci est utile dans le cas où l'on souhaite comparer les résultats avec une autre formulation du coefficient de friction (Equation de Haaland par exemple). La saisie du coefficient de friction est disponible pour les références suivantes :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Tuyauterie à rugosité hétérogène ».



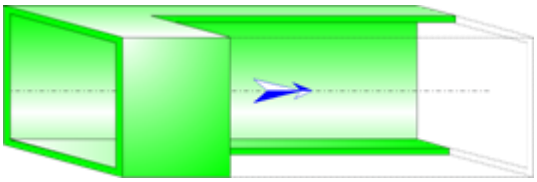

IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité homogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité hétérogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois lisses
IDELCHIK (3ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite
MILLER (2ème Ed.) parois rugueuses
MILLER (2ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite

2.1.2.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène)

Tuyau rectiligne

Section rectangulaire et parois à rugosité homogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale carrée ou rectangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée uniforme (tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation de Nikuradse (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$

([1] diagramme 2.6)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

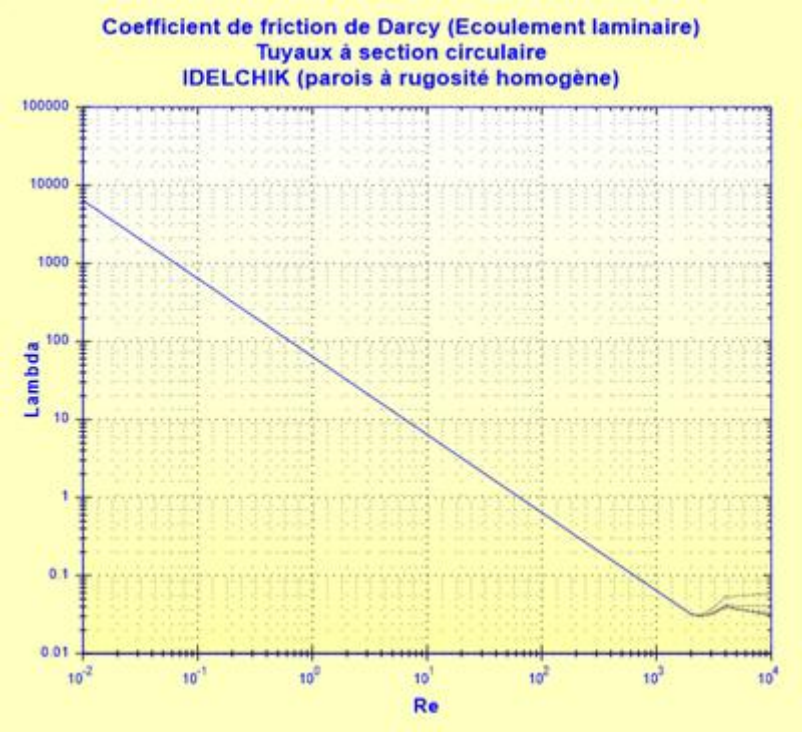
$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

équation de Nikuradze

$$\lambda = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \cdot \log(\mathrm{Re} \cdot \sqrt{\lambda}) + c_1 \cdot \log(\overline{\Delta})\right]^2}$$

([1] diagramme 2.2)

où les valeurs de a_1, b_1 et c_1 sont données ci-dessous :

$\overline{\Delta} \cdot \mathrm{Re} \cdot \sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1
3.6 - 10	-0.800	2.000	0.000
10 - 20	0.068	1.130	-0.870
20 - 40	1.538	0.000	-2.000
40 - 191.2	2.471	-0.588	-2.588
> 191.2	1.138	0.000	-2.000

Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

$$\mathrm{Re'}_{lim} = \frac{26.9}{\overline{\Delta}^{1.143}}$$

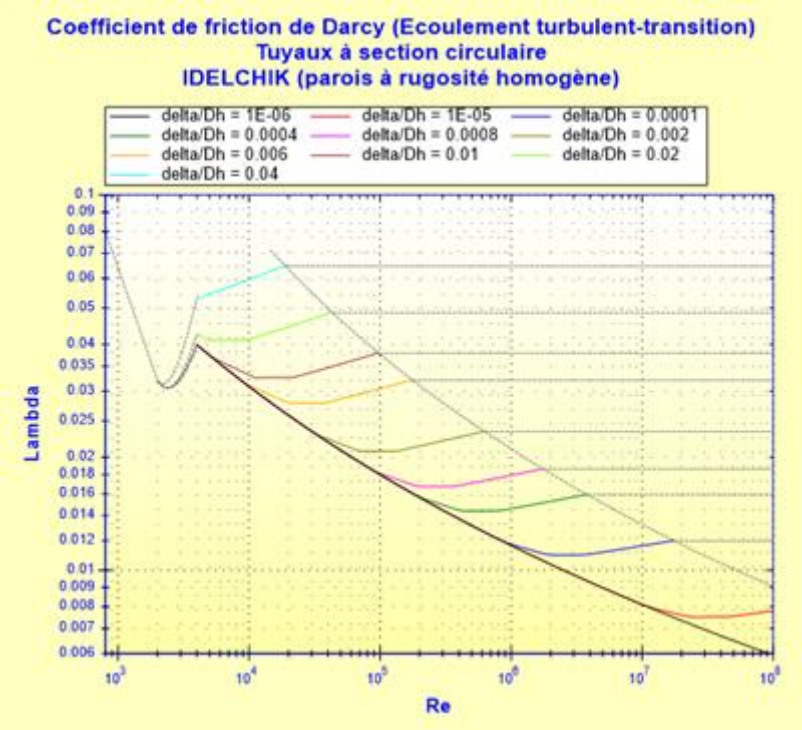
([1] §2.17)

Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

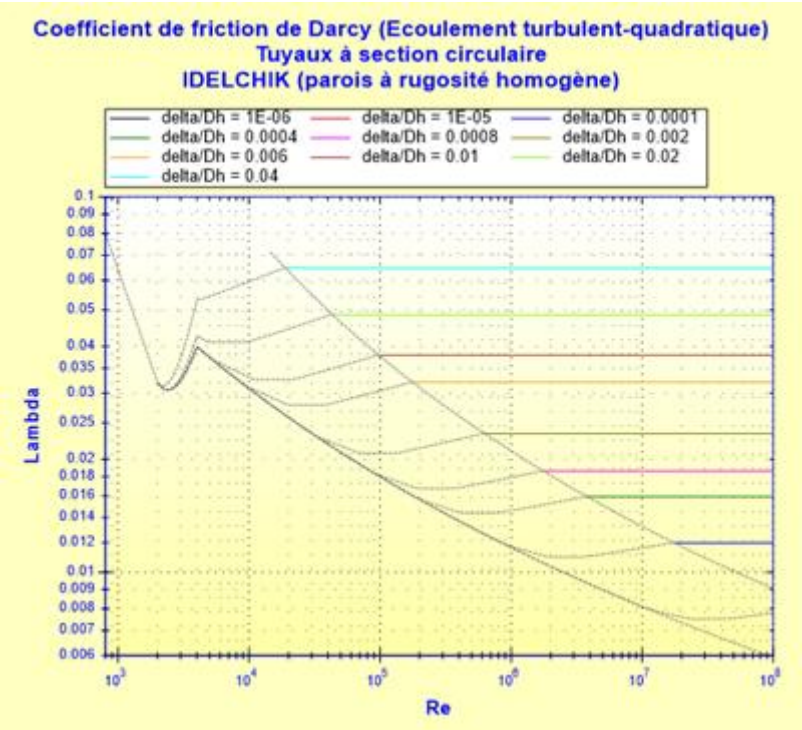
$$\mathrm{Re''}_{lim} = \frac{217.6 - 382.4 \cdot \log(\overline{\Delta})}{\overline{\Delta}}$$

([1] diagramme 2.2)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

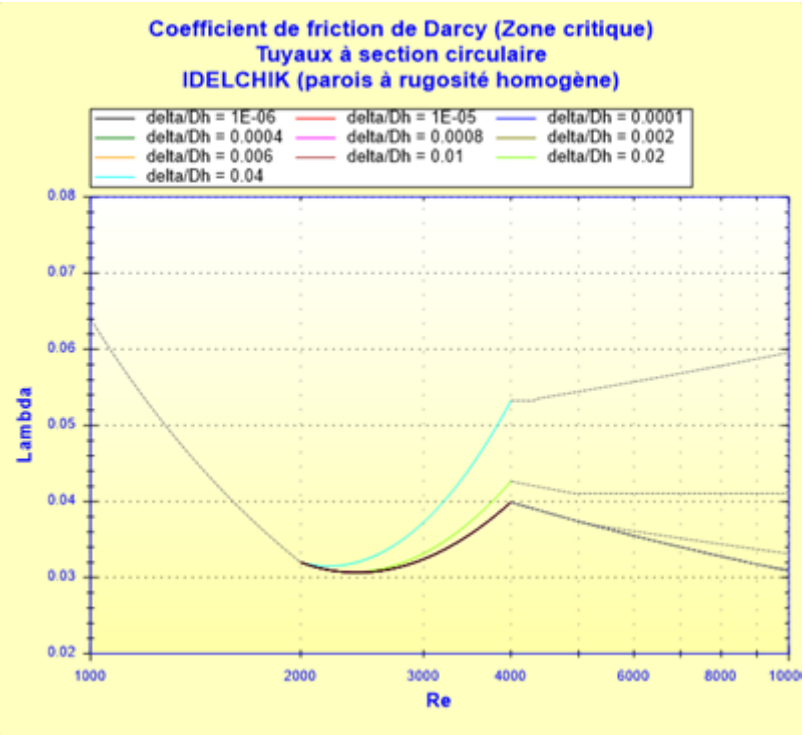
interpolation linéaire

$$\lambda = \lambda_L \cdot \left(1 - \frac{Re - 2000}{2000}\right) + \lambda_T \cdot \left(\frac{Re - 2000}{2000}\right)$$

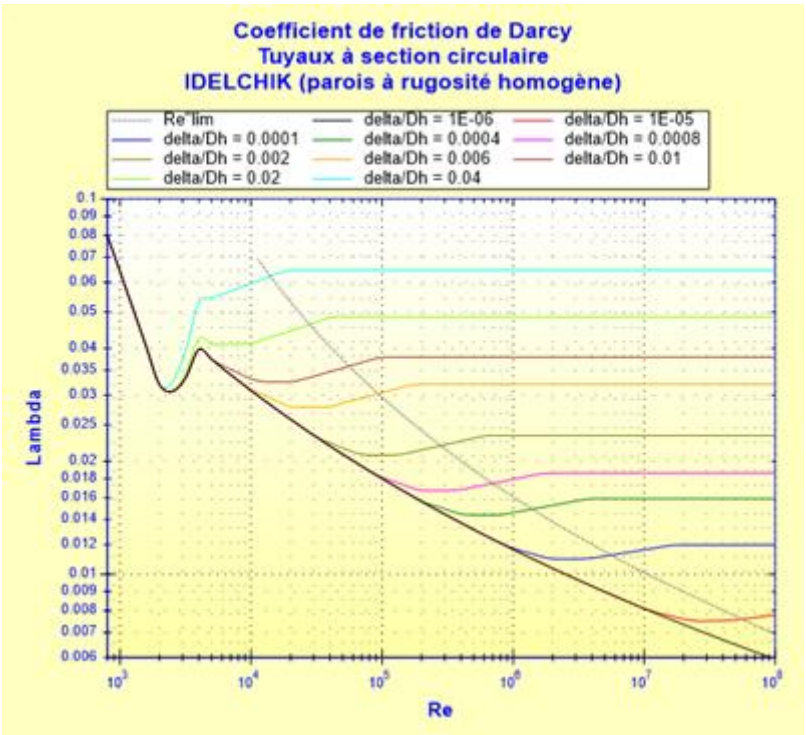
avec :

λ_L = coefficient de friction laminaire obtenu avec Re = 2000

λ_T = coefficient de friction turbulent obtenu avec Re = 4000



■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

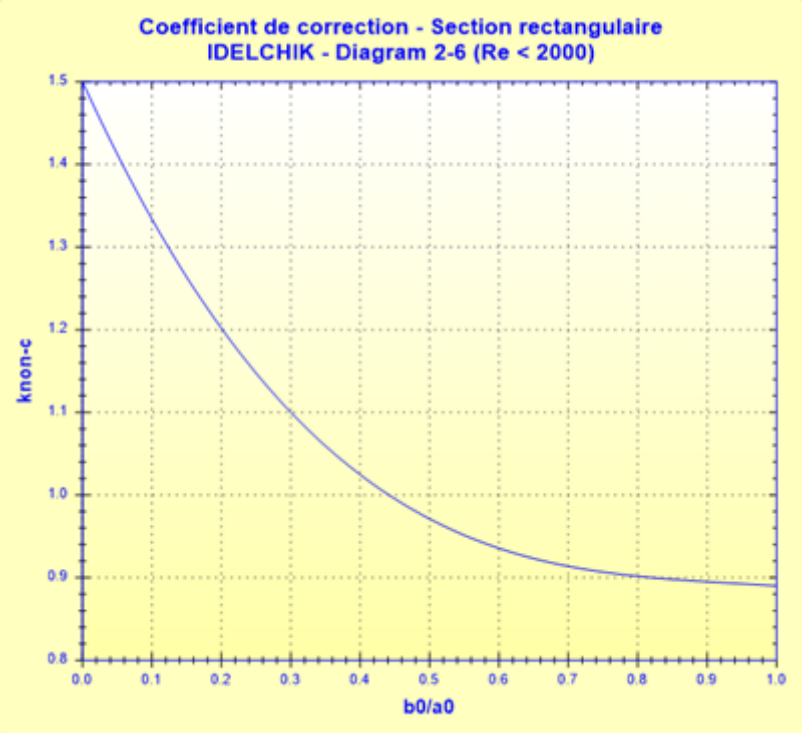
- $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f(b_0/a_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

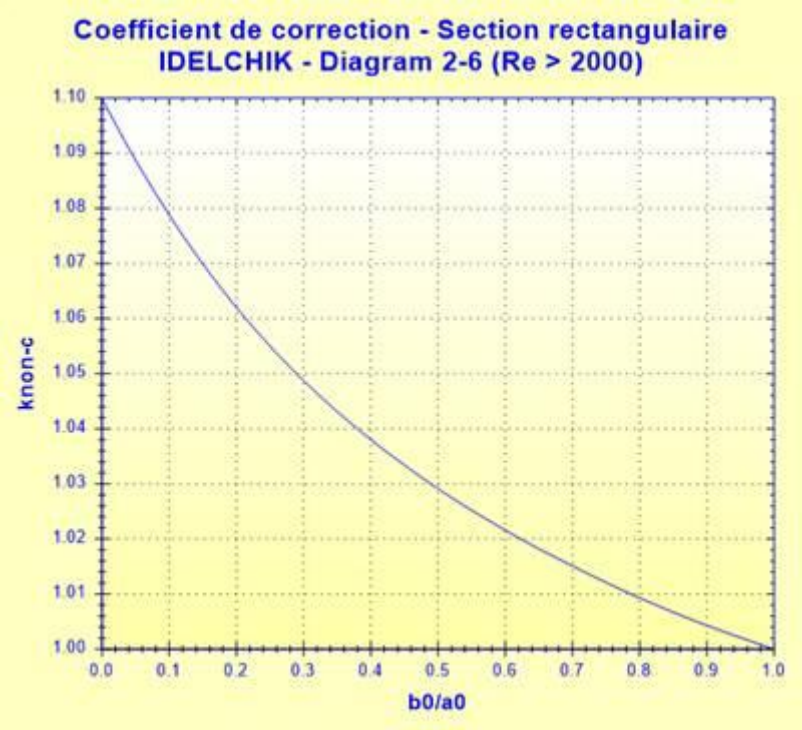
- $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f(a_0/b_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

■ régime laminaire (Re ≤ 2000) :



■ régime turbulent (Re > 2000) :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0 Largeur de la section rectangulaire (m)

b_0 Hauteur de la section rectangulaire (m)

D_h Diamètre hydraulique (m)

F_0 Section transversale de passage (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

l Longueur du tuyau (m)

V Volume de fluide dans le tuyau (m^3)

M Masse de fluide dans le tuyau (kg)

Re Nombre de Reynolds ()

Re'_{lim} Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()

Re''_{lim} Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()

Δ Rugosité absolue de la paroi (m)

$\bar{\Delta}$ Rugosité relative de la paroi ()

λ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

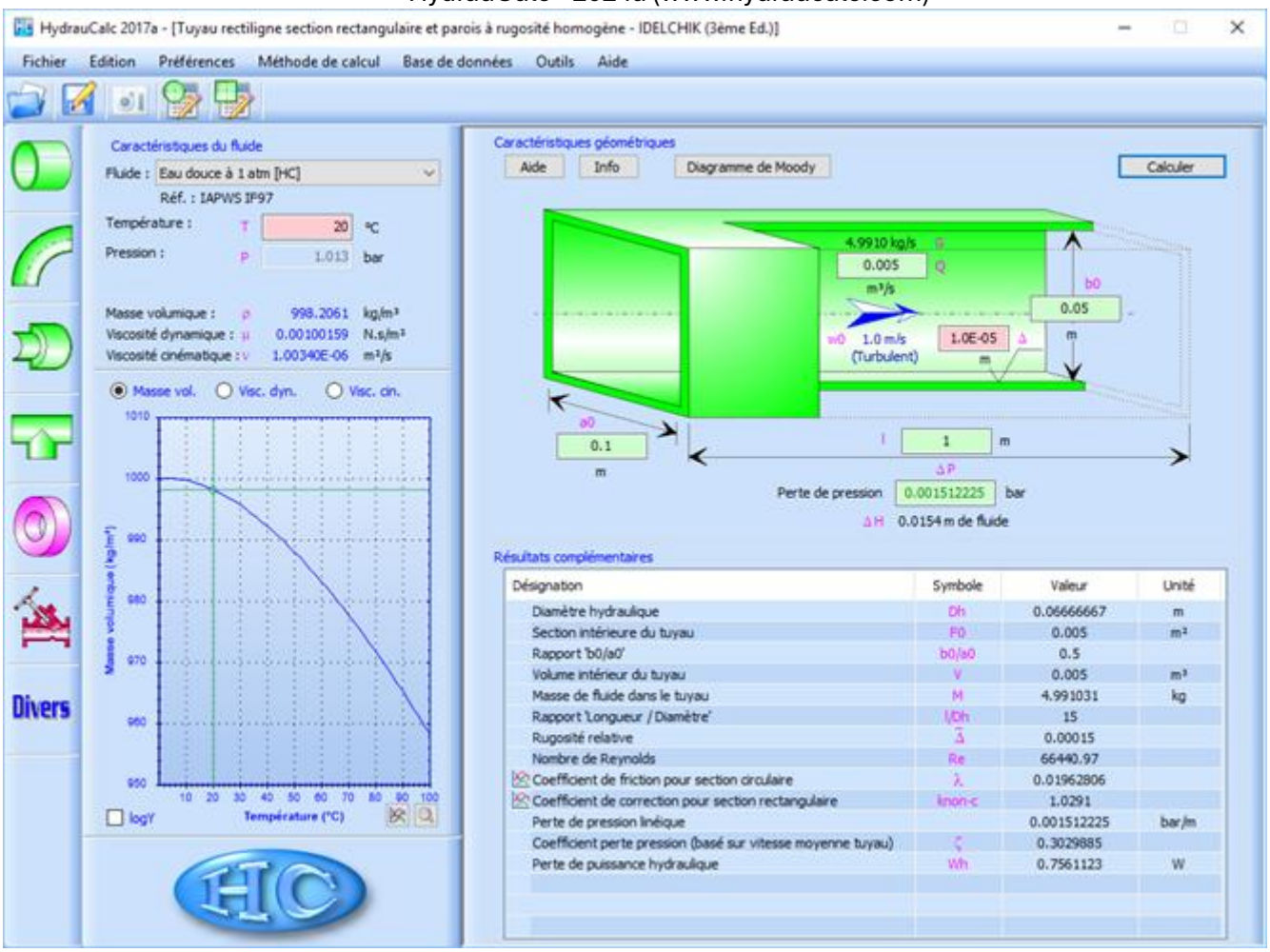
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- $\bar{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



Références :

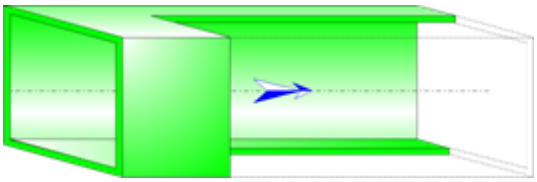
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.2.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène)

Tuyau rectiligne

Section rectangulaire et parois à rugosité hétérogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale carrée ou rectangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée hétérogène (tuyauterie de type industrielle).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation implicite de Colebrook-White (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$

([1] diagramme 2.6)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

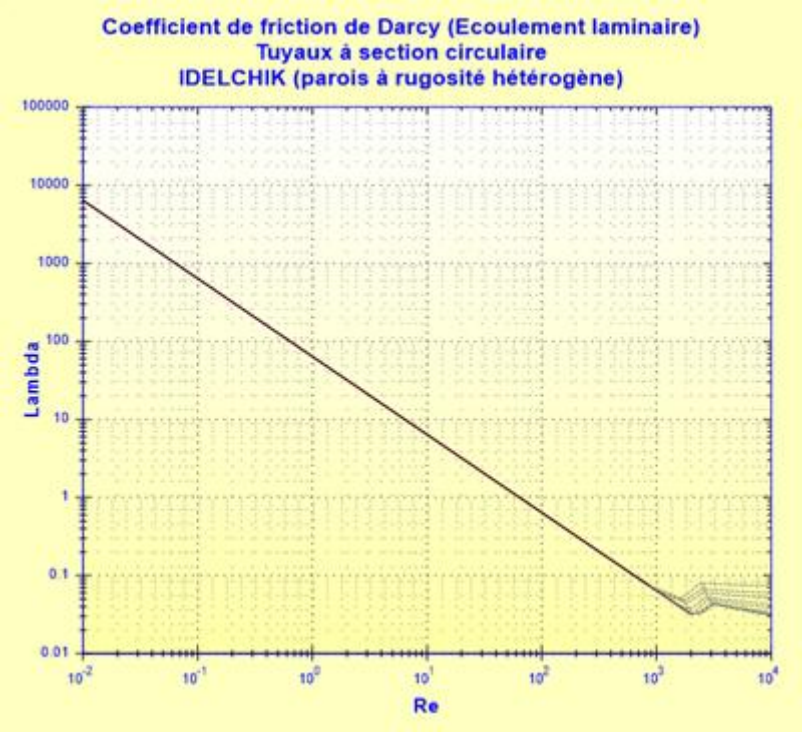
$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq Re_0$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète ($Re \geq Re_2$) :

équation de Colebrook-White

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$

([1] diagramme 2.4)

Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

$$Re'_{lim} = \frac{15}{\overline{\Delta}}$$

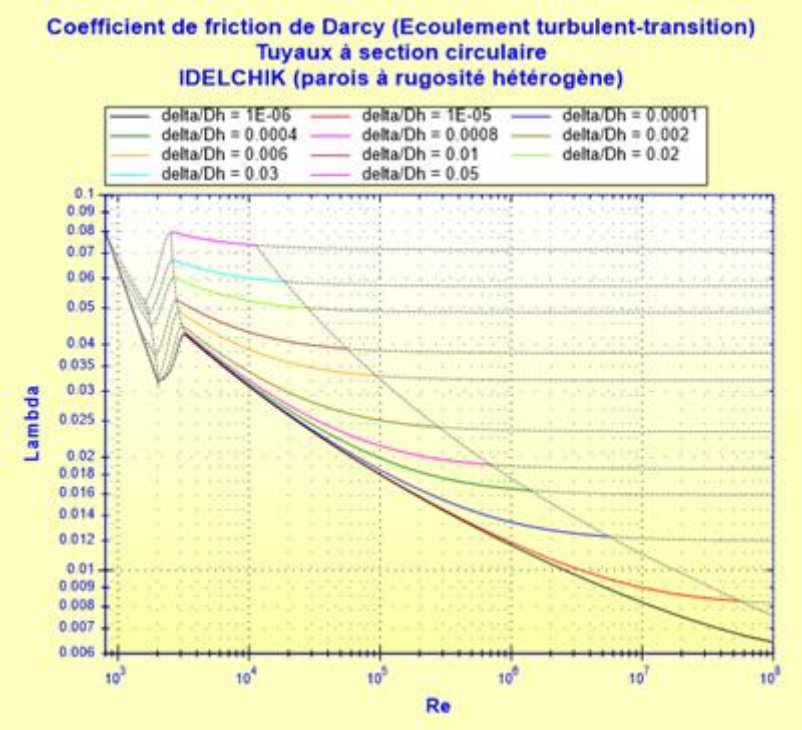
([1] §2.23)

Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

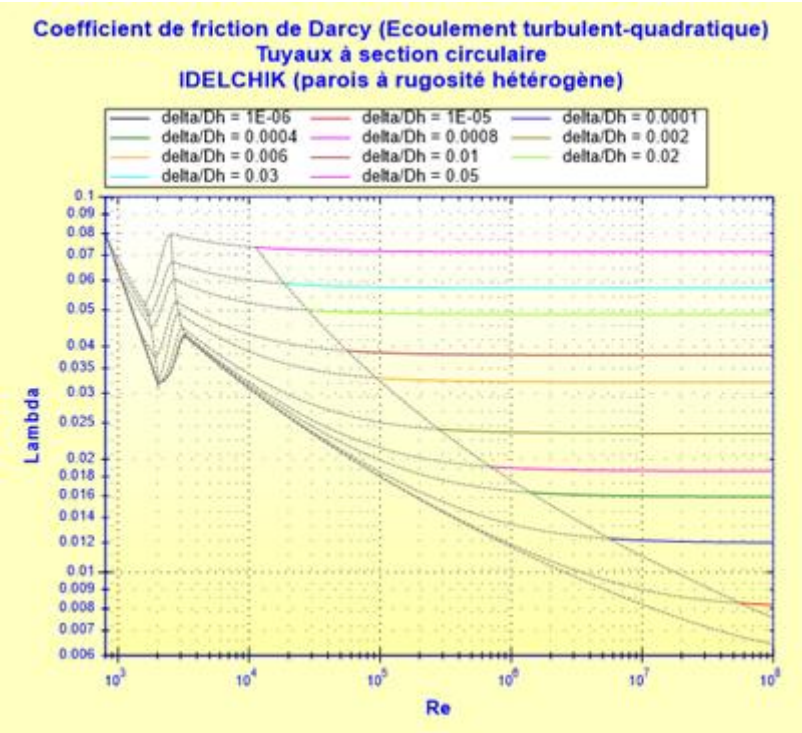
$$Re''_{lim} = \frac{560}{\overline{\Delta}}$$

([1] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique ($Re_0 < Re < Re_2$) :

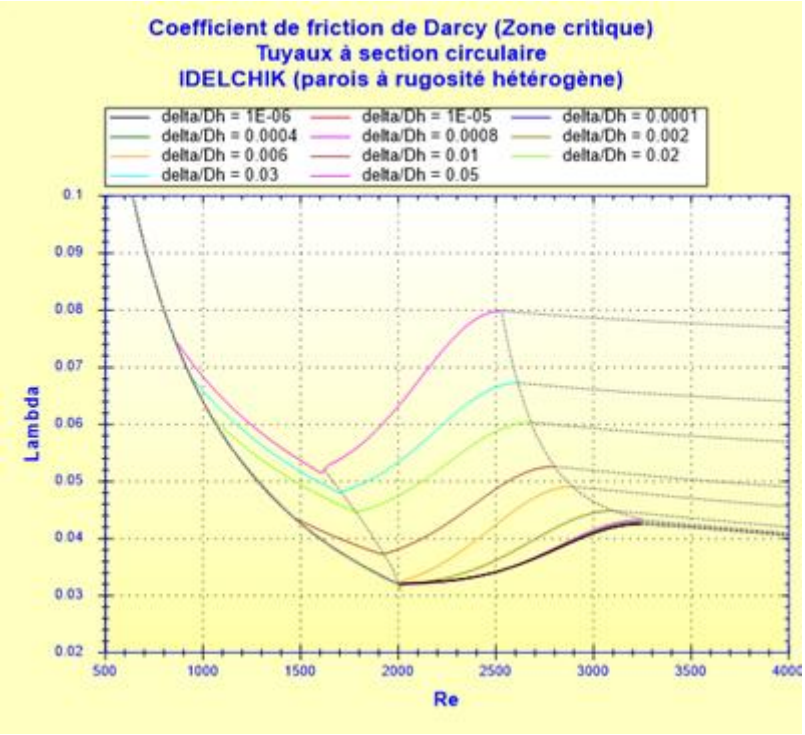
$$\lambda = f(\mathrm{Re}, \overline{\Delta})$$ ([1] diagramme 2.3)

Nombre de Reynolds de début de la zone critique :

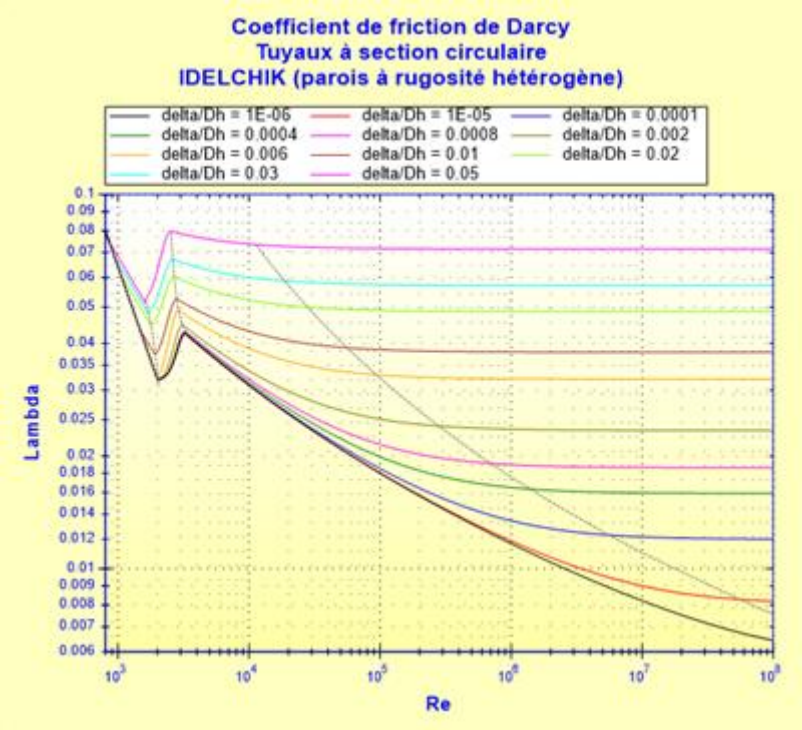
$$Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0.0065}{\overline{\Delta}}\right)$$ ([1] §2.21)

Nombre de Reynolds de fin de la zone critique :

$$Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\overline{\Delta}}\right)^{0.0635}$$ ([1] §2.22)



■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

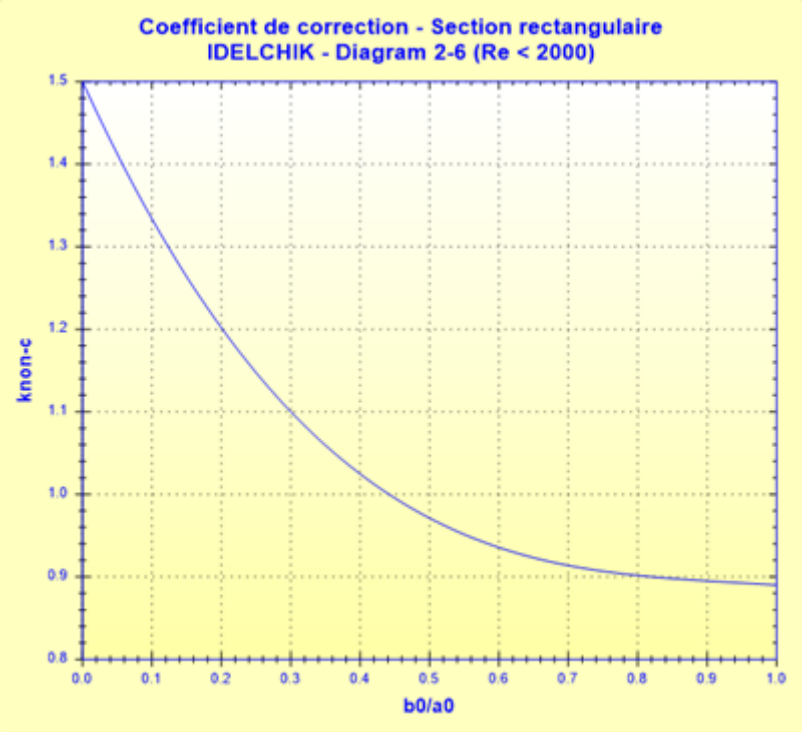
- $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f\left(b_0/a_0\right)$$ ([1] diagramme 2.6)

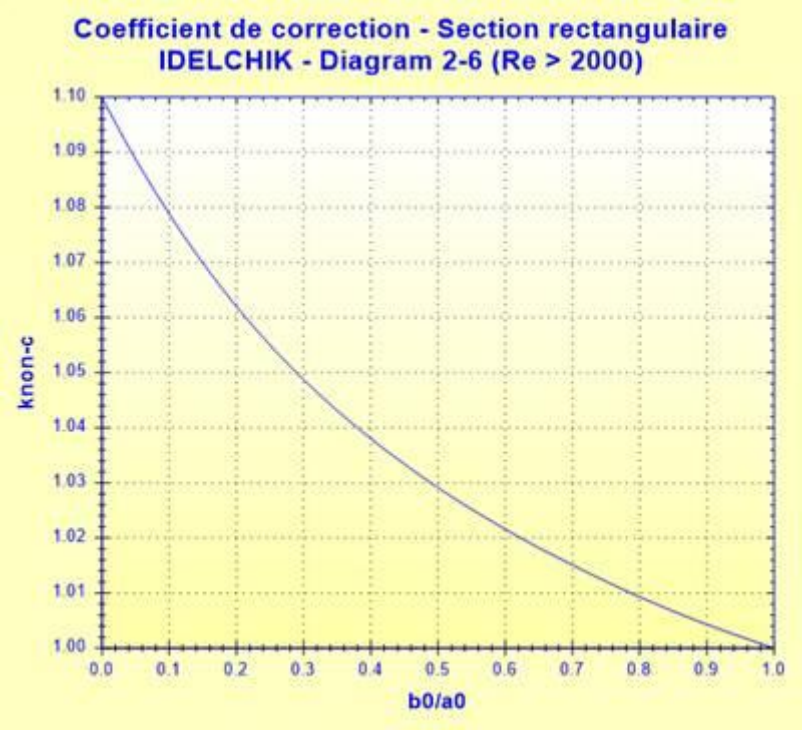
- $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f\left(a_0/b_0\right)$$ ([1] diagramme 2.6)

■ régime laminaire (Re ≤ 2000) :



■ régime turbulent (Re > 2000) :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Re_0	Nombre de Reynolds de début de la zone critique ()
Re_2	Nombre de Reynolds de fin de la zone critique ()
Re'_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()
Re''_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()
Δ	Rugosité absolue de la paroi (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative de la paroi ()
λ	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

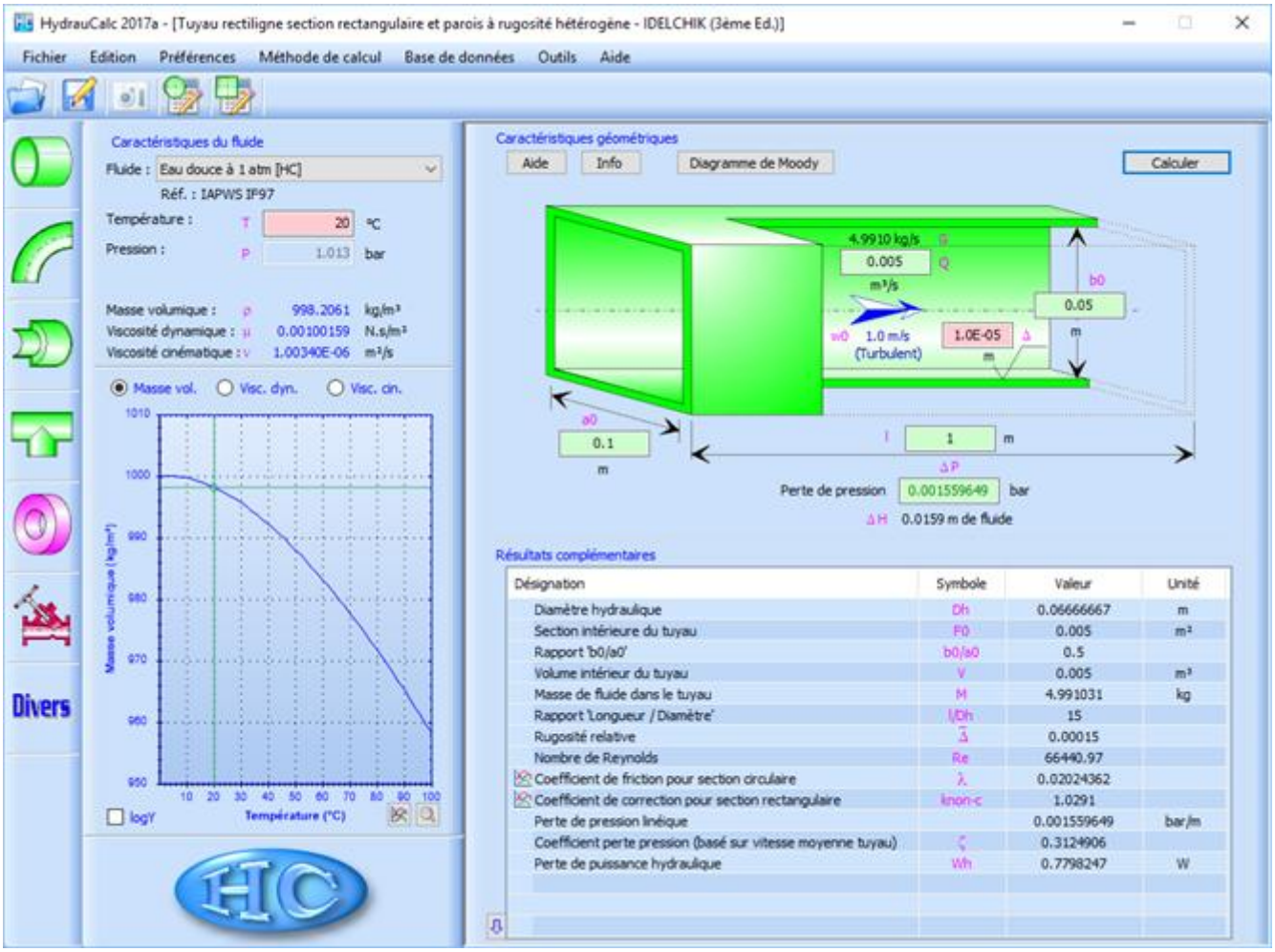
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- $\overline{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



Références :

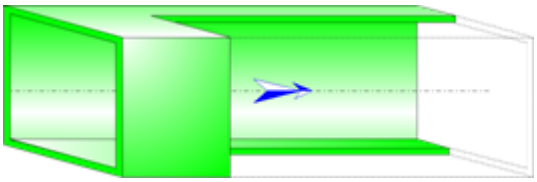
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.2.3 IDELCHIK (parois lisses)

Tuyau rectiligne

Section rectangulaire et parois lisses

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale carrée ou rectangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La paroi intérieure de la tuyauterie est supposée totalement lisse (sans rugosité).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille,
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Filonenko et Althsul,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$

([1] diagramme 2.6)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

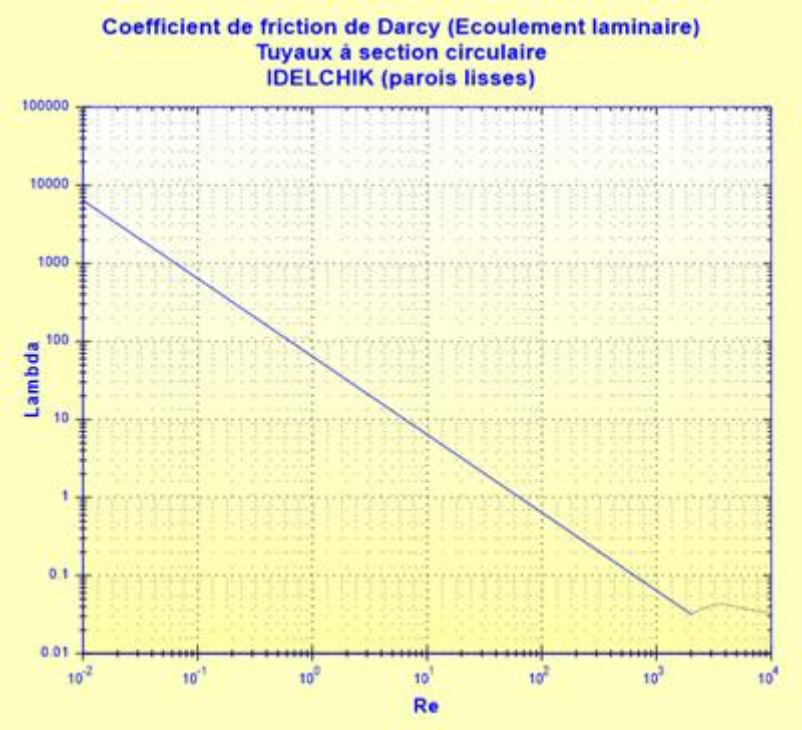
$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)

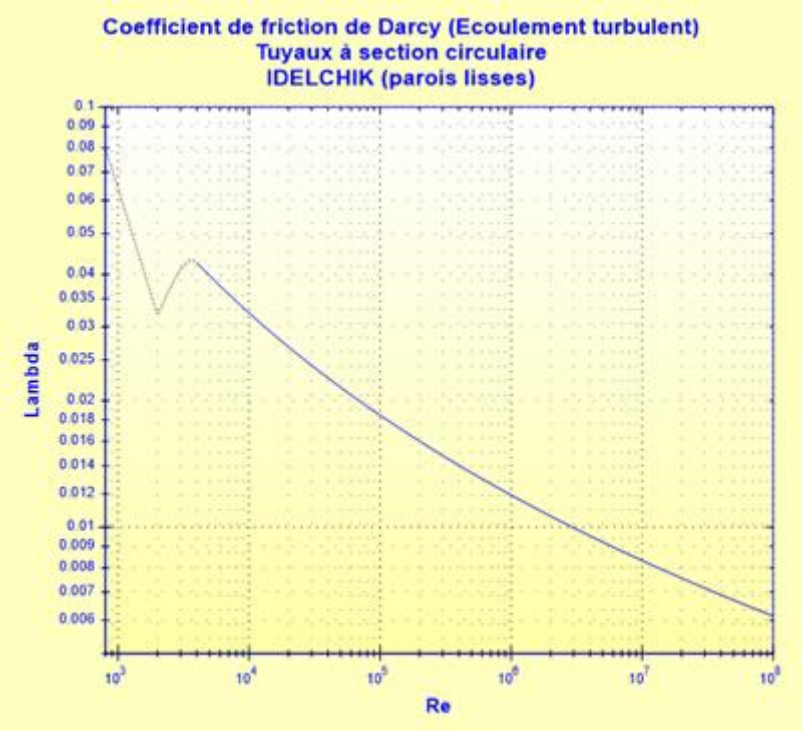


■ régime turbulent (Re ≥ 4000) :

équation de Filonenko et Althsul

$$\lambda = \frac{1}{[1.8 \cdot \log(Re) - 1.64]^2}$$

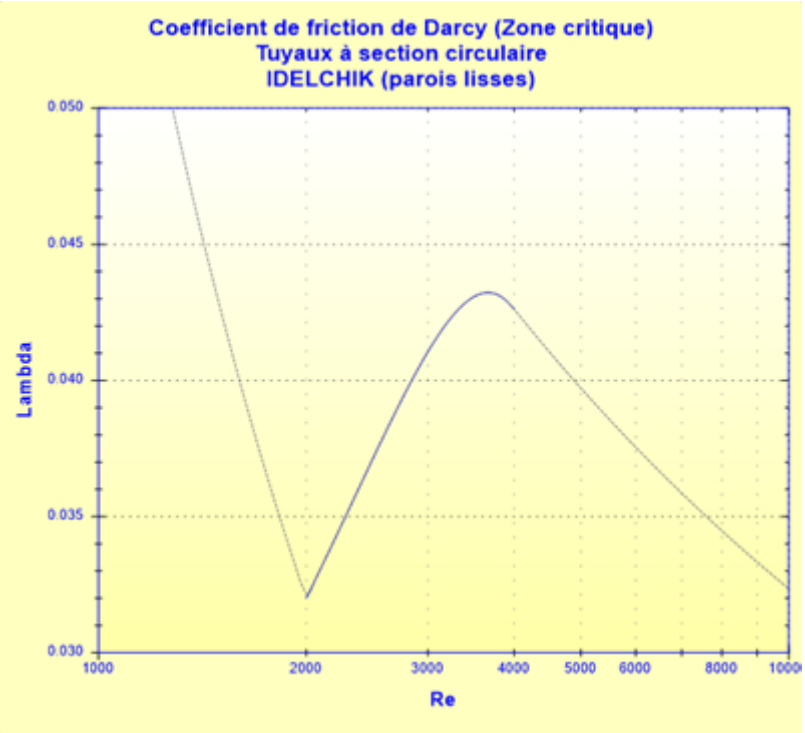
([1] diagramme 2.1)



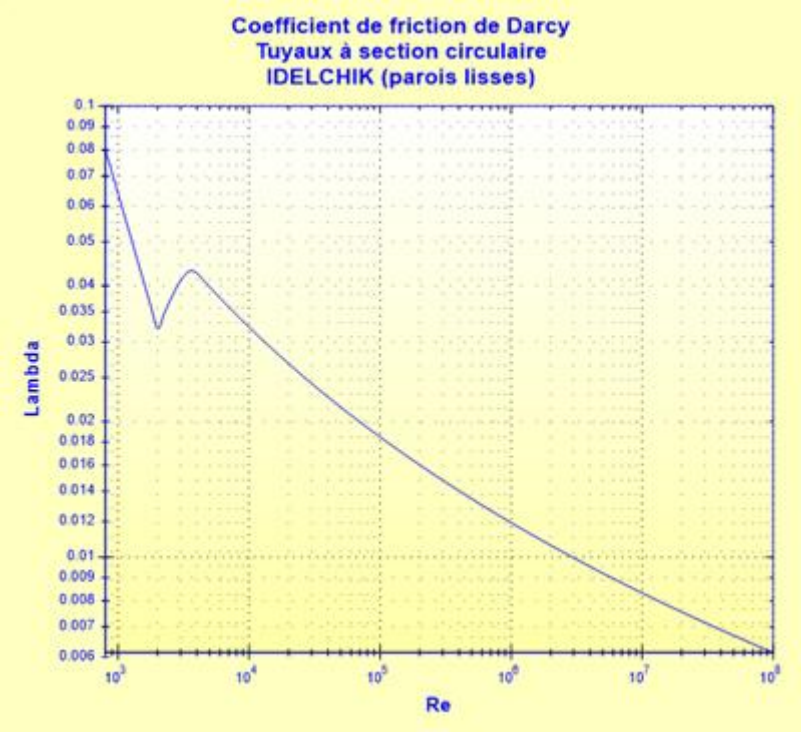
■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

interpolation entre régimes laminaire et turbulent

$\lambda = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.1)



■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

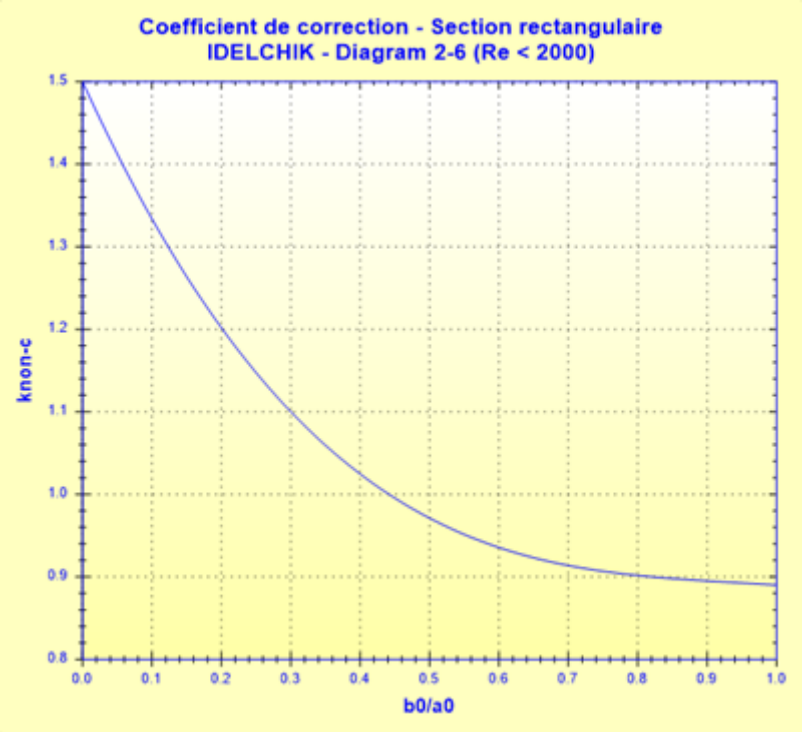
- $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f(b_0/a_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

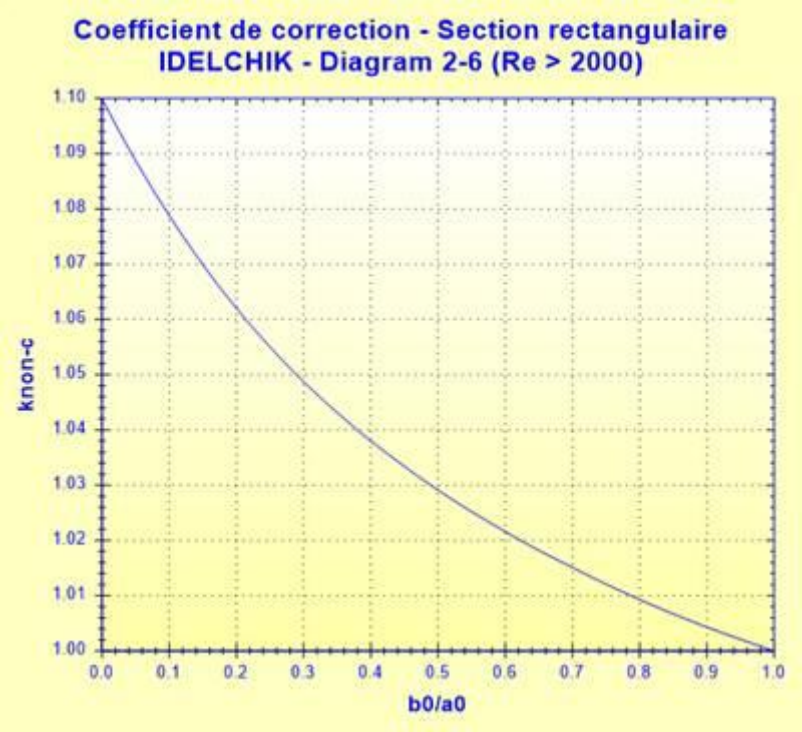
- $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f(a_0/b_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

■ régime laminaire (Re < 2000) :



■ régime turbulent (Re > 2000) :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0 Largeur de la section rectangulaire (m)

b_0 Hauteur de la section rectangulaire (m)

D_h Diamètre hydraulique (m)

F_0 Section transversale de passage (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

L Longueur du tuyau (m)

V Volume de fluide dans le tuyau (m^3)

M Masse de fluide dans le tuyau (kg)

Re Nombre de Reynolds ()

λ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

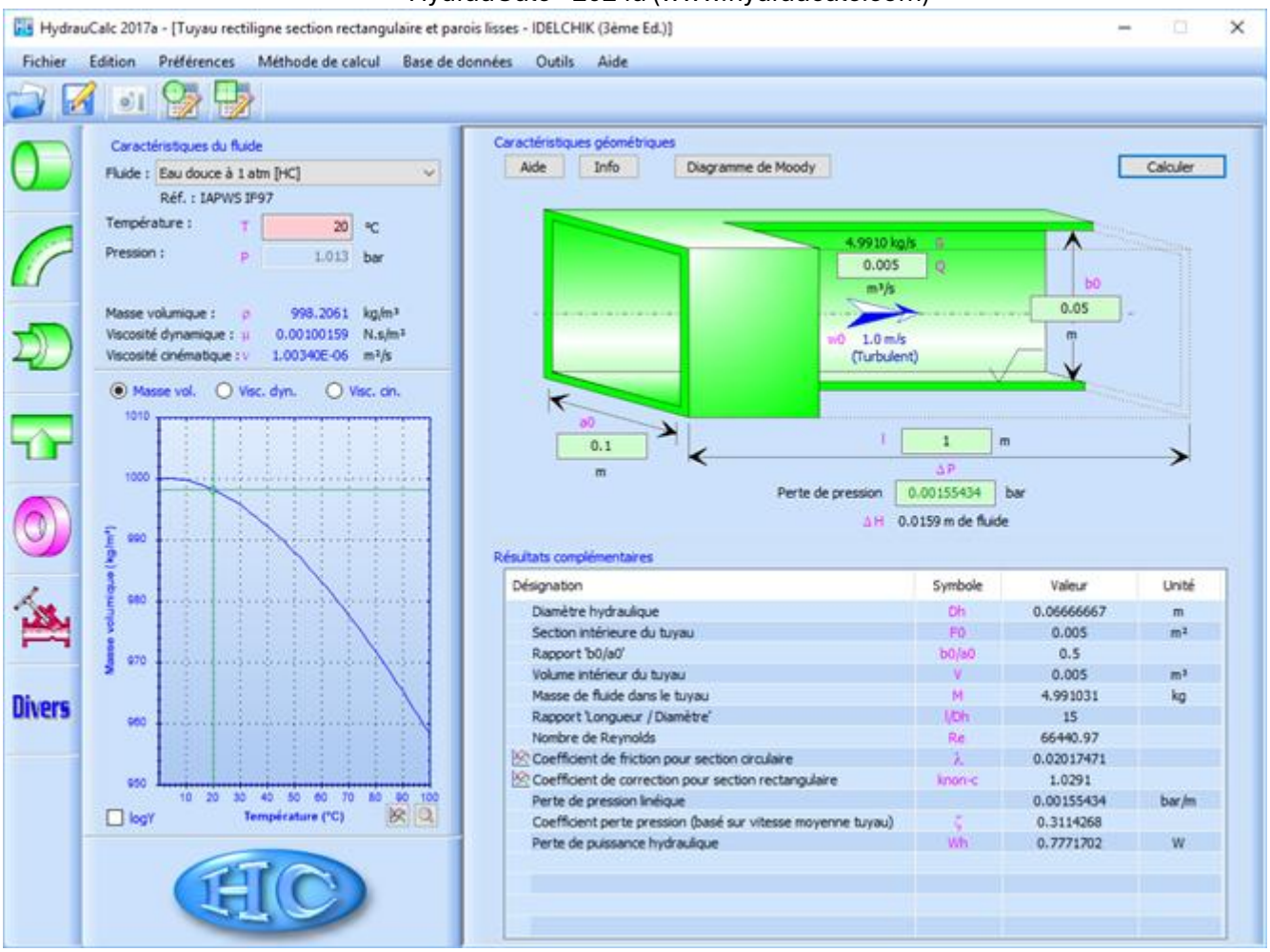
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

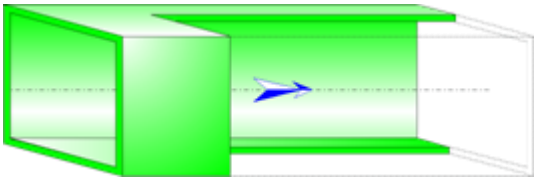
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.2.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale carrée ou rectangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$

([1] diagramme 2.6)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

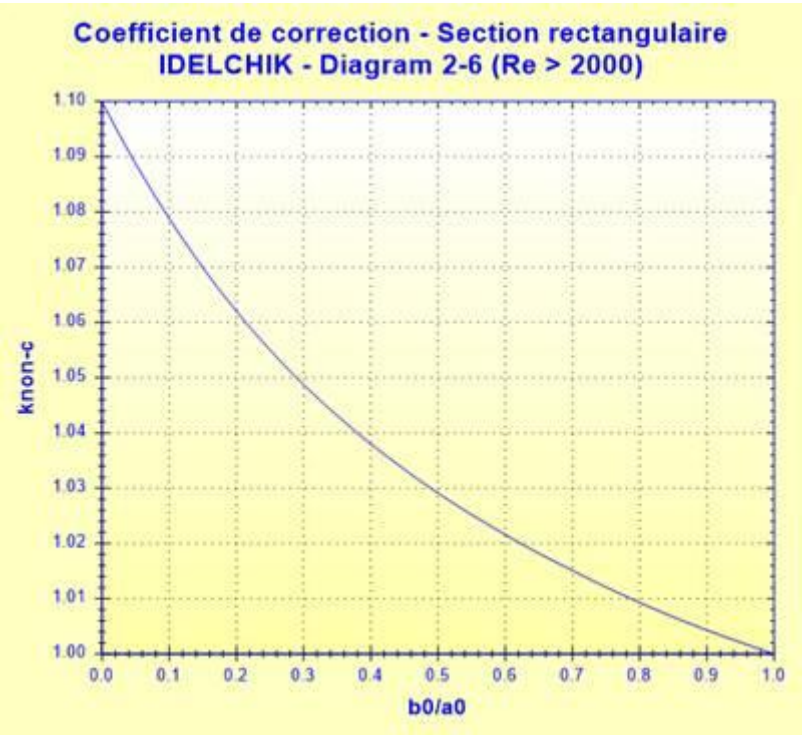
- $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f(b_0/a_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

- $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f(a_0/b_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

■ régime turbulent (Re > 2000) :



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] diagramme 2.6)

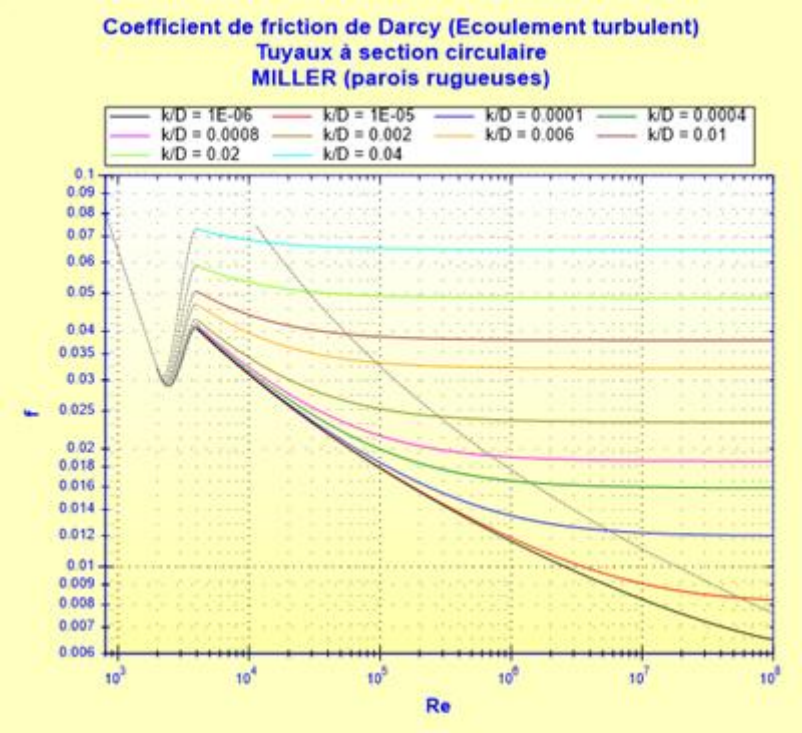
Rugosité relative équivalente (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Colebrook-White

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$

([1] diagramme 2.4)

où $\overline{\Delta}$ est calculé par résolution de l'équation.



Rugosité absolue équivalente (m) :

$$\Delta = \overline{\Delta} \cdot D_h$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

([1] diagramme 2.6)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

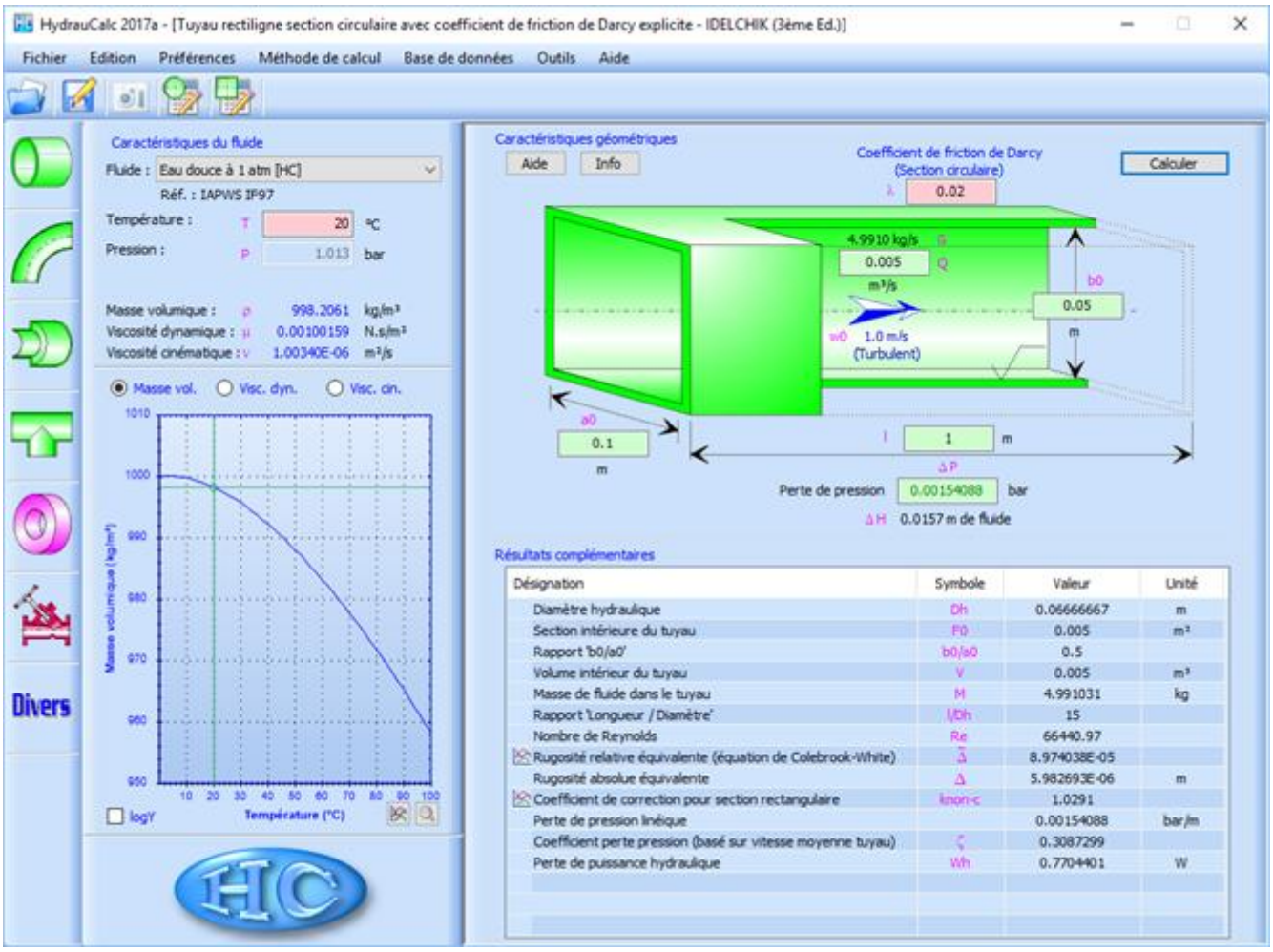
Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
λ	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δ	Rugosité absolue équivalente des parois (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative équivalente des parois ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement critique et turbulent ($2\ 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



Références :

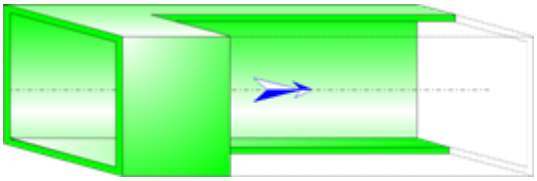
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.2.5 MILLER (parois rugueuses)

Tuyau rectiligne

Section rectangulaire et parois rugueuses

(MILLER)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale carrée ou rectangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Swamee-Jain (dépendant de la valeur de la rugosité relative), l'équation explicite de Swamee-Jain est une approximation de l'équation implicite de Colebrook-White,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

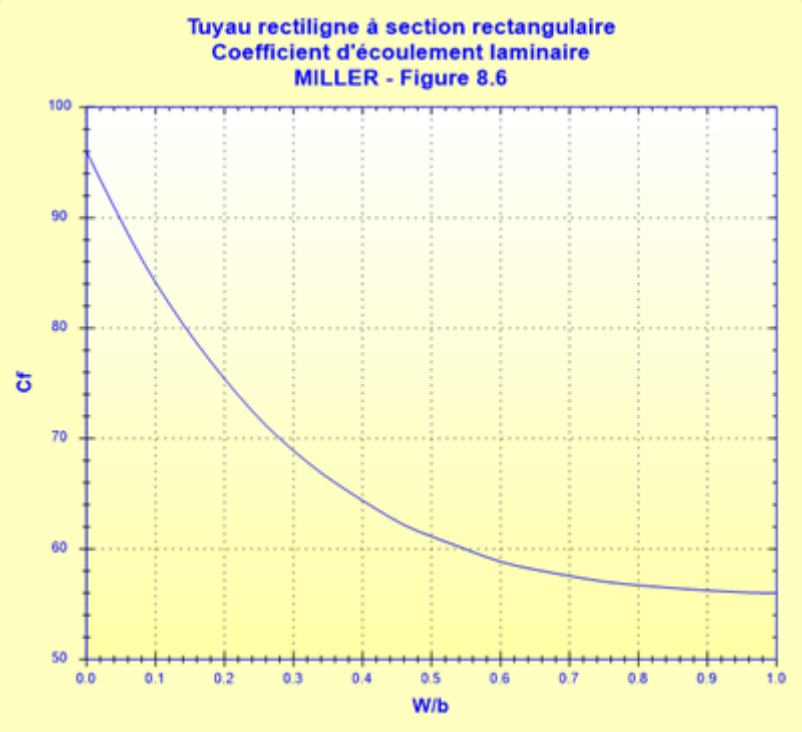
Coefficient d'écoulement laminaire :

- $b \geq W$

  $$Cf = f(W/b)$$ ([1] figure 8.6)

- $b < W$

  $$Cf = f(b/W)$$ ([1] figure 8.6)



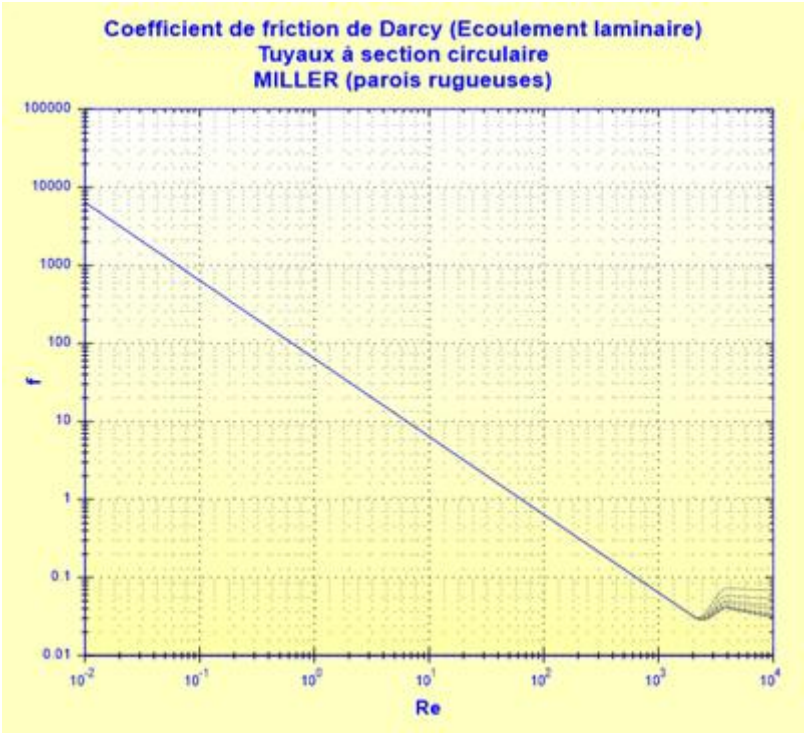
Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

  loi de Hagen-Poiseuille

$$f = \frac{Cf}{Re}$$

([1] équation 8.7)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

équation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$

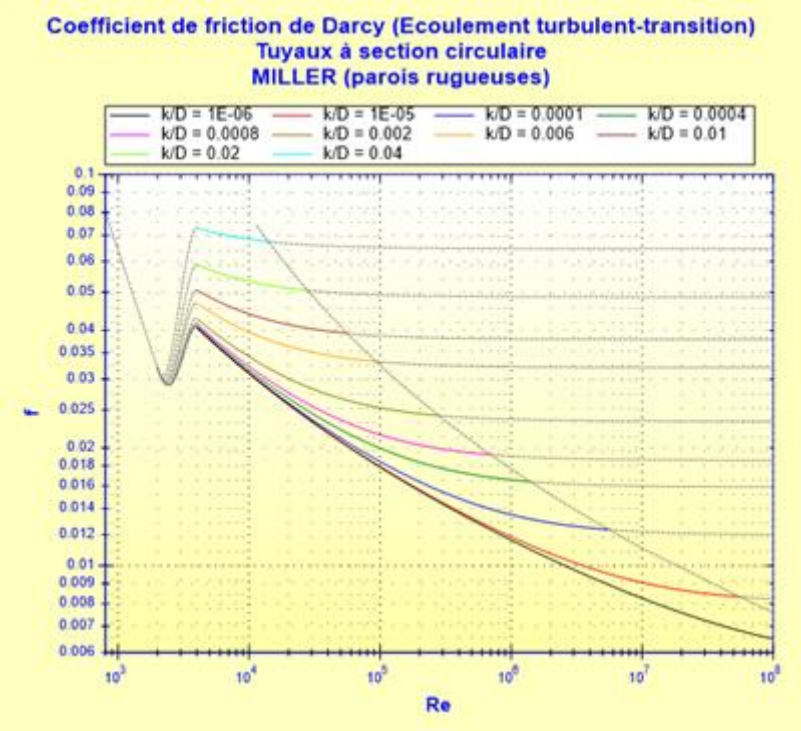
([1] équation 8.4)

nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

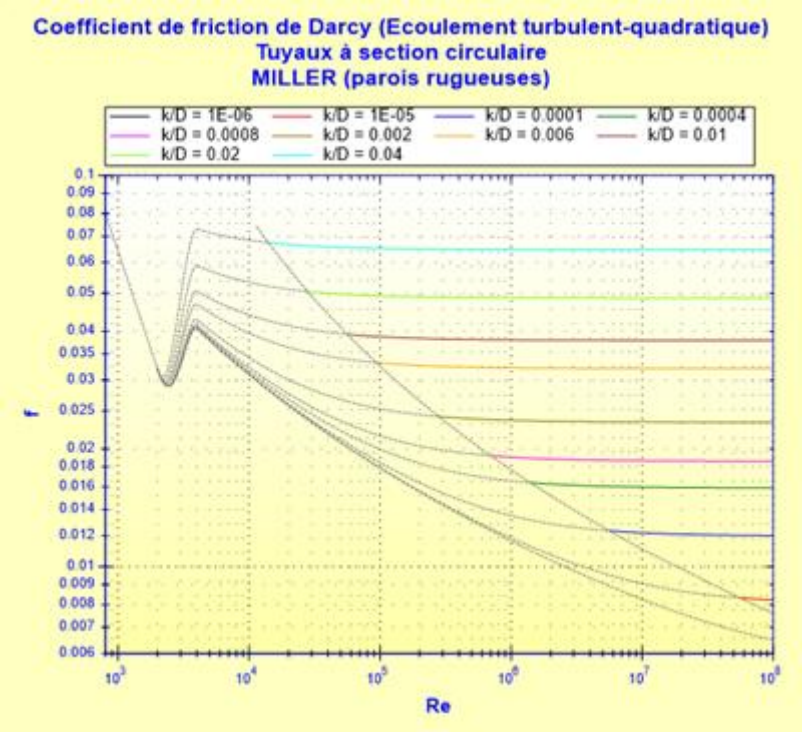
$$Re''_{lim} = \frac{560}{\Delta}$$

([2] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

interpolation cubique

$$f = (X1 + R \cdot (X2 + R \cdot (X3 + X4)))$$ ([3])

avec :

$$R = \frac{Re}{2000}$$

$$X1 = 7 \cdot FA - FB$$

$$X2 = 0.128 - 17 \cdot FA + 2.5 \cdot FB$$

$$X3 = -0.128 + 13 \cdot FA - 2 \cdot FB$$

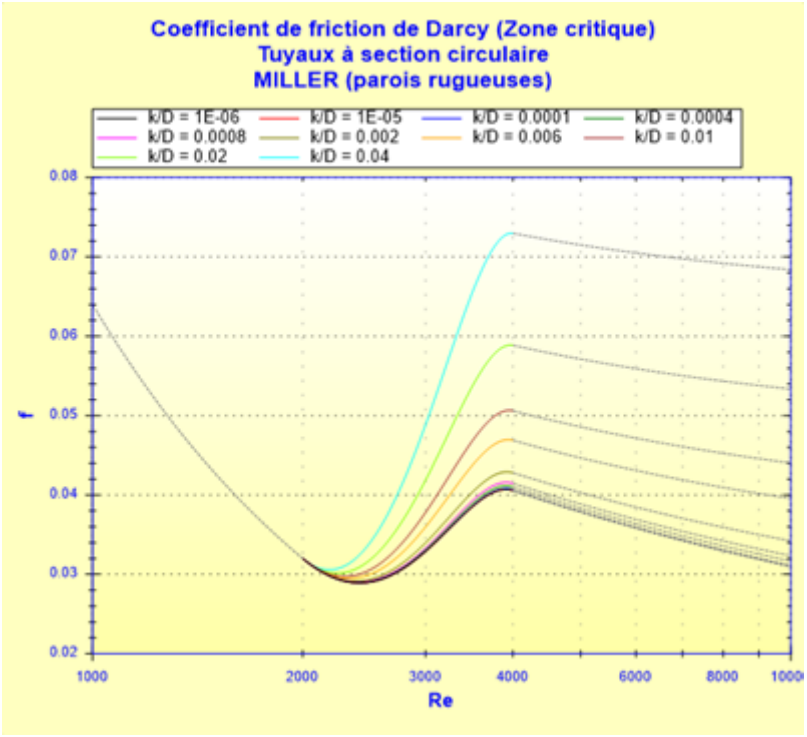
$$X4 = R \cdot (0.032 - 3 \cdot FA + 0.5 \cdot FB)$$

$$FA = Y3^{-2}$$

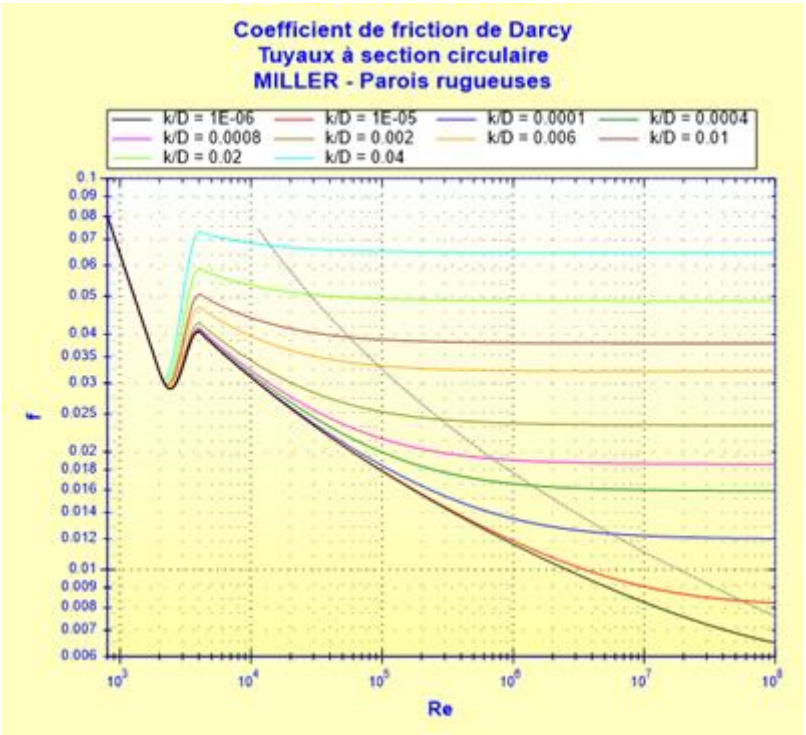
$$FB = FA \cdot \left(2 - \frac{0.00514215}{Y2 \cdot Y3}\right)$$

$$Y2 = \frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}$$

$$Y3 = -0.86859 \cdot ln\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{4000^{0.9}}\right)$$



■ tous régimes d'écoulement :



Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f \cdot \frac{L}{D}$$

([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

b	Largeur de la section rectangulaire (m)
W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
m	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Re''_{lim}	Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète ()
Cf	Coefficient d'écoulement laminaire ()
k	Rugosité absolue (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

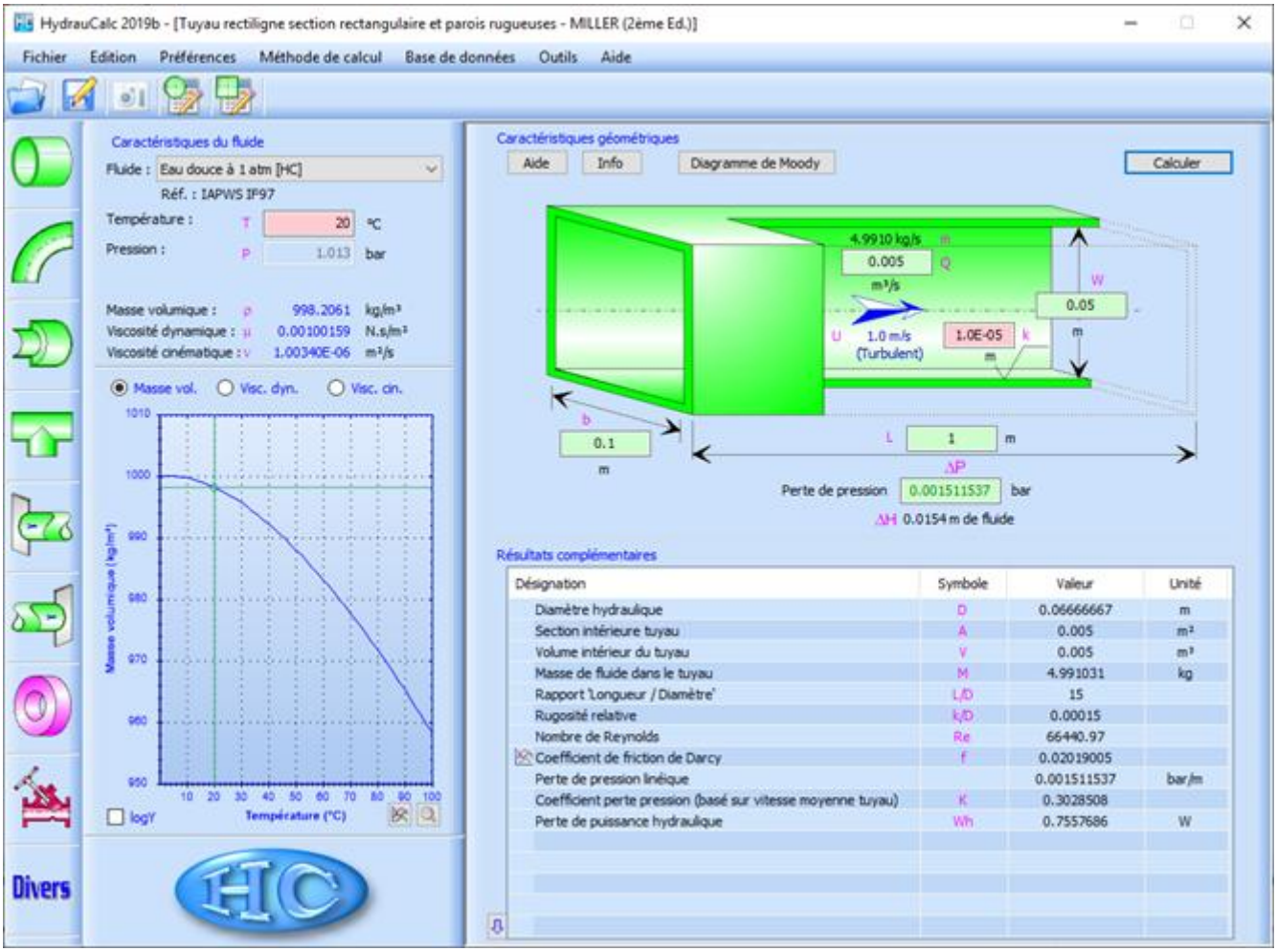
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : luminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- $k/D \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



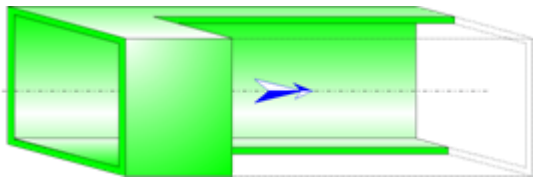
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

[2] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

[3] Dunlop (1991)

2.1.2.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale carrée ou rectangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f \cdot \frac{L}{D}$$

([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_f$$

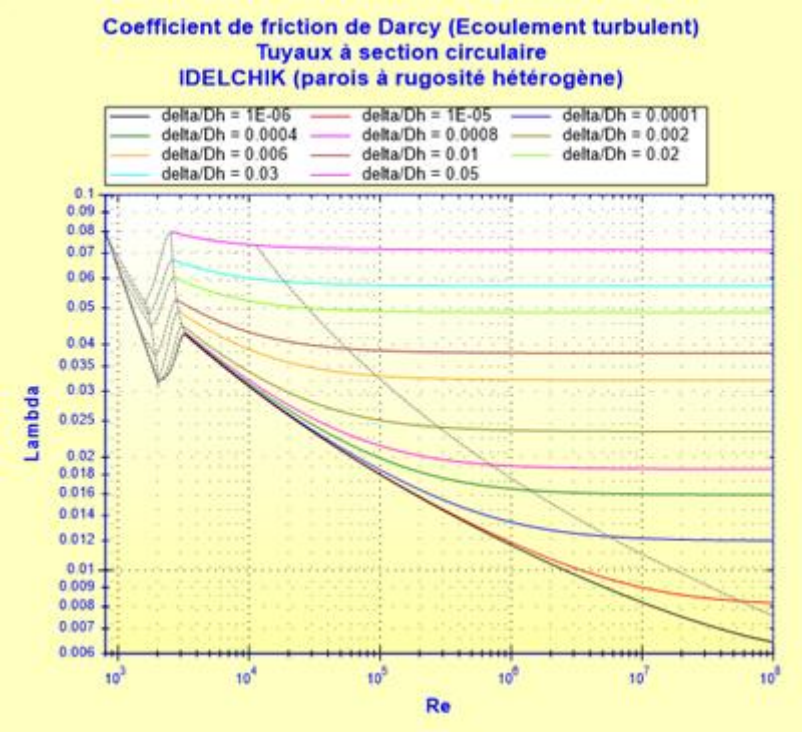
Rugosité absolue équivalente (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$

([1] équation 8.4)

où k est calculé par résolution de l'équation.



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

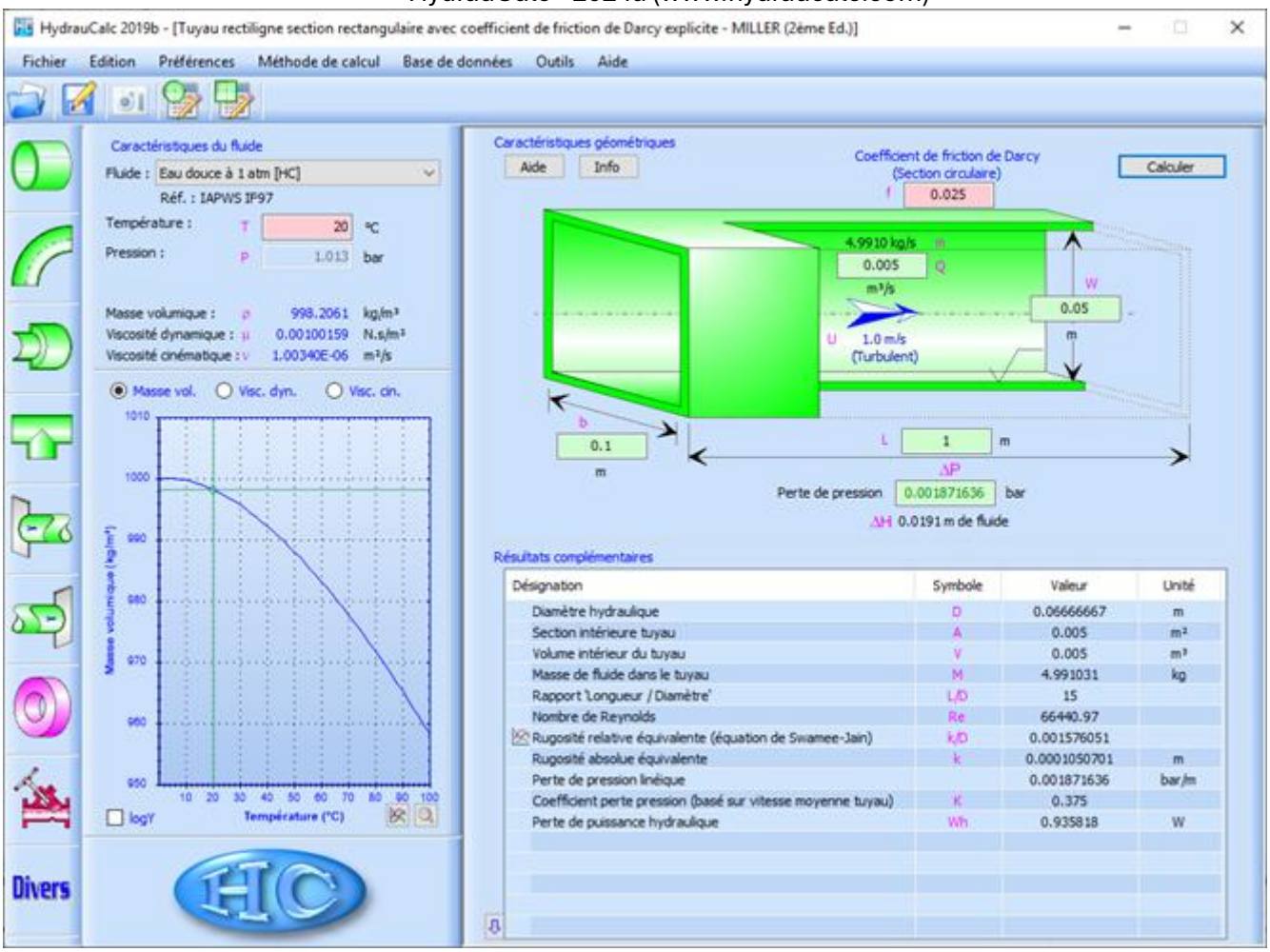
b	Largeur de la section rectangulaire (m)
W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
m	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
k	Rugosité absolue équivalente des parois (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement critique et turbulent ($2\ 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



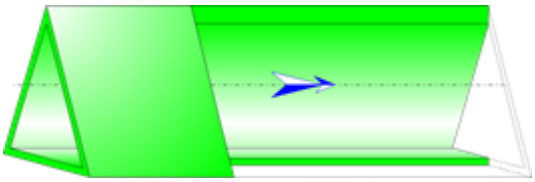
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.1.3 Tuyau rectiligne - Section triangulaire

Tuyau rectiligne

Section triangulaire



Pour calculer les pertes de pression par friction dans les tuyaux rectilignes, l'équation de Darcy Weisbach est utilisée.

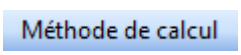
Pour le calcul du coefficient de friction, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des 4 relations disponibles suivantes, en fonction de la rugosité des parois intérieures :

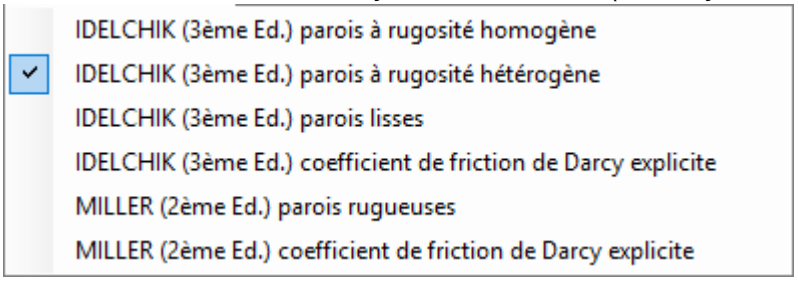
- Tuyauterie à rugosité homogène (rugosité uniforme - tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à rugosité hétérogène (tuyauterie de type industrielle) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois lisses - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois rugueuses - Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il est également possible de renseigner de manière explicite la valeur du coefficient de friction. Ceci est utile dans le cas où l'on souhaite comparer les résultats avec une autre formulation du coefficient de friction (Equation de Haaland par exemple). La saisie du coefficient de friction est disponible pour les références suivantes :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Tuyauterie à rugosité hétérogène ».



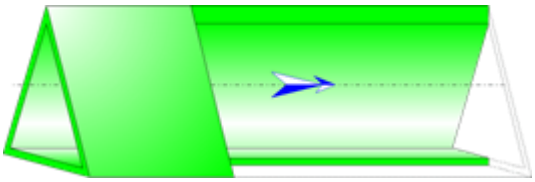

IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité homogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité hétérogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois lisses
IDELCHIK (3ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite
MILLER (2ème Ed.) parois rugueuses
MILLER (2ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite

2.1.3.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène)

Tuyau rectiligne

Section triangulaire et parois à rugosité homogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale triangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée uniforme (tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation de Nikuradse (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Demi-angle au sommet (°) :

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{a_0}{2 \cdot h}\right)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\tan^2(\beta)} + 1}}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \frac{a_0}{2} \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

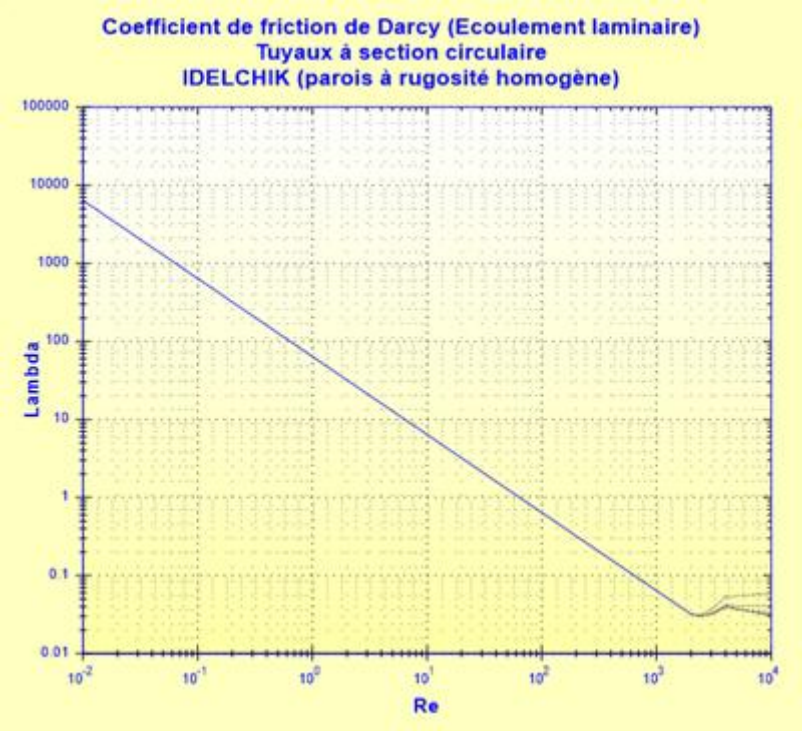
$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

$$\lambda_{circ} = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

équation de Nikuradse

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\lambda}) + c_1 \cdot \log(\overline{\Delta})\right]^2}$$ ([1] diagramme 2.2)

où les valeurs de a_1, b_1 et c_1 sont données ci-dessous :

$\overline{\Delta} \cdot Re \cdot \sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1
3.6 - 10	-0.800	2.000	0.000
10 - 20	0.068	1.130	-0.870
20 - 40	1.538	0.000	-2.000
40 - 191.2	2.471	-0.588	-2.588
> 191.2	1.138	0.000	-2.000

Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

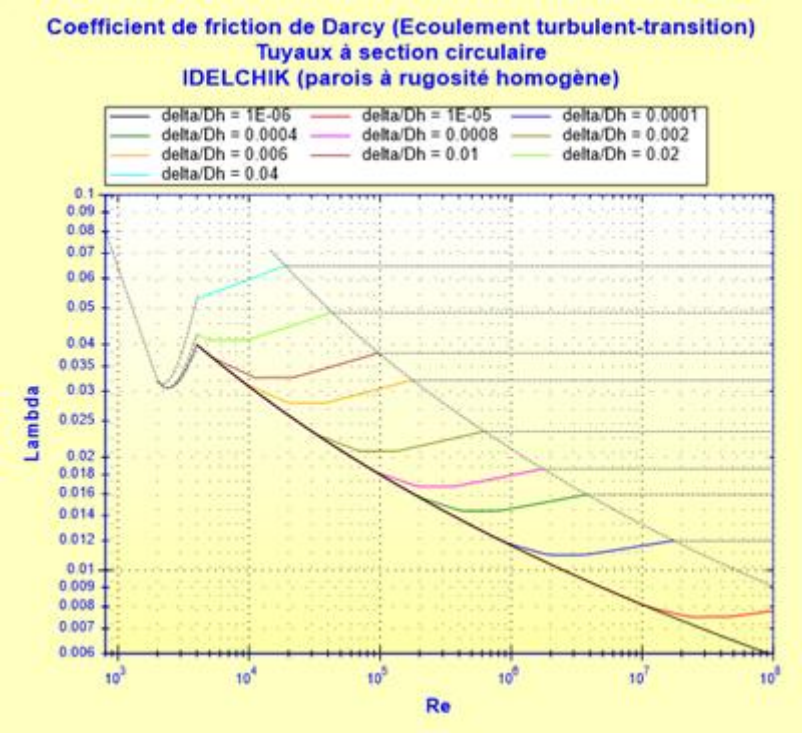
$$Re'_{lim} = \frac{26.9}{\overline{\Delta}^{1.143}}$$ ([1] §2.17)

Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

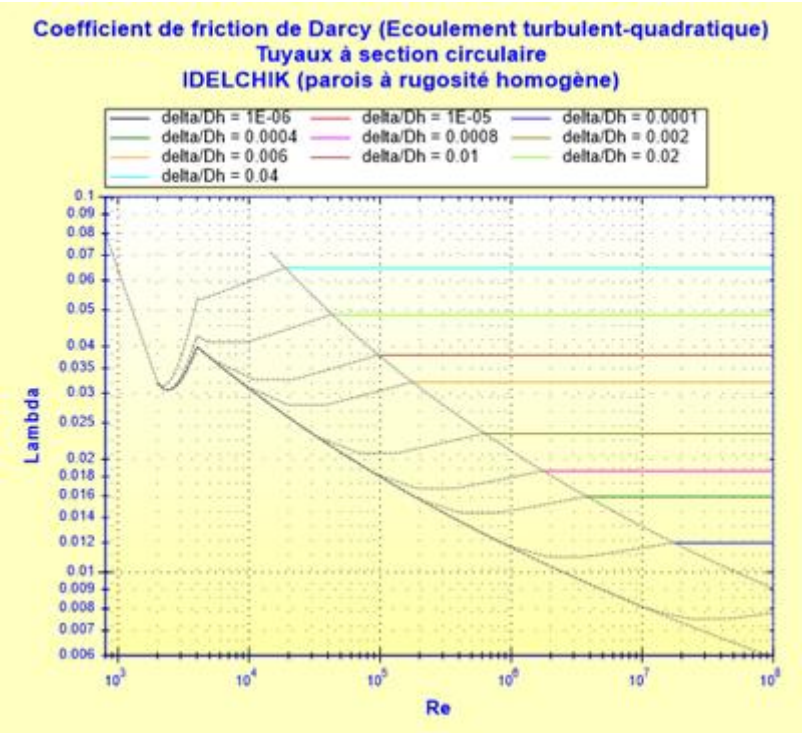
$$Re''_{lim} = \frac{217.6 - 382.4 \cdot \log(\overline{\Delta})}{\overline{\Delta}}$$

([1] diagramme 2.2)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

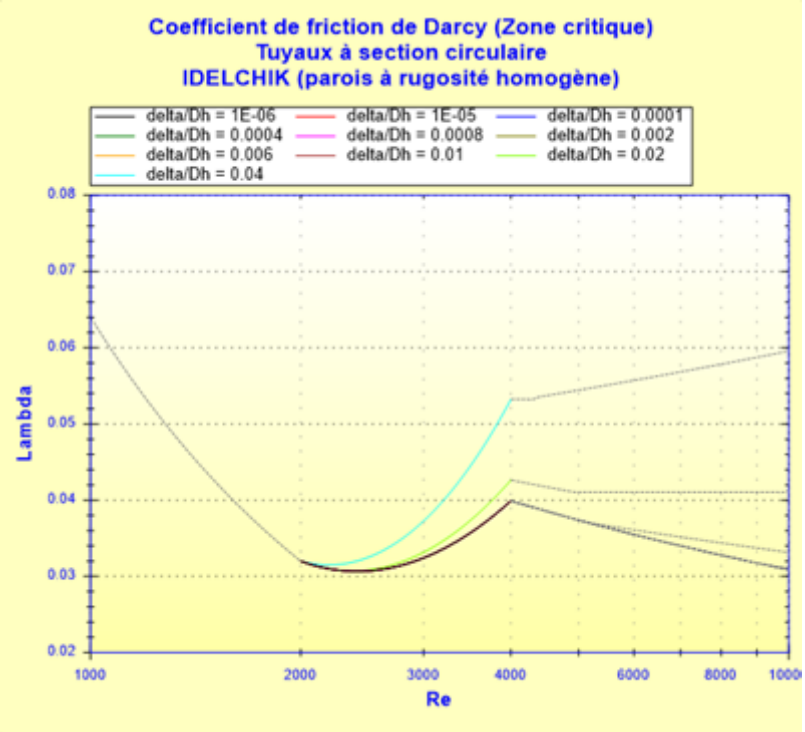
interpolation linéaire

$$\lambda_{circ} = \lambda_L \cdot \left(1 - \frac{Re - 2000}{2000}\right) + \lambda_T \cdot \left(\frac{Re - 2000}{2000}\right)$$

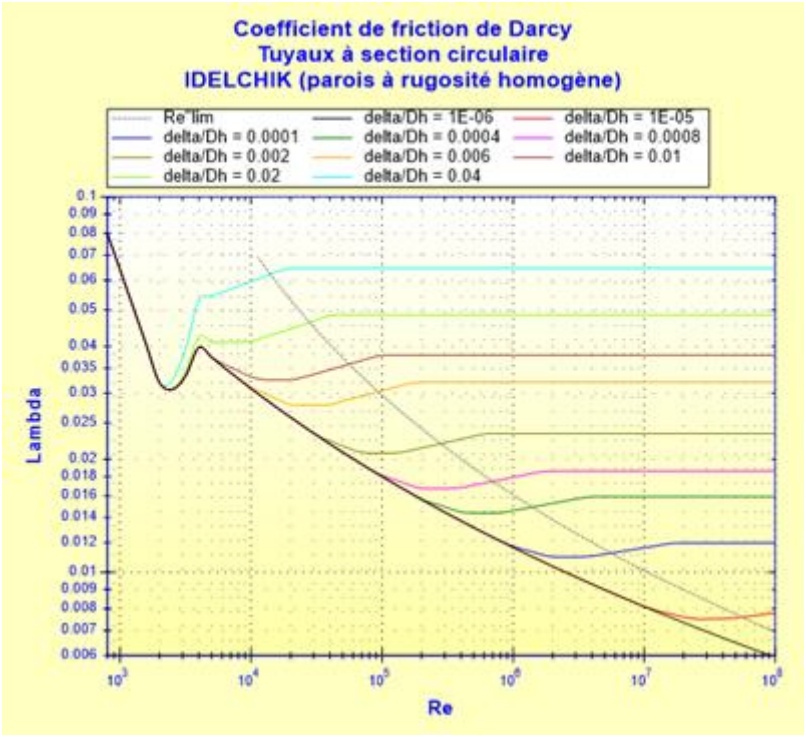
avec :

λ_L = coefficient de friction laminaire obtenu avec Re = 2000

λ_T = coefficient de friction turbulent obtenu avec Re = 4000



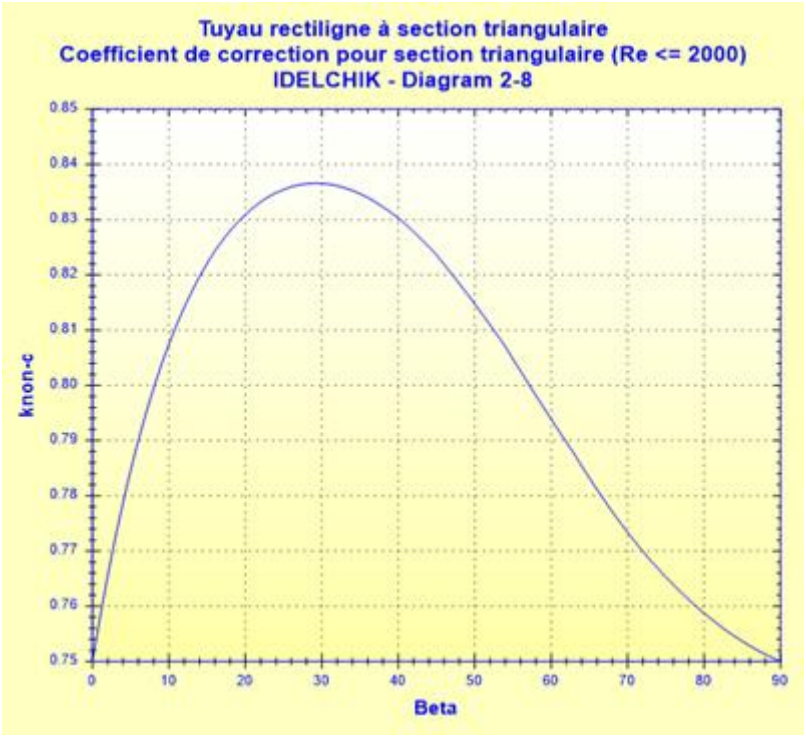
■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{non-c} = f(\beta)$$ ([1] diagramme 2.8)



- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k_{non-c} = f(\beta)$$ ([1] diagramme 2.8)

Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$\lambda_{tria} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2.8

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{tria} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagramme 2.8)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$ ([1] diagramme 2.8)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

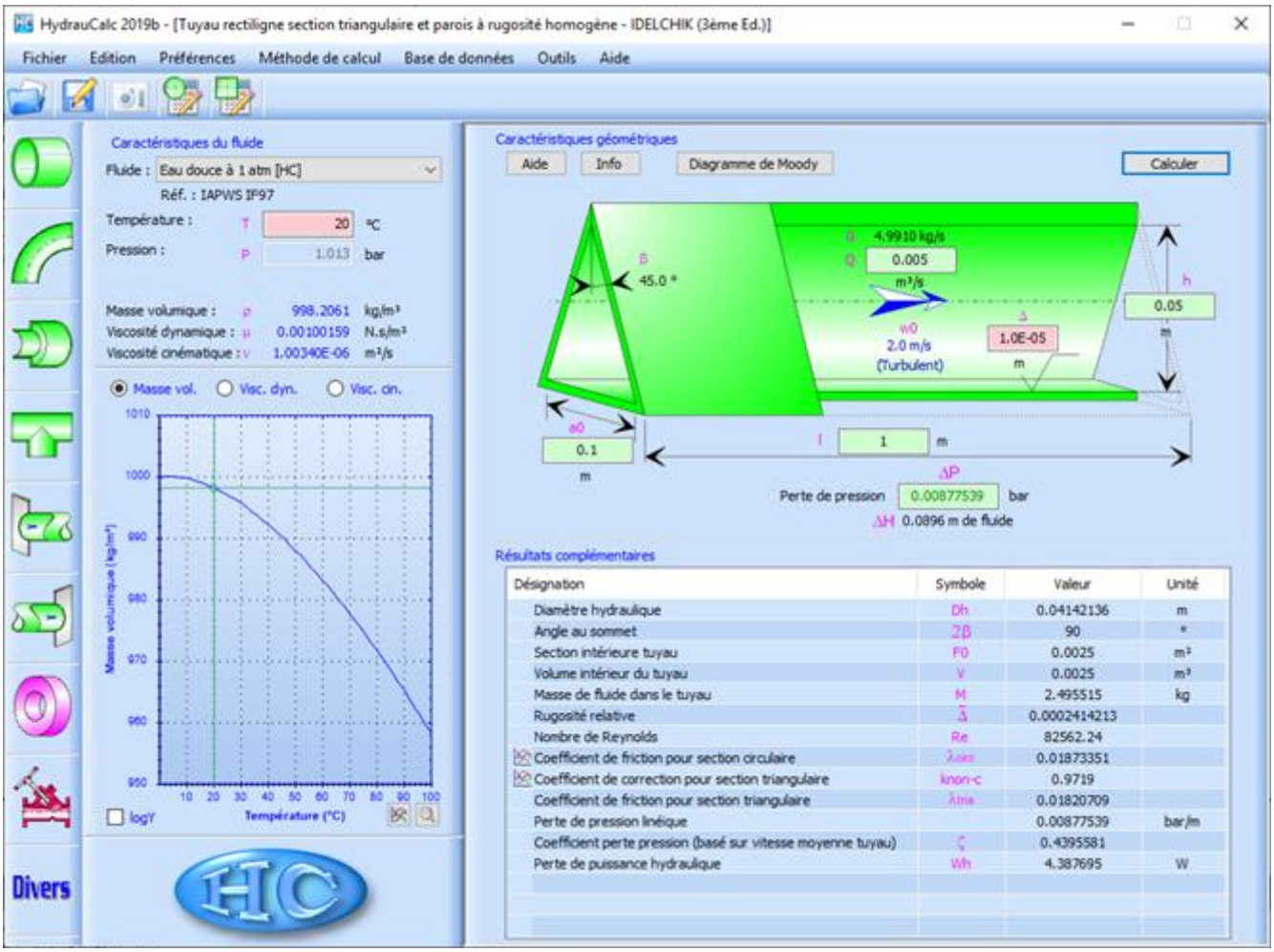
Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Base de la section transversale (m)
h	Hauteur de la section transversale (m)
β	Demi angle au sommet (°)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du tuyau ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
Re'_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()
Re''_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()
λ_{tria}	Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- rugosité relative $\bar{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

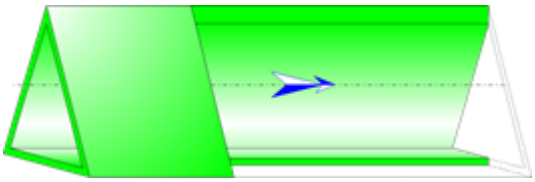
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.3.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène)

Tuyau rectiligne

Section triangulaire et parois à rugosité hétérogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale triangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée hétérogène (tuyauterie de type industrielle).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation implicite de Colebrook-White (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Half top angle (°):

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{a_0}{2 \cdot h}\right)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\tan^2(\beta)} + 1}}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \frac{a_0}{2} \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

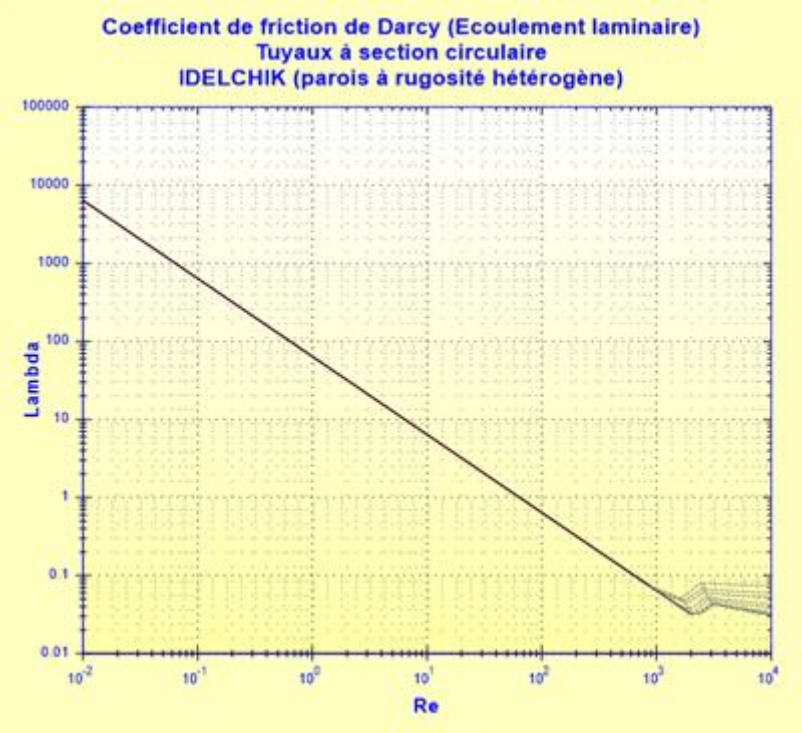
$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq Re_0$) :

loi de Hagen-Poiseuille

$$\lambda_{circ} = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète ($Re \geq Re_2$) :

équation de Colebrook-White

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$ ([1] diagramme 2.4)

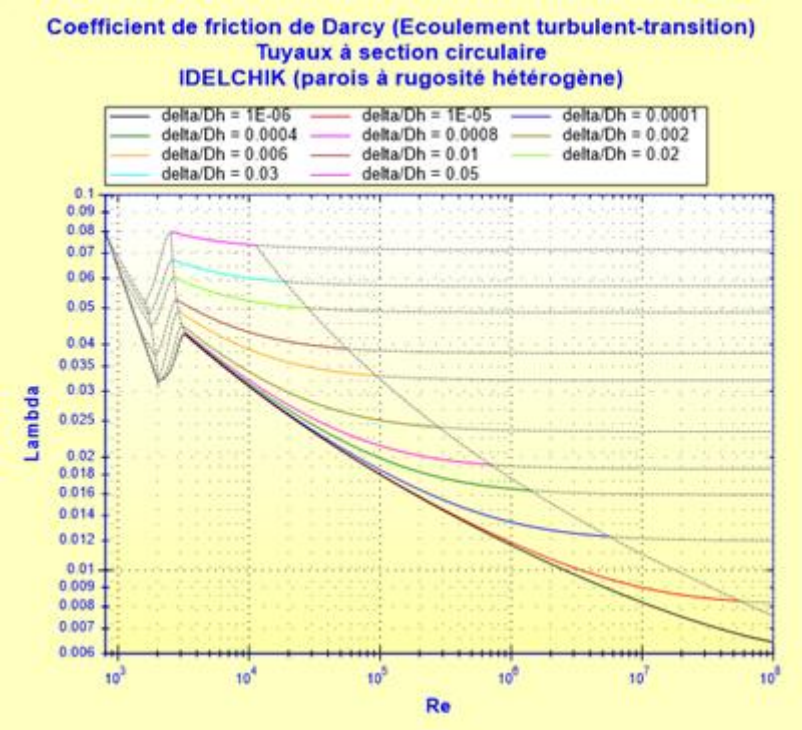
Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

$$Re'_{lim} = \frac{15}{\overline{\Delta}}$$ ([1] §2.23)

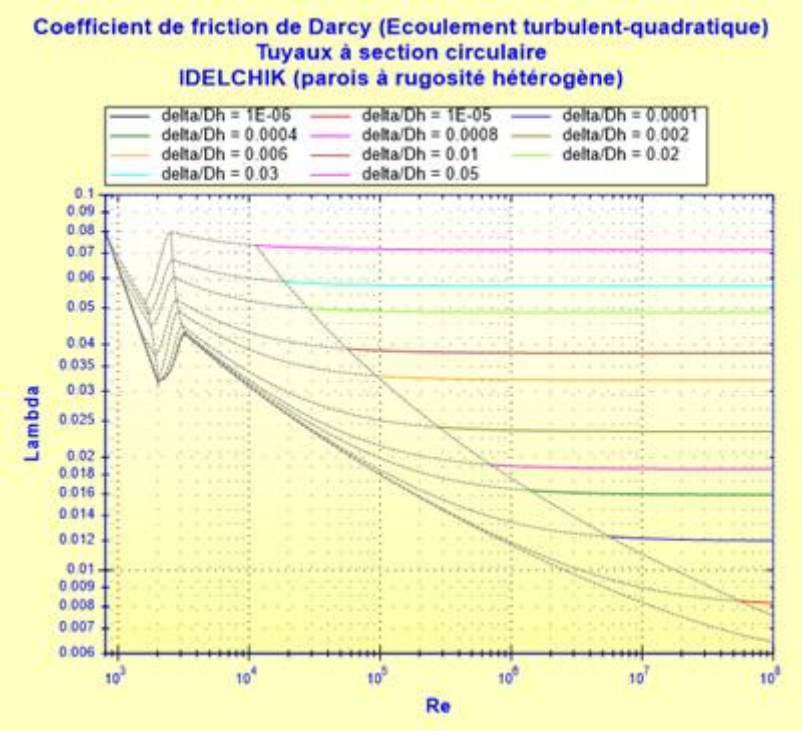
Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

$$Re''_{lim} = \frac{560}{\overline{\Delta}}$$ ([1] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique ($Re_0 < Re < Re_2$) :

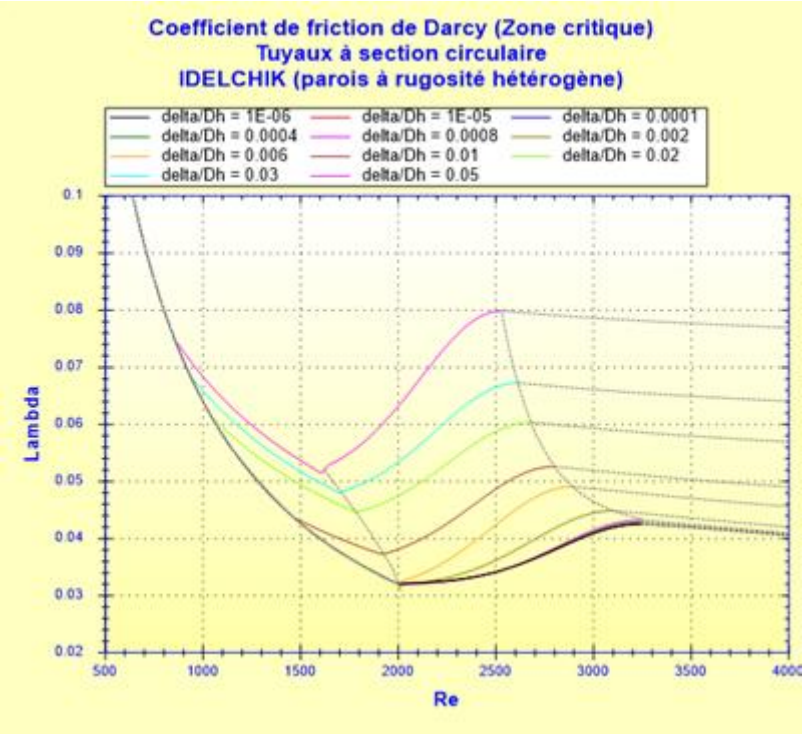
$$\lambda_{circ} = f(Re, \overline{\Delta})$$ ([1] diagramme 2.3)

Nombre de Reynolds de début de la zone critique :

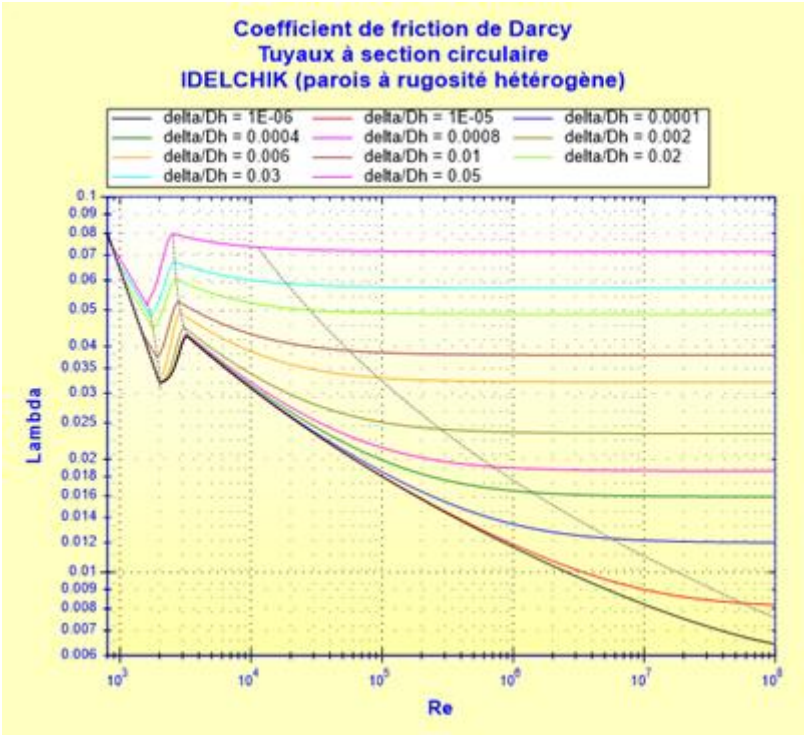
$$Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0.0065}{\overline{\Delta}}\right)$$ ([1] §2.21)

Nombre de Reynolds de fin de la zone critique :

$$Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\overline{\Delta}}\right)^{0.0635}$$ ([1] §2.22)



■ tous régimes d'écoulement :

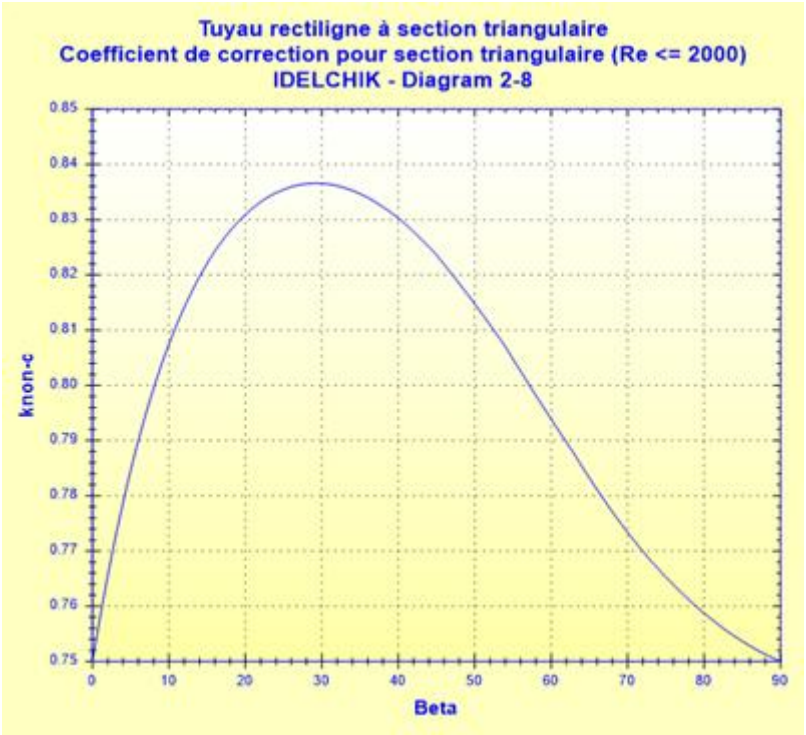


Correction du coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{non-c} = f(\beta)$$

([1] diagramme 2.8)



- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k_{non-c} = f(\beta)$$ ([1] diagramme 2.8)

Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$\lambda_{tria} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2.8)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{tria} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagramme 2.8)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$ ([1] diagramme 2.8)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

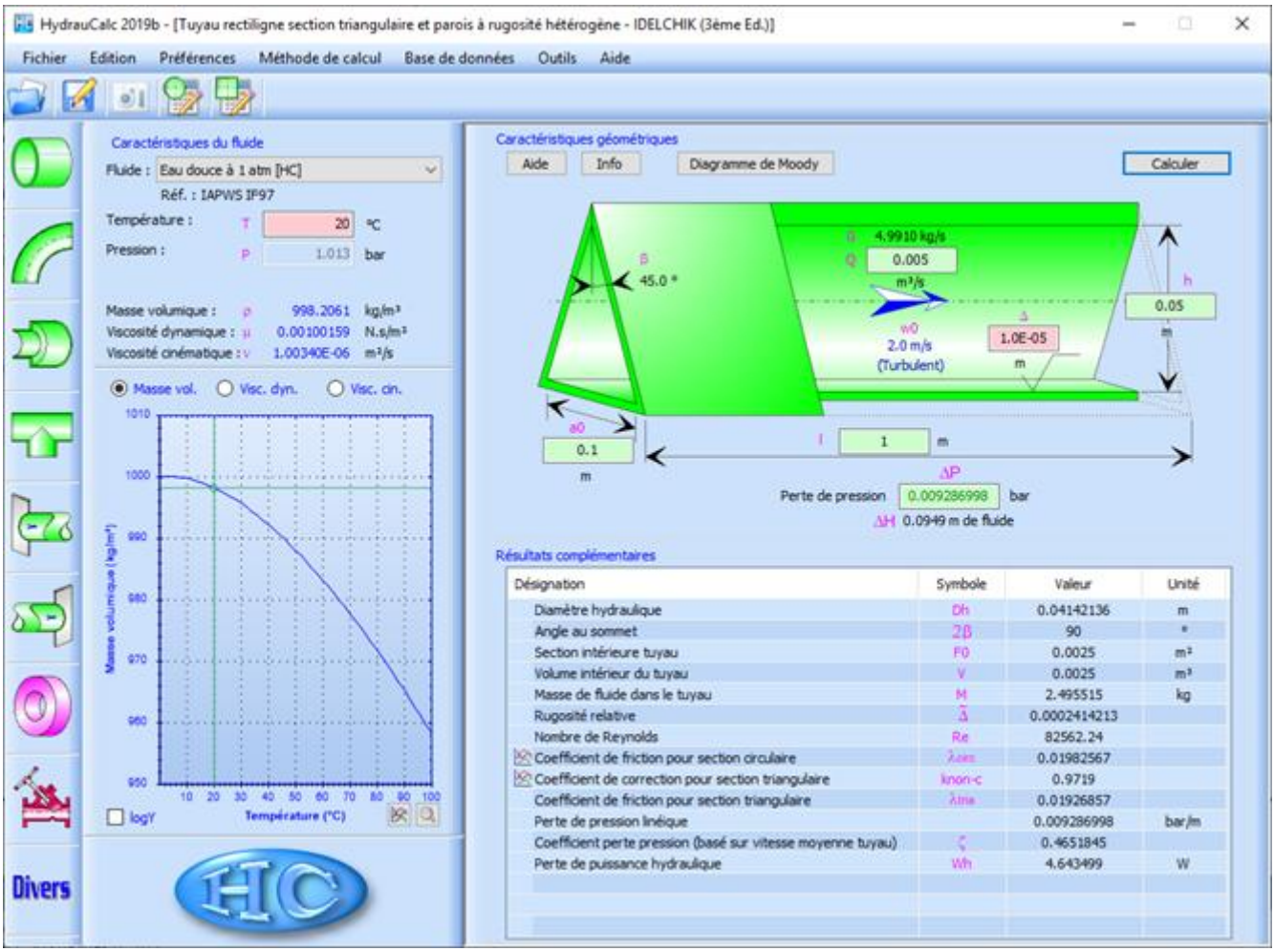
a_0	Base de la section transversale (m)
h	Hauteur de la section transversale (m)
β	Half top angle (°)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du tuyau ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
Re'_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()
Re''_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()
Re_0	Nombre de Reynolds de début de la zone critique ()
Re_2	Nombre de Reynolds de fin de la zone critique ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()
λ_{tria}	Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- rugosité relative $\bar{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

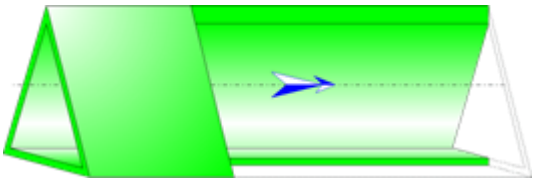
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.3.3 IDELCHIK (parois lisses)

Tuyau rectiligne

Section triangulaire et parois lisses

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale triangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La paroi intérieure de la tuyauterie est supposée totalement lisse (sans rugosité).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille,
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Filonenko et Althsul,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Demi-angle au sommet (°) :

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{a_0}{2 \cdot h}\right)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\tan^2(\beta)} + 1}}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \frac{a_0}{2} \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

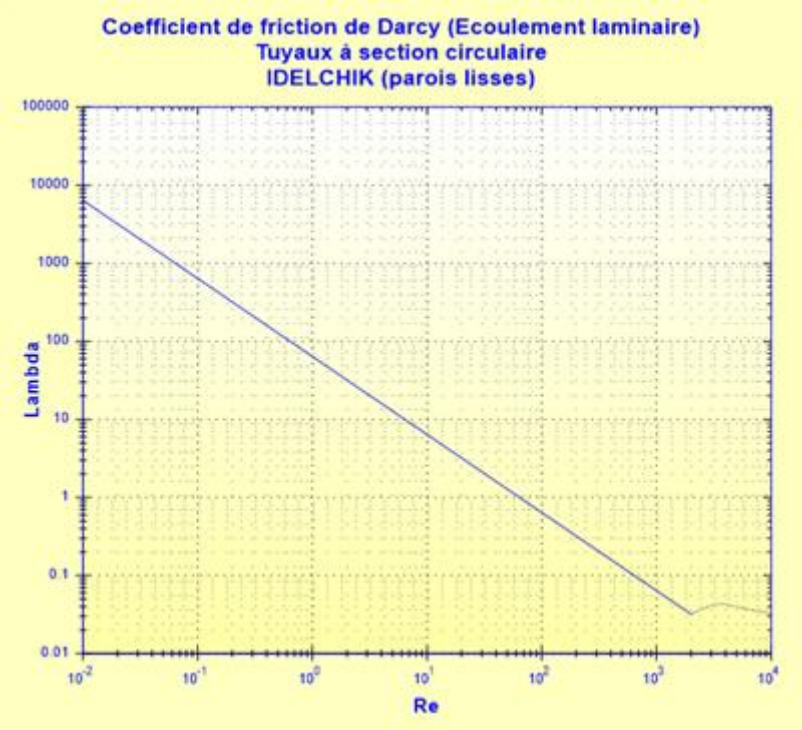
$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda_{circ} = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)

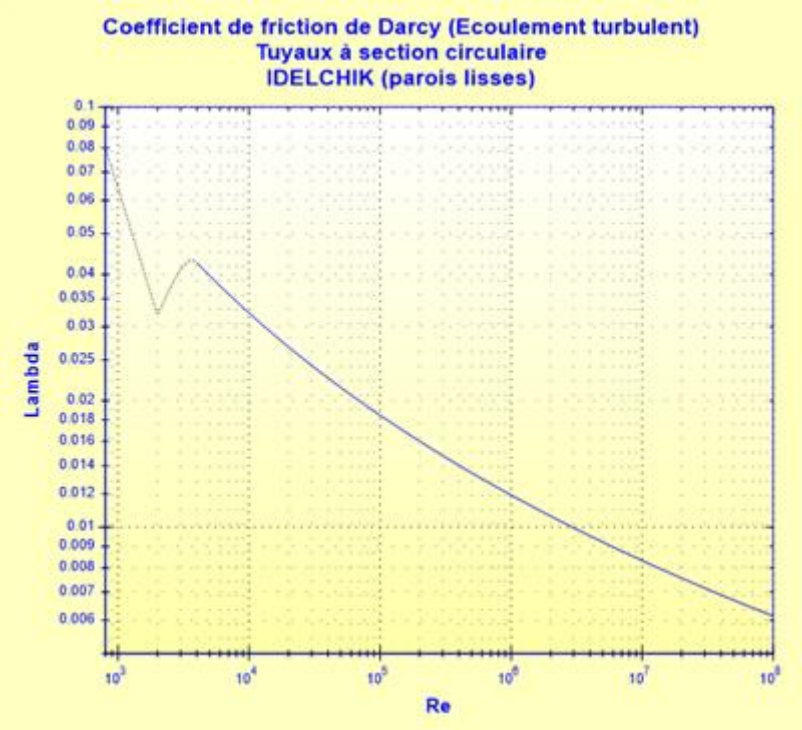


■ régime turbulent (Re ≥ 4000) :

équation de Filonenko et Althsul

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[1.8 \cdot \log(\mathrm{Re}) - 1.64\right]^2}$$

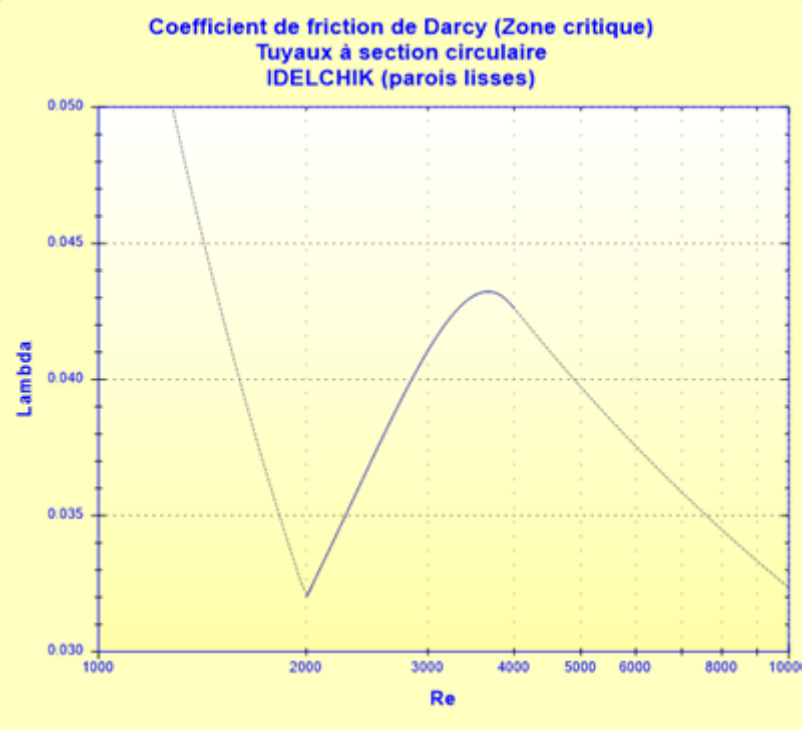
([1] diagramme 2.1)



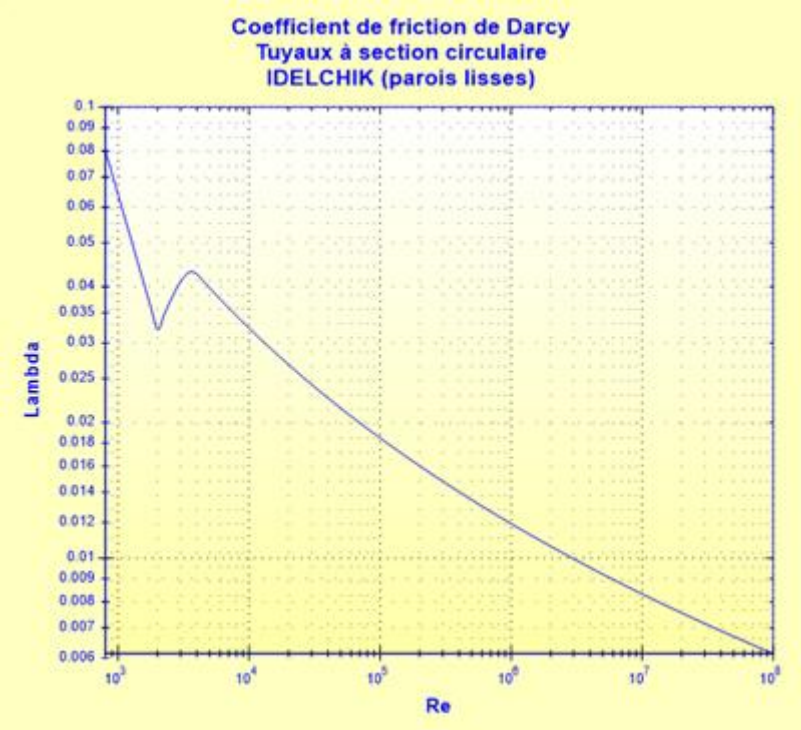
■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

interpolation entre régimes laminaire et turbulent

$\lambda_{circ} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.1)



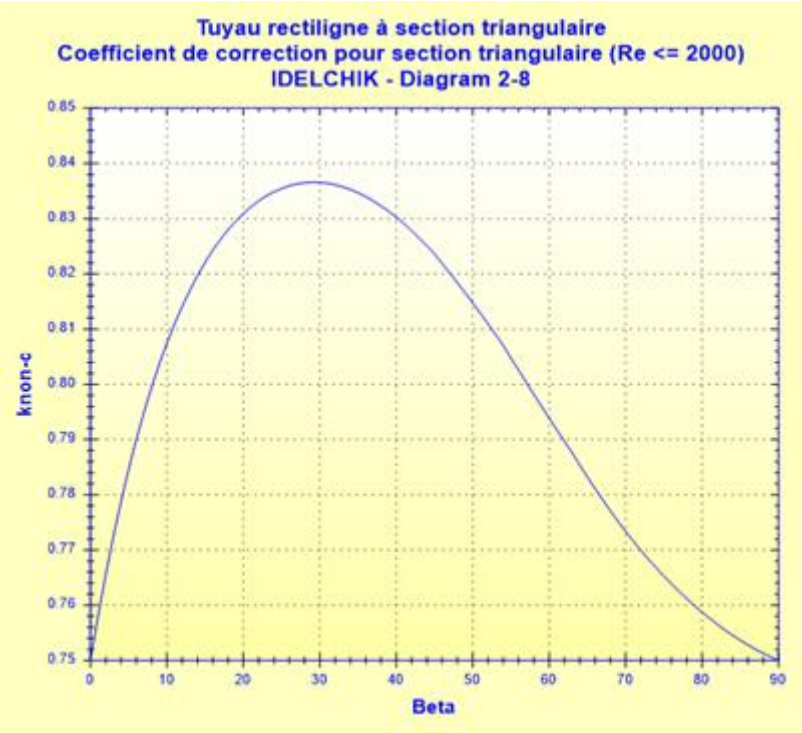
■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

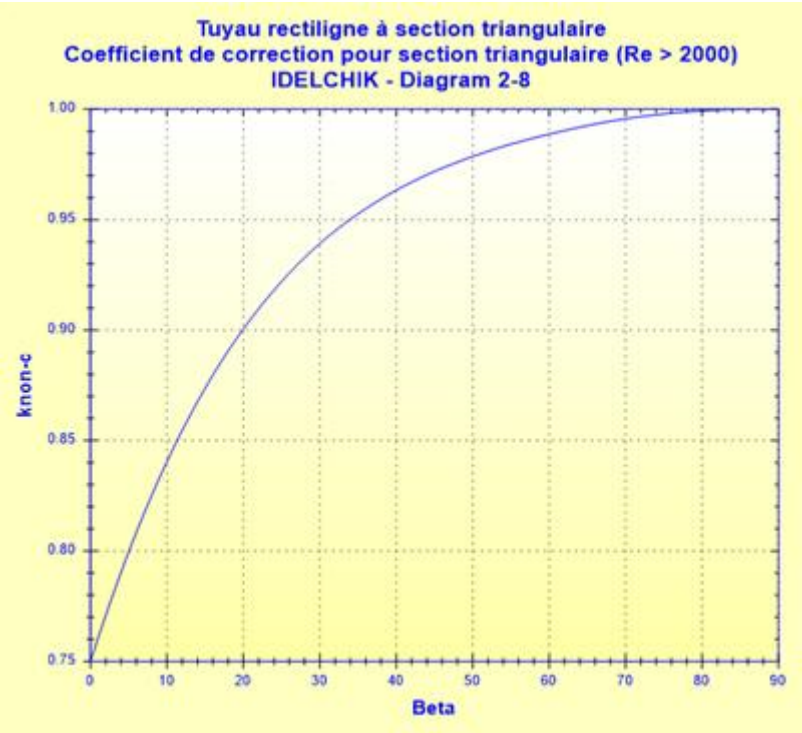
■ régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$k_{non-c} = f(\beta)$ ([1] diagramme 2.8)



■ régime turbulent (Re > 2000) :

$k_{non-c} = f(\beta)$ ([1] diagramme 2.8)



Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$\lambda_{tria} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2.8

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{tria} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagramme 2.8)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$ ([1] diagramme 2.8)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Base de la section transversale (m)
h	Hauteur de la section transversale (m)
β	Demi angle au sommet (°)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

λ_{tria} Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

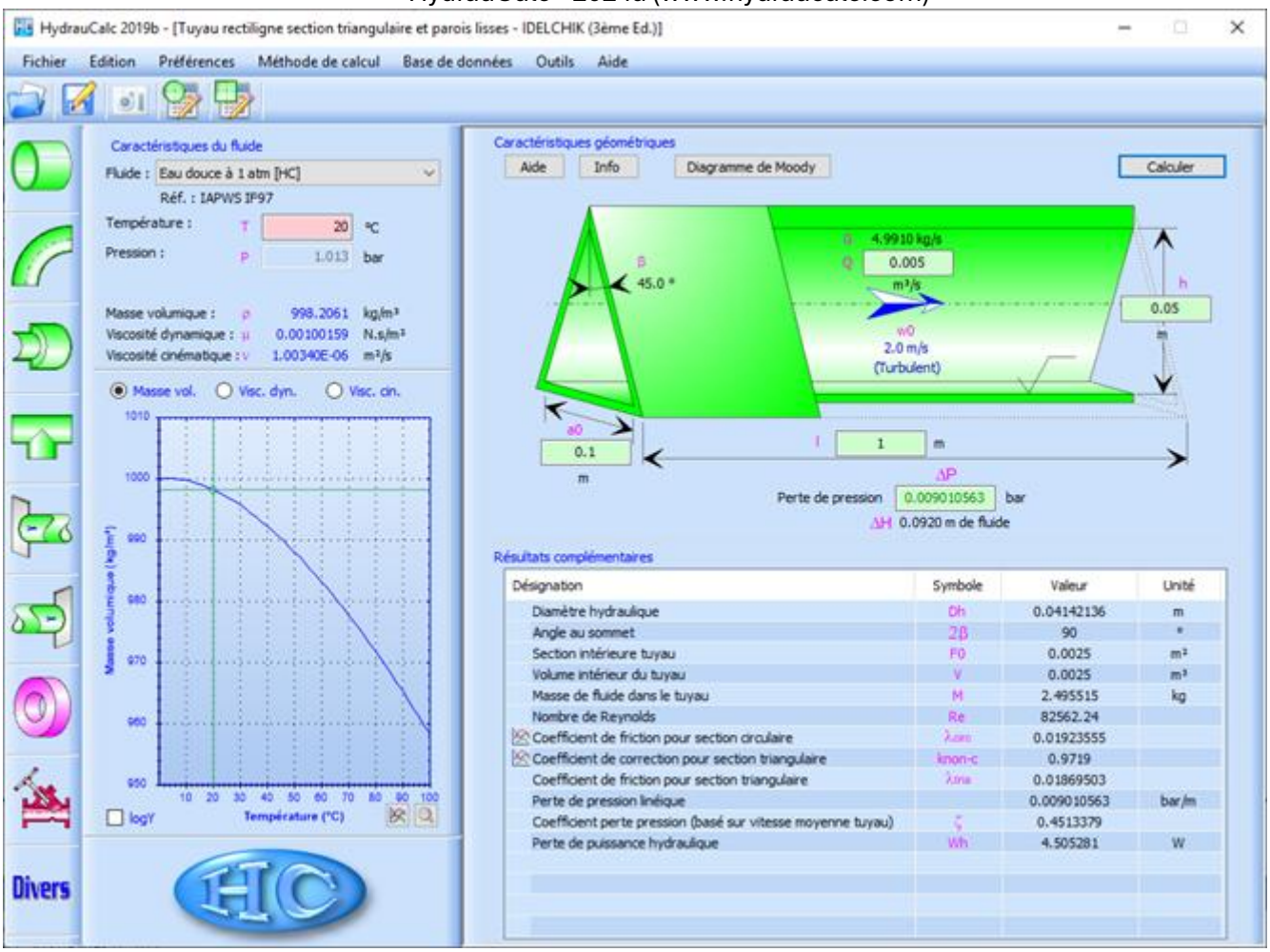
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé

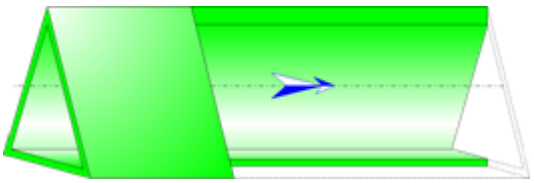
Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.3.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale triangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Demi-angle au sommet (°) :

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{a_0}{2 \cdot h}\right)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\tan^2(\beta)} + 1}}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \frac{a_0}{2} \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

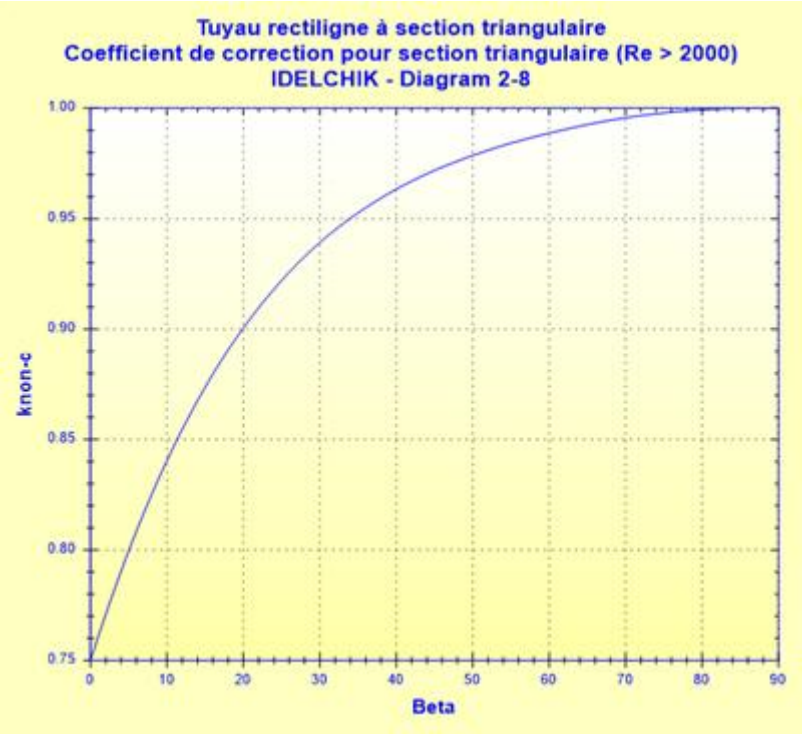
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Correction du coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$k_{non-c} = f(\beta)$$ ([1] diagramme 2.8)



Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$\lambda_{tria} = \lambda_{circ} \cdot K_{non-c}$$ ([1] diagramme 2.8)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

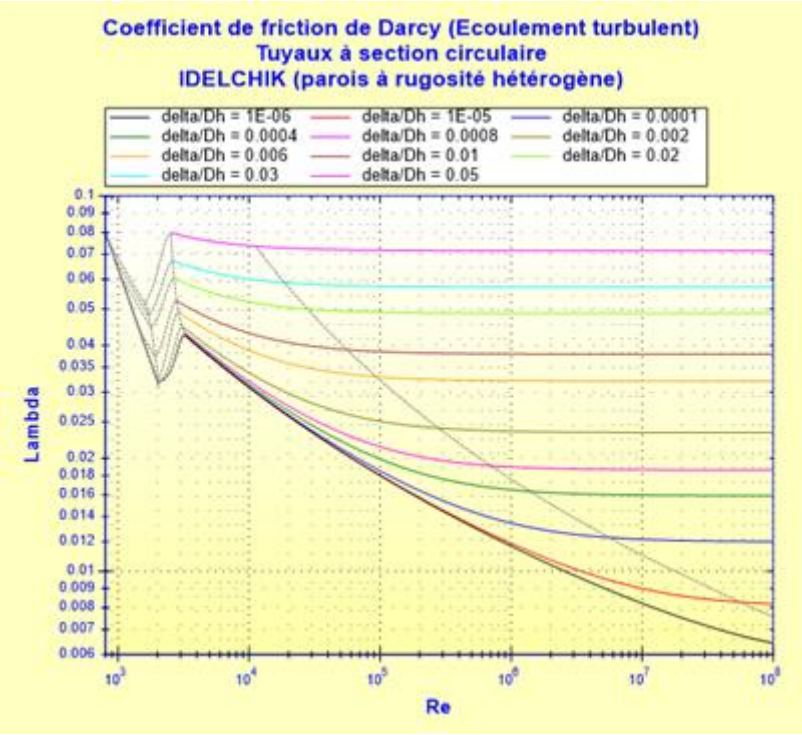
$$\zeta = \lambda_{tria} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagramme 2.8)

Rugosité relative équivalente (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Colebrook-White

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_{circ}}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$ ([1] diagramme 2.4)

où $\overline{\Delta}$ est calculé par résolution de l'équation.



Rugosité absolue équivalente (m) :

$$\Delta = \overline{\Delta} \cdot D_h$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

([1] diagram 2.8)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Base de la section transversale (m)
h	Hauteur de la section transversale (m)
β	Demi angle au sommet (°)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
λ_{tria}	Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative équivalente des parois intérieures du tuyau ()
Δ	Rugosité absolue équivalente des parois intérieures du tuyau (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

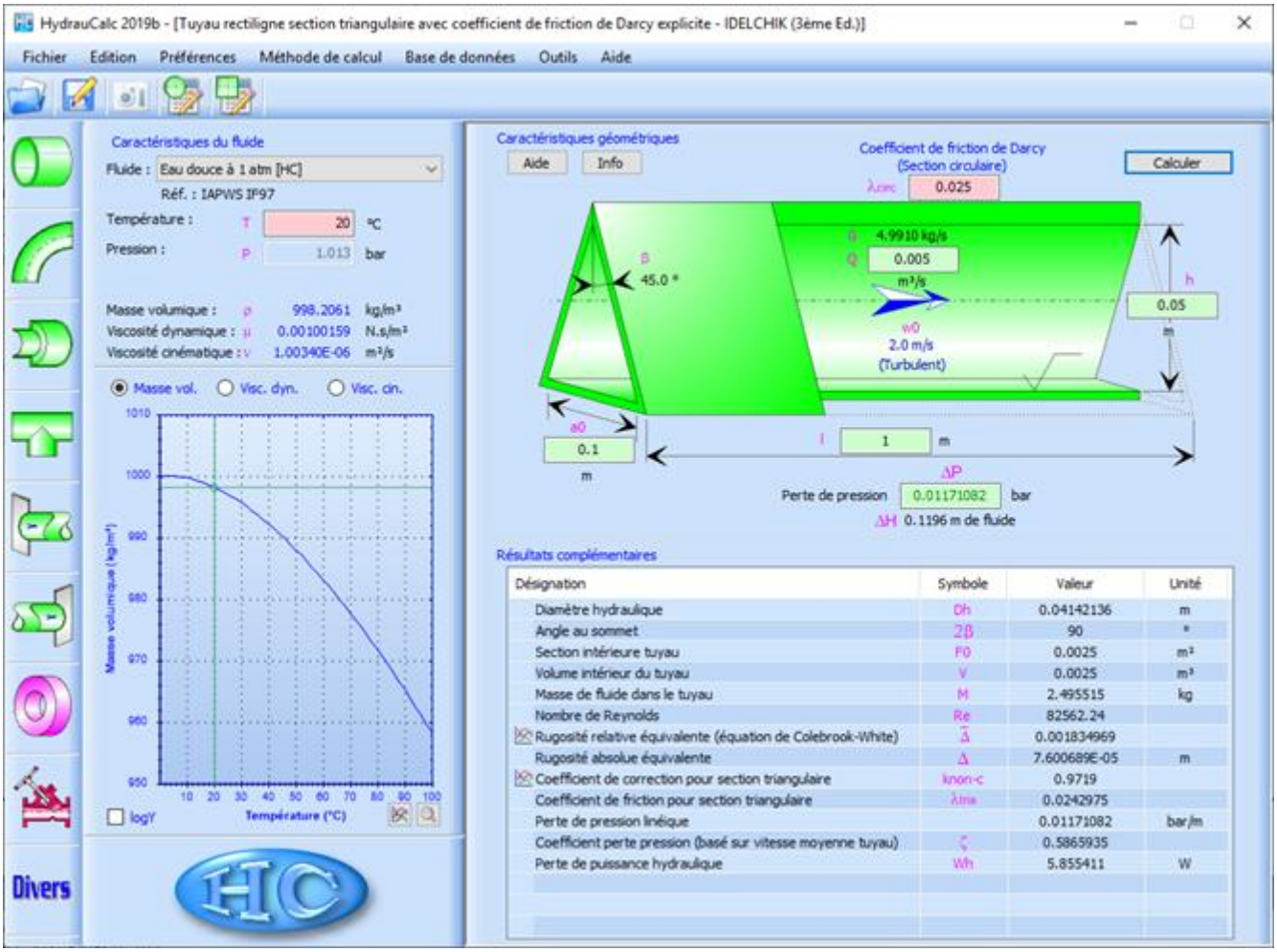
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire $\lambda_{circ} < 0.1$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

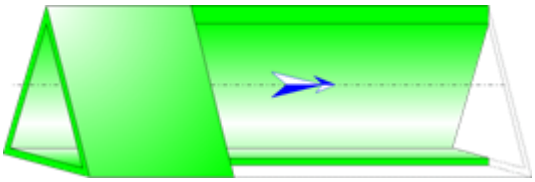
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.3.5 MILLER (parois rugueuses)

Tuyau rectiligne

Section triangulaire et parois rugueuses

(MILLER)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale triangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Swamee-Jain (dépendant de la valeur de la rugosité relative), l'équation explicite de Swamee-Jain est une approximation de l'équation implicite de Colebrook-White,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Angle au sommet (°) :

$$\theta = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{W}{2 \cdot h}\right)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\tan^2\left(\frac{\theta}{2}\right)} + 1}}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \frac{w}{2} \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

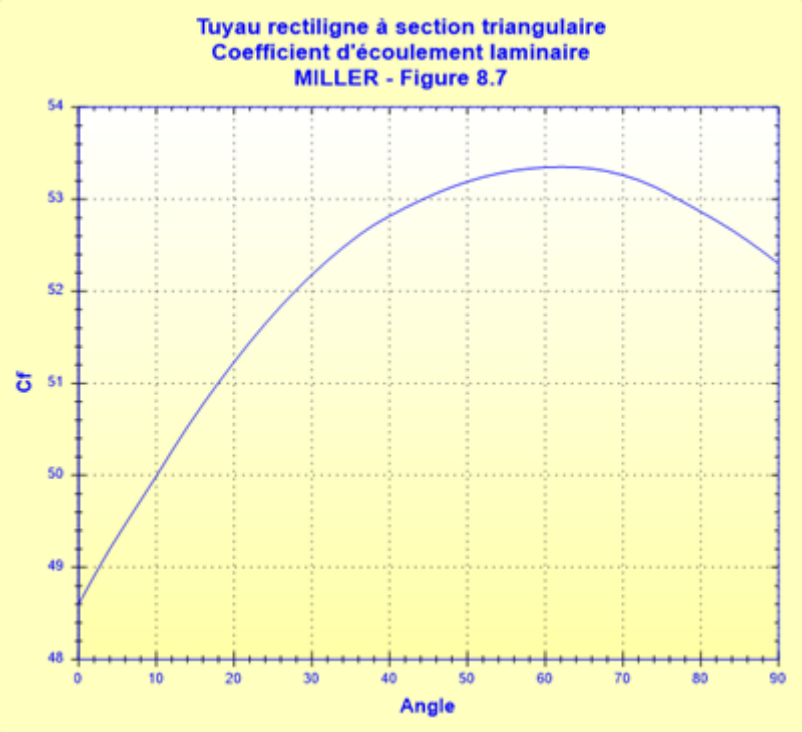
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient d'écoulement laminaire :

$$Cf = f(\theta)$$ ([1] figure 8.7)



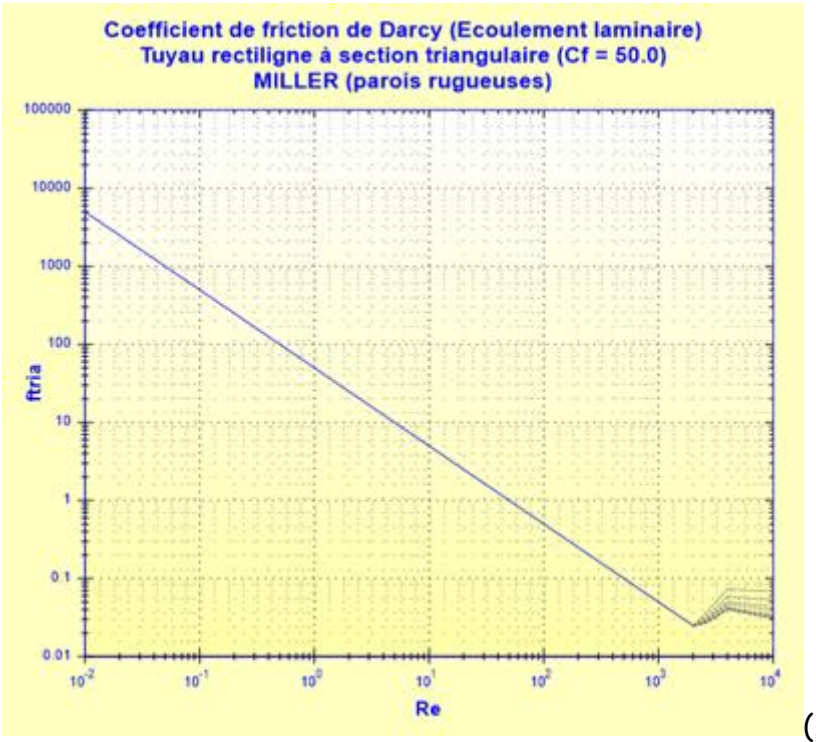
Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

Coefficient de friction de Darcy pour tuyau à section triangulaire :

$$f_{tria} = \frac{Cf}{Re}$$

([1] équation 8.7)



([1] équation 8.7 avec Cf = 50)

■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

Coefficient de friction de Darcy pour tuyau à section circulaire :

équation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f_{circ} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{\mathrm{Re}^{0.9}}\right)\right]^2}$$

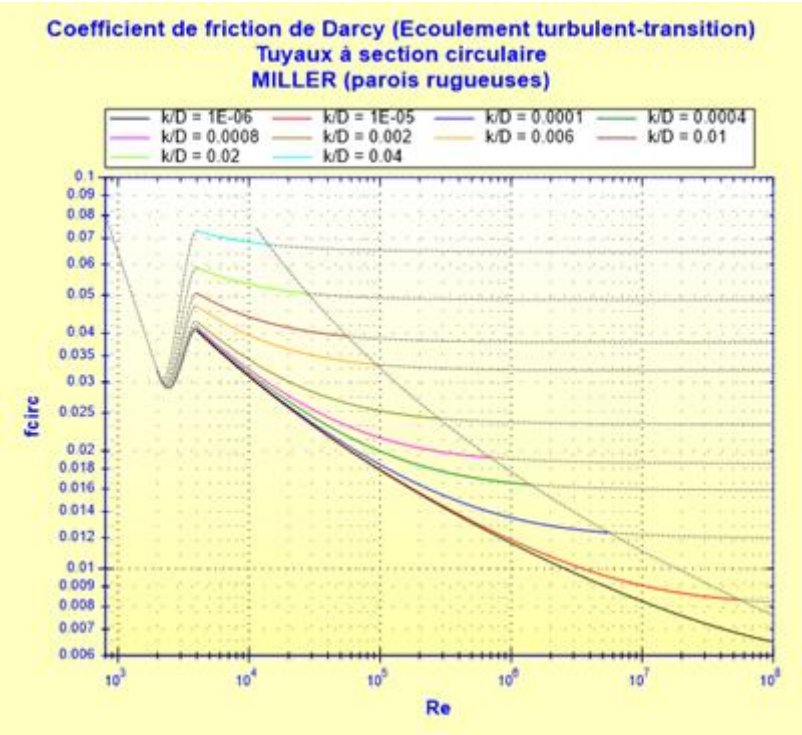
([1] équation 8.4)

nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

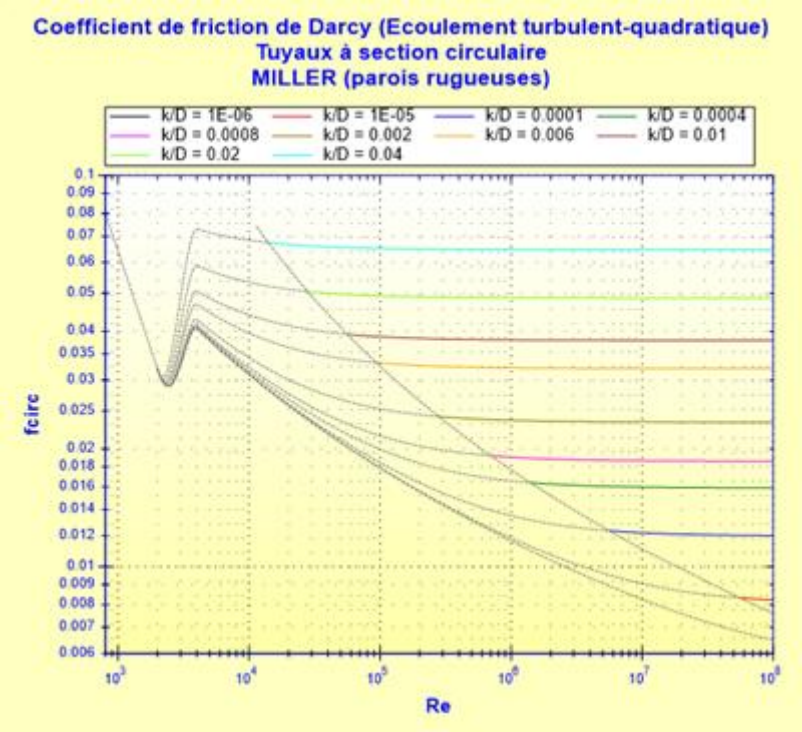
$$\mathrm{Re''}_{lim} = \frac{560}{k/D}$$

([2] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$f_{tria} = f_{circ}$$

■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

Coefficient de friction de Darcy pour tuyau à section circulaire :

interpolation cubique

$$f_{circ} = (X1 + R \cdot (X2 + R \cdot (X3 + X4)))$$ ([3])

avec :

$$R = \frac{Re}{2000}$$

$$X1 = 7 \cdot FA - FB$$

$$X2 = 0.128 - 17 \cdot FA + 2.5 \cdot FB$$

$$X3 = -0.128 + 13 \cdot FA - 2 \cdot FB$$

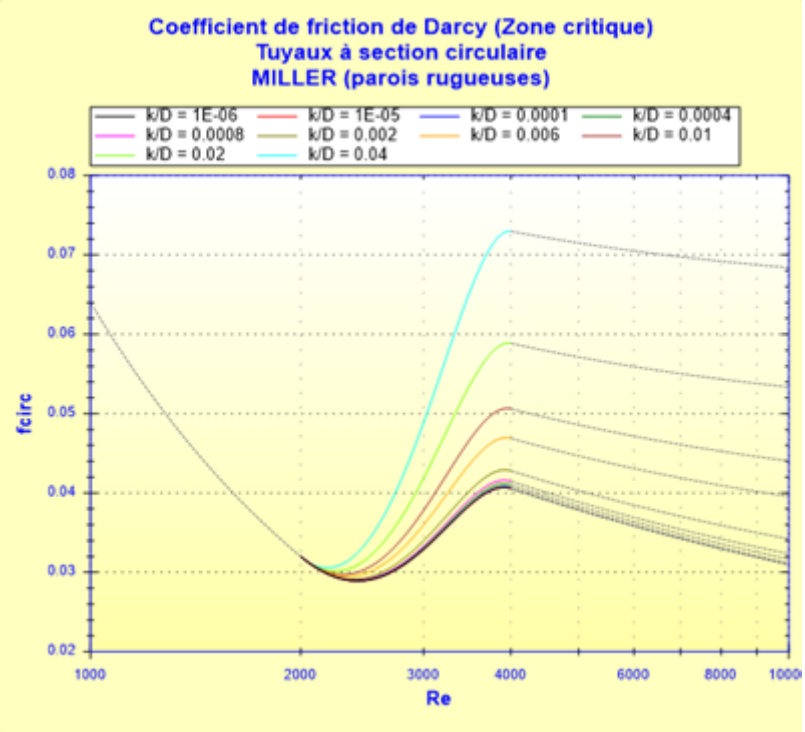
$$X4 = R \cdot (0.032 - 3 \cdot FA + 0.5 \cdot FB)$$

$$FA = Y3^{-2}$$

$$FB = FA \cdot \left(2 - \frac{0.00514215}{Y2 \cdot Y3}\right)$$

$$Y2 = \frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}$$

$$Y3 = -0.86859 \cdot ln\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{4000^{0.9}}\right)$$



Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$f_{tria} = f_{circ}$$

Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f_{tria} \cdot \frac{L}{D}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

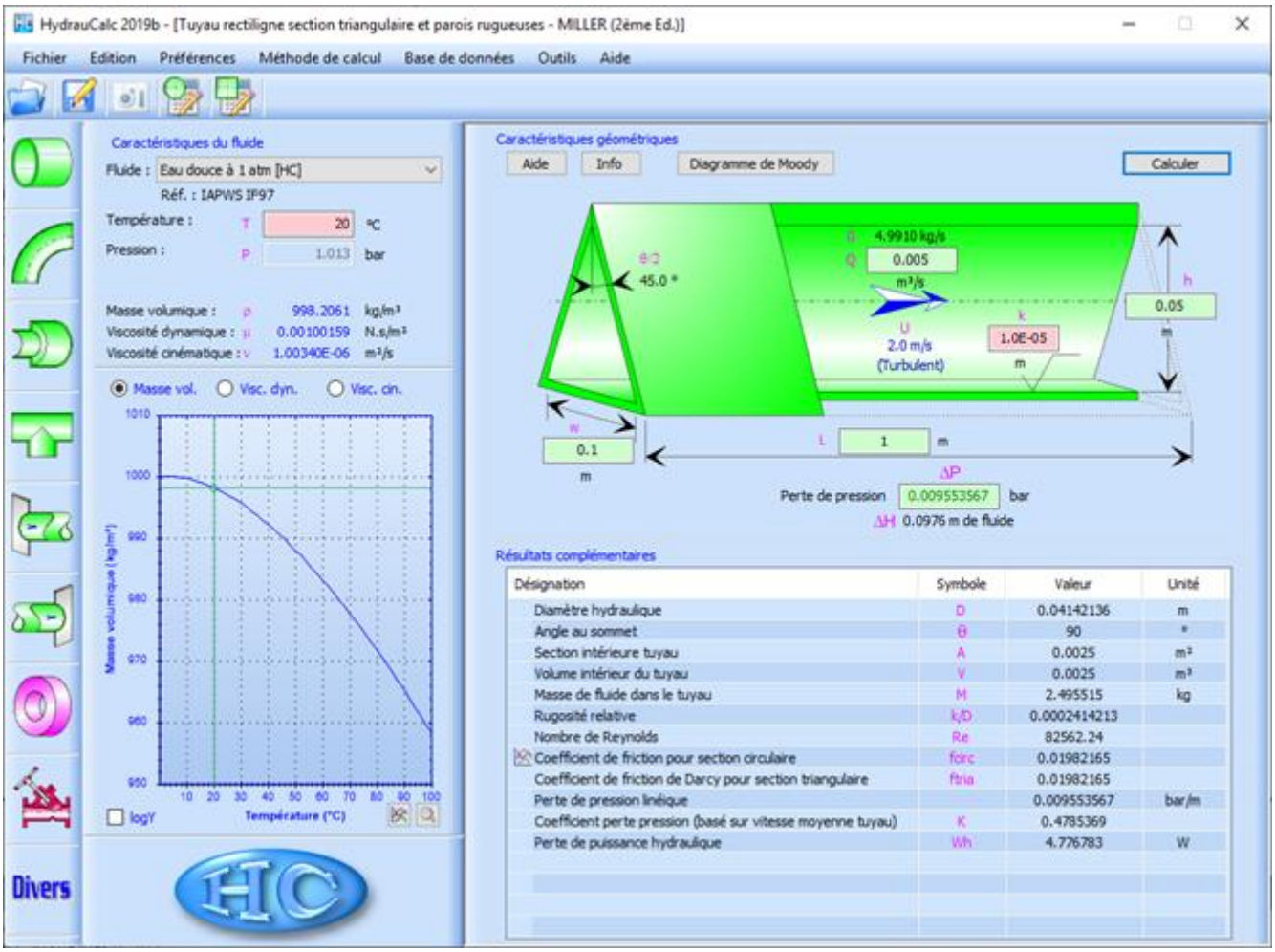
Symboles, définitions, unités SI :

w	Base de la section transversale (m)
h	Hauteur de la section transversale (m)
θ□□□□□□□□□□□□□□□	Angle au sommet (°)
D	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
m	Débit massique (kg/s)
L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Cf	Coefficient d'écoulement laminaire ()
k	Rugosité absolue (m)
f_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
Re''_{lim}	Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète ()
f_{tria}	Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : luminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- rugosité relative $k/D \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



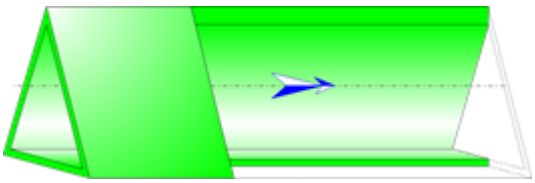
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

[2] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

[3] Dunlop (1991)

2.1.3.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale triangulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Angle au sommet (°) :

$$\theta = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{w}{2 \cdot h}\right)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\tan^2\left(\frac{\theta}{2}\right)} + 1}}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \frac{w}{2} \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire :

$$f_{tria} = f_{circ}$$

Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f_{tria} \cdot \frac{L}{D}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

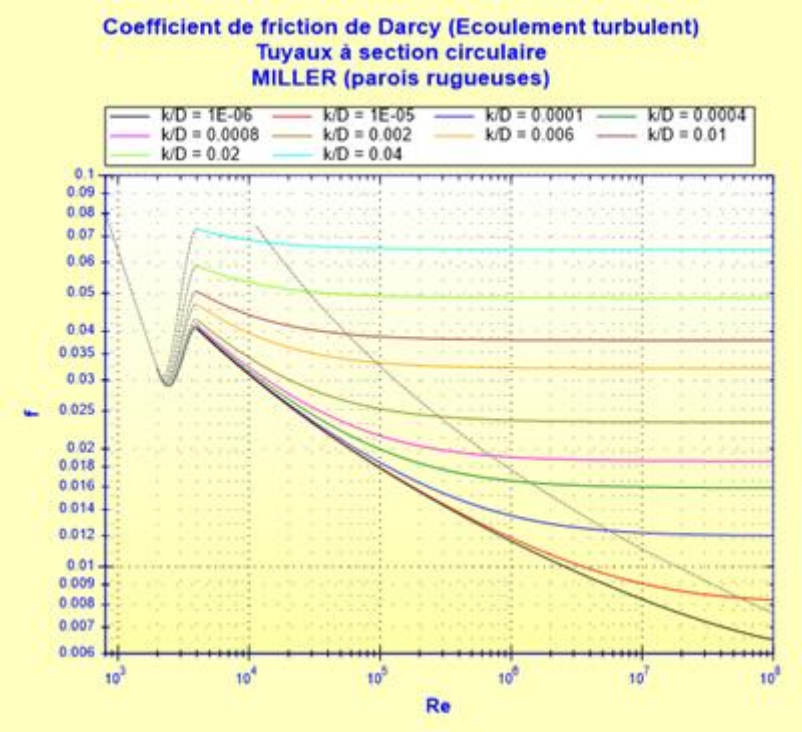
$$K = K_f$$

Rugosité absolue équivalente pour tuyau à section circulaire (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f_{circ} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$ ([1] équation 8.4)

où k est calculé par résolution de l'équation.



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

θ□□□□□□□□□□□□□□□ Angle au sommet (°)

w Base de la section transversale (m)

h Hauteur de la section transversale (m)

D Diamètre hydraulique (m)

A Section transversale de passage (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

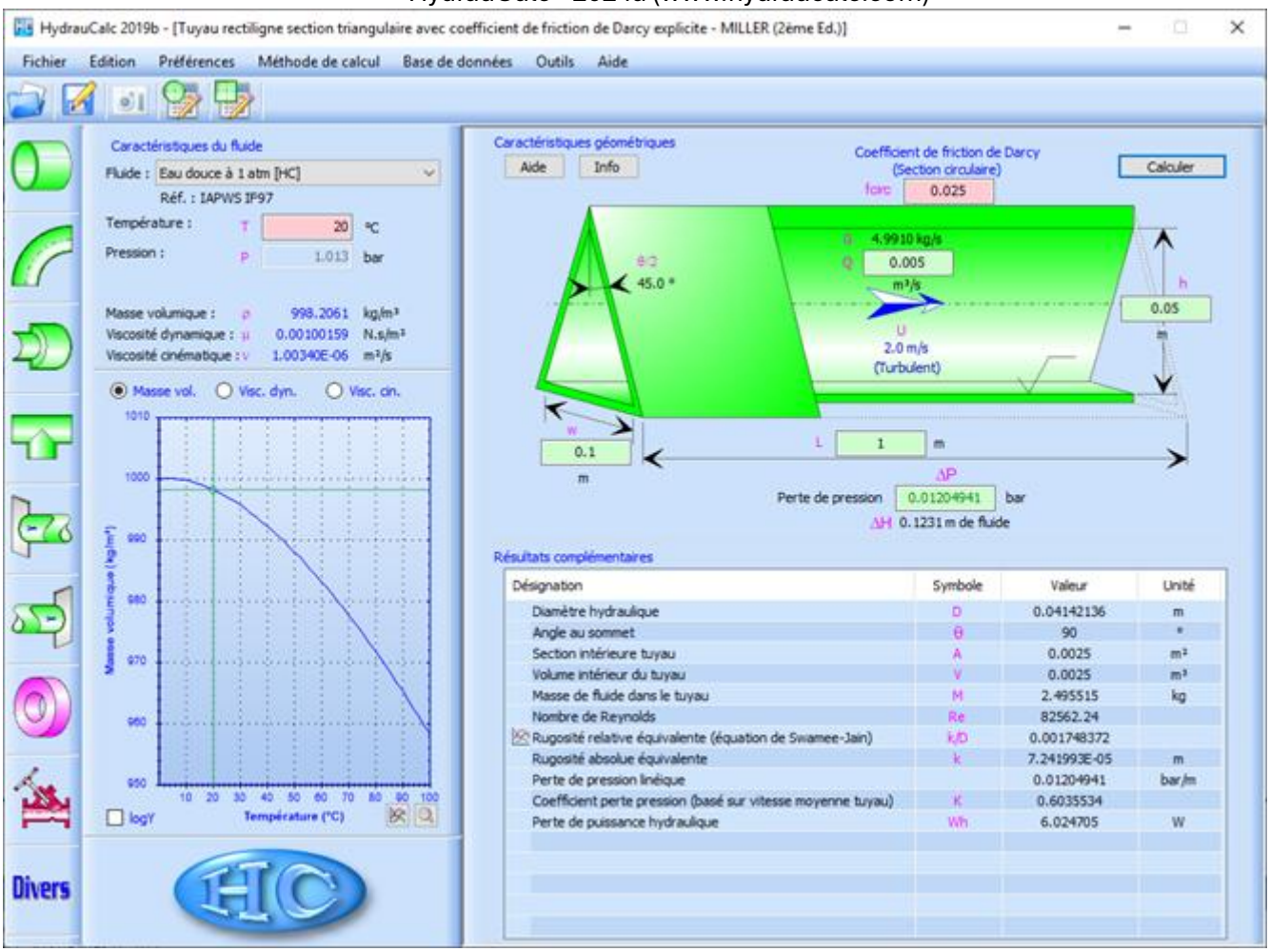
m Débit massique (kg/s)

U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
f_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
f_{tria}	Coefficient de friction de Darcy pour section triangulaire ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
k	Rugosité absolue équivalente des parois (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire $f_{circ} < 0.1$
- écoulement stabilisé

Exemple d'application :



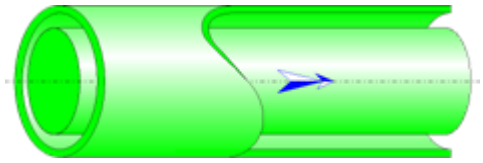
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.1.4 Tuyau rectiligne - Section annulaire

Tuyau rectiligne

Section annulaire



Pour calculer les pertes de pression par friction dans les tuyaux rectilignes, l'équation de Darcy Weisbach est utilisée.

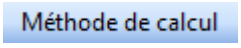
Pour le calcul du coefficient de friction, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des 4 relations disponibles suivantes, en fonction de la rugosité des parois intérieures :

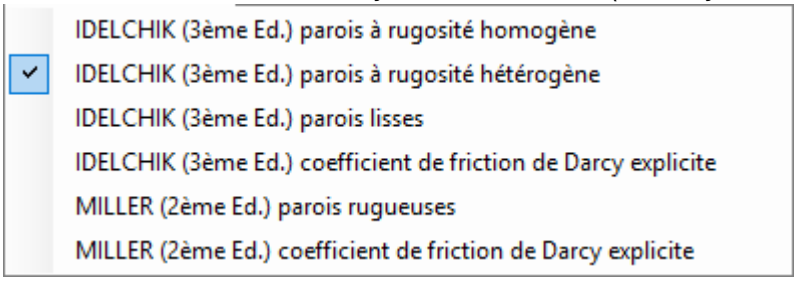
- Tuyauterie à rugosité homogène (rugosité uniforme - tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à rugosité hétérogène (tuyauterie de type industrielle) - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois lisses - Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Tuyauterie à parois rugueuses - Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il est également possible de renseigner de manière explicite la valeur du coefficient de friction. Ceci est utile dans le cas où l'on souhaite comparer les résultats avec une autre formulation du coefficient de friction (Equation de Haaland par exemple). La saisie du coefficient de friction est disponible pour les références suivantes :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Tuyauterie à rugosité hétérogène ».



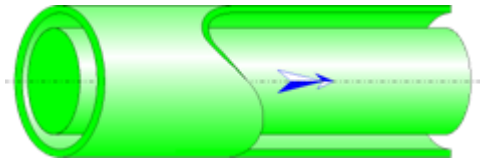

IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité homogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois à rugosité hétérogène
IDELCHIK (3ème Ed.) parois lisses
IDELCHIK (3ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite
MILLER (2ème Ed.) parois rugueuses
MILLER (2ème Ed.) coefficient de friction de Darcy explicite

2.1.4.1 IDELCHIK (parois à rugosité homogène)

Tuyau rectiligne

Section annulaire et parois à rugosité homogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale annulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée uniforme (tuyauterie utilisée par Nikuradse pour ses données expérimentales).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation de Nikuradse (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0 - d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2 - d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Excentricité relative :

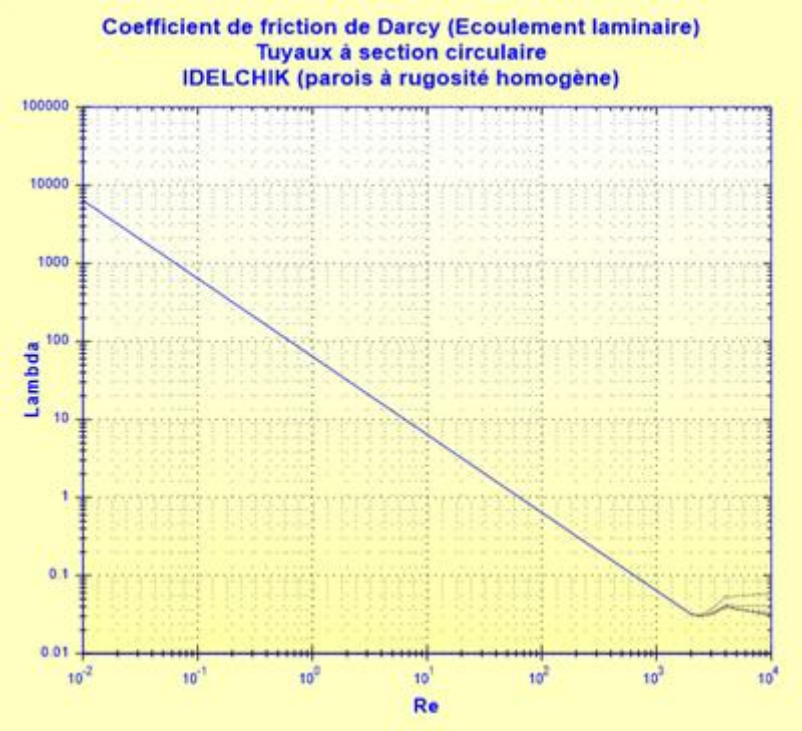
$$\bar{e} = \frac{2 \cdot e}{D_0 - d}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

$$\lambda_{circ} = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :
équation de Nikuradse

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\lambda}) + c_1 \cdot \log(\overline{\Delta})\right]^2}$$ ([1] diagramme 2.2)

où les valeurs de a_1, b_1 et c_1 sont données ci-dessous :

$\overline{\Delta} \cdot Re \cdot \sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1
3.6 - 10	-0.800	2.000	0.000
10 - 20	0.068	1.130	-0.870
20 - 40	1.538	0.000	-2.000
40 - 191.2	2.471	-0.588	-2.588
> 191.2	1.138	0.000	-2.000

Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

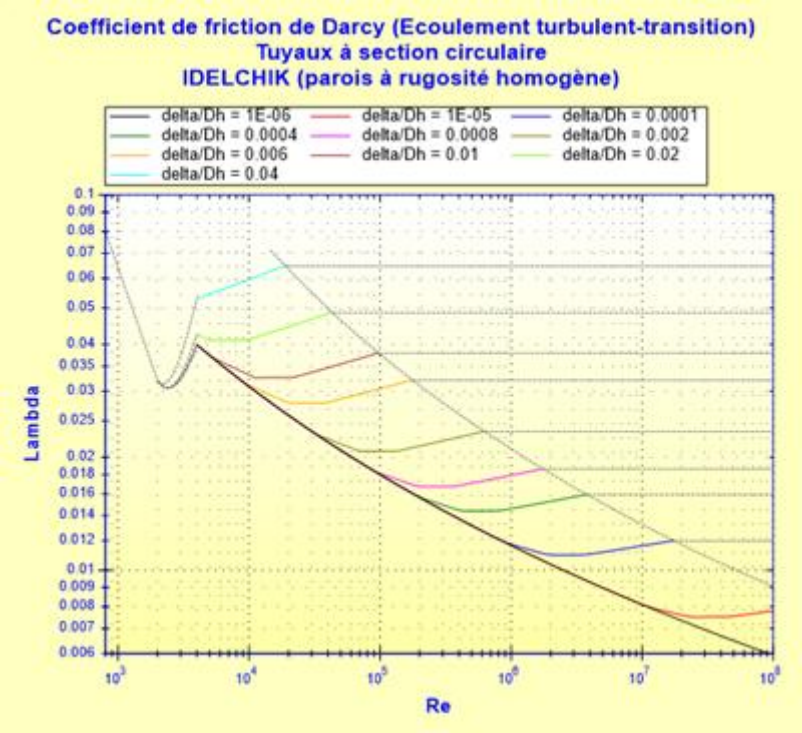
$$Re'_{lim} = \frac{26.9}{\overline{\Delta}^{1.143}}$$ ([1] §2.17)

Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

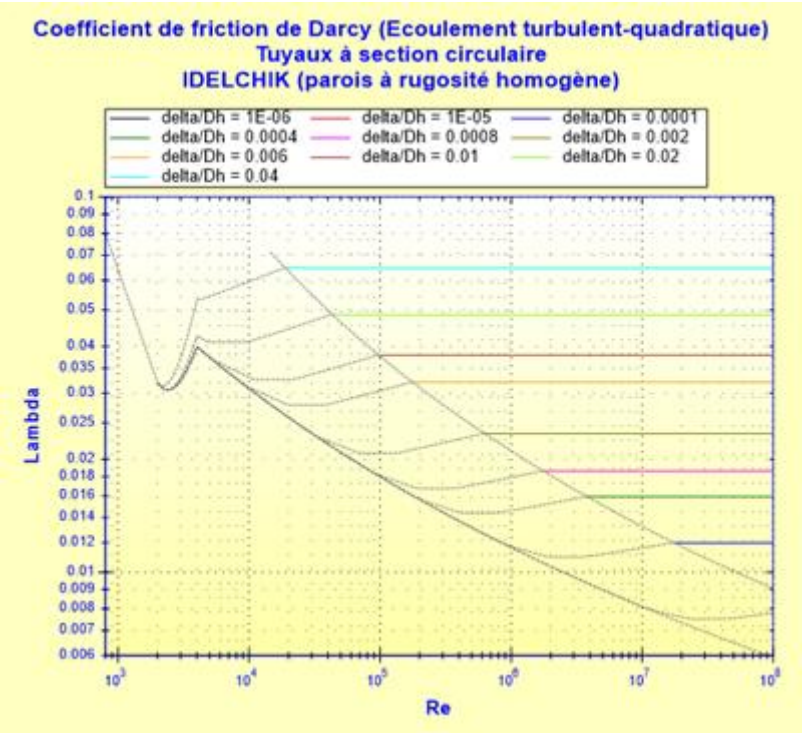
$$Re''_{lim} = \frac{217.6 - 382.4 \cdot \log(\overline{\Delta})}{\overline{\Delta}}$$

([1] diagramme 2.2)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

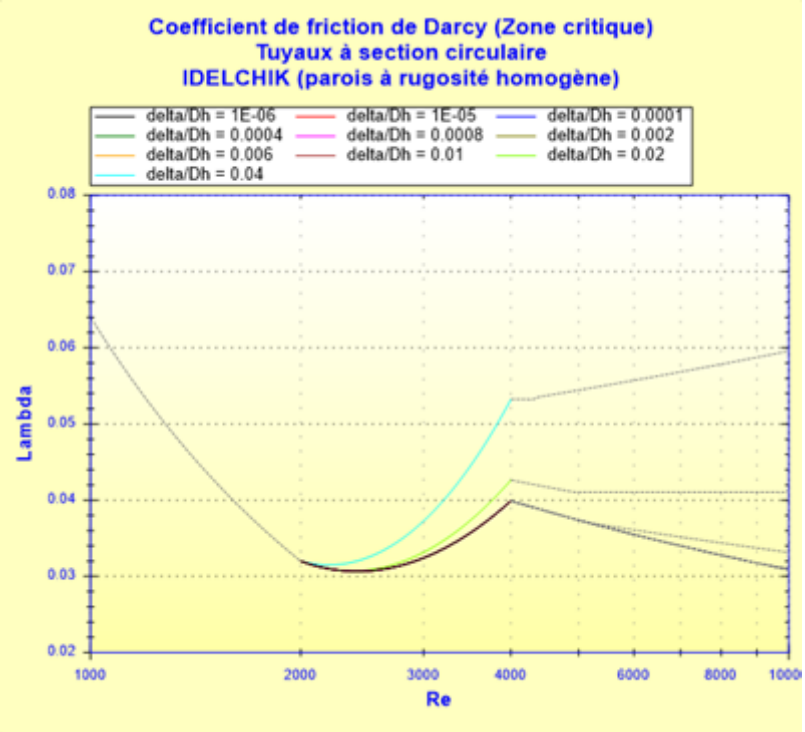
interpolation linéaire

$$\lambda_{circ} = \lambda_L \cdot \left(1 - \frac{Re - 2000}{2000}\right) + \lambda_T \cdot \left(\frac{Re - 2000}{2000}\right)$$

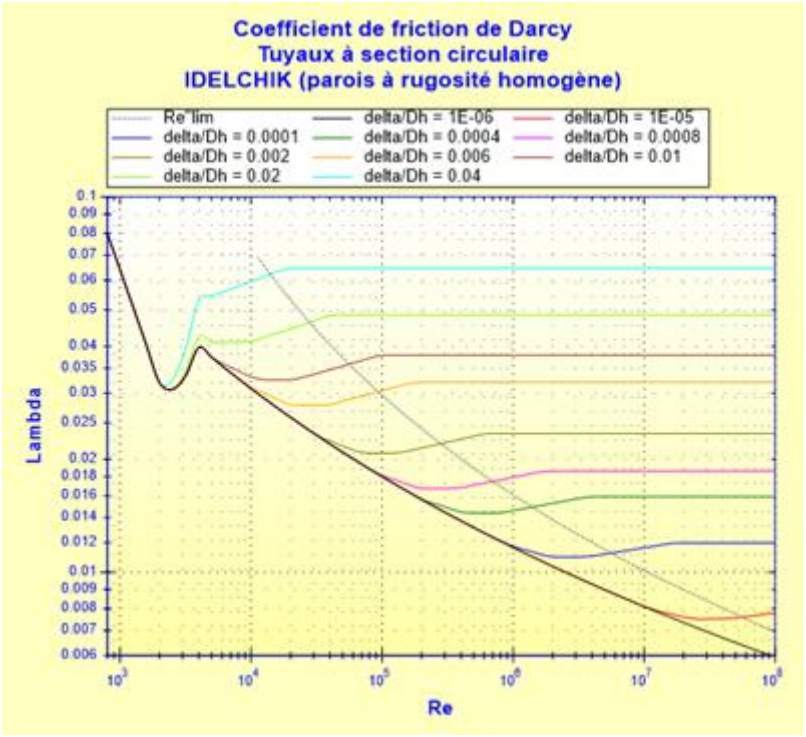
avec :

λ_L = coefficient de friction laminaire obtenu avec Re = 2000

λ_T = coefficient de friction turbulent obtenu avec Re = 4000



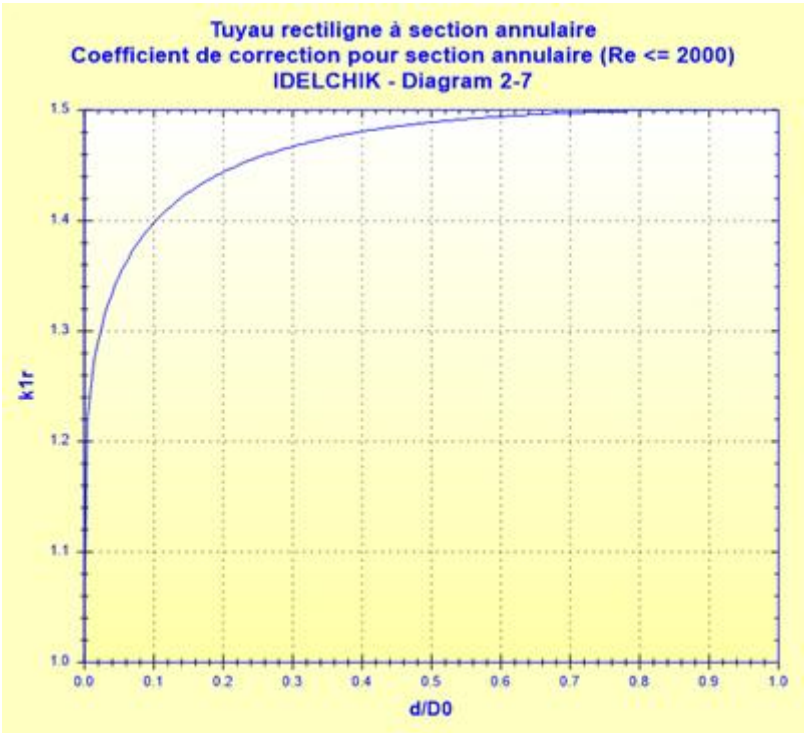
■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

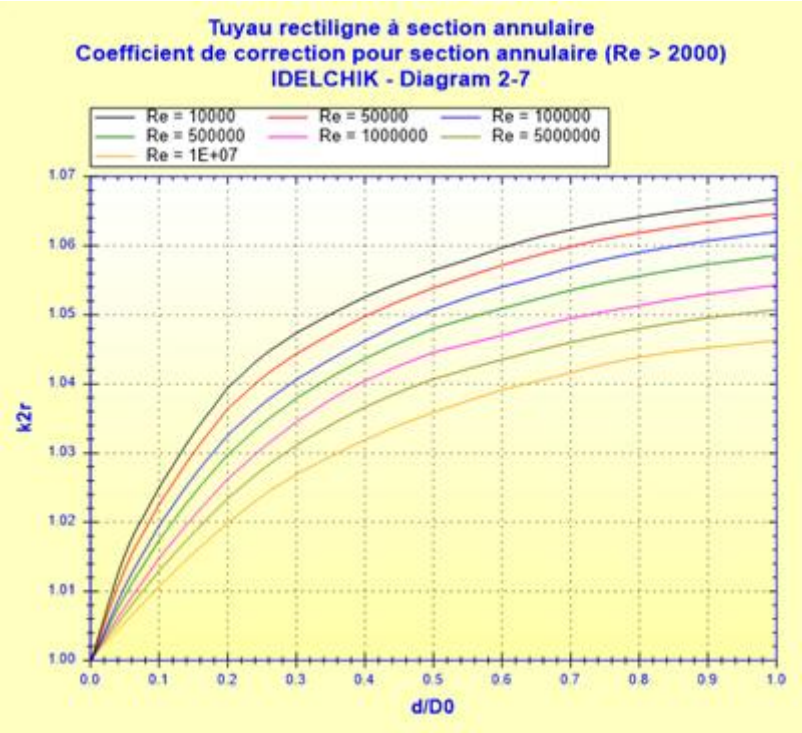
- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{1r} = f(d/D_0)$$ ([1] diagramme 2.7)



- régime turbulent (Re > 2000) :

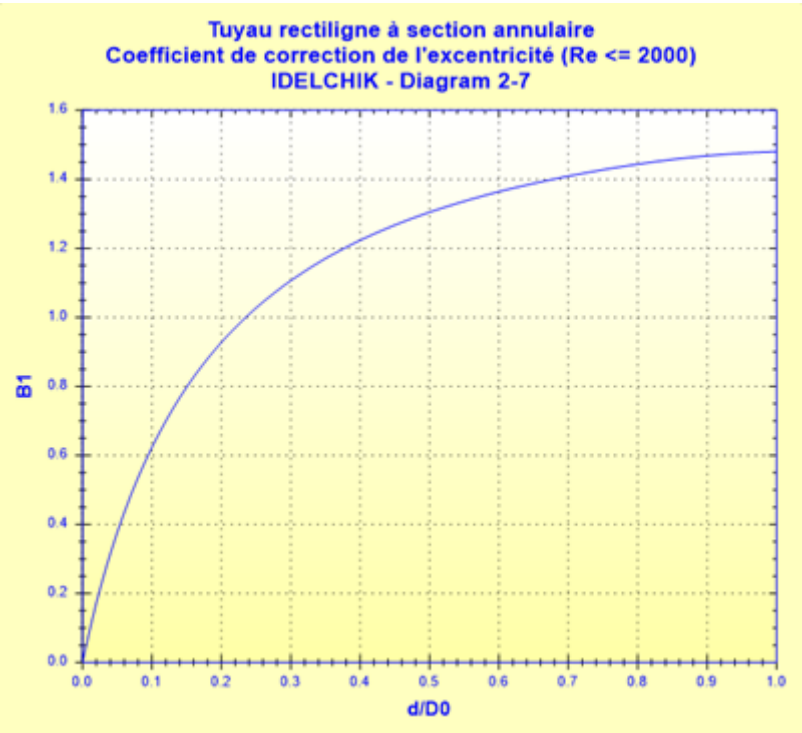
$k_{2r} = f(d/D_0, \mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.7)



Correction du coefficient de friction de Darcy pour l'excentricité des axes :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$B_1 = f(d/D_0)$ ([1] diagramme 2.7)



- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k'_{ell} = f\left(\bar{e}, d/D_0\right)$$ ([1] diagramme 2.7)

Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{1r} \cdot B_1$$

- régime turbulent (Re > 2000) :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Correction totale du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{non-c} = k_{1r} \cdot B_1$$

- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k_{non-c} = k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagram 2.7)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$ ([1] diagram 2.7)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur de l'anneau (m)
D_0	Diamètre extérieur de l'anneau (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du tuyau ()
e	Excentricité des tuyaux (m)
$\bar{e}$	Excentricité relative ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
Re'_{lim}	Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()

Re''_{lim} Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()

K_{1r} Correction pour section non circulaire (régime laminaire) ()

K_{2r} Correction pour section non circulaire (régime turbulent) ()

B_1 Correction pour l'excentricité (régime laminaire) ()

K'_{ell} Correction pour l'excentricité (régime turbulent) ()

λ_{annu} Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

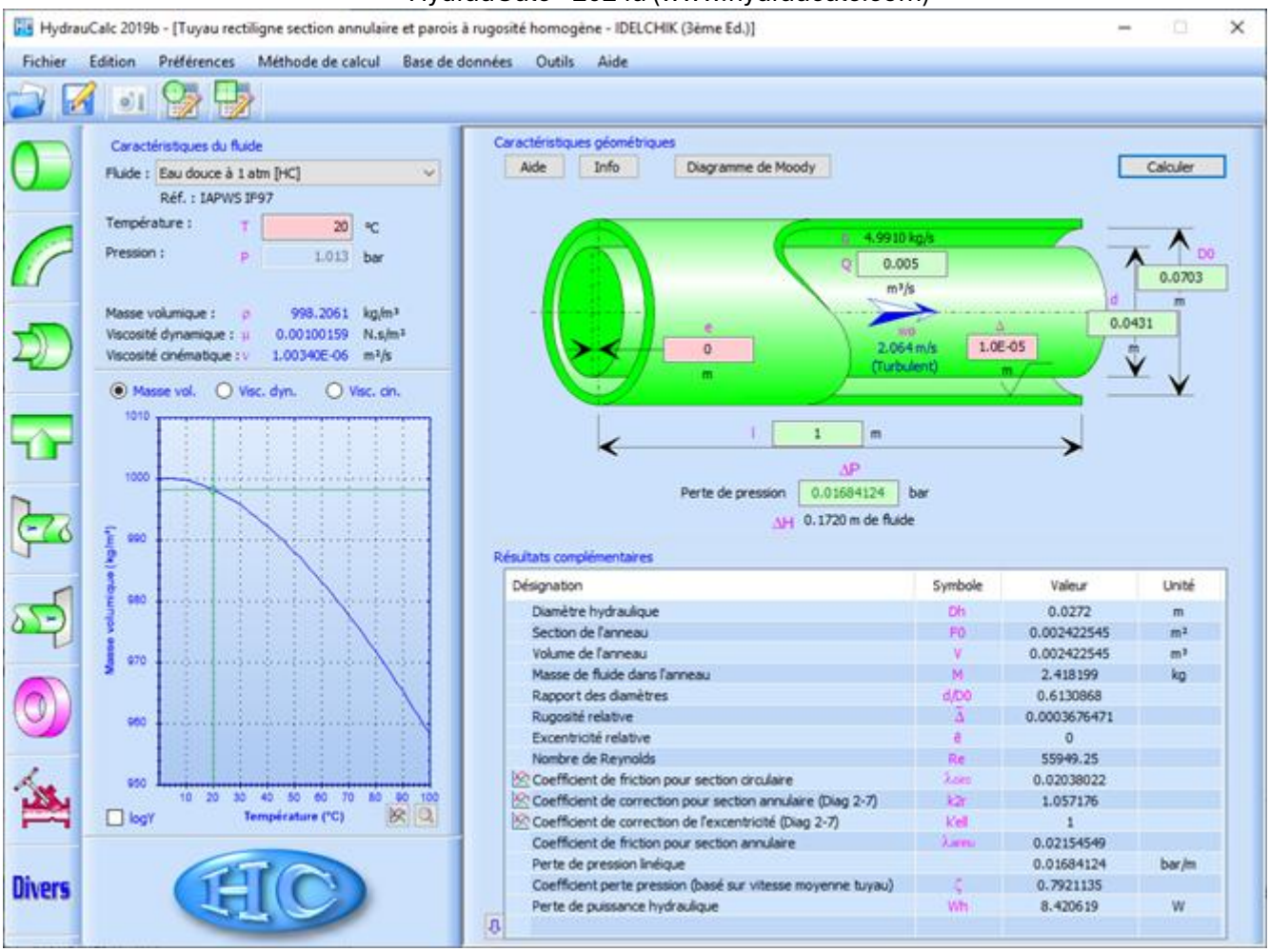
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
  nota : pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10^4 ou supérieurs à 10^7, le coefficient de correction 'k2r' est extrapolé
- rugosité relative $\overline{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

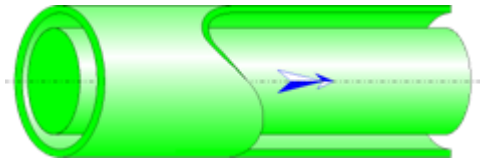
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.4.2 IDELCHIK (parois à rugosité hétérogène)

Tuyau rectiligne

Section annulaire et parois à rugosité hétérogène

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale annulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La rugosité des parois intérieures de la tuyauterie est supposée hétérogène (tuyauterie de type industrielle).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation implicite de Colebrook-White (dépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0 - d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2 - d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Excentricité relative :

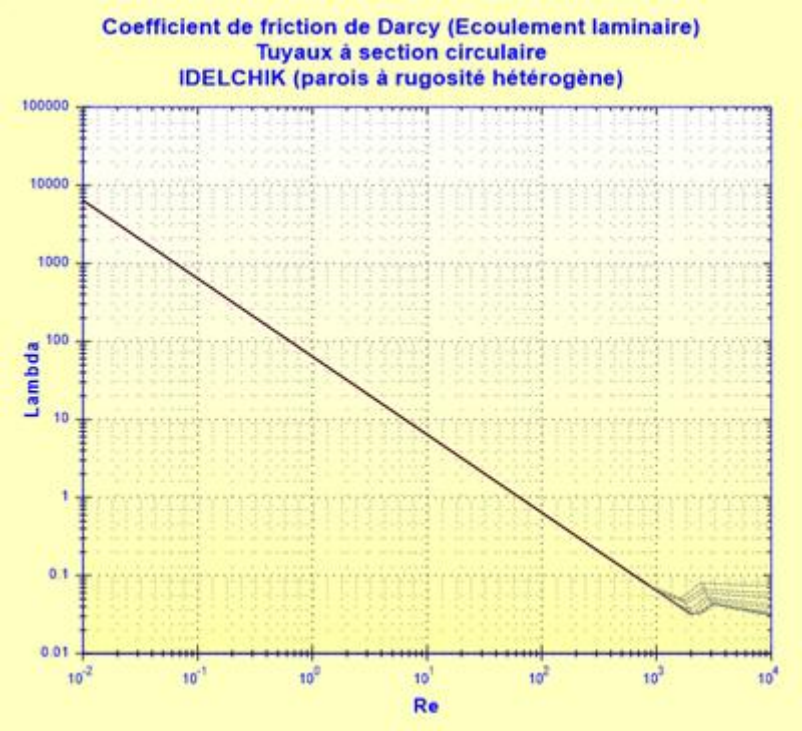
$$\bar{e} = \frac{2 \cdot e}{D_0 - d}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq Re_0$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

$$\lambda_{circ} = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)



■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète ($Re \geq Re_2$) :

équation de Colebrook-White

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$ ([1] diagramme 2.4)

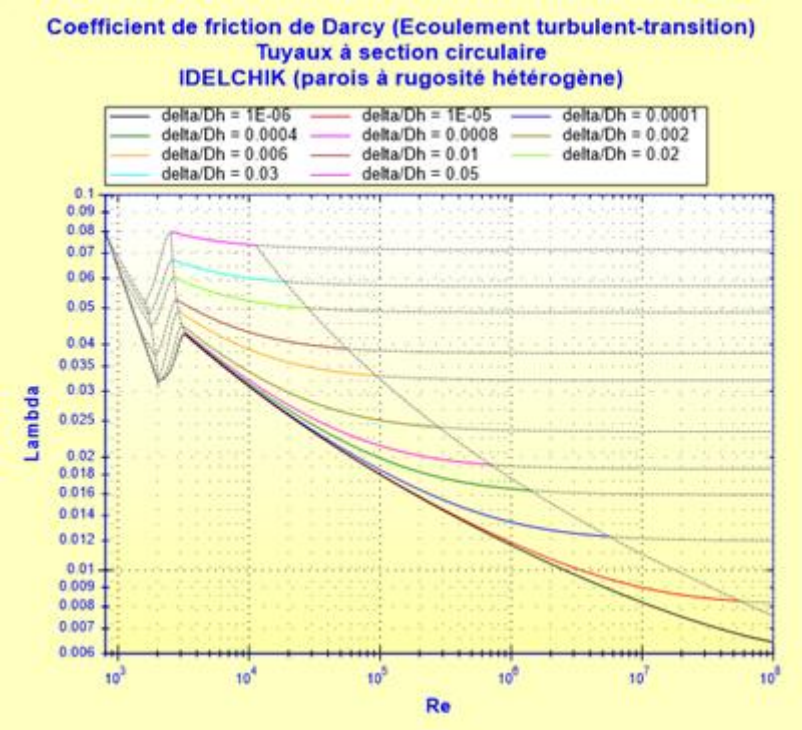
Nombre de Reynolds pour lequel le tuyau cesse d'être hydrauliquement lisse :

$$Re'_{lim} = \frac{15}{\overline{\Delta}}$$ ([1] §2.23)

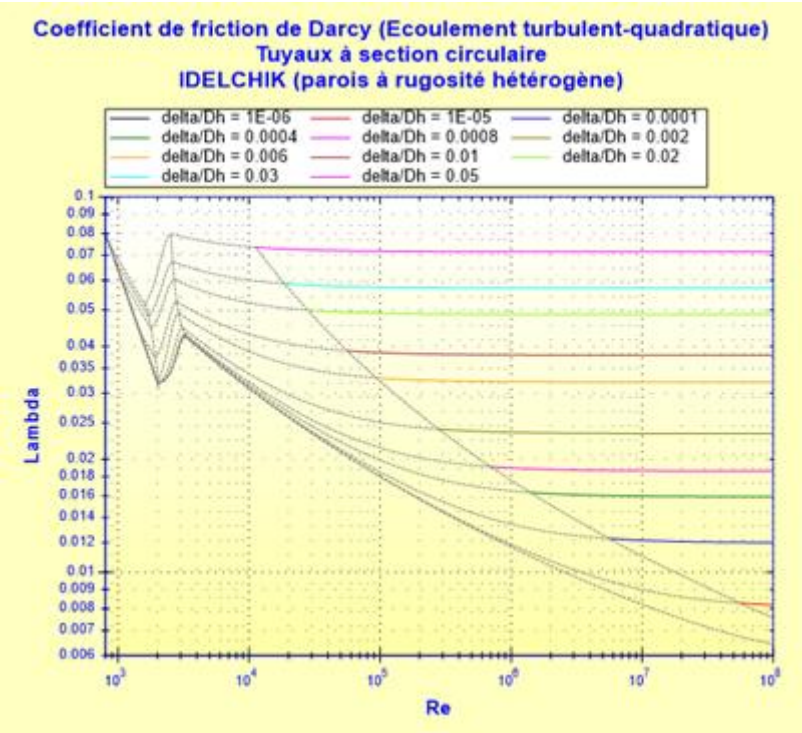
Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

$$Re''_{lim} = \frac{560}{\overline{\Delta}}$$ ([1] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



■ régime critique ($Re_0 < Re < Re_2$) :

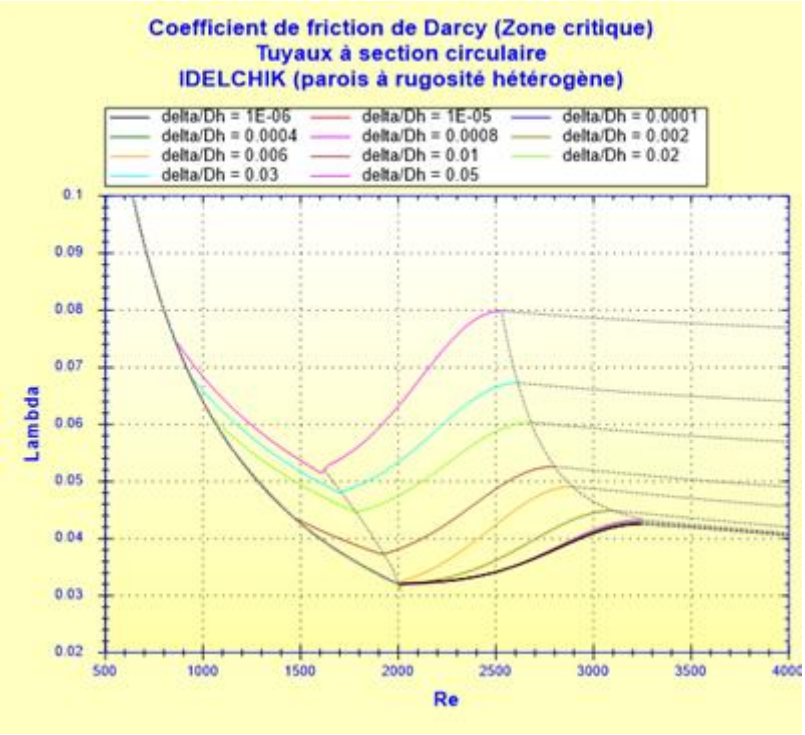
$$\lambda_{circ} = f(Re, \overline{\Delta})$$ ([1] diagramme 2.3)

Nombre de Reynolds de début de la zone critique :

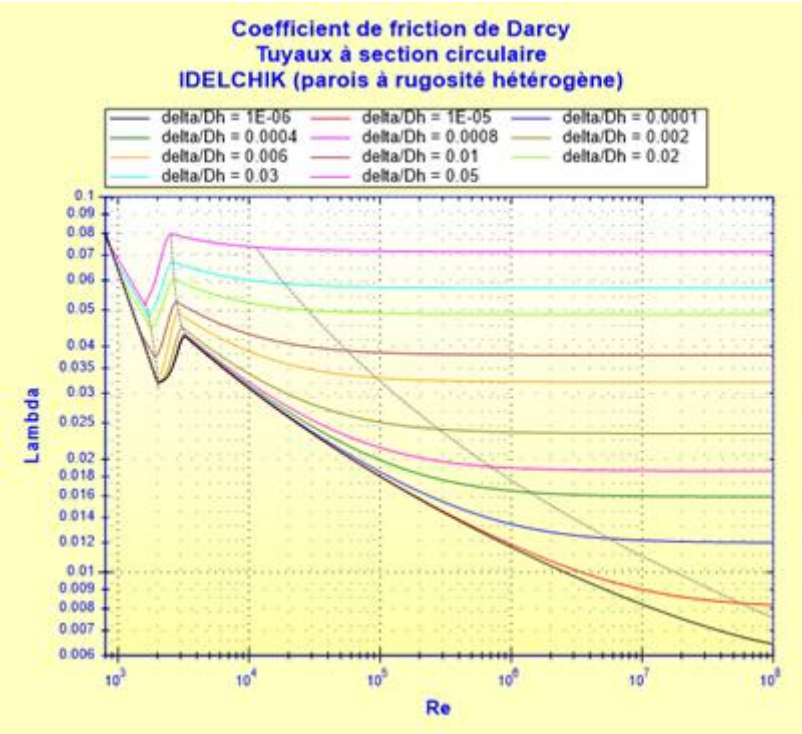
$$Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0.0065}{\overline{\Delta}}\right)$$ ([1] §2.21)

Nombre de Reynolds de fin de la zone critique :

$$Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\overline{\Delta}}\right)^{0.0635}$$ ([1] §2.22)



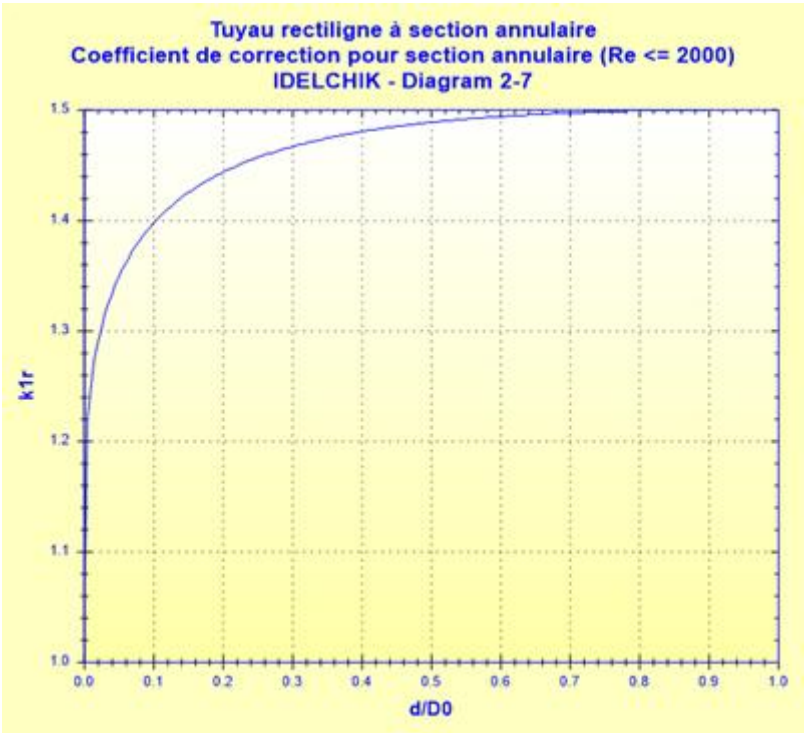
■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

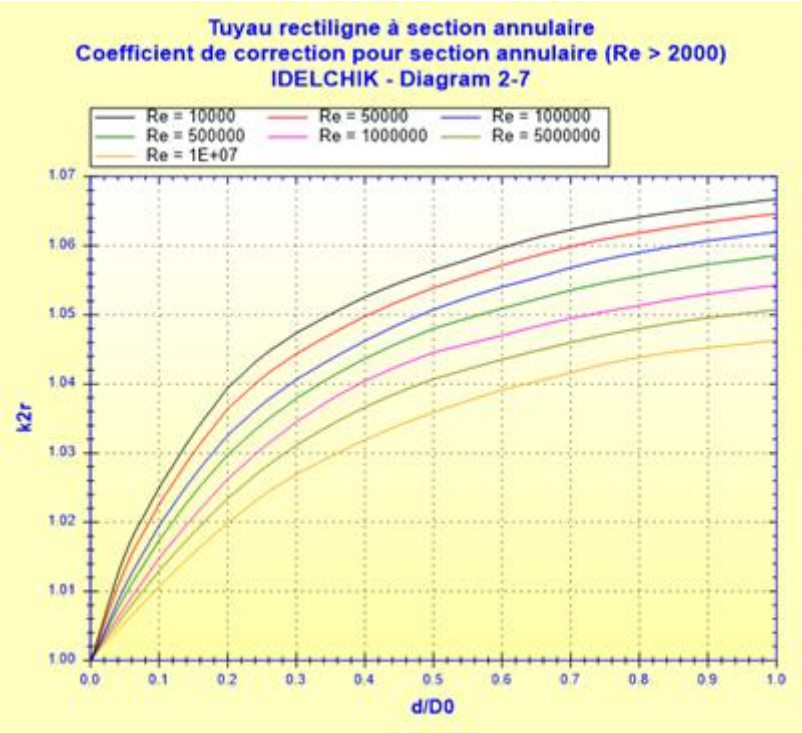
- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{1r} = f(d/D_0)$$ ([1] diagramme 2.7)



- régime turbulent (Re > 2000) :

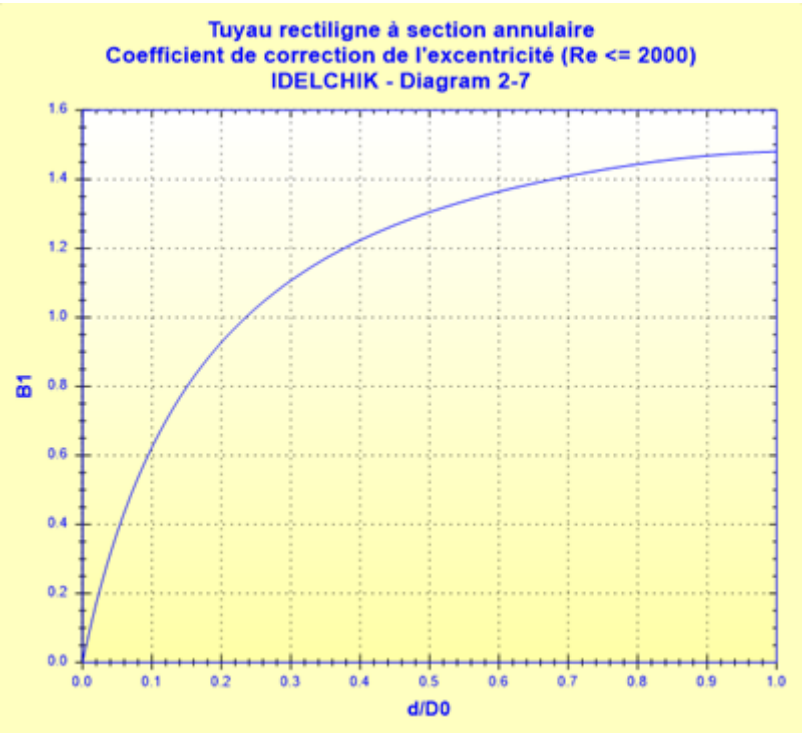
$k_{2r} = f(d/D_0, \mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.7)



Correction du coefficient de friction de Darcy pour l'excentricité des axes :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$B_1 = f(d/D_0)$ ([1] diagramme 2.7)



- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k'_{ell} = f\left(\bar{e}, d/D_0\right)$$ ([1] diagramme 2.7)

Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{1r} \cdot B_1$$

- régime turbulent (Re > 2000) :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Correction totale du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{non-c} = k_{1r} \cdot B_1$$

- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k_{non-c} = k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagram 2.7)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$ ([1] diagram 2.7)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur de l'anneau (m)
D_0	Diamètre extérieur de l'anneau (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du tuyau ()
e	Excentricité des tuyaux (m)
$\bar{e}$	Excentricité relative ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
Re_0	Nombre de Reynolds de début de la zone critique ()

Re_2 Nombre de Reynolds de fin de la zone critique ()

Re'_{lim} Limite du nombre de Reynolds pour loi hydrauliquement lisse ()

Re''_{lim} Limite du nombre de Reynolds pour loi quadratique ()

K_{1r} Correction pour section non circulaire (régime laminaire) ()

K_{2r} Correction pour section non circulaire (régime turbulent) ()

B_1 Correction pour l'excentricité (régime laminaire) ()

K'_{ell} Correction pour l'excentricité (régime turbulent) ()

λ_{annu} Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

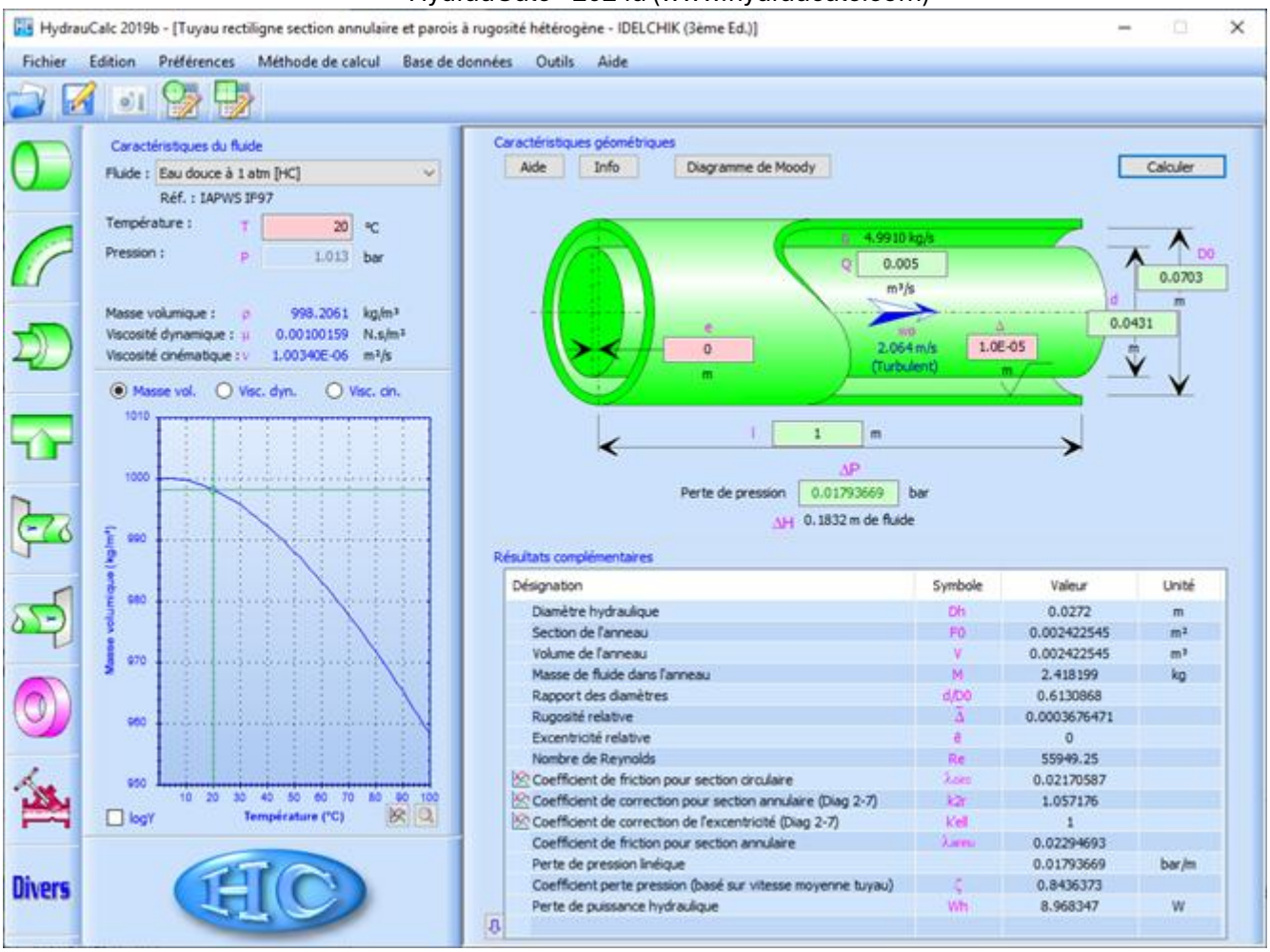
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
  nota : pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10^4 ou supérieurs à 10^7, le coefficient de correction 'k2r' est extrapolé
- rugosité relative $\overline{\Delta} \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

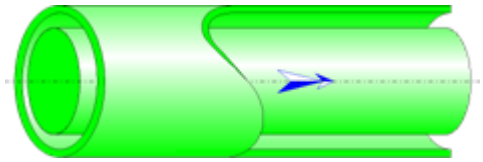
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.4.3 IDELCHIK (parois lisses)

Tuyau rectiligne

Section annulaire et parois lisses

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale annulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy. La paroi intérieure de la tuyauterie est supposée totalement lisse (sans rugosité).

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille,
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Filonenko et Althsul,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0 - d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2 - d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Excentricité relative :

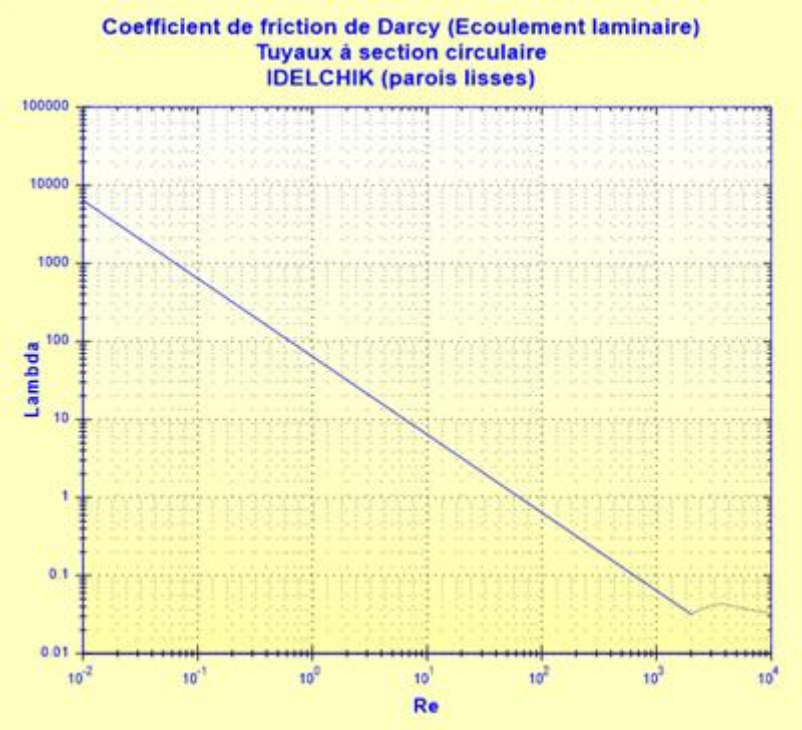
$$\bar{e} = \frac{2 \cdot e}{D_0 - d}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire :

- régime laminaire ($Re \leq 2000$) :

  loi de Hagen-Poiseuille

  $$\lambda_{circ} = \frac{64}{Re}$$ ([1] diagramme 2.1)

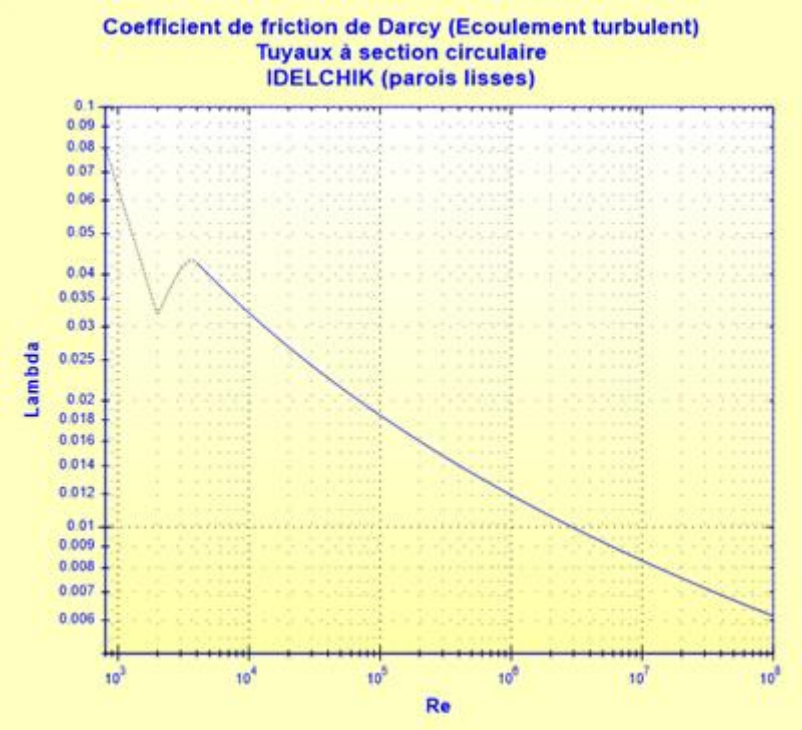


■ régime turbulent (Re ≥ 4000) :

équation de Filonenko et Althsul

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[1.8 \cdot \log(\mathrm{Re}) - 1.64\right]^2}$$

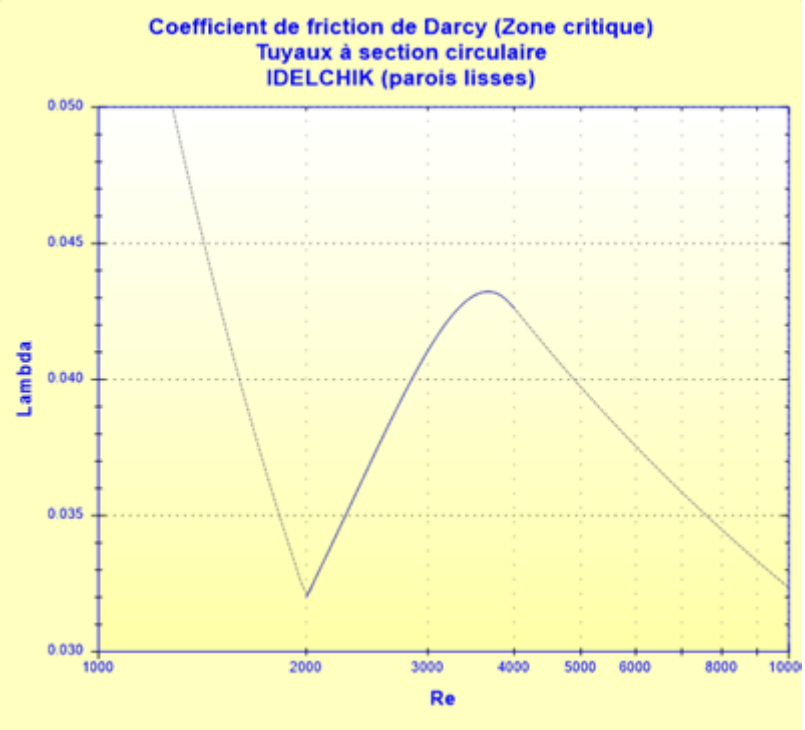
([1] diagramme 2.1)



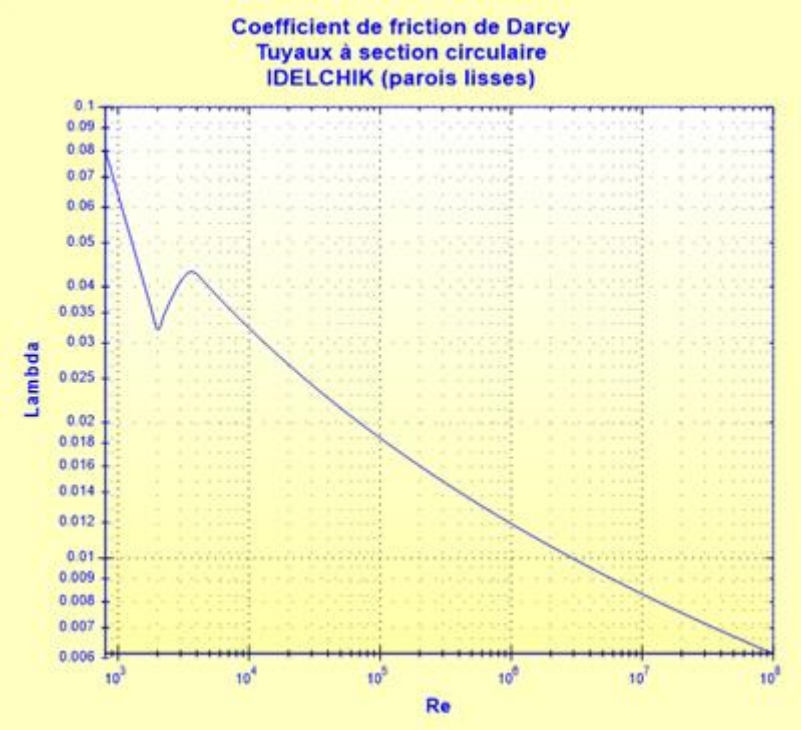
■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

interpolation entre régimes laminaire et turbulent

$\lambda_{circ} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.1)



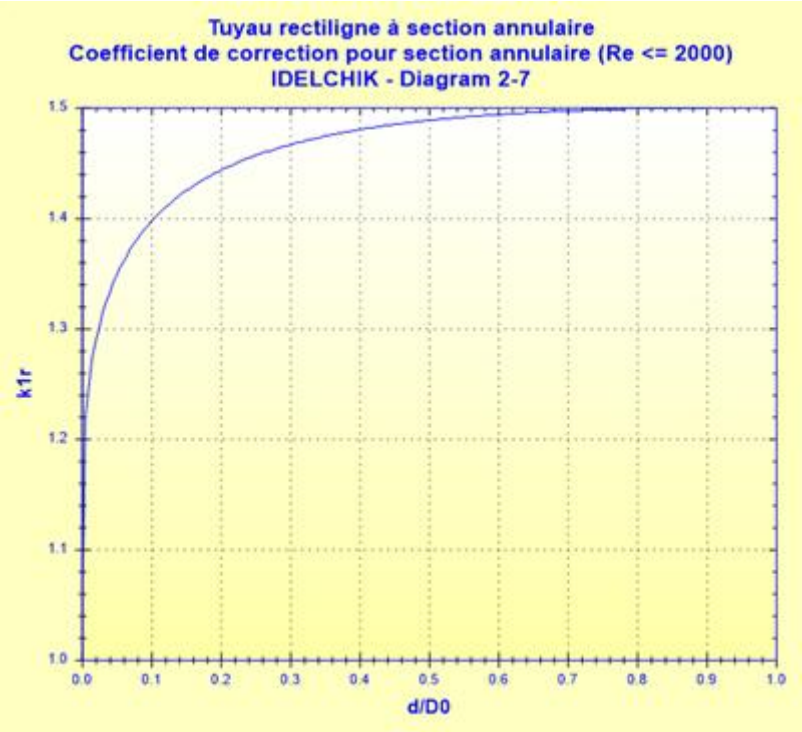
■ tous régimes d'écoulement :



Correction du coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

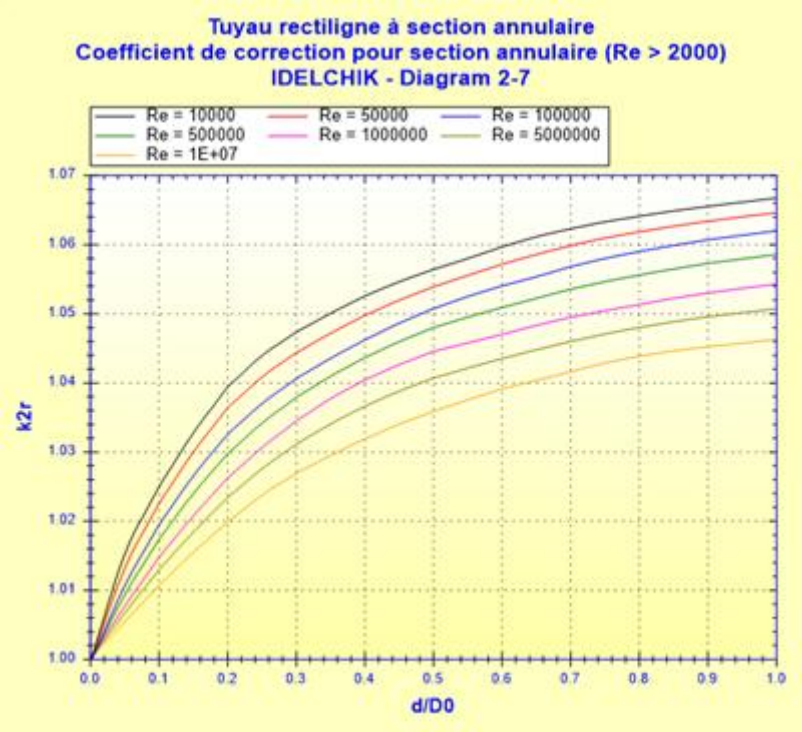
■ régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$k_{1r} = f(d/D_0)$ ([1] diagramme 2.7)



■ régime turbulent (Re > 2000) :

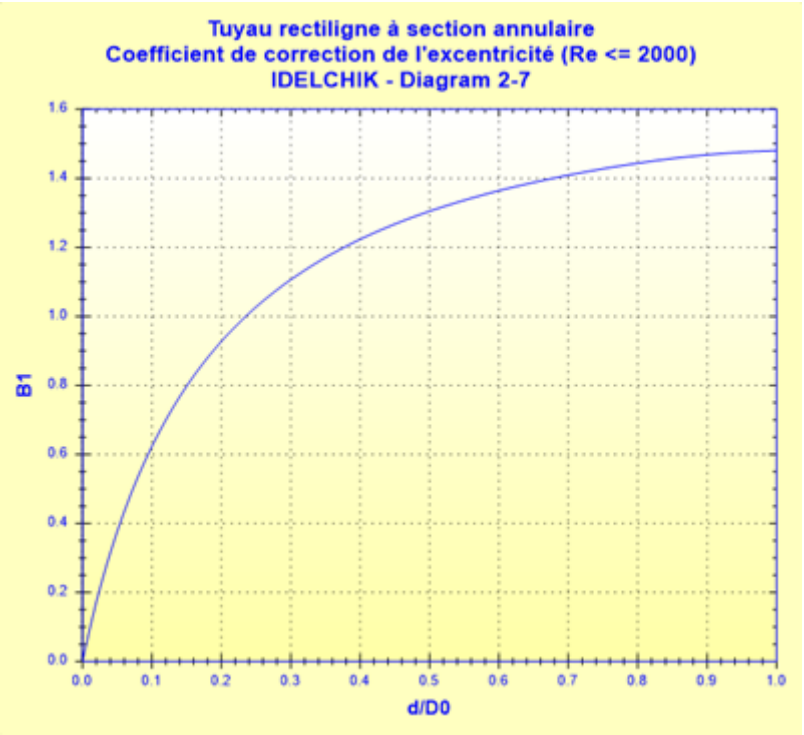
$k_{2r} = f(d/D_0, \mathrm{Re})$ ([1] diagramme 2.7)



Correction du coefficient de friction de Darcy pour l'excentricité des axes :

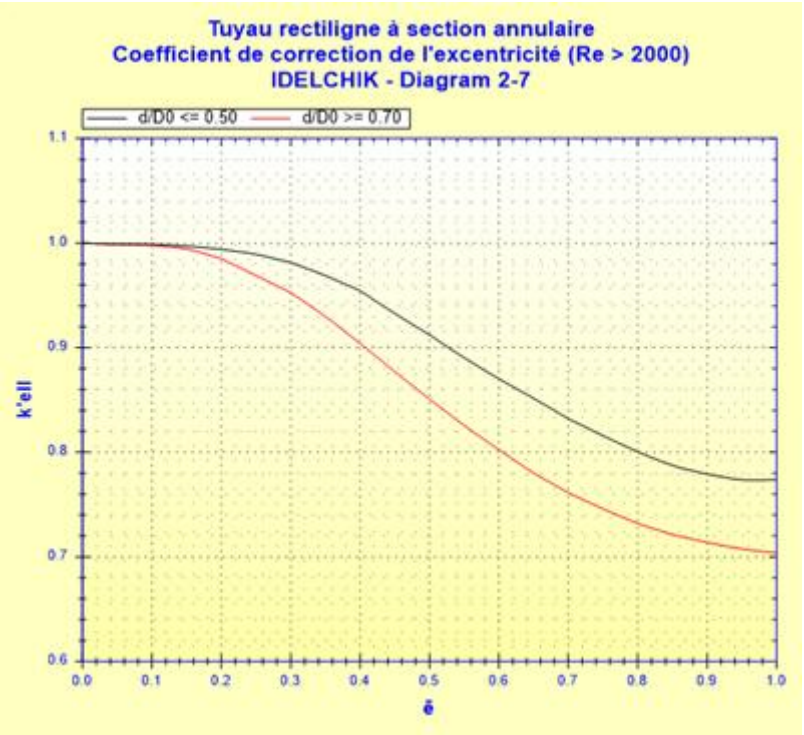
- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$B_1 = f(d/D_0)$$ ([1] diagramme 2.7)



- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k'_{ell} = f(\bar{e}, d/D_0)$$ ([1] diagramme 2.7)



Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{1r} \cdot B_1$$

- régime turbulent (Re > 2000) :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Correction totale du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

$$k_{non-c} = k_{1r} \cdot B_1$$

- régime turbulent (Re > 2000) :

$$k_{non-c} = k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$ ([1] diagram 2.7)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$ ([1] diagram 2.7)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d Diamètre intérieur de l'anneau (m)

D_0 Diamètre extérieur de l'anneau (m)

D_h Diamètre hydraulique (m)

F_0 Section transversale de passage (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

G Débit massique (kg/s)

l Longueur du tuyau (m)

V Volume de fluide dans le tuyau (m^3)

M Masse de fluide dans le tuyau (kg)

Re Nombre de Reynolds ()

e Excentricité des tuyaux (m)

$\bar{e}$ Excentricité relative ()

λ_{circ} Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

K_{1r} Correction pour section non circulaire (régime laminaire) ()

K_{2r} Correction pour section non circulaire (régime turbulent) ()

B_1 Correction pour l'excentricité (régime laminaire) ()

K'_{ell} Correction pour l'excentricité (régime turbulent) ()

λ_{annu} Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

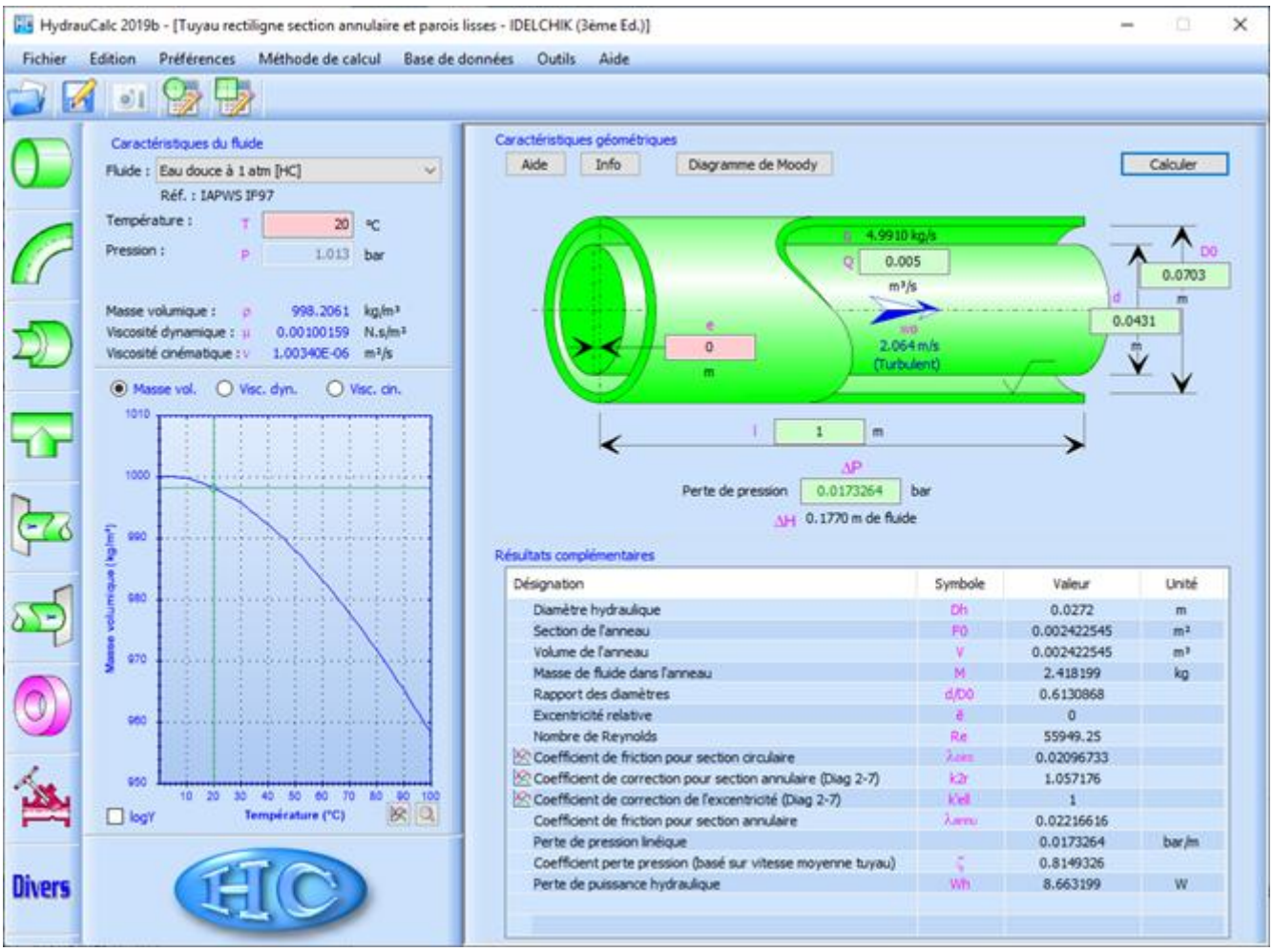
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
  nota : pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10^4 ou supérieurs à 10^7, le coefficient de correction 'k2r' est extrapolé

- écoulement stabilisé

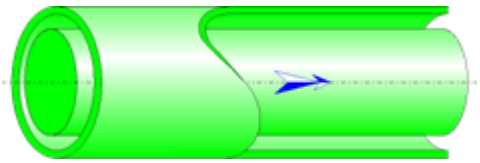
Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.4.4 IDELCHIK (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale annulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0 - d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2 - d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

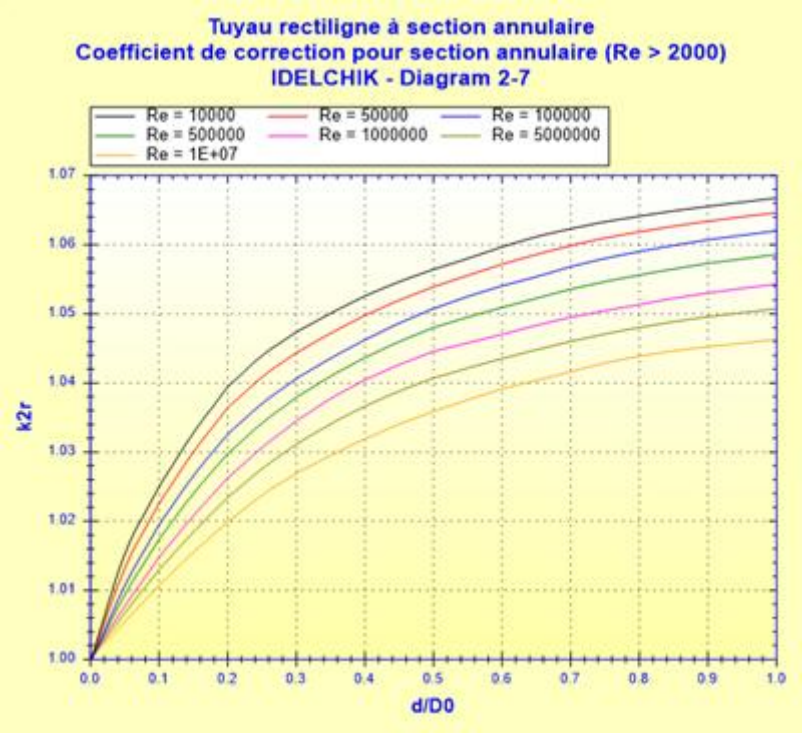
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Correction du coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

$$k_{2r} = f(d/D_0, Re)$$ ([1] diagramme 2.7)



Correction du coefficient de friction de Darcy pour l'excentricité des axes :

$$k'_{ell} = f(\bar{e}, d/D_0)$$ ([1] diagramme 2.7)

Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

$$\lambda_{annu} = \lambda_{circ} \cdot k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Correction totale du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire :

$$k_{non-c} = k_{2r} \cdot k'_{ell}$$

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c} \cdot \frac{l}{D_h}$$

([1] diagram 2.7)

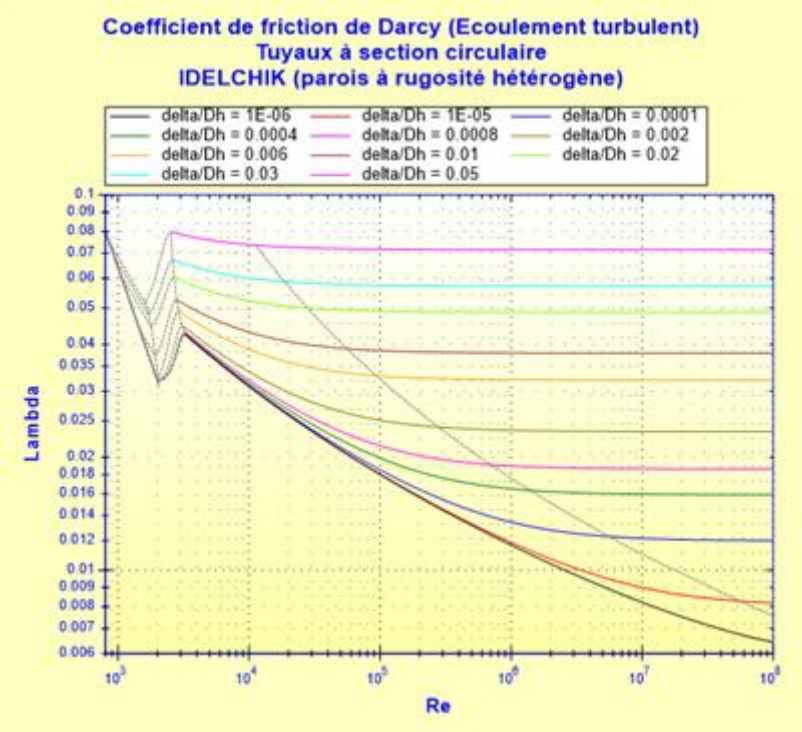
Rugosité relative équivalente (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Colebrook-White

$$\lambda_{circ} = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_{circ}}} + \frac{\bar{\Delta}}{3.7}\right)\right]^2}$$

([1] diagramme 2.4)

où $\bar{\Delta}$ est calculé par résolution de l'équation.



Rugosité absolue équivalente (m) :

$$\Delta = \overline{\Delta} \cdot D_h$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagram 2.7)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

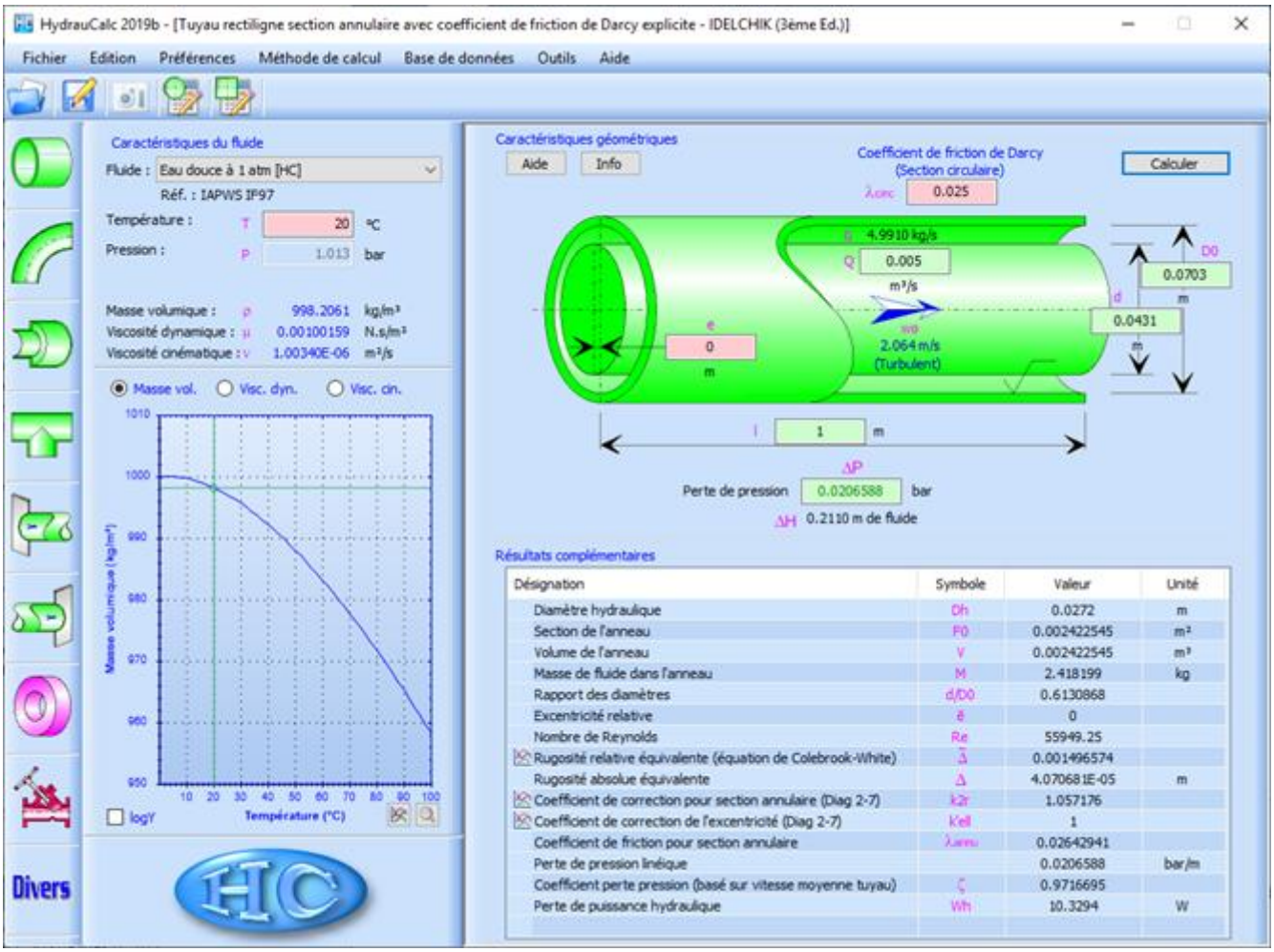
d	Diamètre intérieur de l'anneau (m)
D_0	Diamètre extérieur de l'anneau (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue équivalente des parois intérieures du tuyau (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative équivalente des parois intérieures du tuyau ()
e	Excentricité des tuyaux (m)
$\bar{e}$	Excentricité relative ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
K_{2r}	Correction pour section non circulaire (régime turbulent) ()
K'_{ell}	Correction pour l'excentricité (régime turbulent) ()
λ_{annu}	Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
  nota : pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10^4 ou supérieurs à 10^7, le coefficient de correction 'k2r' est extrapolé
- coefficient de friction de Darcy pour section circulaire $\lambda_{circ} < 0.1$
- écoulement stabilisé

Exemple de données d'entrée et résultats :



Références :

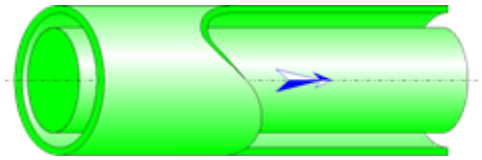
[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

2.1.4.5 MILLER (parois rugueuses)

Tuyau rectiligne

Section annulaire et parois rugueuses

(MILLER)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale annulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Le coefficient de friction de Darcy est déterminé :

- en régime d'écoulement laminaire par la loi de Hagen-Poiseuille (indépendant de la valeur de la rugosité relative),
- en régime d'écoulement turbulent par l'équation explicite de Swamee-Jain (dépendant de la valeur de la rugosité relative), l'équation explicite de Swamee-Jain est une approximation de l'équation implicite de Colebrook-White,
- en régime critique par interpolation entre les coefficients de friction d'écoulement laminaire et turbulent.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d_0 - d_1$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d_0^2 - d_1^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

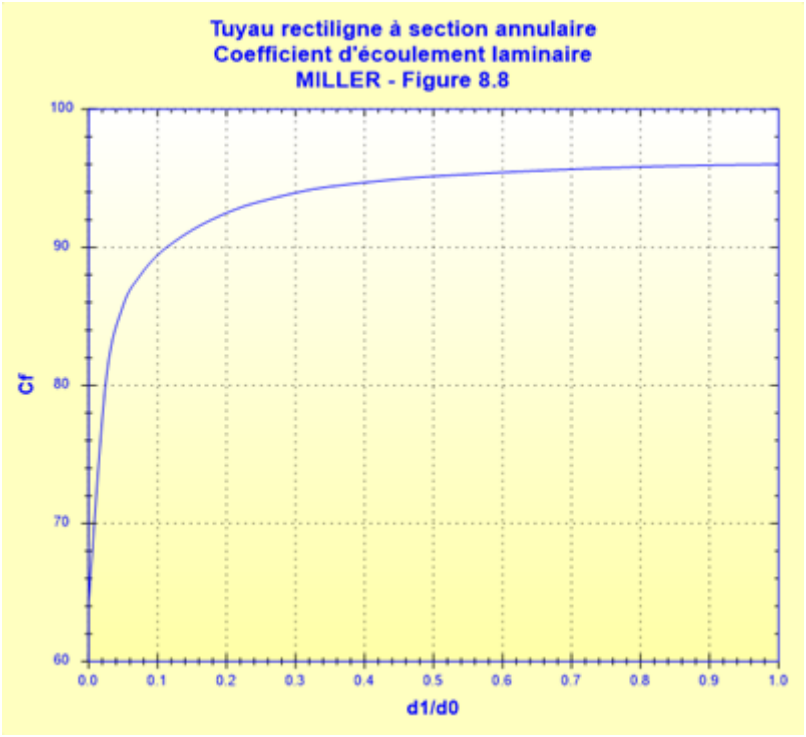
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient d'écoulement laminaire :

$$Cf = f(d_1 / d_0)$$ ([1] figure 8.8)

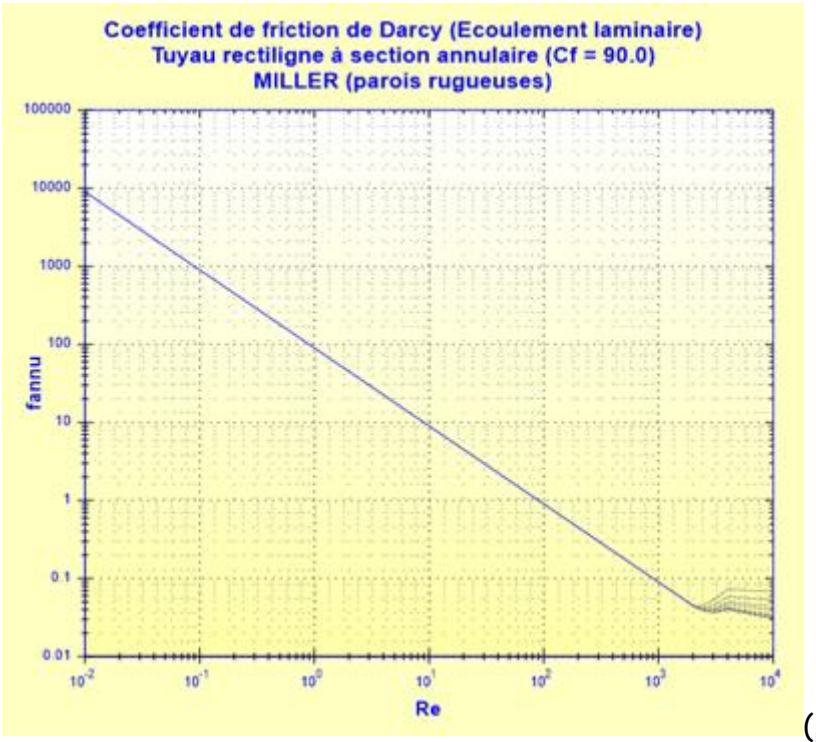


Coefficient de friction de Darcy :

- régime laminaire (Re ≤ 2000) :

Coefficient de friction de Darcy pour tuyau à section annulaire :

$$f_{annu} = \frac{Cf}{Re}$$ ([1] équation 8.7)



([1] équation 8.7 avec Cf = 90)

■ régime turbulent – zone de transition et zone de turbulence complète (Re ≥ 4000) :

Coefficient de friction de Darcy pour tuyau à section circulaire :
équation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f_{circ} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{\mathrm{Re}^{0.9}}\right)\right]^2}$$

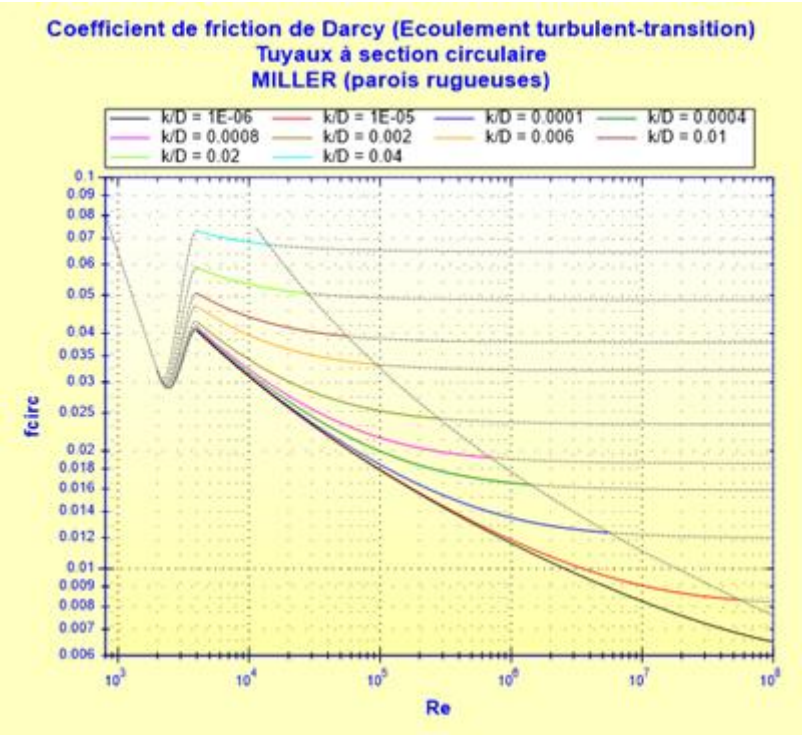
([1] équation 8.4)

nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète :

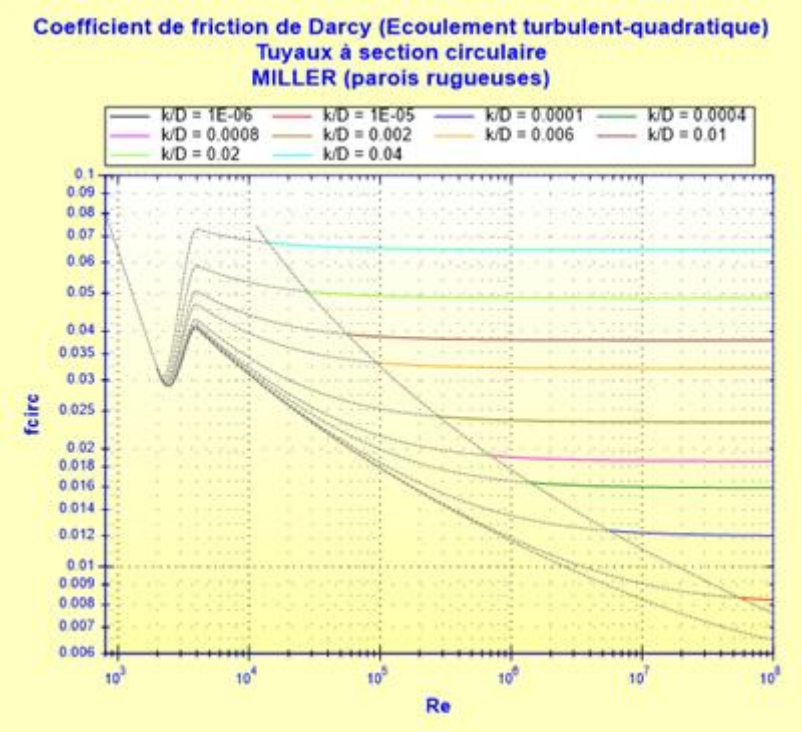
$$\mathrm{Re''}_{lim} = \frac{560}{k/D}$$

([2] diagramme 2.4)

Zone de transition



Zone de turbulence complète



Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

$$f_{annu} = 1.05 \cdot f_{circ}$$ ([1] équation 8.5)

■ régime critique (2000 < Re < 4000) :

Coefficient de friction de Darcy pour tuyau à section circulaire :

interpolation cubique

$$f_{circ} = (X1 + R \cdot (X2 + R \cdot (X3 + X4)))$$ ([3])

avec :

$$R = \frac{Re}{2000}$$

$$X1 = 7 \cdot FA - FB$$

$$X2 = 0.128 - 17 \cdot FA + 2.5 \cdot FB$$

$$X3 = -0.128 + 13 \cdot FA - 2 \cdot FB$$

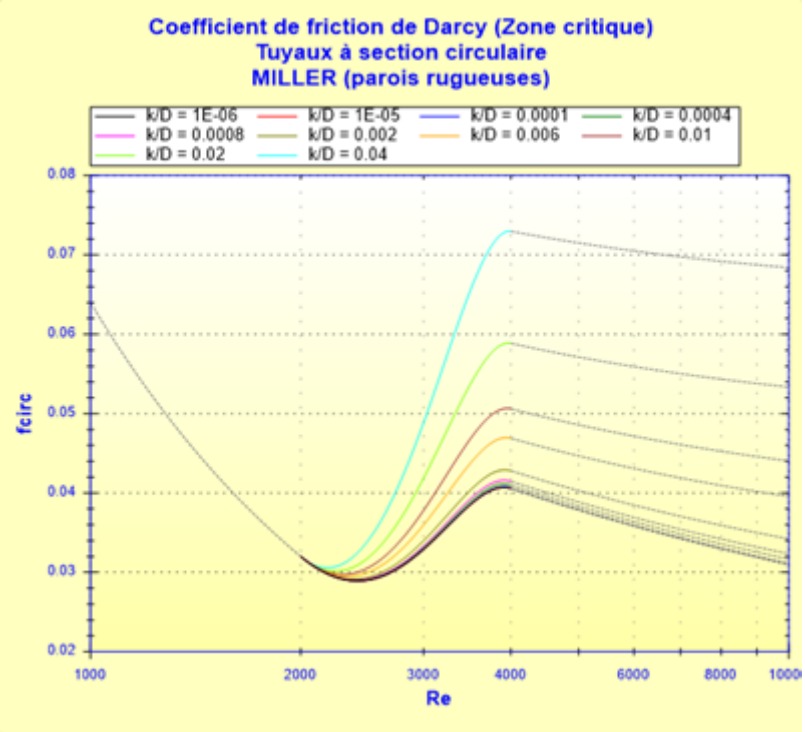
$$X4 = R \cdot (0.032 - 3 \cdot FA + 0.5 \cdot FB)$$

$$FA = Y3^{-2}$$

$$FB = FA \cdot \left(2 - \frac{0.00514215}{Y2 \cdot Y3}\right)$$

$$Y2 = \frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}$$

$$Y3 = -0.86859 \cdot ln\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{4000^{0.9}}\right)$$



Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

$$f_{annu} = 1.05 \cdot f_{circ}$$

([1] équation 8.5)

Coefficient de perte de pression par friction :

$$K_f = f_{annu} \cdot \frac{L}{D}$$

([1] équation 8.3)

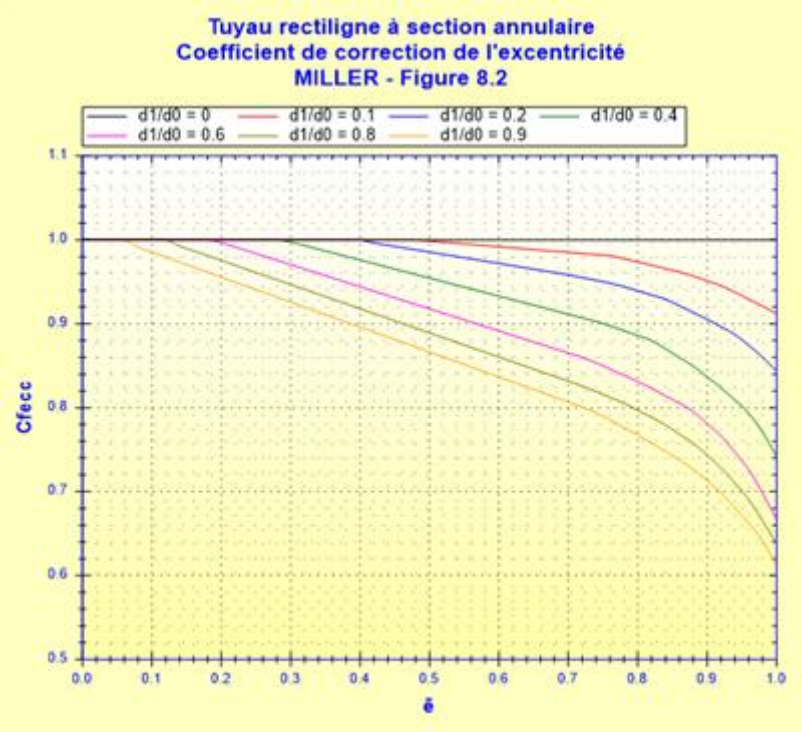
Excentricité relative :

$$\bar{e} = \frac{2 \cdot e}{d_1 - d_0}$$

Correction pour l'excentricité des axes :

$$Cf_{ecc} = f\left(\bar{e}, d_1/d_2\right)$$

([1] figure 8.2)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_f \cdot Cf_{ecc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1	Diamètre intérieur de l'anneau (m)
d_0	Diamètre extérieur de l'anneau (m)
D	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)

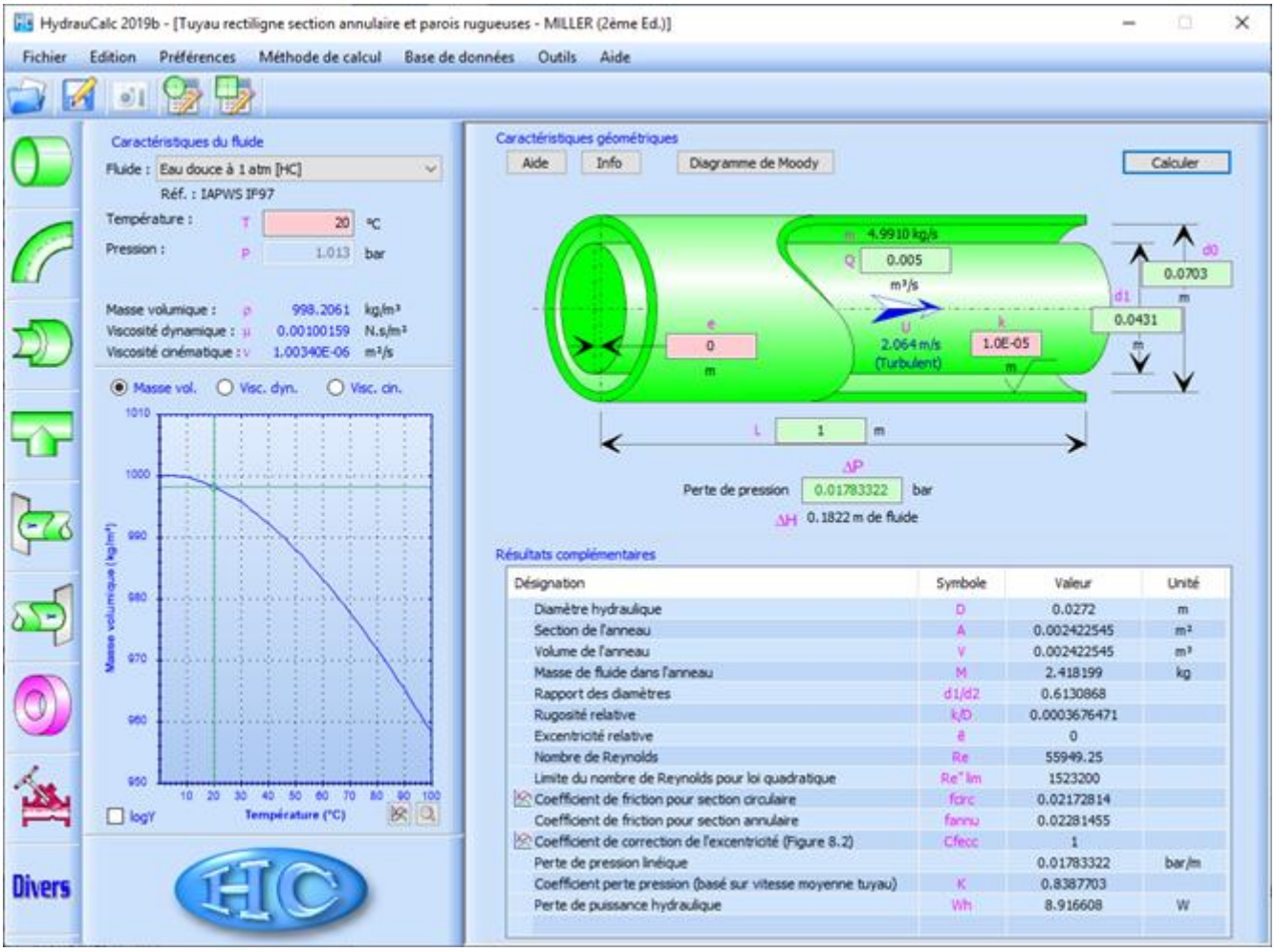
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
m	Débit massique (kg/s)
L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Cf	Coefficient d'écoulement laminaire ()
k	Rugosité absolue (m)
f_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
Re''_{lim}	Nombre de Reynolds correspondant au début de la turbulence complète ()
f_{annu}	Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
e	Excentricité des tuyaux (m)
$\bar{e}$	Excentricité relative ()
Cf_{ecc}	Correction pour l'excentricité des axes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : luminaire, critique et turbulent ($Re \leq 10^8$)
- rugosité relative $k/D \leq 0.05$
- écoulement stabilisé

- excentricité relative ≤ 0.9
  nota : pour des excentricités relatives supérieures à 0.9, le coefficient de correction pour l'excentricité des axes 'Cfecc' est extrapolé

Exemple d'application :



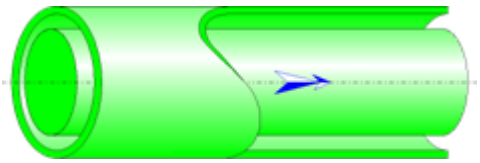
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

[2] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik (2008)

[3] Dunlop (1991)

2.1.4.6 MILLER (coefficient de friction de Darcy explicite)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge régulière (chute de pression) d'une tuyauterie droite horizontale de section transversale annulaire et constante.

En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé.

La perte de charge est due au frottement du fluide sur les parois intérieures de la tuyauterie et est calculée avec la formule de Darcy.

Dans ce modèle le coefficient de friction de Darcy est renseigné de manière explicite.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d_0 - d_1$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d_0^{\,2} - d_1^{\,2}}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$m = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tuyau (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide dans le tuyau (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire :

$$f_{annu} = 1.05 \cdot f_{circ}$$ ([1] équation 8.5)

Coefficient de perte de pression par friction :

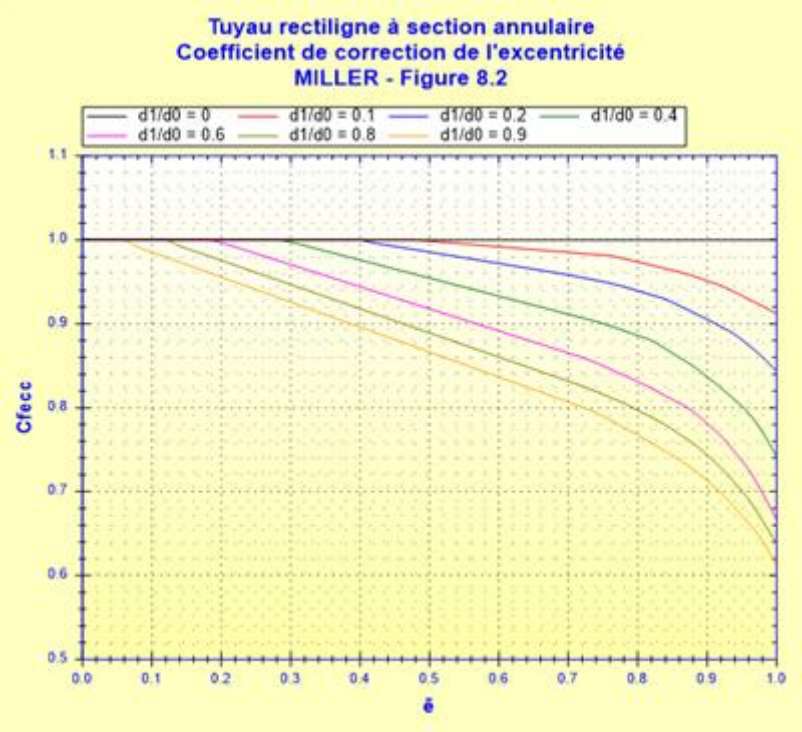
$$K_f = f_{annu} \cdot \frac{L}{D}$$ ([1] équation 8.3)

Excentricité relative :

$$\bar{e} = \frac{2 \cdot e}{d_1 - d_0}$$

Correction pour l'excentricité des axes :

$$Cf_{ecc} = f\left(\bar{e}, d_1/d_0\right)$$ ([1] figure 8.2)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

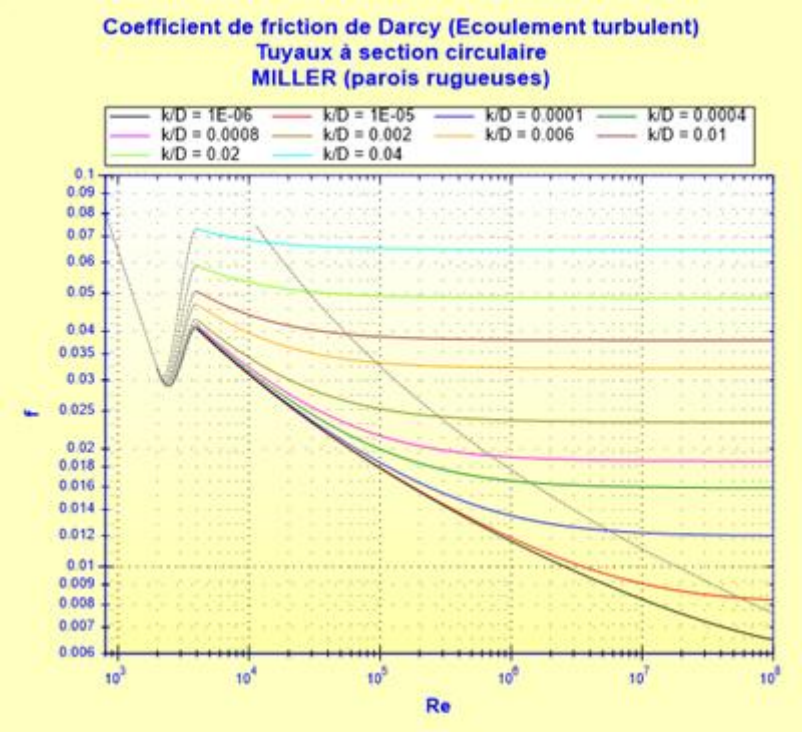
$$K = K_f \cdot Cf_{ecc}$$

Rugosité absolue équivalente pour tuyau à section circulaire (régime turbulent - Re ≥ 4000) :

Equation de Swamee-Jain (approximation de l'équation de Colebrook-White)

$$f_{circ} = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{\mathrm{Re}^{0.9}}\right)\right]^2}$$ ([1] équation 8.4)

où k est calculé par résolution de l'équation.



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

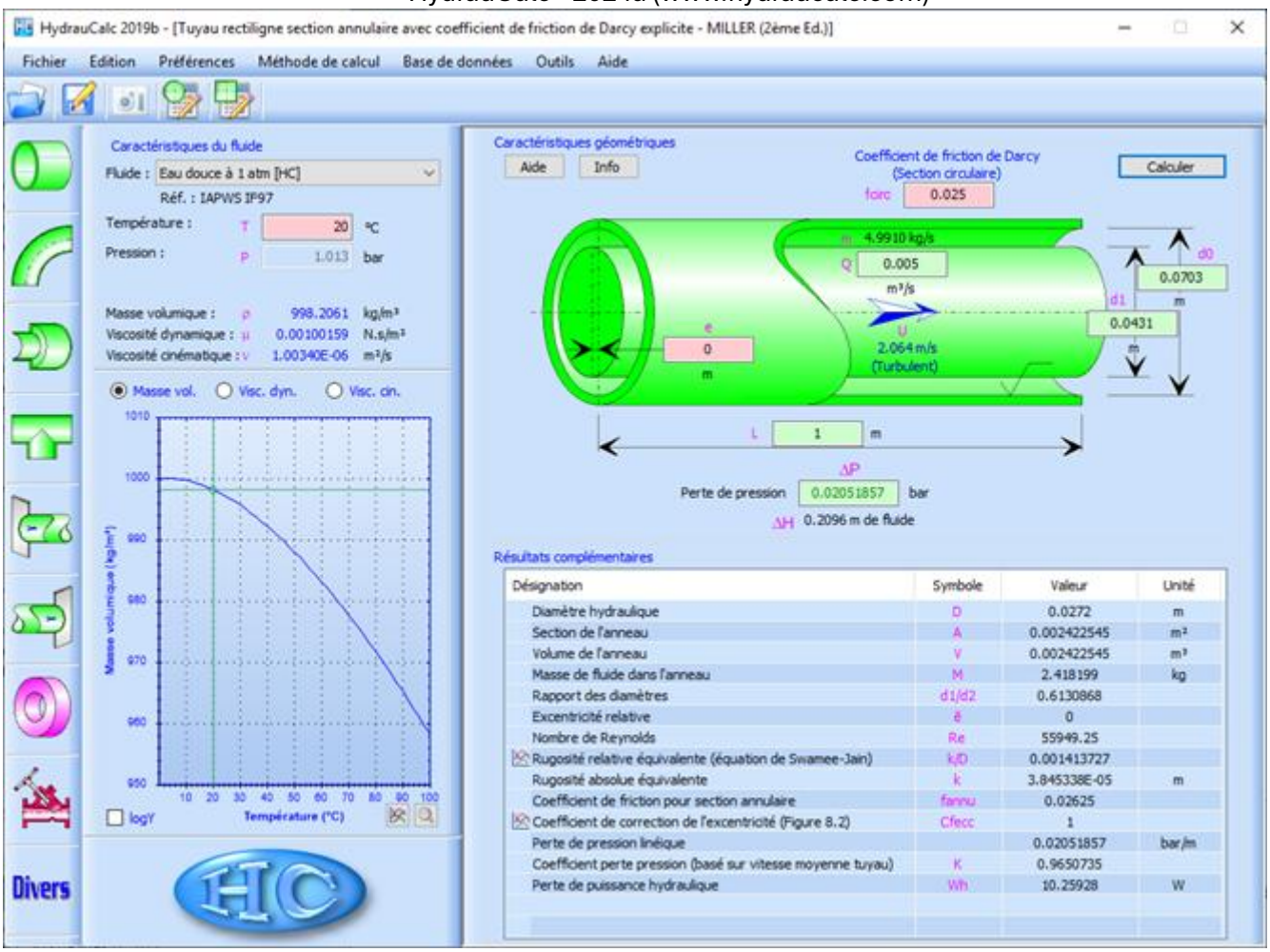
d_1	Diamètre intérieur de l'anneau (m)
d_0	Diamètre extérieur de l'anneau (m)
D	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
m	Débit massique (kg/s)

L	Longueur du tuyau (m)
V	Volume de fluide dans le tuyau (m^3)
M	Masse de fluide dans le tuyau (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
f_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
f_{annu}	Coefficient de friction de Darcy pour section annulaire ()
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
e	Excentricité des tuyaux (m)
$\bar{e}$	Excentricité relative ()
Cf_{ecc}	Correction pour l'excentricité des axes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
k	Rugosité absolue équivalente des parois (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^8$)
- écoulement stabilisé
- coefficient de friction de Darcy pour section circulaire $f_{circ} < 0.1$
- excentricité relative ≤ 0.9
  nota : pour des excentricités relatives supérieures à 0.9, le coefficient de correction pour l'excentricité des axes 'Cfecc' est extrapolé

Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.2 Coudes

Cette sous-section regroupe l'ensemble des éléments de courbure qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de coude disponibles sont :

- Coude progressif - Section circulaire

- Coude progressif - Section rectangulaire

- Coude brusque - Section circulaire

- Coude brusque - Section rectangulaire

- Coude composite 90° (2 x 45°) - Section circulaire

- Coude composite 90° (3 x 30°) - Section circulaire

- Coude composite 90° (4 x 22,5°) - Section circulaire

- Serpentin - Section circulaire

- Coudes en S - Section circulaire (écoulement dans un plan)

- Coudes en S - Section rectangulaire (écoulement dans un plan)

- Coudes en S - Section circulaire (écoulement dans deux plans perpendiculaire)

- Coudes en S - Section rectangulaire (écoulement dans deux plans perpendiculaire)

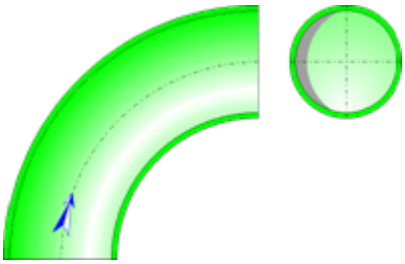
- Coudes en U - Section circulaire (écoulement dans un plan)

- Coudes en U - Section rectangulaire (écoulement dans un plan)

2.2.1 Coude progressif - Section circulaire

Coude progressif

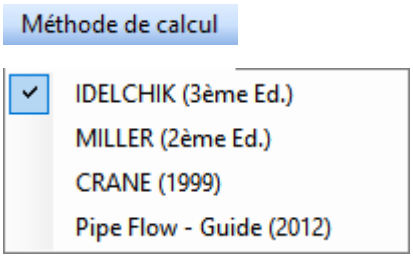
Section circulaire



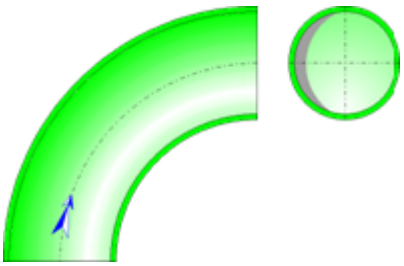
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes progressifs à section circulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude de courbure progressive dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

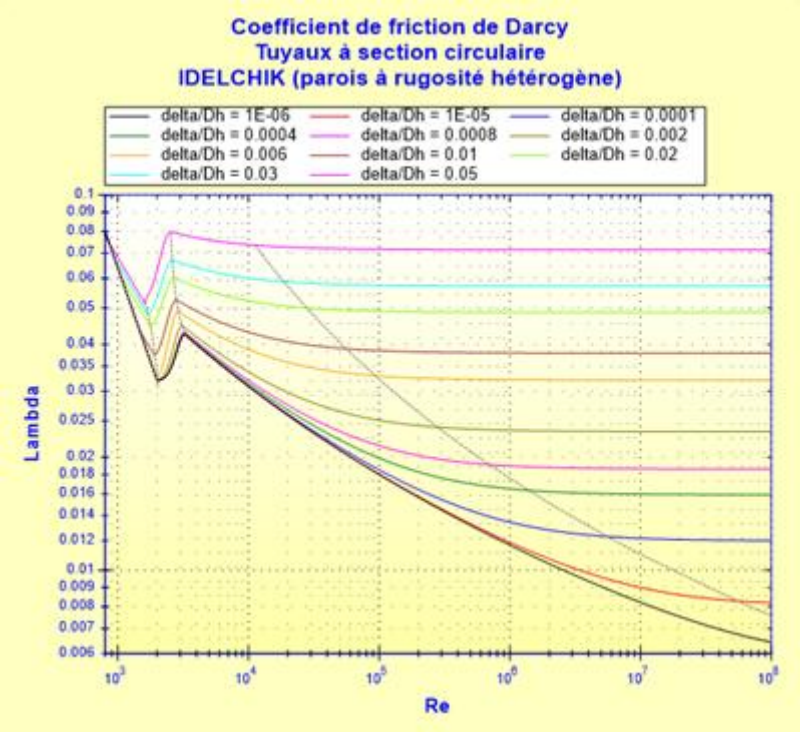
$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

Coefficient de friction de Darcy :

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

- Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire

$$\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$



■ Cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_0 < 3$) ([1] diagramme 6.1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, \mathrm{Re}, \overline{\Delta}\right)$$

([1] diagramme 6.1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

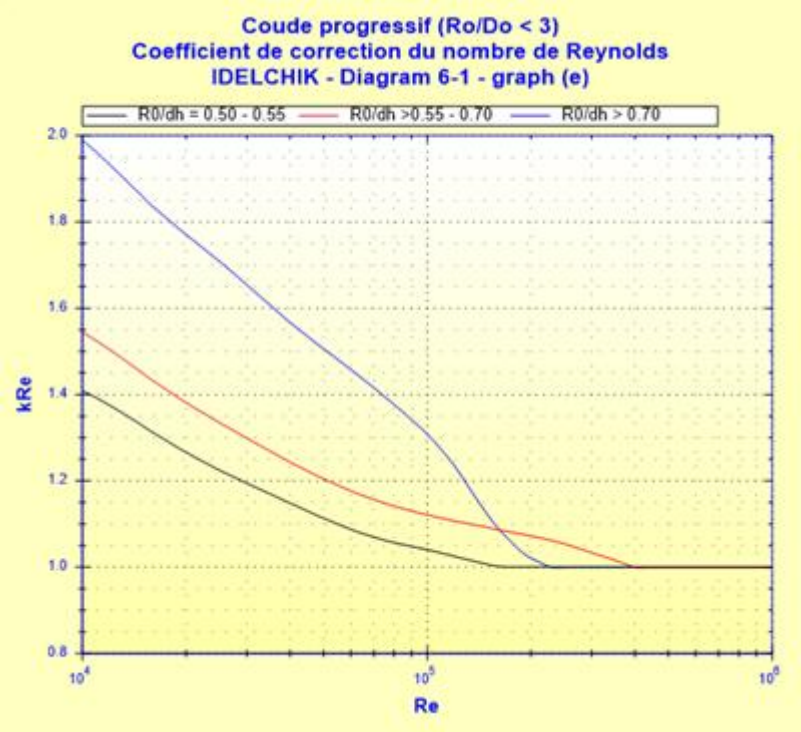
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

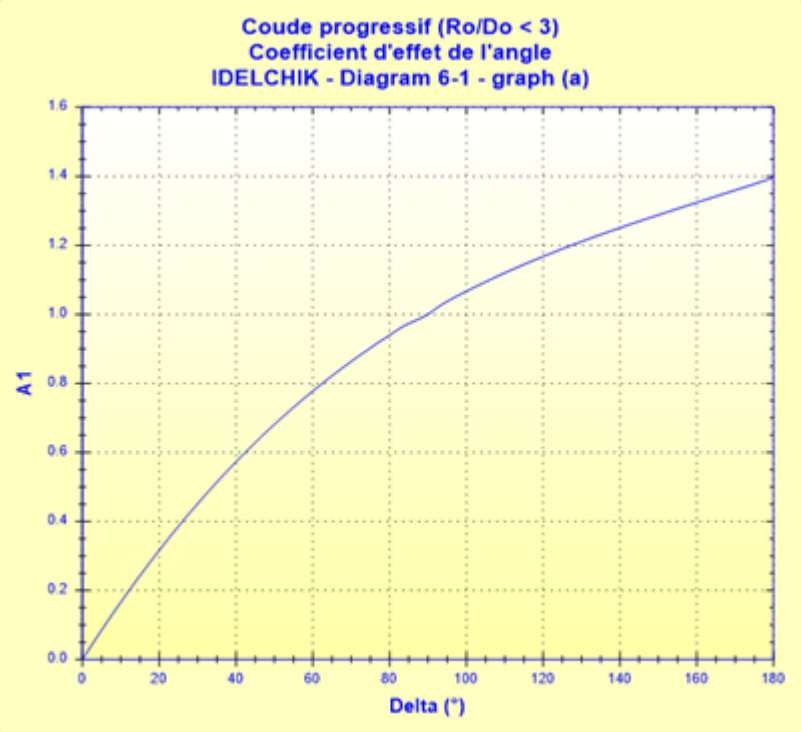
([1] diagramme 6.1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagramme 6.1)

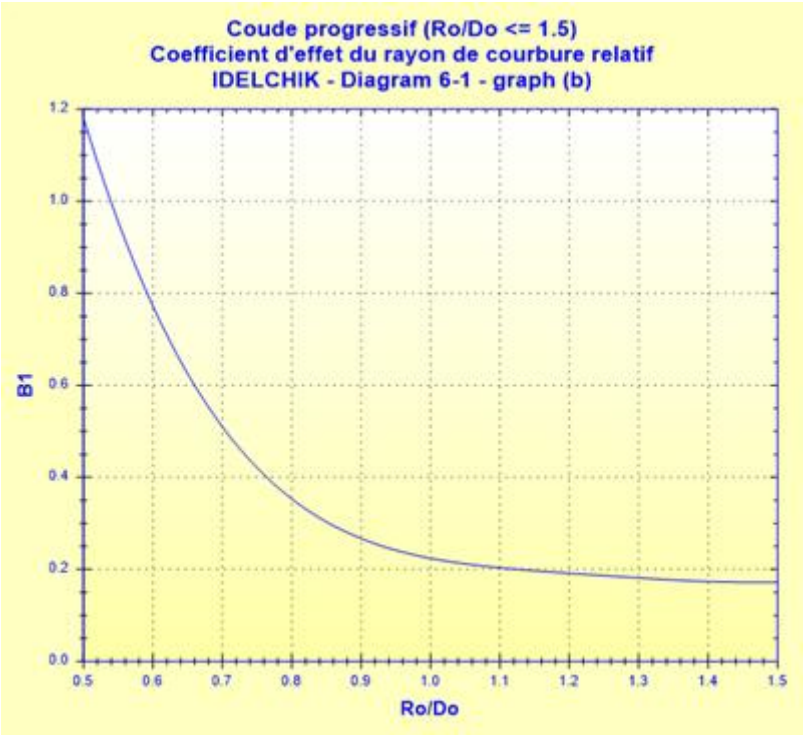


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

$$B1 = f\left(\frac{R_0}{D_h}\right)$$

([1] diagramme 6.1)

- $0.5 \leq R_0/D_0 \leq 1.5$



- $R_0/D_0 > 1.5$

Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

$$C1 = 1$$ ([1] diagramme 6.1)

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6.1)

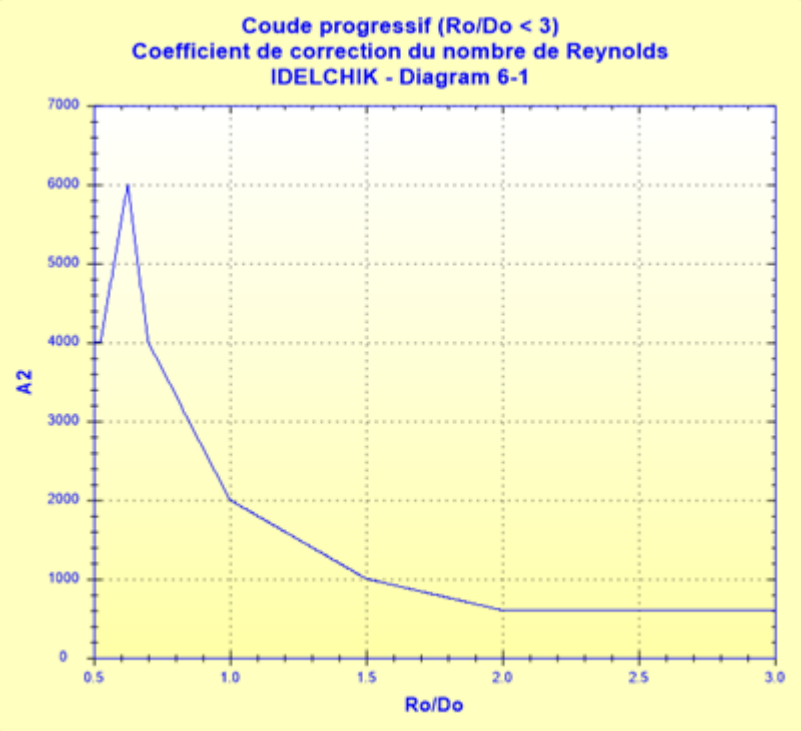
Coefficient de perte de pression de friction :

$$\zeta_{fr} = 0.0175 \cdot \delta \cdot \lambda \cdot \frac{R_0}{D_h}$$ ([1] diagramme 6.1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6.1)

R_0/D_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression totale :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta = k_\Delta \cdot k_{Re} \cdot \zeta_{loc} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

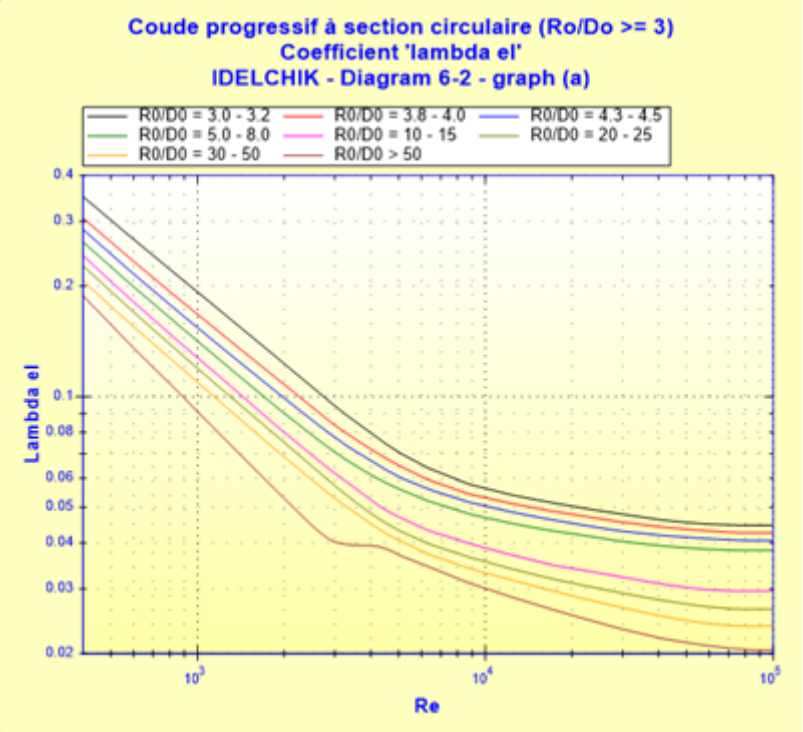
$$\zeta = \frac{A2}{Re} + \zeta_{loc} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.1)

■ Cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_0 \geq 3$) ([1] diagramme 6.2)

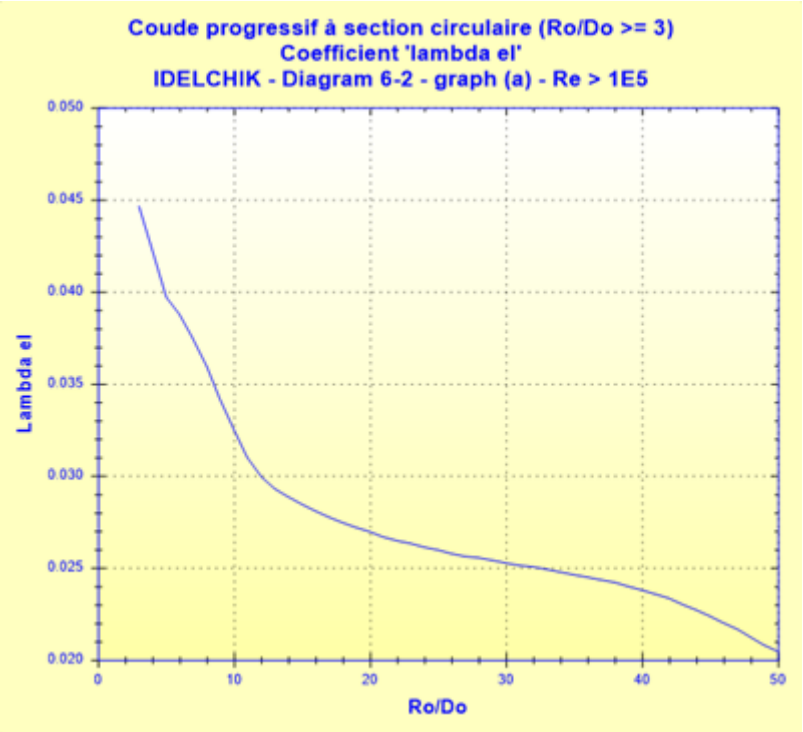
Coefficient de friction pour parois lisses :

$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6.2)

- $Re < 10^5$



- Re ≥ 10^5



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{\lambda_r}{\lambda_s}$$

([2] équation 9.3)

avec :

λ_r : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\bar{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\bar{\Delta} = 0$) à Re

---

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$\zeta = 0.0175 \cdot \delta \cdot \lambda_{el} \cdot C_f \cdot \frac{R_0}{D_h}$$

([1] diagramme 6.2 & [2] équation 9.3)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

([1] diagramme 6.1 – 6.2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
D_0	Diamètre intérieur du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur développée (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
δ	Angle de courbure (°)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
$A1$	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle
$B1$	Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative
$C1$	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{fr}	Coefficient de perte de pression de friction ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
λ_{el}	Coefficient de friction
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

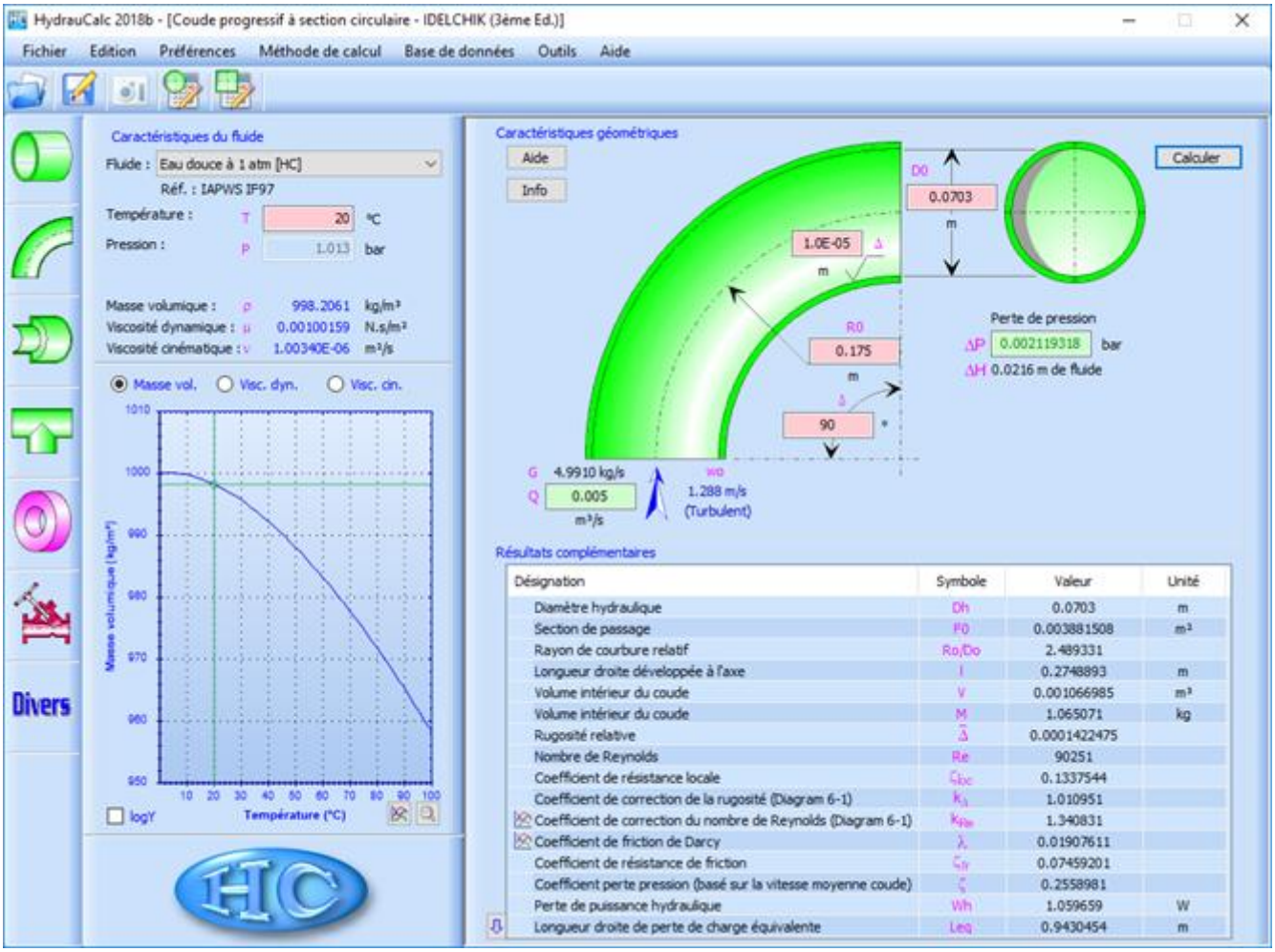
- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- angle de courbure : 0 à 180°

- cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_h < 3$)
  - régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

- cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_h \geq 3$)
  - régime d'écoulement : $400 \leq Re \leq 10^5$

    pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 400 le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

Exemple d'application :

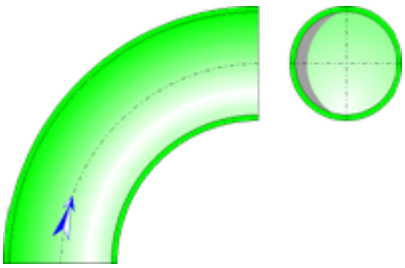


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude de courbure progressive dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

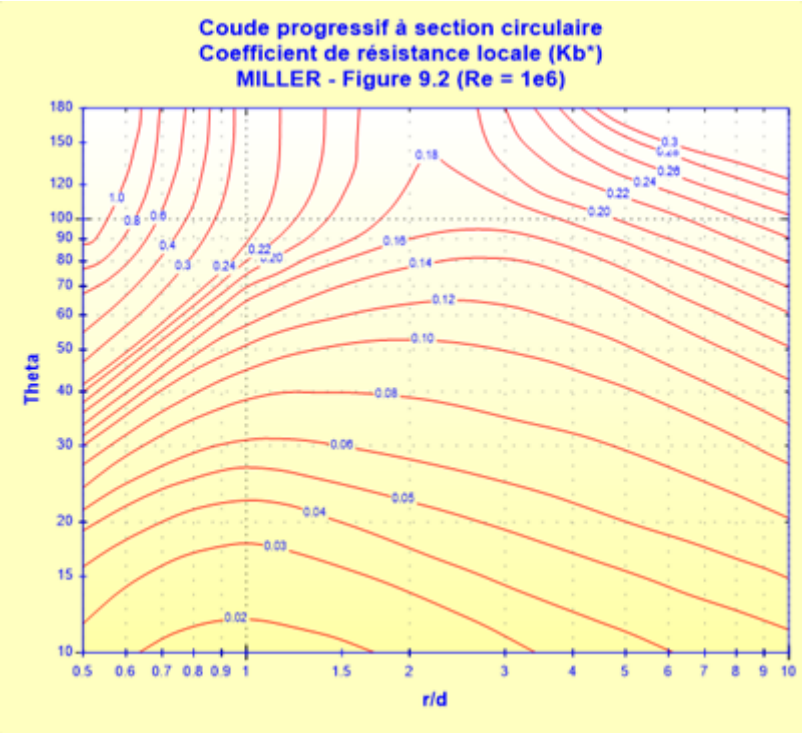
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

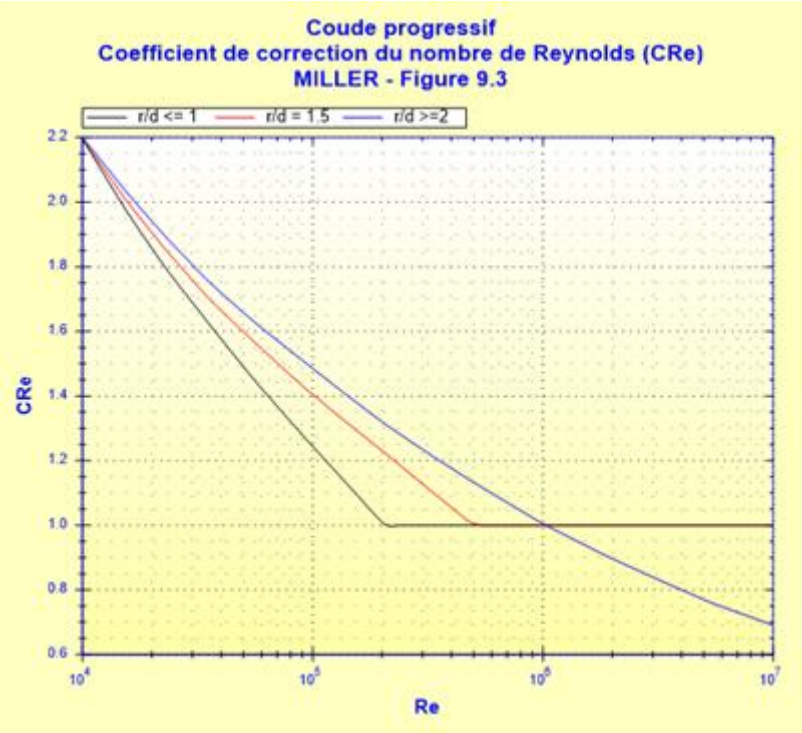
Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}, \theta_b\right)$$ ([1] figure 9.2)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou $K_b^* < 0.4$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et $K_b^* \geq 0.4$)

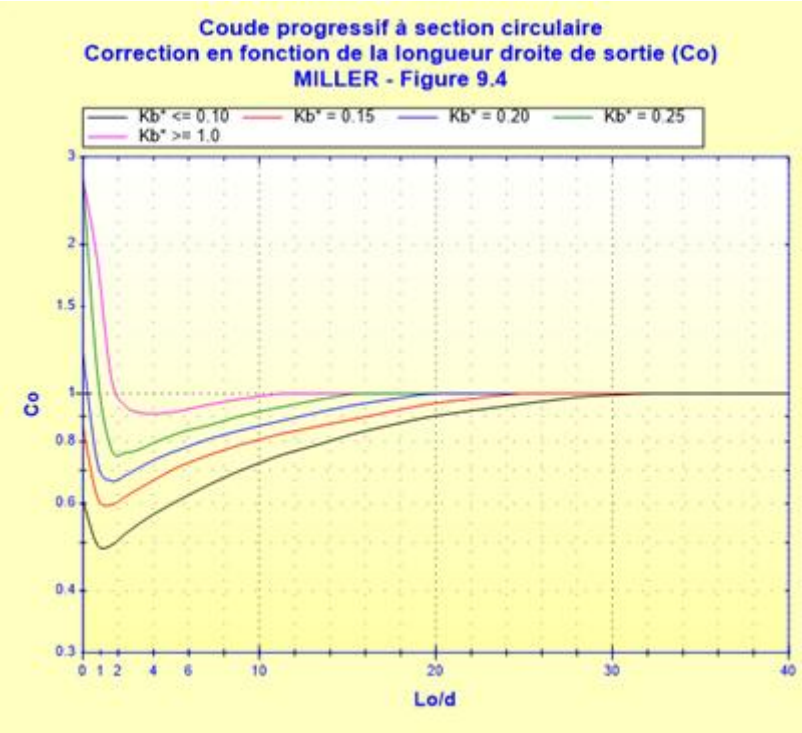
$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- r/d < 3 et θ_b < 100°

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)

- sinon (r/d > 3 et/ou θ_b > 100°)

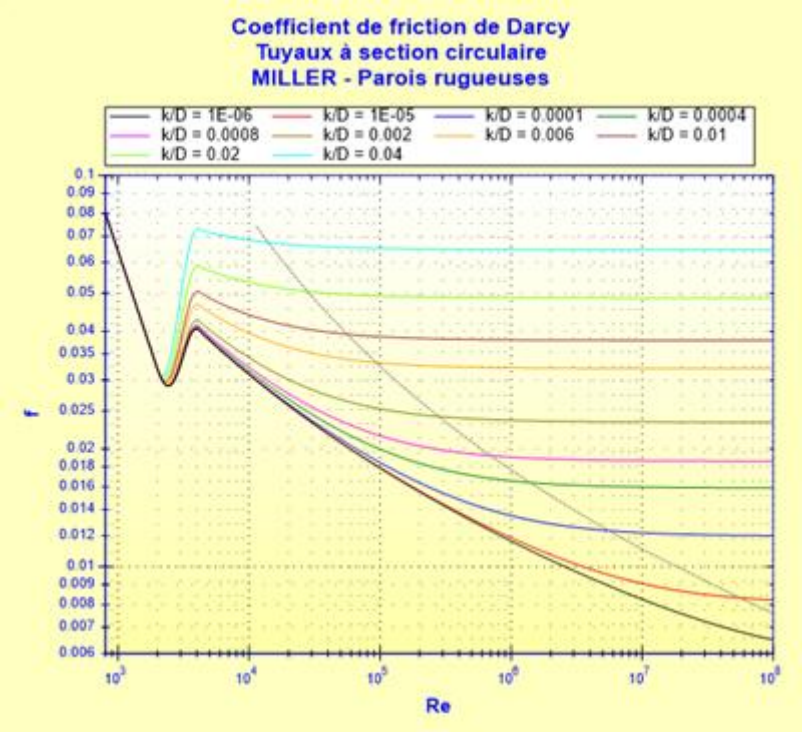
$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé :

$$K_b = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_o \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure (°)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

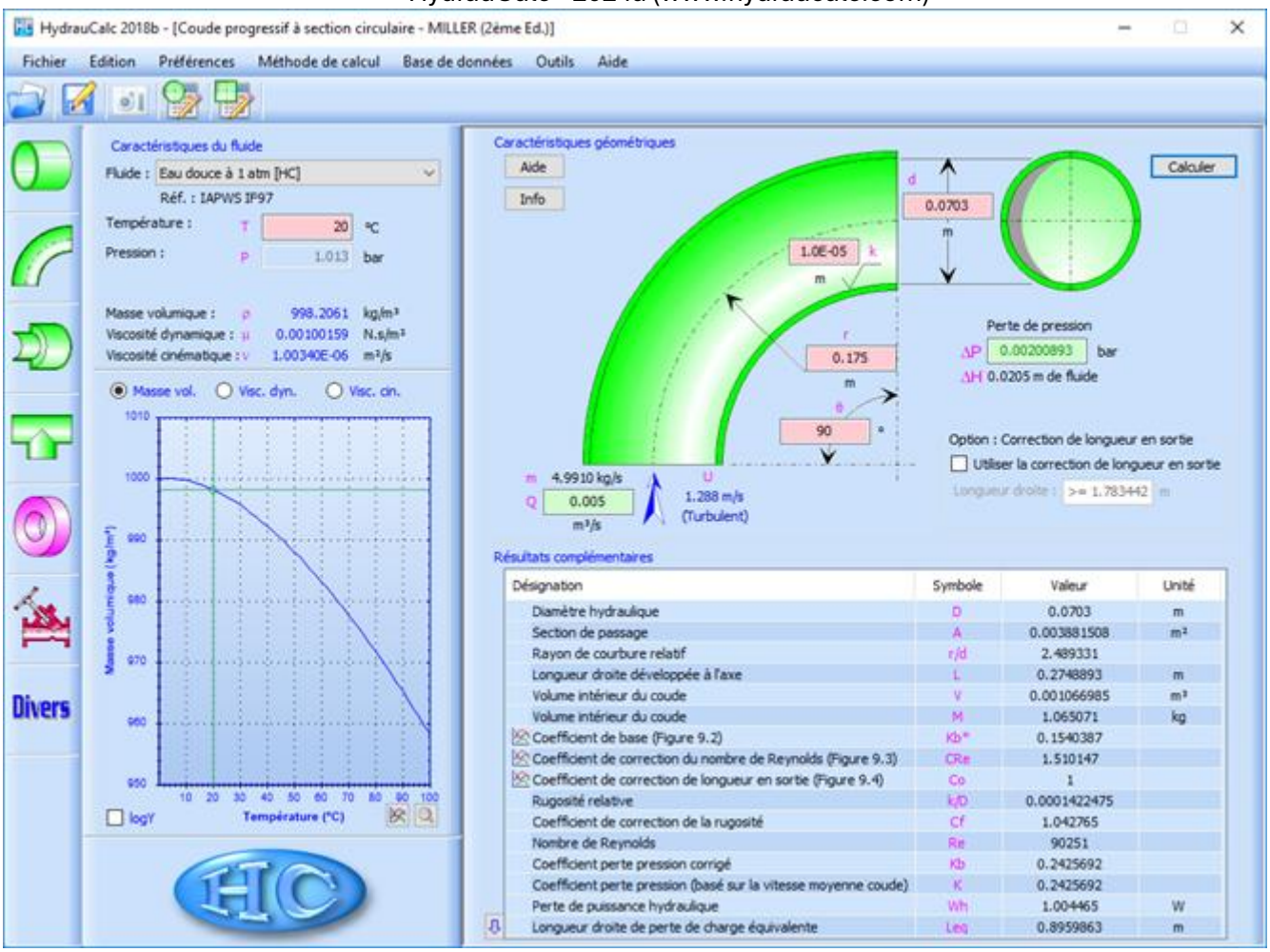
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure : 10 à 180°
- rayon de courbure relatif 'r/d' : inférieur à 10

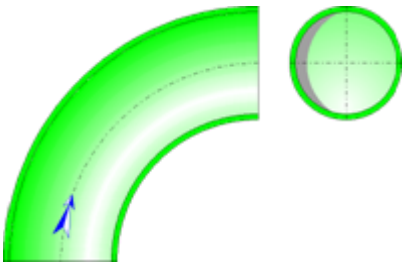
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.1.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude de courbure progressive dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\alpha}{360}$$

Débit massique (kg/s) :

$$w = q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = Vol \cdot \rho_m$$

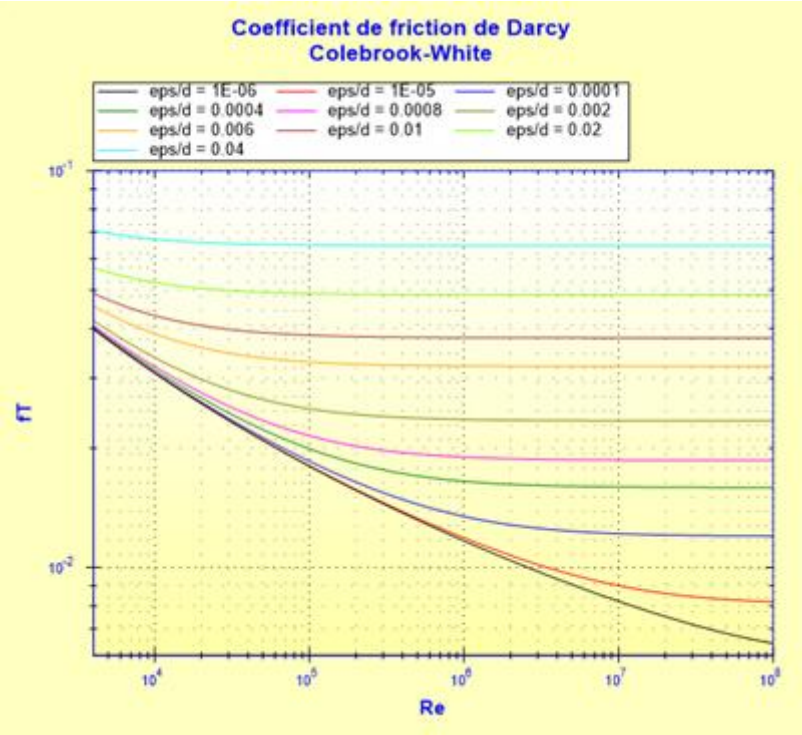
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f_T = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f_T}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White



Coefficient de résistance pour un coude progressif à 90° :

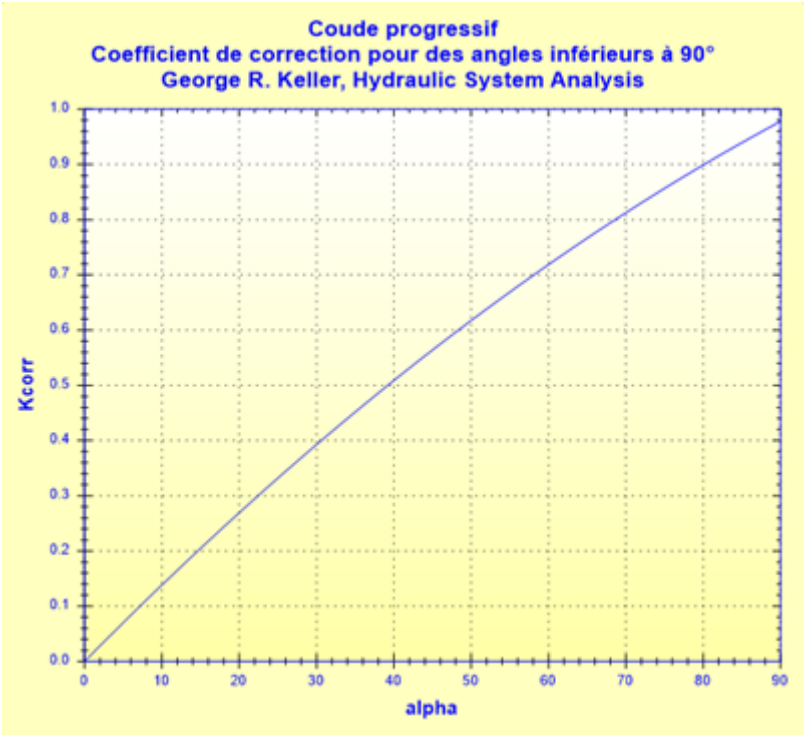
$$K = f\left(\frac{r}{d}, f_T\right)$$

([1] Appendix A-29)

r/d	K	K/f_T
1	20 f_T	20
1.5	14 f_T	14
2	12 f_T	12
3	12 f_T	12
4	14 f_T	14
6	17 f_T	17
8	24 f_T	24
10	30 f_T	30
12	34 f_T	34
14	38 f_T	38
16	42 f_T	42
20	50 f_T	50

Coefficient de correction pour des angles inférieurs à 90° :

$$K_{corr} = \alpha \cdot \left(0.0142 - 3.703 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha\right)$$ ([2])



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

- $\alpha \geq 90°$

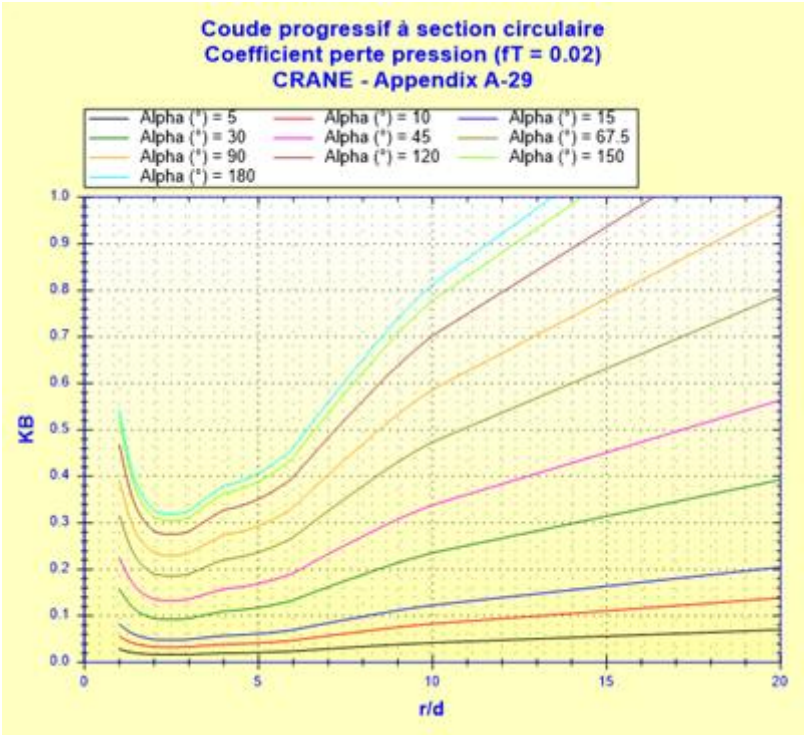
$$K_B = \left(\frac{\alpha}{90} - 1\right)\left(0.25 \cdot \pi \cdot f_T \cdot \frac{r}{d} + 0.5 \cdot K\right) + K$$

([1] Appendix A-29)

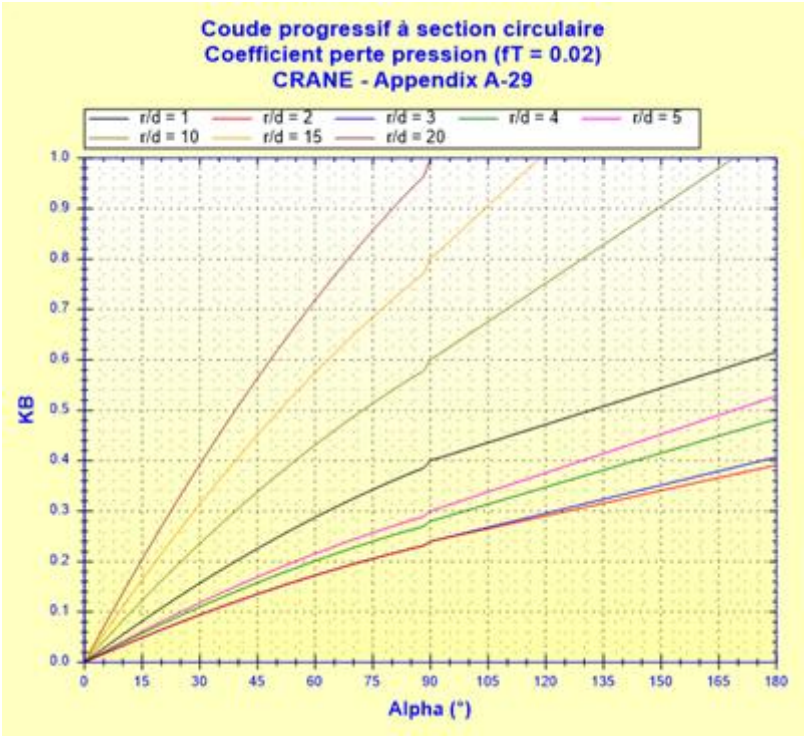
- $\alpha < 90°$

$$K_B = K \cdot K_{corr}$$

(([1] Appendix A-29 & [2])



(avec $f_T = 0{,}02$)



(avec f_T = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_B \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_B \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_B \cdot \frac{d}{f_T}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d Diamètre intérieur du tuyau (m)

A Section transversale de passage (m^2)

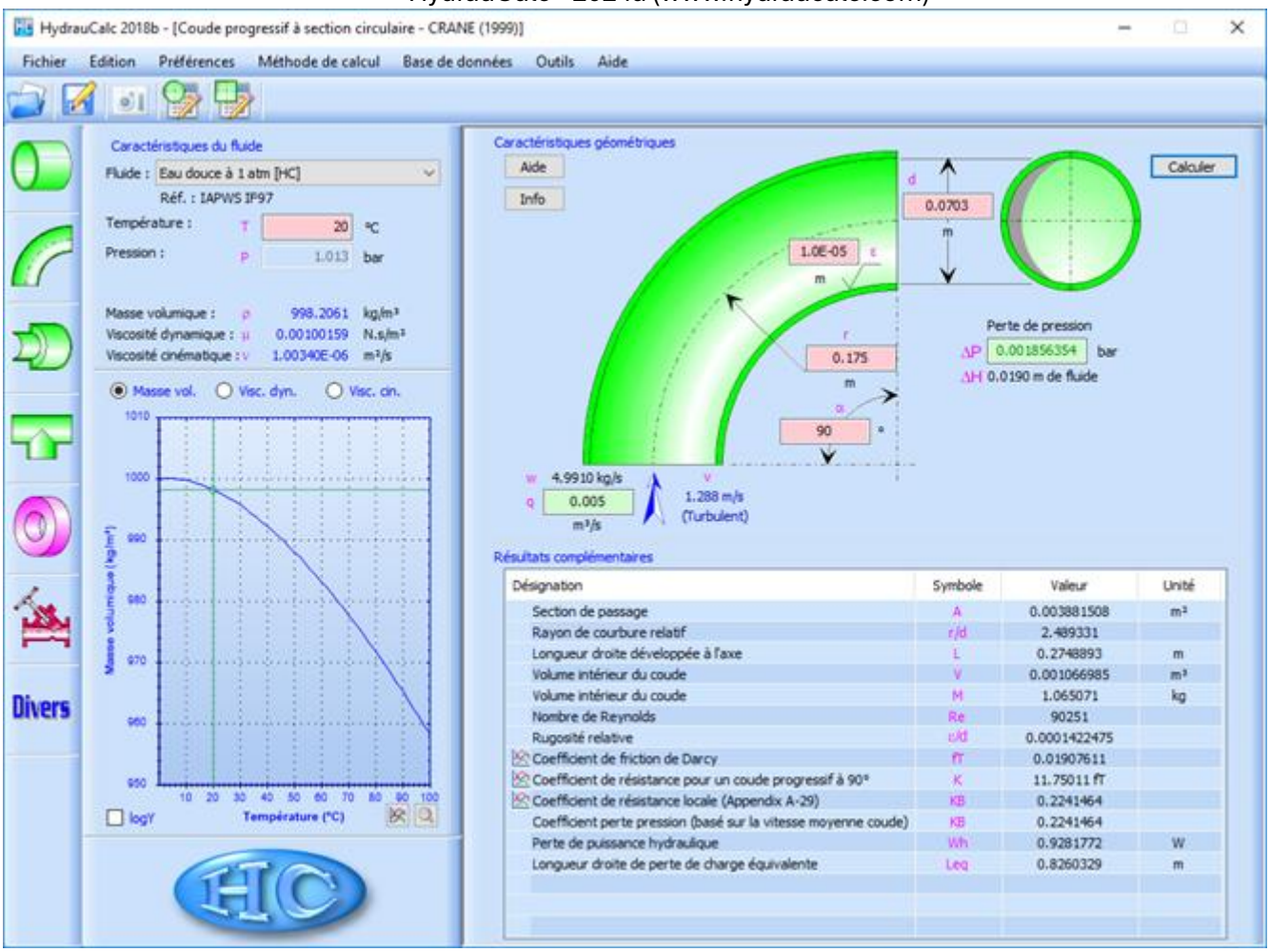
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
α	Angle de courbure (°)
w	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
f_T	Coefficient de friction de Darcy ()
ε	Rugosité absolue des parois (m)
K	Coefficient de résistance pour un coude progressif à 90° ()
K_{corr}	Coefficient de correction pour des angles inférieurs à 90° ()
K_B	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure compris entre 0° et 180°
- rayon de courbure relatif 'r/d' compris entre 1 et 20

  pour des rayons relatifs 'r/d' compris entre 0.5 et 1 ou ceux supérieurs à 20, le coefficient 'K' est extrapolé linéairement.

Exemple d'application :

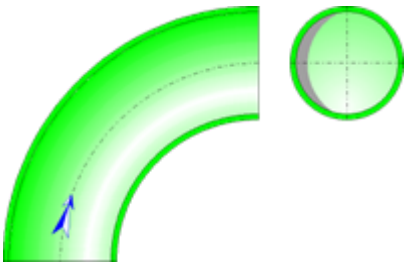


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

[2] George R. Keller, Hydraulic System Analysis, Published by the Editors of Hydraulics & Pneumatics Magazine, 1970

2.2.1.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude de courbure progressive dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\alpha}{360}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide (m^3) :

$$Vol = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$Mas = Vol \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

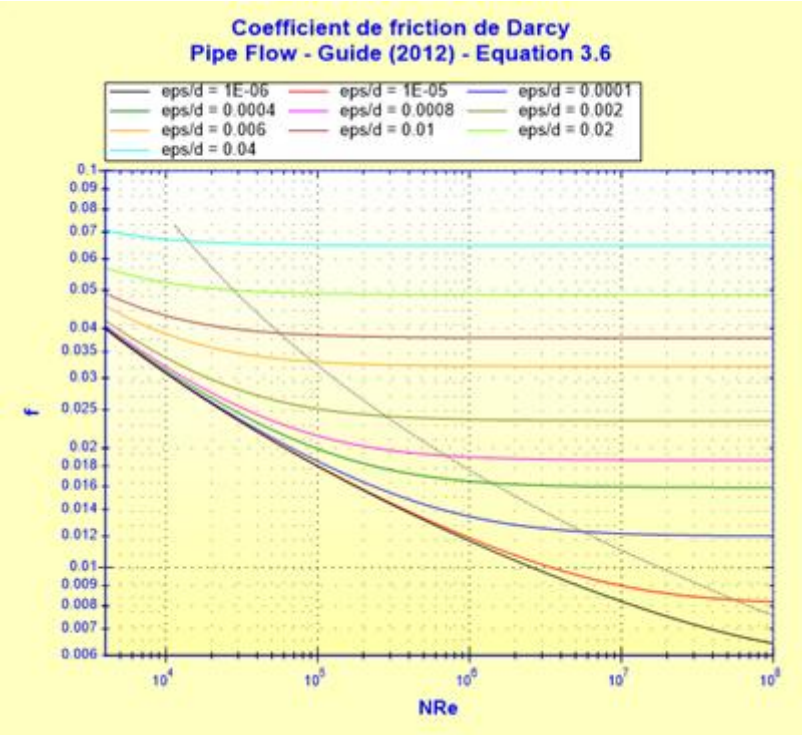
Rugosité relative :

$$R_r = \frac{\varepsilon}{d}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{N_{Re} \cdot \sqrt{f}}\right)\right]^2}$$

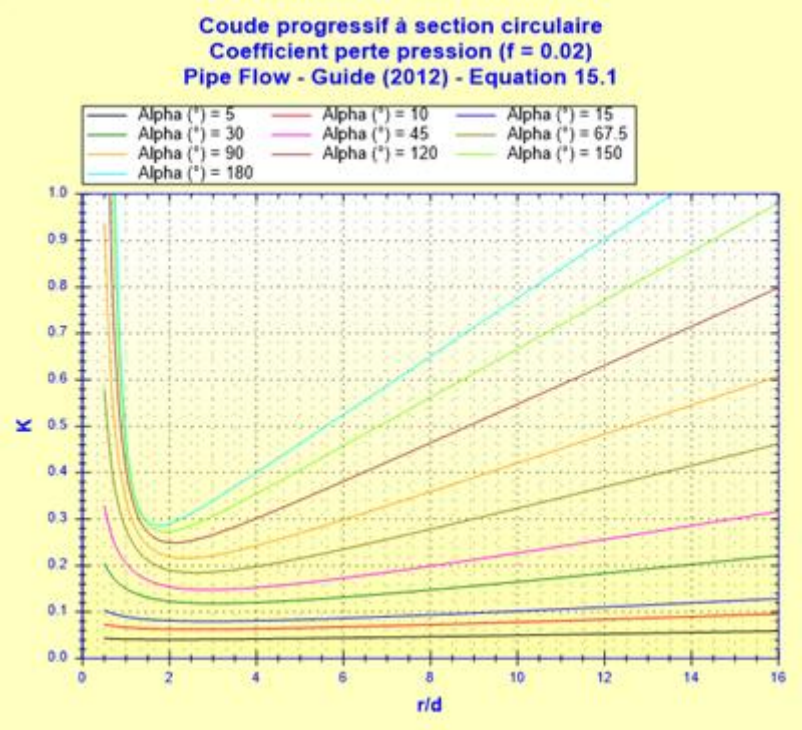
équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



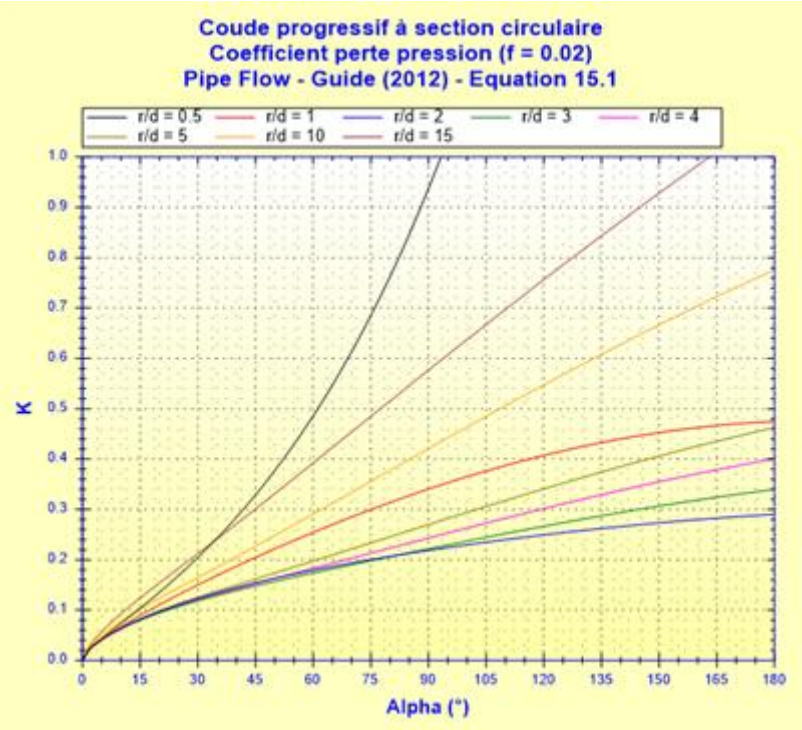
Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = f \cdot \alpha \cdot \frac{r}{d} + (0.10 + 2.4 \cdot f) \cdot \sin(\alpha/2) + \frac{6.6 \cdot f \cdot \left(\sqrt{\sin(\alpha/2)} + \sin(\alpha/2)\right)}{\left(\frac{r}{d}\right)^{\frac{4 \cdot \alpha}{\pi}}}$$

([1] équation 15.1)



([1] équation 15.1 avec f = 0,02)



([1] équation 15.1 avec f = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f}$$

---

définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
α	Angle de courbure (°)
G	Débit massique (kg/s)
Vol	Volume de fluide (m^3)
Mas	Masse de fluide (kg)
N_{Re}	Nombre de Reynolds ()
R_r	Rugosité relative ()
ε	Rugosité absolue des parois (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

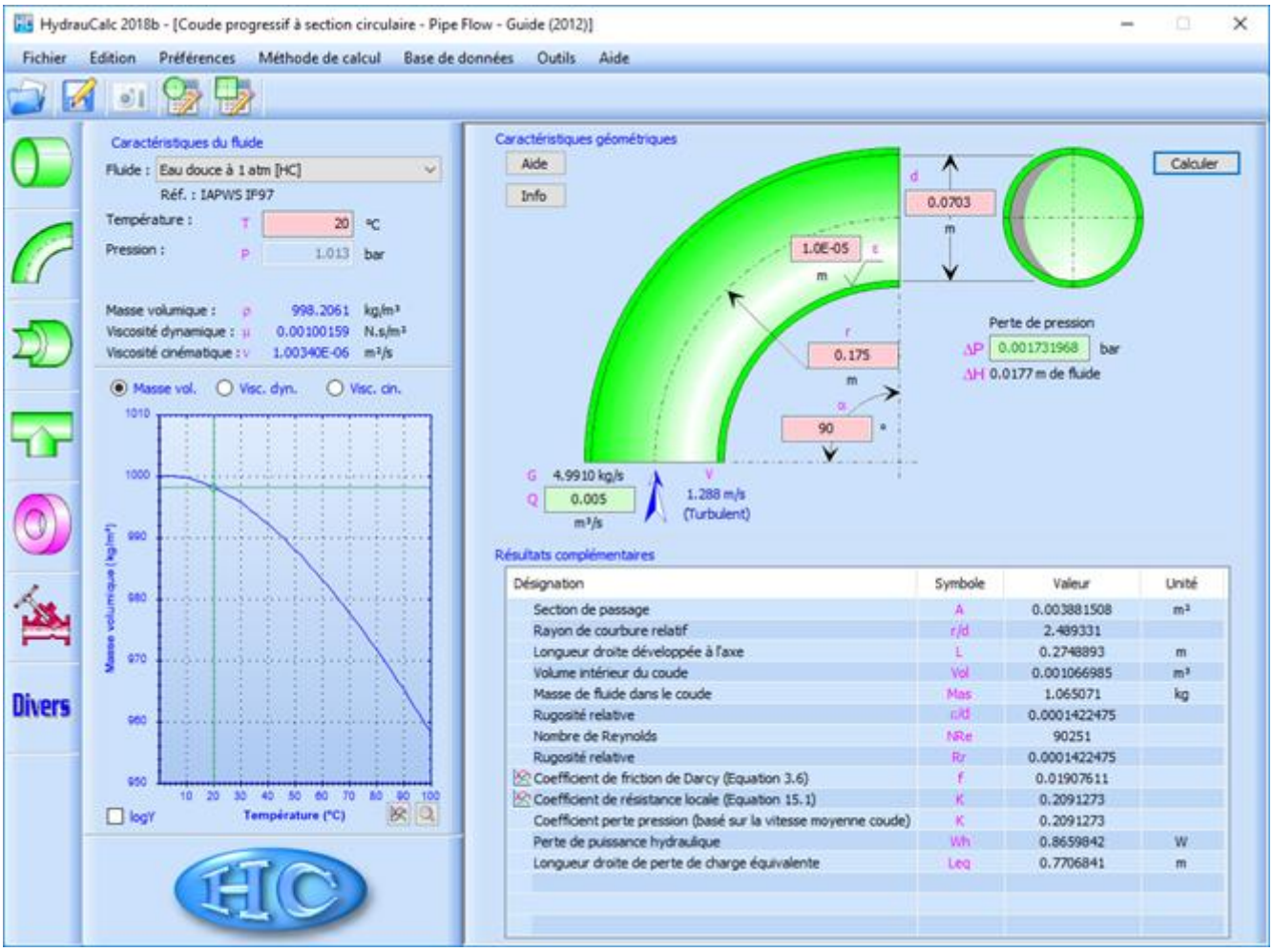
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($N_{Re} \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure compris entre 0° et 180°

Exemple d'application :



Désignation	Symbole	Valeur	Unité
Section de passage	A	0.003881508	m²
Rayon de courbure relatif	r/d	2.489331	
Longueur droite développée à l'axe	L	0.2748893	m
Volume intérieur du coude	Vol	0.001066985	m³
Masse de fluide dans le coude	Mas	1.065071	kg
Rugosité relative	ε/d	0.0001422475	
Nombre de Reynolds	NRe	90251	
Rugosité relative	Rr	0.0001422475	
Coefficient de friction de Darcy (Equation 3.6)	f	0.01907611	
Coefficient de résistance locale (Equation 15.1)	K	0.2091273	
Coefficient perte pression (basé sur la vitesse moyenne coude)	K	0.2091273	
Perte de puissance hydraulique	Wh	0.8659842	W
Longueur droite de perte de charge équivalente	Leq	0.7706841	m

---

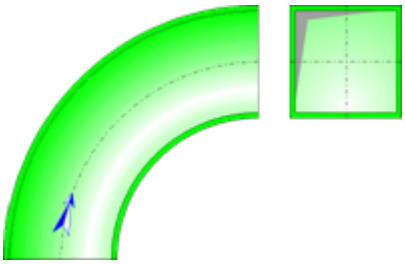
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.2.2 Coude progressif - Section rectangulaire

Coude progressif

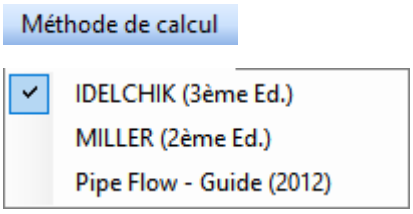
Section rectangulaire



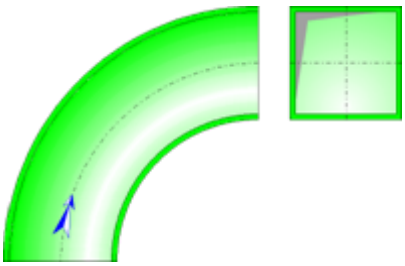
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes progressifs à section rectangulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.2.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude de courbure progressive dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$ ([1] diagram 6-1)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Longueur développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

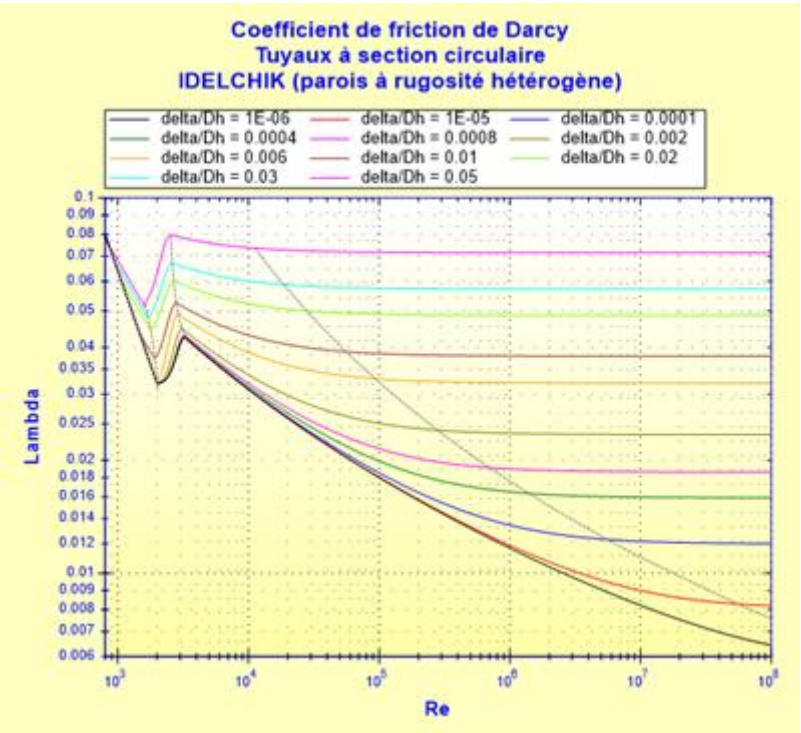
$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

Coefficient de friction de Darcy :

Voir [Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)]

■ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire

$$\lambda_{circ} = f\left(Re, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$



■ Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire

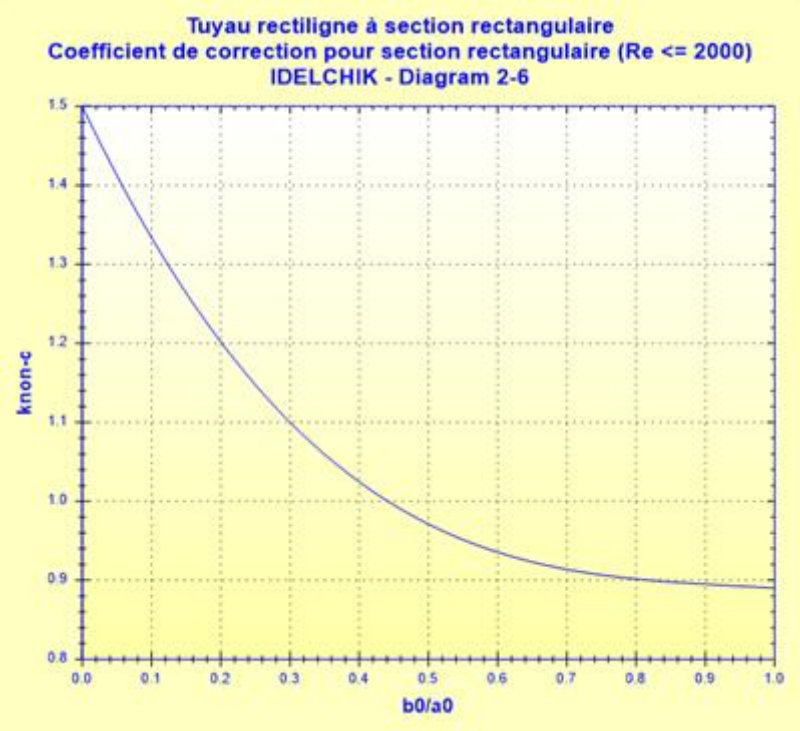
♦ $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f(b_0/a_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

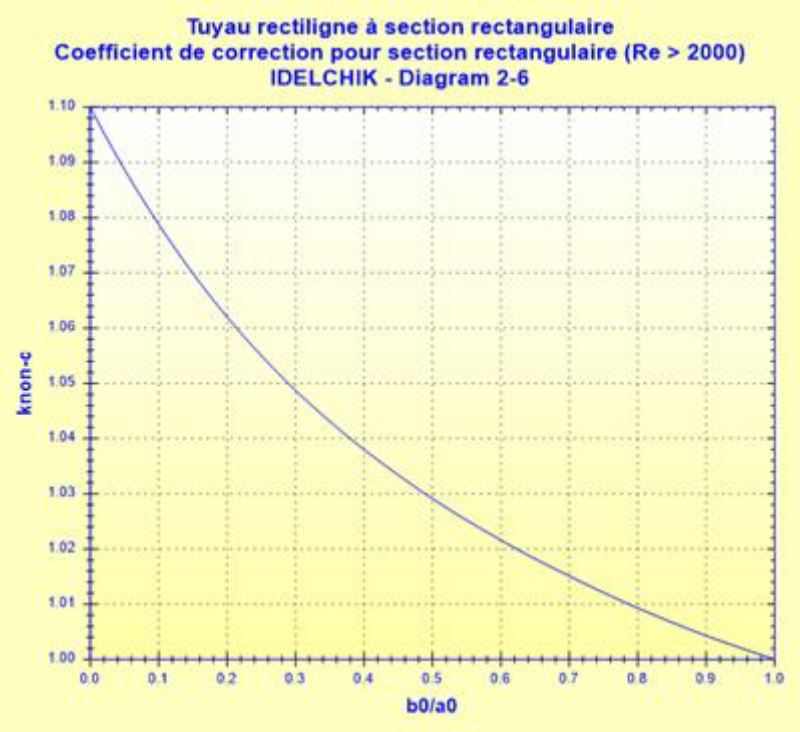
♦ $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f(a_0/b_0)$$ ([1] diagramme 2.6)

● régime laminaire (Re ≤ 2000) :



● régime turbulent (Re > 2000) :



■ Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire

$$\lambda_{rect} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2.6)

■ Cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$) ([1] diagram 6-1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_{\Delta} = f\left(\frac{R_0}{b_0}, \mathrm{Re}, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagramme 6-1)

● $0.50 \le R_0/b_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

● $R_0/b_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

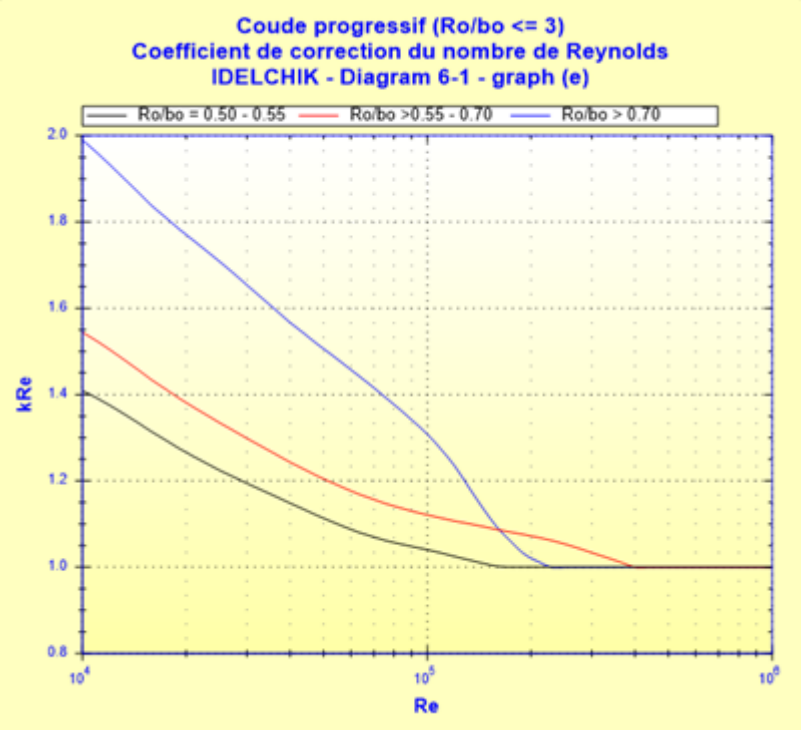
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{b_0}\right)$$

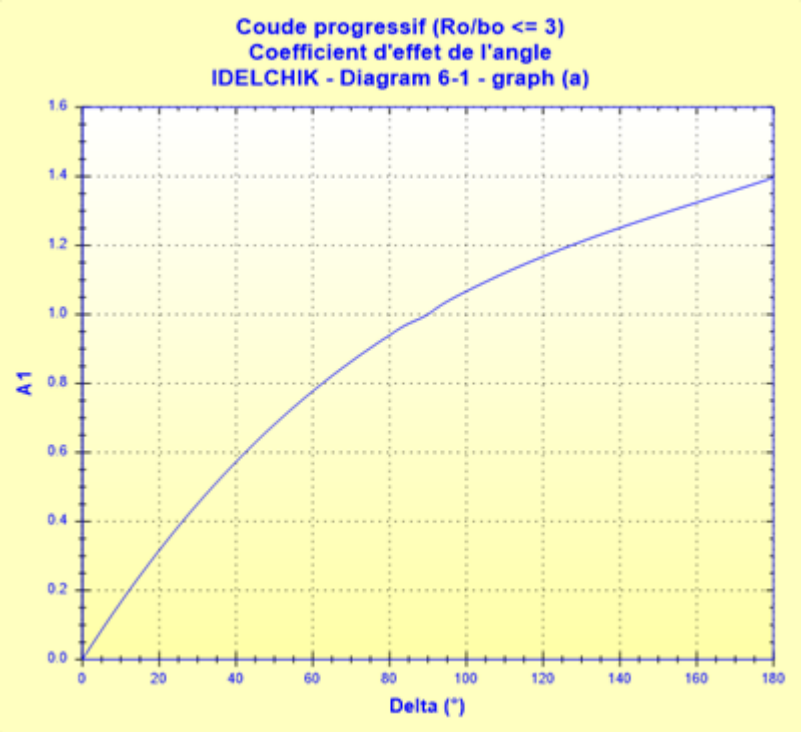
([1] diagramme 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagram 6-1)

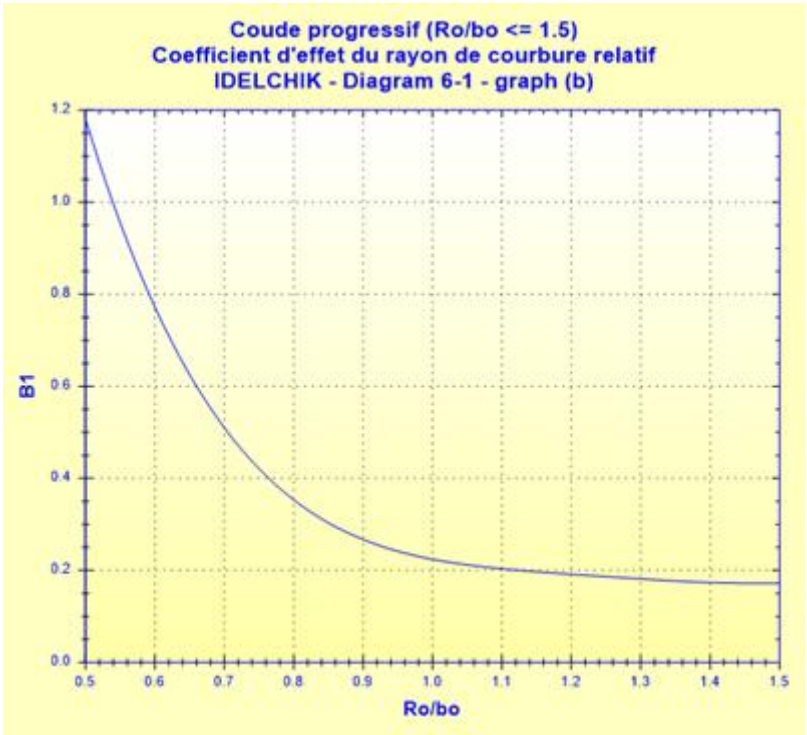


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

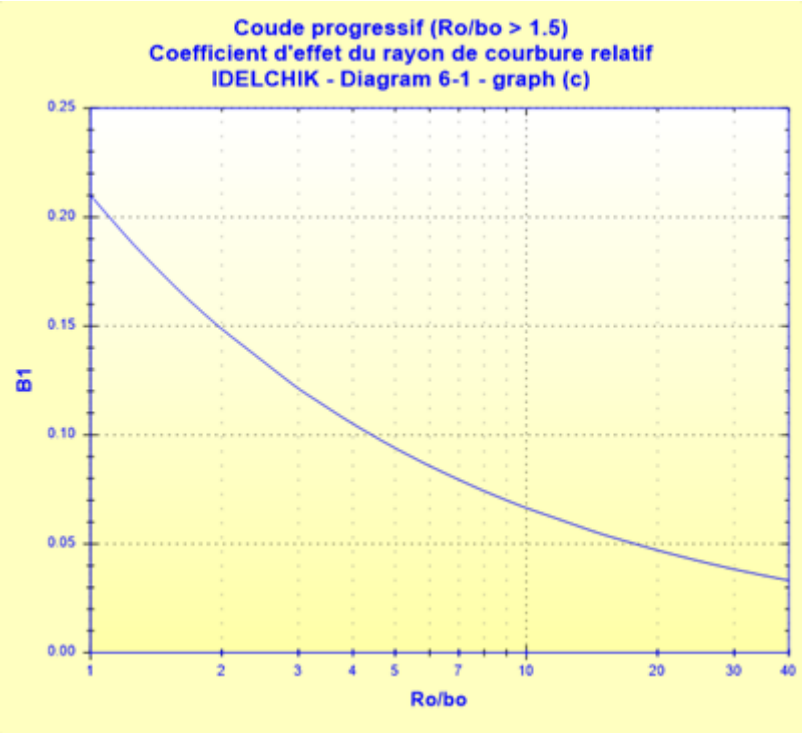
$$B1 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagramme 6-1)

- $0.5 \leq R_0/b_0 \leq 1.5$



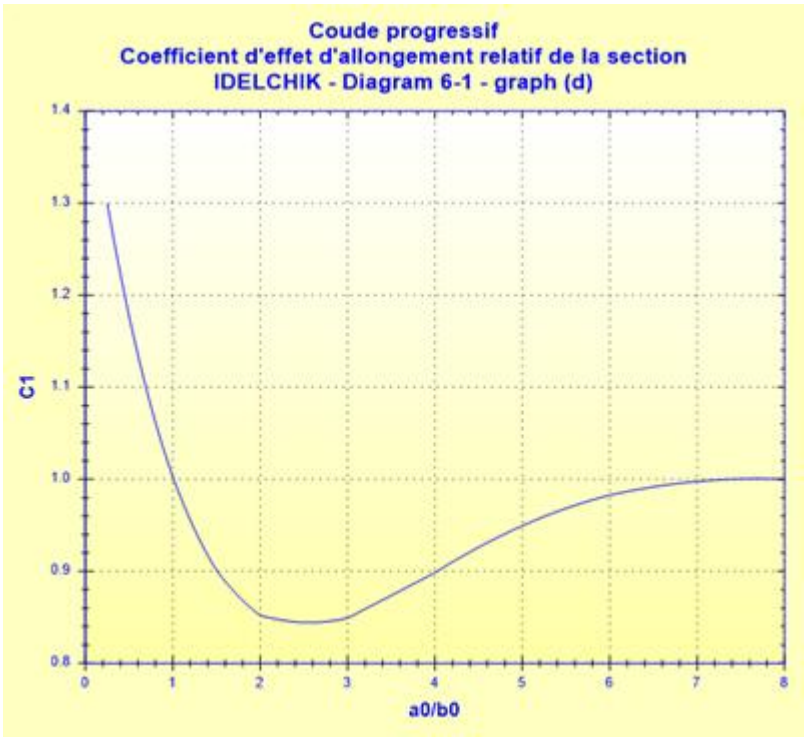
- $R_0/b_0 > 1.5$



Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

$$C1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$$

([1] diagramme 6-1)



Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = A1 \cdot B1 \cdot C1$$

([1] diagramme 6-1)

Coefficient de perte de pression de friction :

$$\zeta_{fr} = 0.0175 \cdot \delta \cdot \lambda_{rect} \cdot \frac{R_0}{D_h}$$

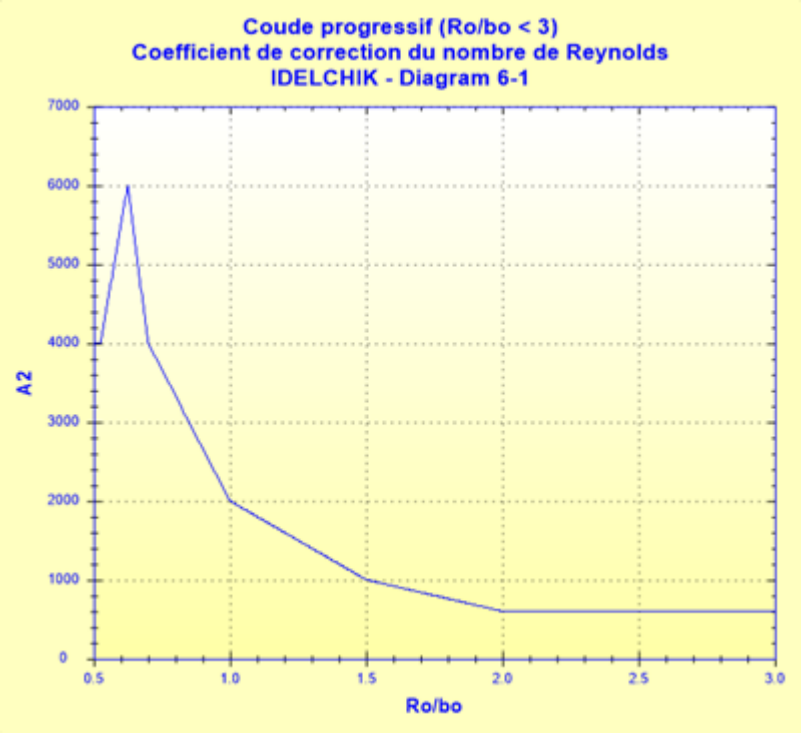
([1] diagramme 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagramme 6-1)

R_0/b_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression totale :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta = k_\Delta \cdot k_{Re} \cdot \zeta_{loc} + \zeta_{fr}$$

([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

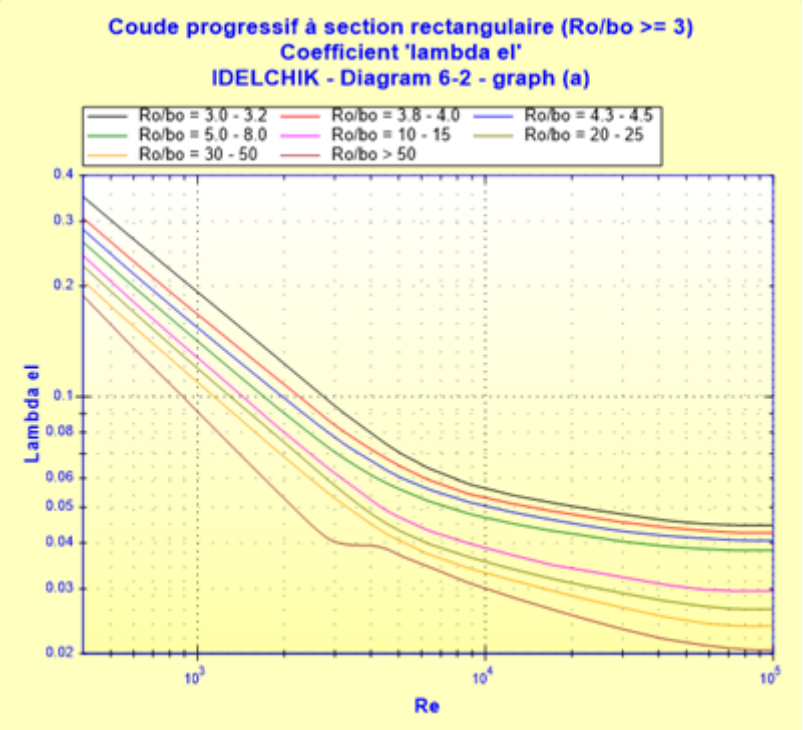
$$\zeta = \frac{A2}{Re} + \zeta_{loc} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$) ([1] diagramme 6-2)

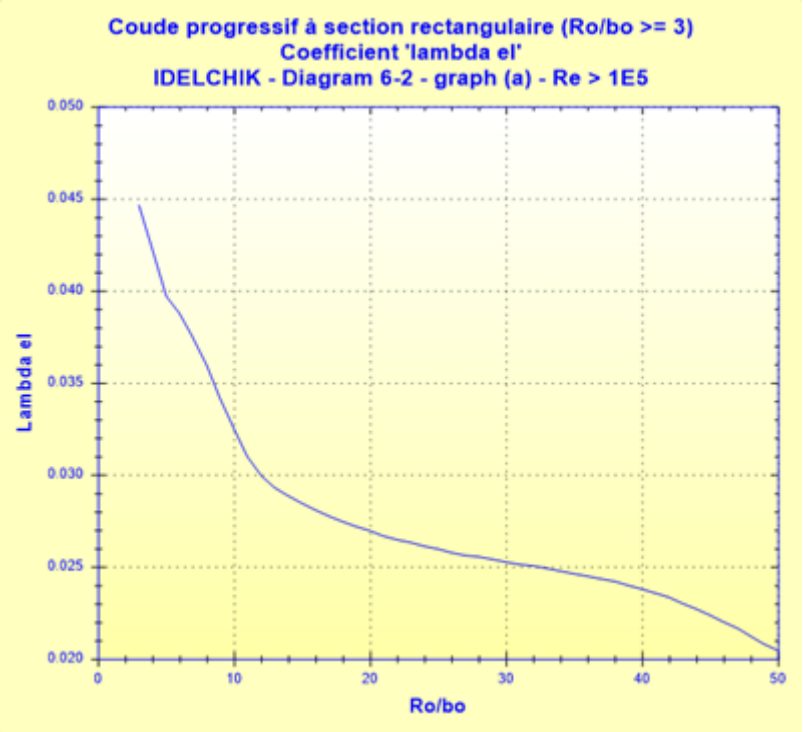
Coefficient de friction pour parois lisses :

$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagramme 6.2)

- $Re < 10^5$



- $Re \geq 10^5$



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{\lambda_r}{\lambda_s}$$ ([2] équation 9.3)

avec :

λ_r : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\bar{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\bar{\Delta} = 0$) à Re

---

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$\zeta = 0.0175 \cdot \delta \cdot \lambda_{el} \cdot C_f \cdot \frac{R_0}{D_h}$$ ([1] diagramme 6-2 & [2] équation 9.3)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$ ([1] diagramme 6-1 – 6-2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_h}{\lambda_{rect}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur développée (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
δ	Angle de courbure (°)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
A1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()
B1	Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()
C1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

λ_{rect} Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

A1 Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

λ_{el} Coefficient de friction ()

A_{lam} Coefficient en régime laminaire ()

A_{tur} Coefficient en régime turbulent ()

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- angle de courbure : 0 à 180°

■ cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$)

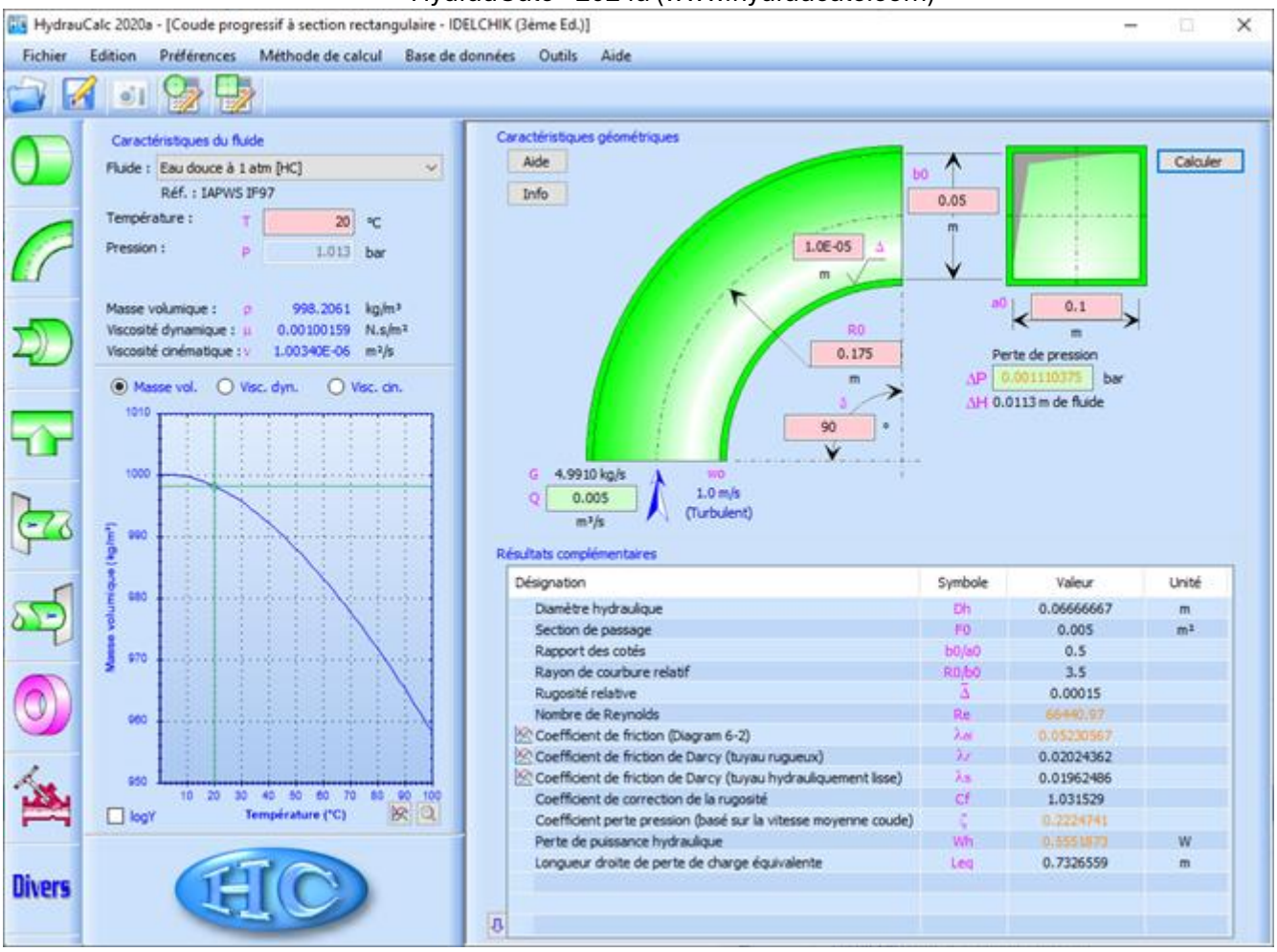
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$)

- régime d'écoulement : $500 \leq Re \leq 38 \cdot 10^3$

  pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 400 le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

Exemple d'application :

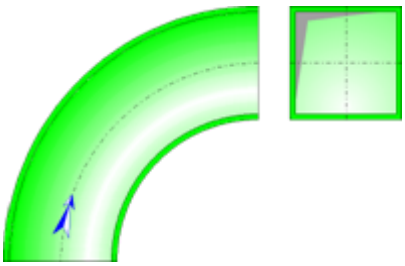


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.2.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude de courbure progressive dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$ ([1] équation 9.5)

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

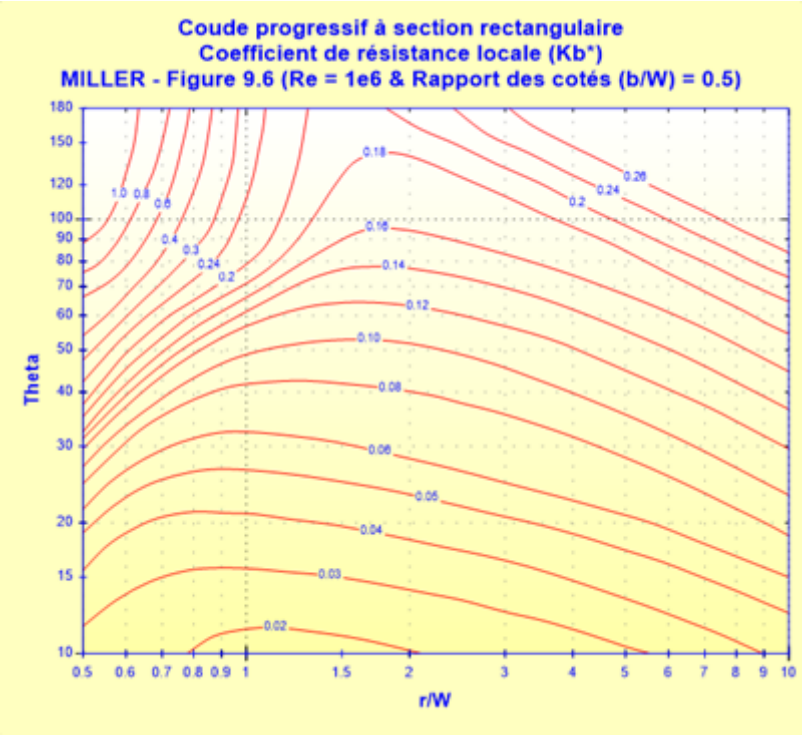
([1] équation 9.6)

Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{W}, \theta_b\right)$$

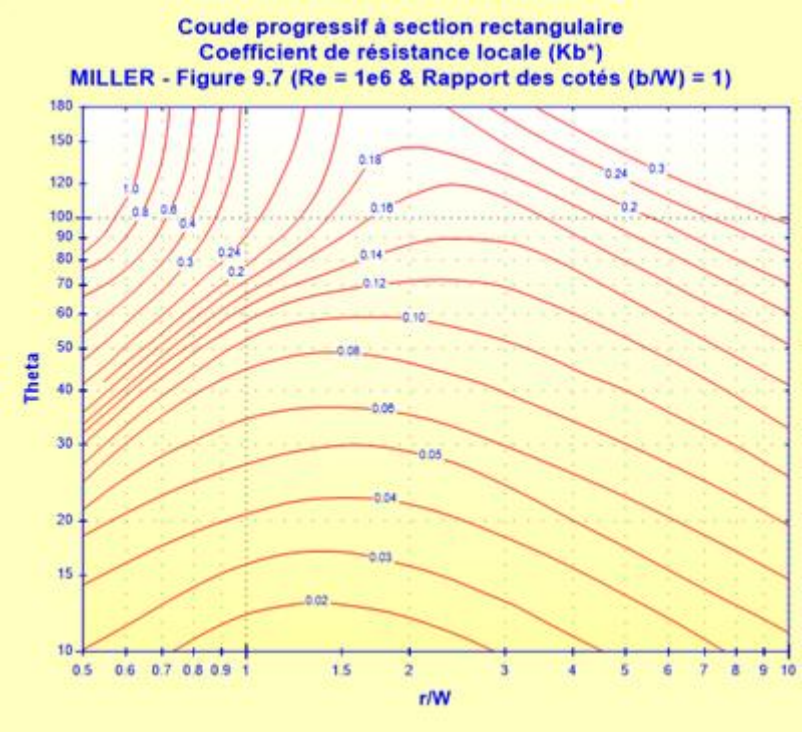
([1] figures 9.6 – 9.7 – 9.8)

■ Rapport de cotés b/W = 0.5



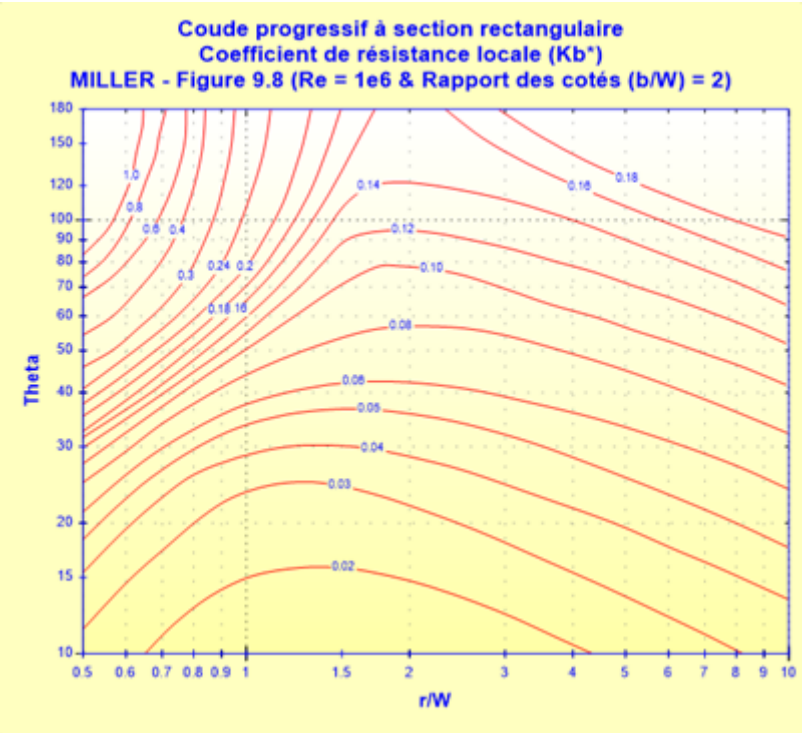
([1] figure 9.6)

■ Rapport de cotés b/W = 1



([1] figure 9.7)

■ Rapport de cotés b/W = 2



([1] figure 9.8)

Pour des rapports de cotés 'b/W' compris entre 0,5 et 2, le coefficient K_b^* est obtenu par interpolation curviligne entre les valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5, 1, 2.

Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{W}\right)$$ ([1] figure 9.3)

- r/W ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3)

- r/W < 1
  - r/W > 0.7 ou K_b^* < 0.4

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

  - sinon (r/W ≤ 0.7 et K_b^* ≥ 0.4)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

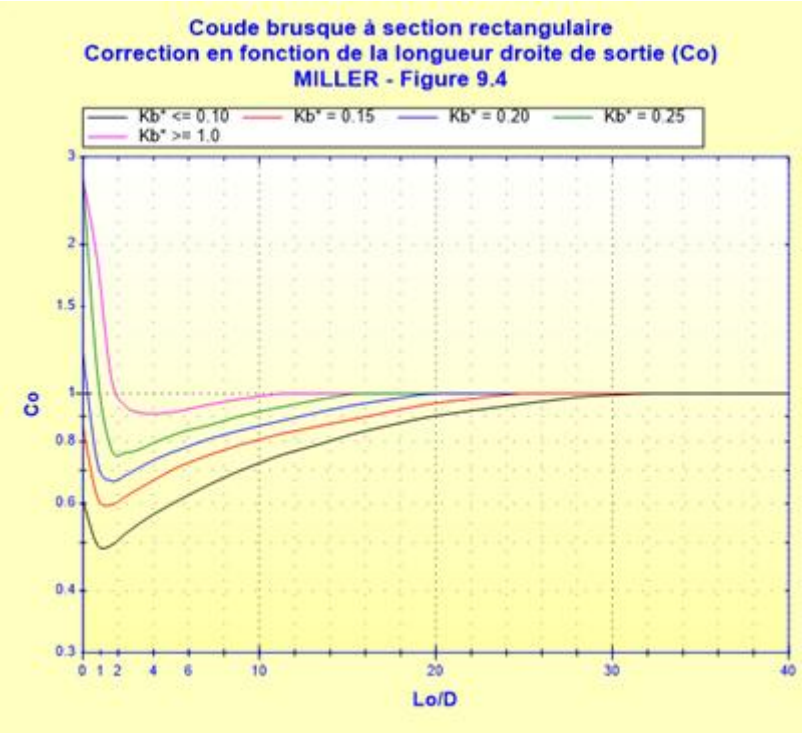
$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

- Coefficient de correction pour section circulaire

- $\theta_b < 100°$

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{D}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- $\theta_b \geq 100°$

$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

■ Coefficient de correction pour section rectangulaire

- b/W < 0,7 et Lo/D > 1

$$C_{or} = 1 - \frac{1 - C_o}{2}$$

- b/W > 1 et Lo/D < 1
  - ♦ 1.5 < r/W < 3

$$C_{or} = 2$$

  - ♦ r/W ≤ 1.5 or r/W ≥ 3

$$C_{or} = C_o$$

- sinon

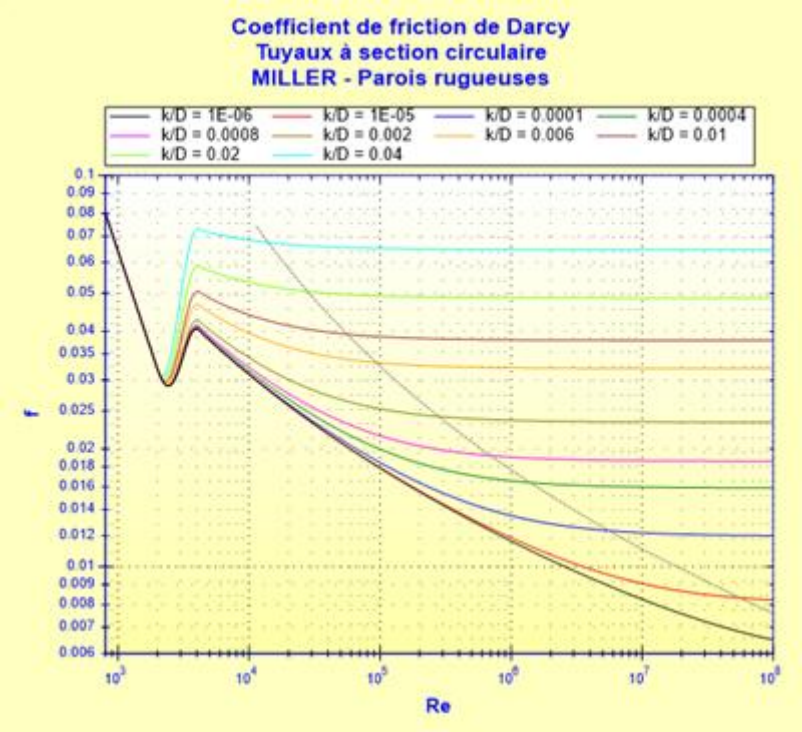
$$C_{or} = C_o$$

Si cette option n'est pas activée, les coefficients C_o et C_{or} sont égaux à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé :

$$K_b = K_b^* \cdot C_{\mathrm{Re}} \cdot C_{or} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{D}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
b	Largeur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
m	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure (°)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()

K_b^* Coefficients de résistance de base ()

C_{Re} Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()

C_o Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section circulaire ()

C_{or} Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section rectangulaire ()

L_0 Longueur droite en sortie du coude (m)

f Coefficient de friction de Darcy ()

k Rugosité absolue des parois (m)

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

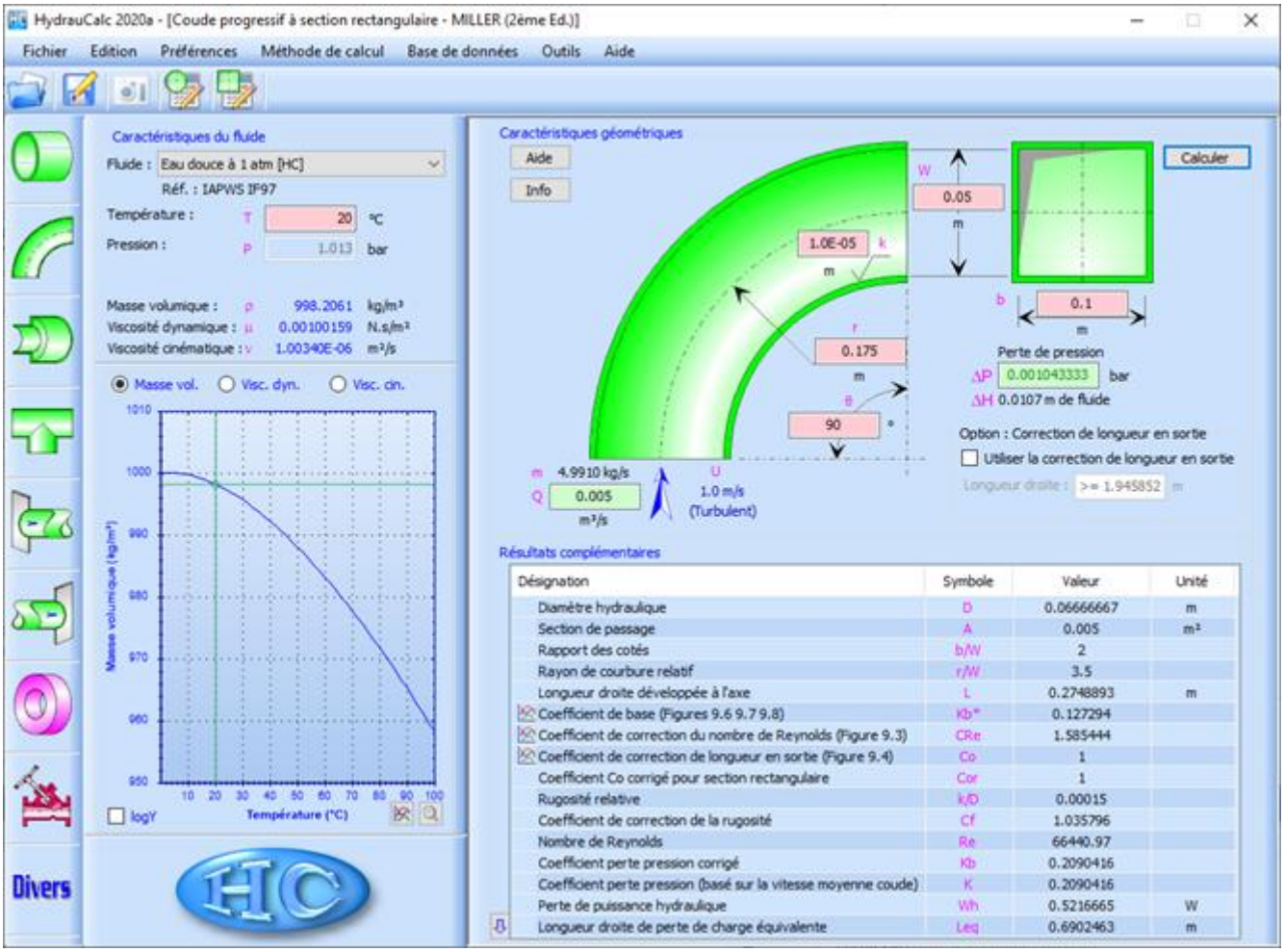
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure : compris entre 10° et 180°
- rayon de courbure relatif 'r/W' : compris entre 0.5 et 10
- rapports de cotés 'b/W' : compris entre 0.5 et 2

nota : pour des rapports de cotés 'b/W' inférieurs à 0.5, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5 et 1.
pour des rapports de cotés 'b/W' supérieurs à 2, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 1 et 2.

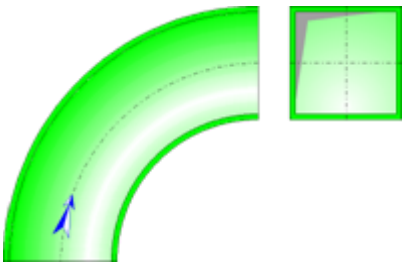
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.2.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude progressif dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = \frac{2 \cdot w \cdot h}{w + h}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = w \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\alpha}{360}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide (m^3) :

$$Vol = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$Mas = Vol \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d_h}{\nu}$$

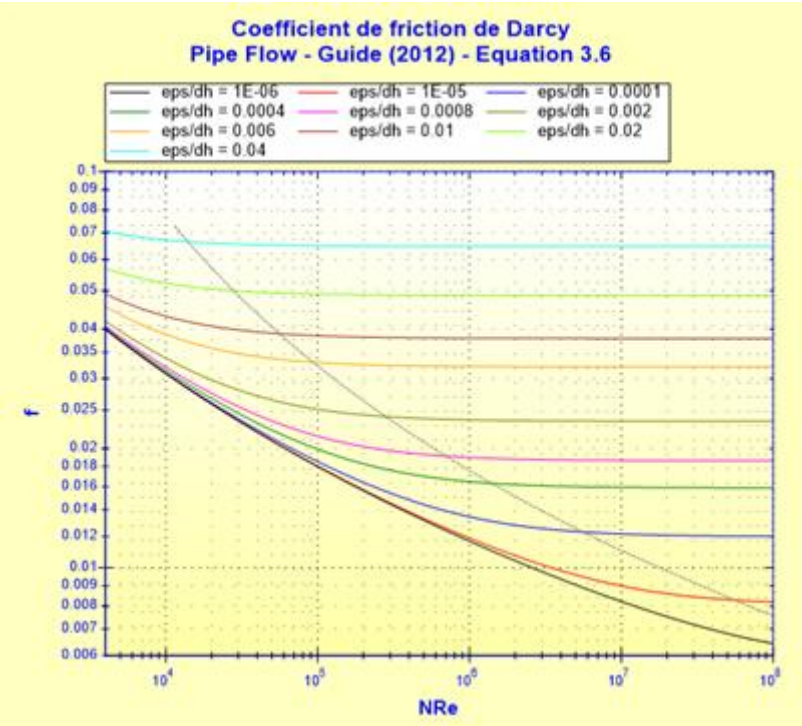
Rugosité relative :

$$R_r = \frac{\varepsilon}{d_h}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_h} + \frac{2.51}{N_{Re} \cdot \sqrt{f}}\right)\right]^2}$$

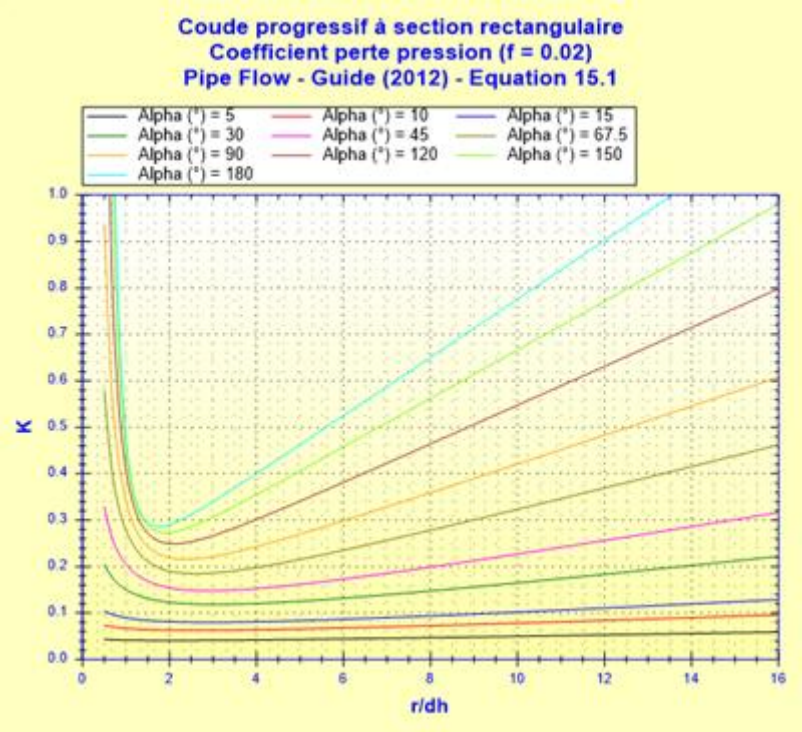
équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



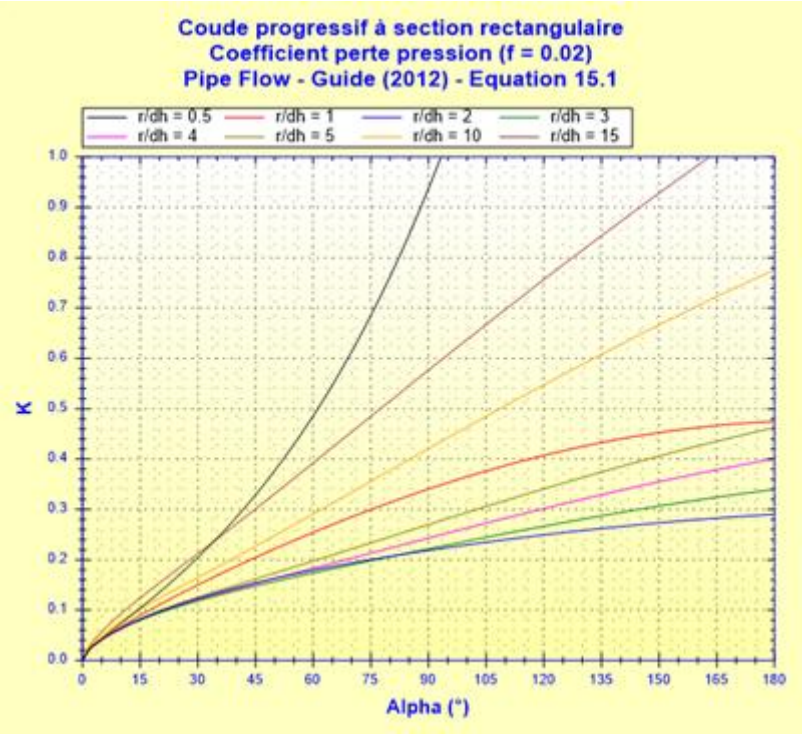
Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = f \cdot \alpha \cdot \frac{r}{d_h} + (0.10 + 2.4 \cdot f) \cdot \sin(\alpha/2) + \frac{6.6 \cdot f \cdot \left(\sqrt{\sin(\alpha/2)} + \sin(\alpha/2)\right)}{\left(\frac{r}{d_h}\right)^{\frac{4 \cdot \alpha}{\pi}}}$$

([1] équation 15.1)



([1] équation 15.1 avec f = 0,02)



([1] équation 15.1 avec f = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d_h}{f}$$

Définitions, unités SI :

w	Largeur de la section rectangulaire (m)
h	Hauteur de la section rectangulaire (m)
d_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
α	Angle de courbure (°)
G	Débit massique (kg/s)
Vol	Volume de fluide (m^3)
Mas	Masse de fluide (kg)
N_{Re}	Nombre de Reynolds ()
R_r	Rugosité relative ()
ε	Rugosité absolue des parois (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

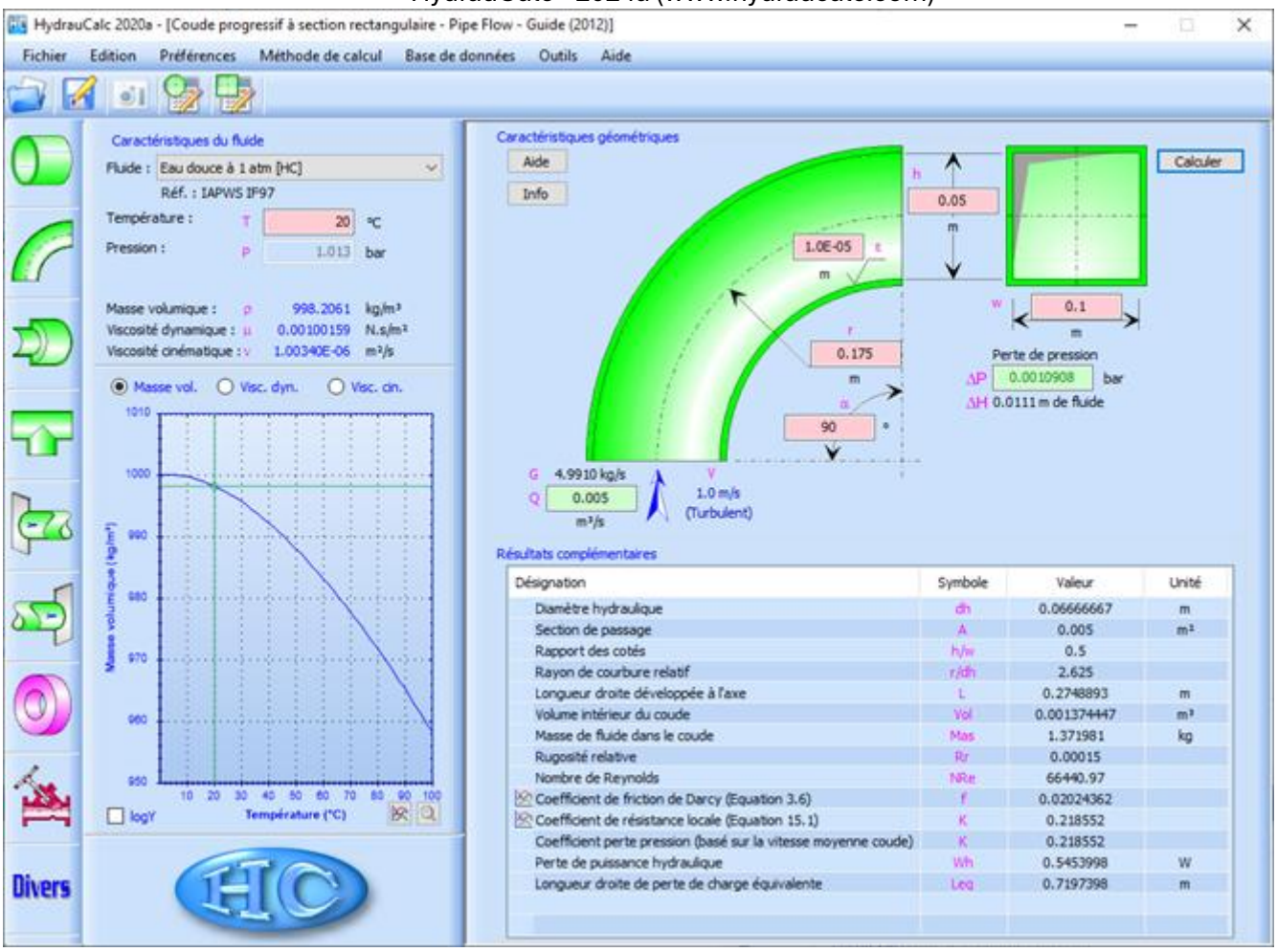
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($N_{Re} \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure compris entre 0° et 180°
- cette formulation est destinée aux passages circulaires, mais peut être raisonnablement appliquée aux conduits carrés ou aux conduits rectangulaires de faible rapport d'aspect

---

Exemple d'application :



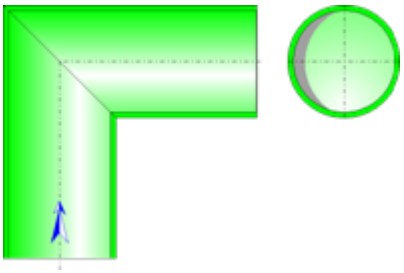
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.2.3 Coude brusque - Section circulaire

Coude brusque

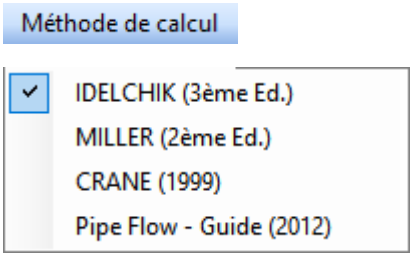
Section circulaire



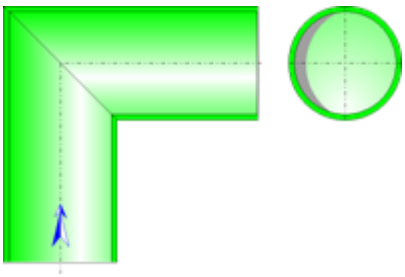
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes brusques à section circulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

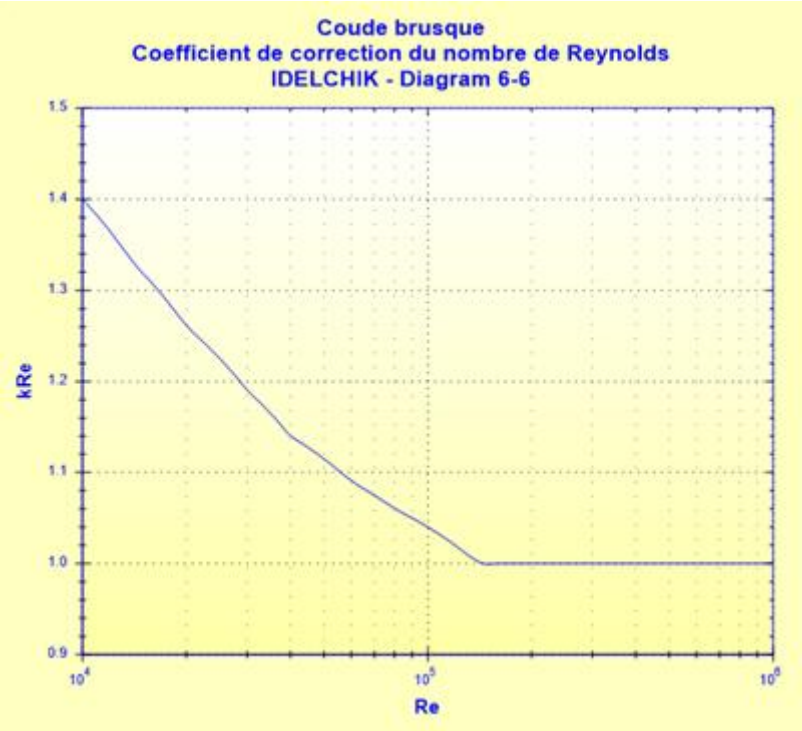
Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\mathrm{Re}, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagramme 6.6)

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

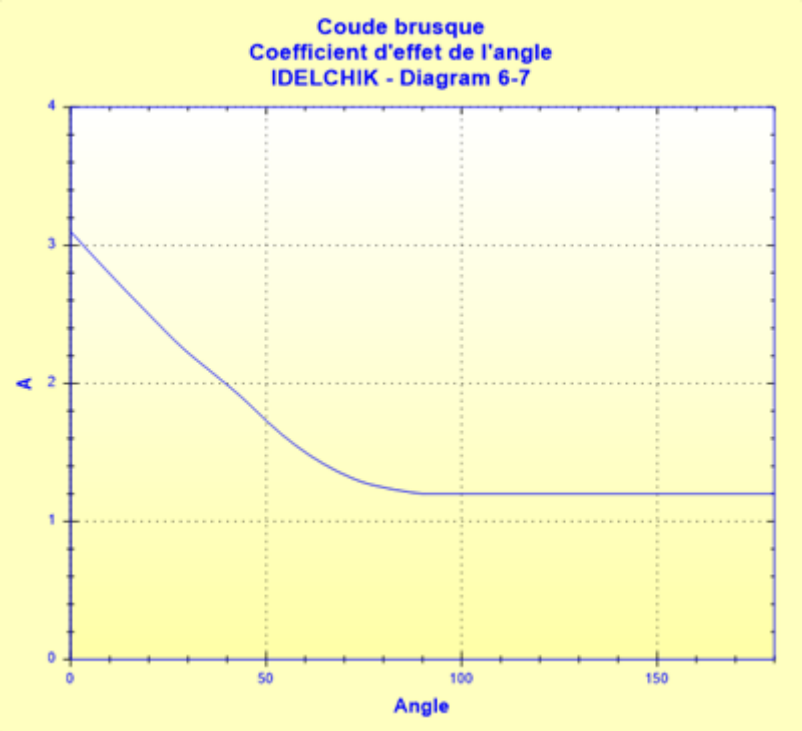
Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{\mathrm{Re}} = f\left(\mathrm{Re}\right)$$ ([1] diagramme 6.6)



Coefficient d'effet de l'angle :

$A = f(\delta)$ ([1] diagramme 6.7)

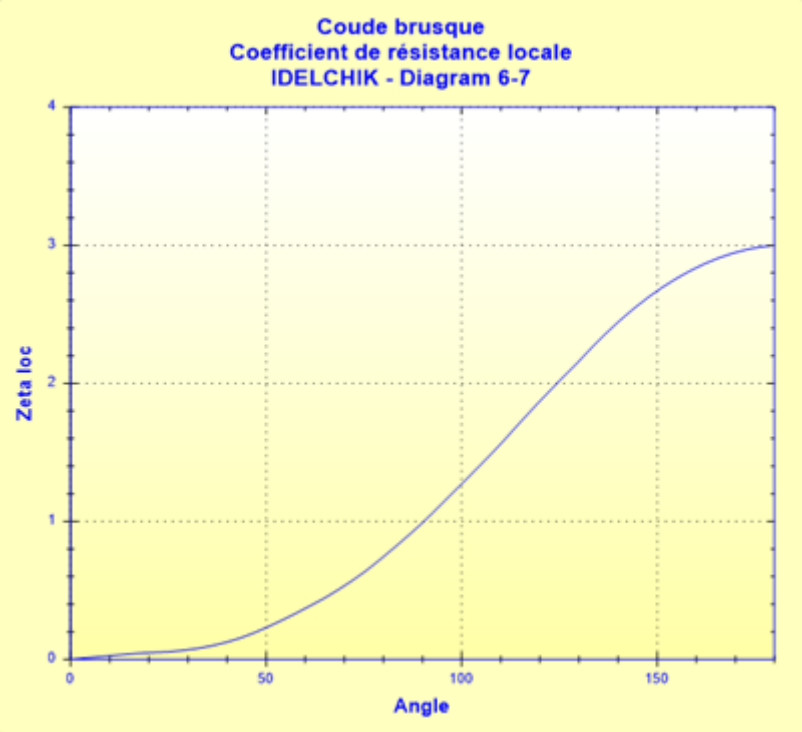


Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

$C_1 = 1$ ([1] diagramme 6.7)

Coefficient de résistance locale :

$\zeta_{loc} = f(\delta)$ ([1] diagramme 6.7)



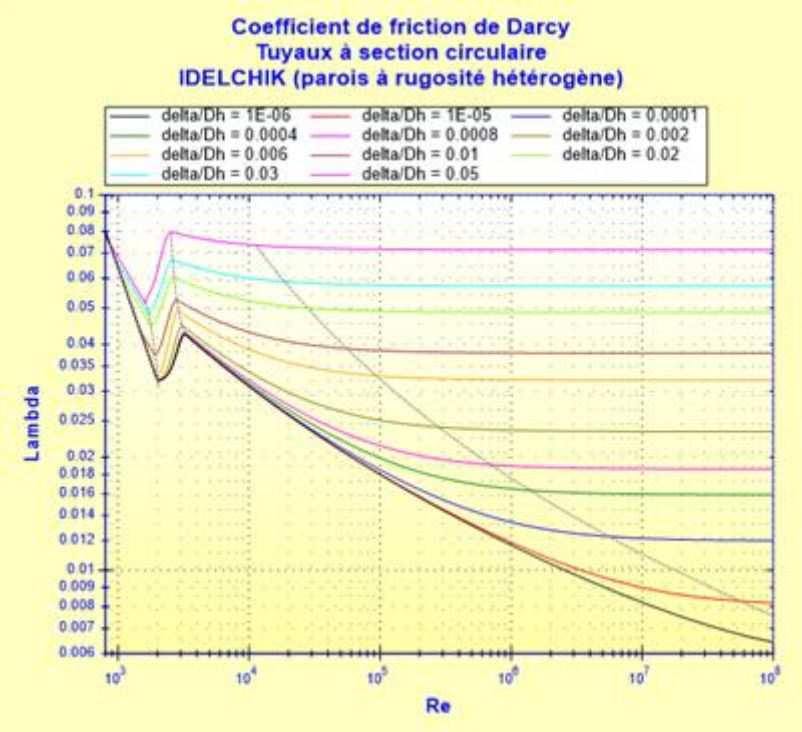
Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$\zeta = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot C_1 \cdot A \cdot \zeta_{loc}$$ ([1] diagramme 6.7)

Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6.7)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h Diamètre hydraulique du coude (m)

D_0 Diamètre intérieur du coude (m)

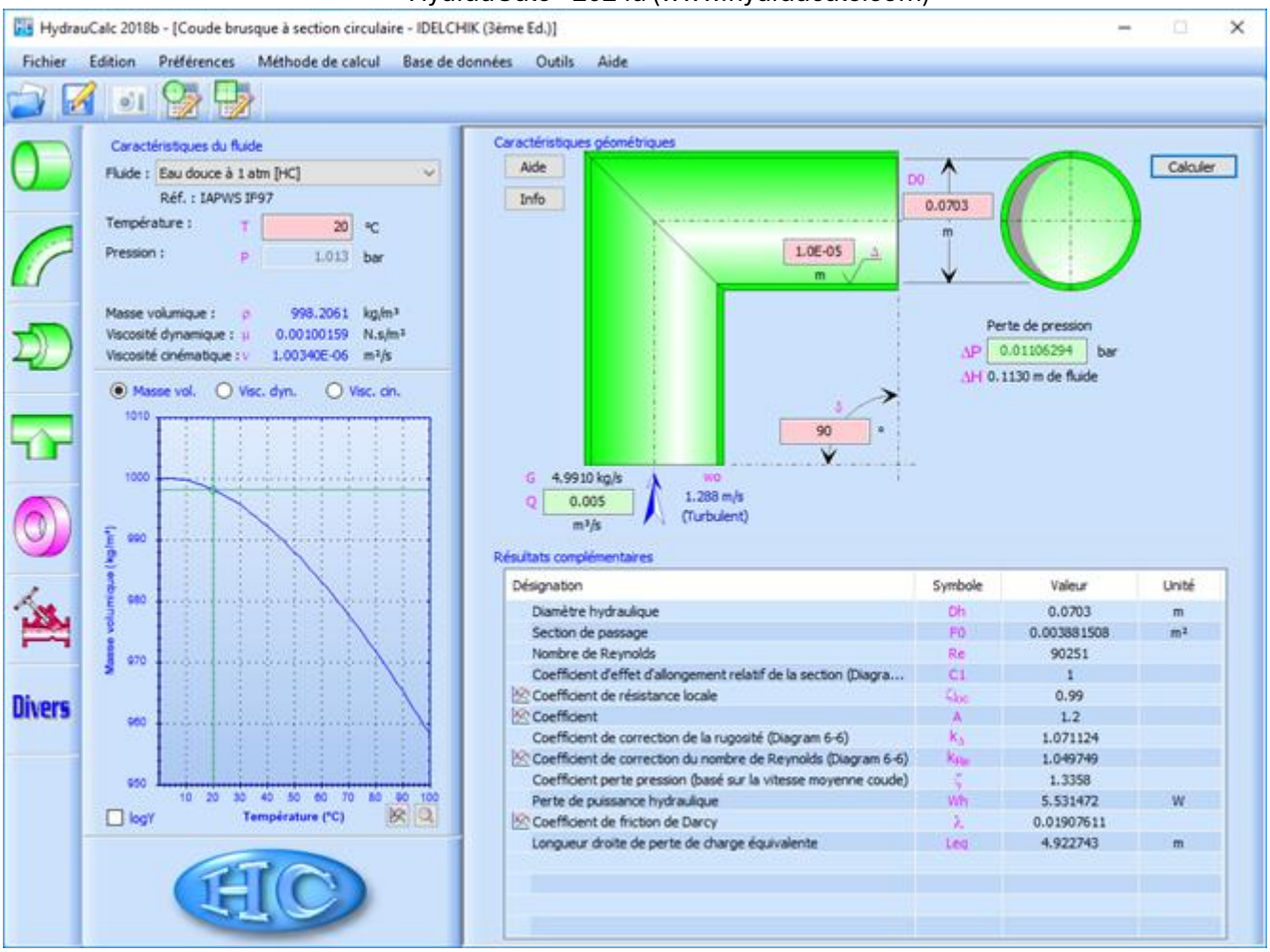
F_0 Section transversale de passage (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
δ	Angle du coude (°)
A	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle
C_1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_0$
- angle de courbure : 0 à 180°
- régime d'écoulement : $Re \geq 10^4$

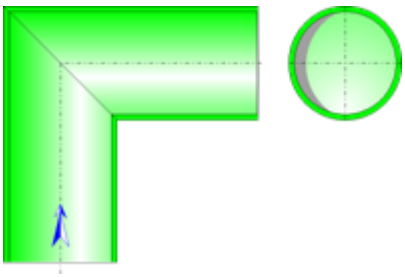
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.3.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

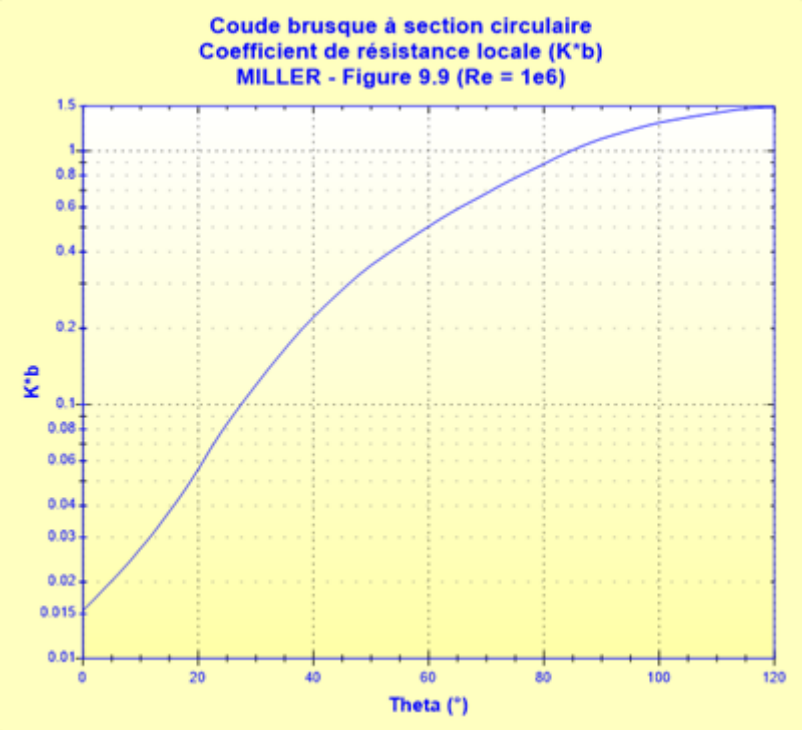
$$m = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f(\theta_b)$$ ([1] figure 9.9)

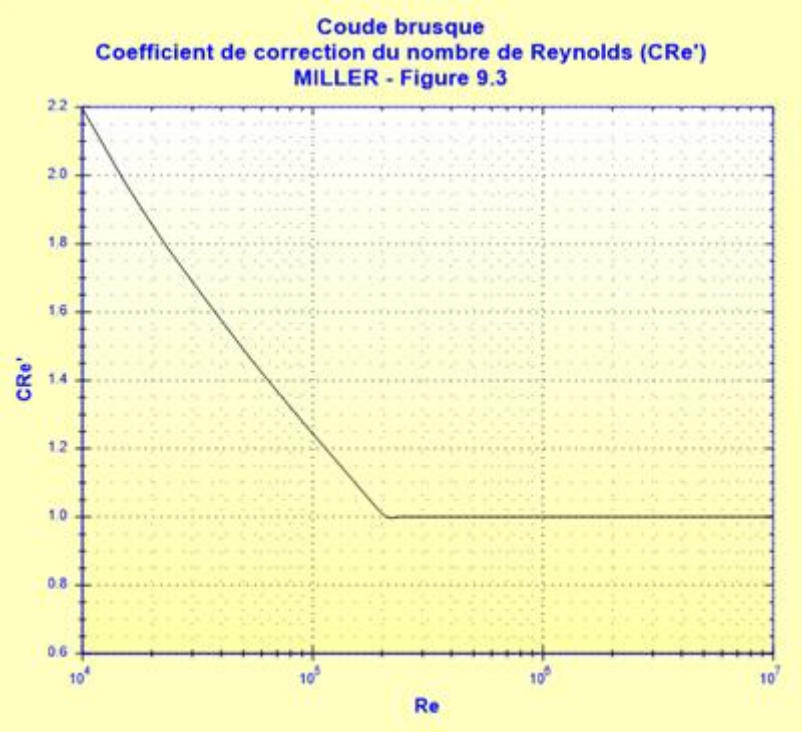


Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

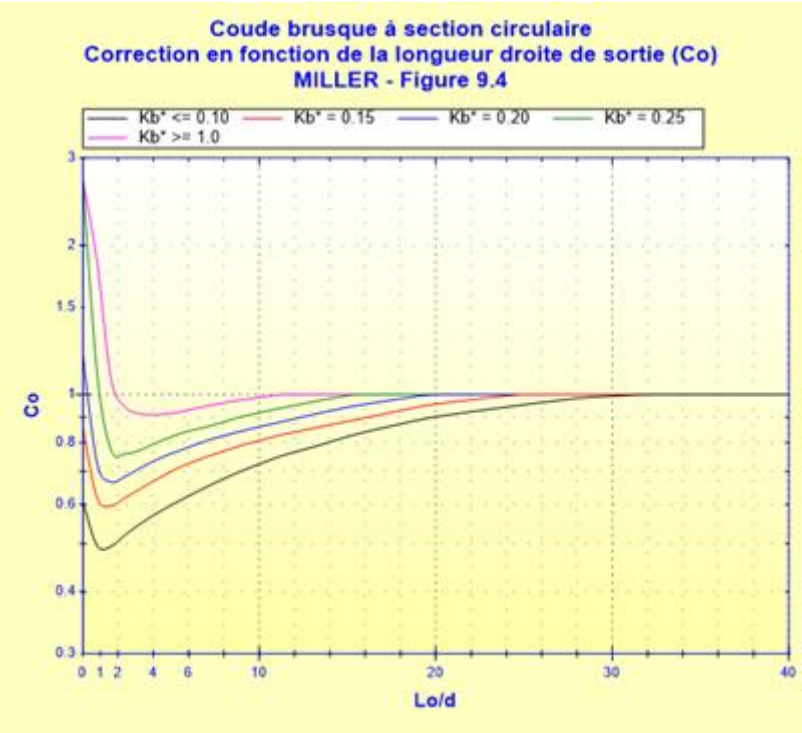
$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)



Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$

([1] figure 9.4)

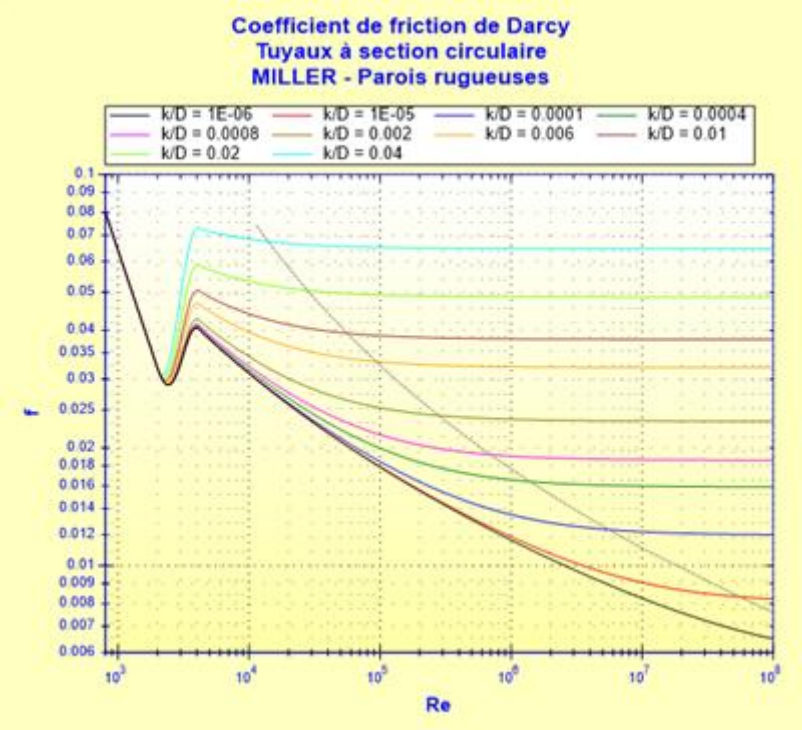


Si cette option n'est pas activée, le coefficient Co est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

- $\theta_b \leq 45°$:

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

- $\theta_b > 45°$:

$$C_f = 1$$

Coefficient de résistance corrigé :

$$K_b = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_o \cdot C_f$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_b \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_b \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_b \cdot \frac{d}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
m	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
θ_b	Angle du coude (°)
K_b^*	Coefficient de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de Puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

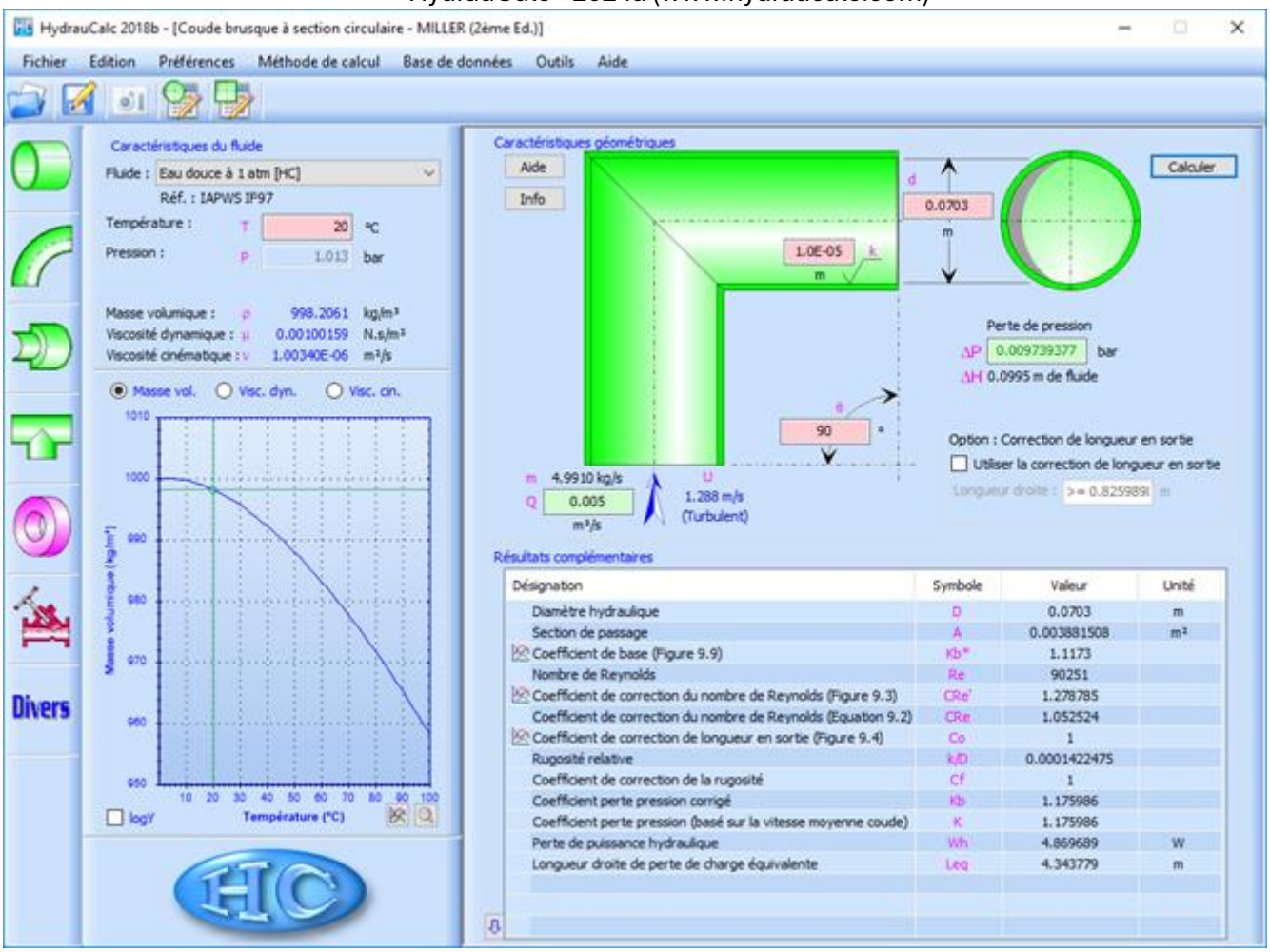
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure : 0 à 120°

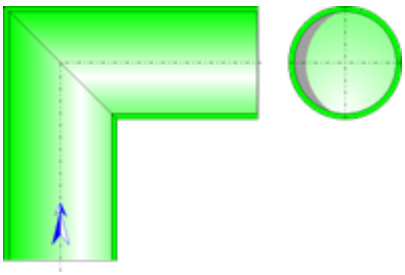
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.3.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$w = q \cdot \rho$$

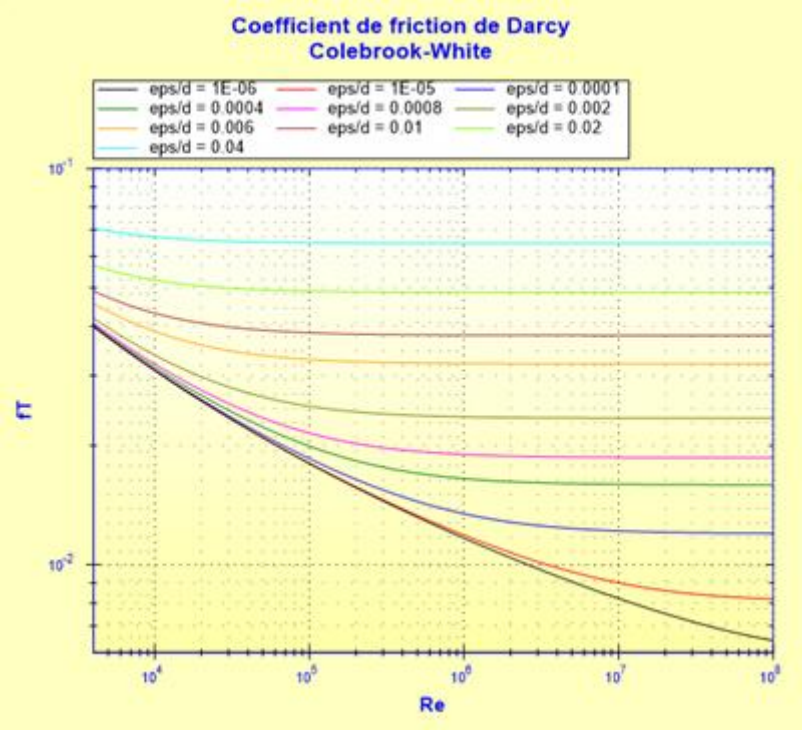
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f_T = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f_T}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White

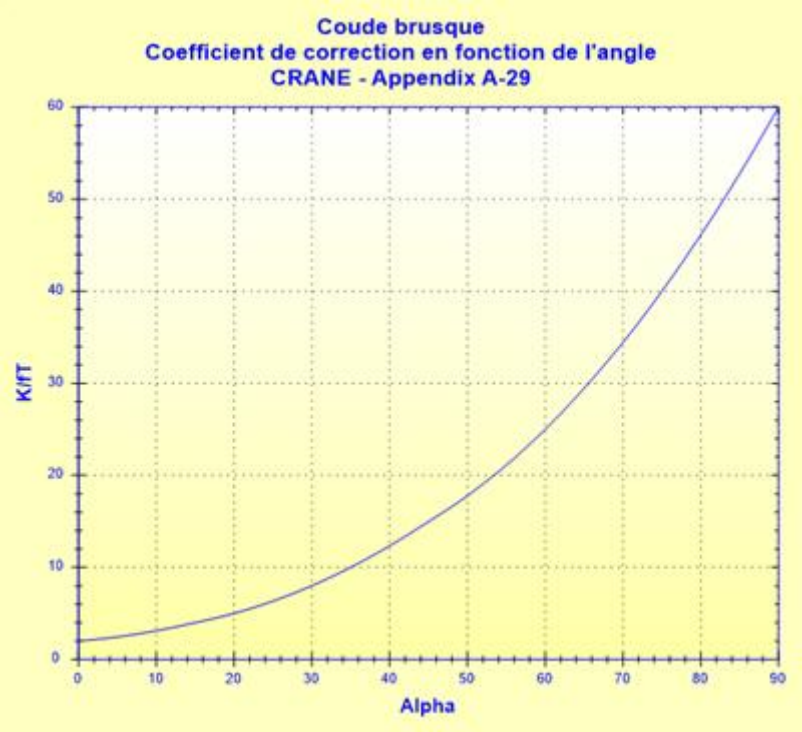


Coefficient de résistance pour un coude brusque :

$$K = f(\alpha, f_T)$$

([1] Appendix A-29)

α	K	K/f_T
0	2 f_T	2
15	4 f_T	4
30	8 f_T	8
45	15 f_T	15
60	25 f_T	25
75	40 f_T	40
90	60 f_T	60



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K_B = K$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_B \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_B \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_B \cdot \frac{d}{f_T}$$

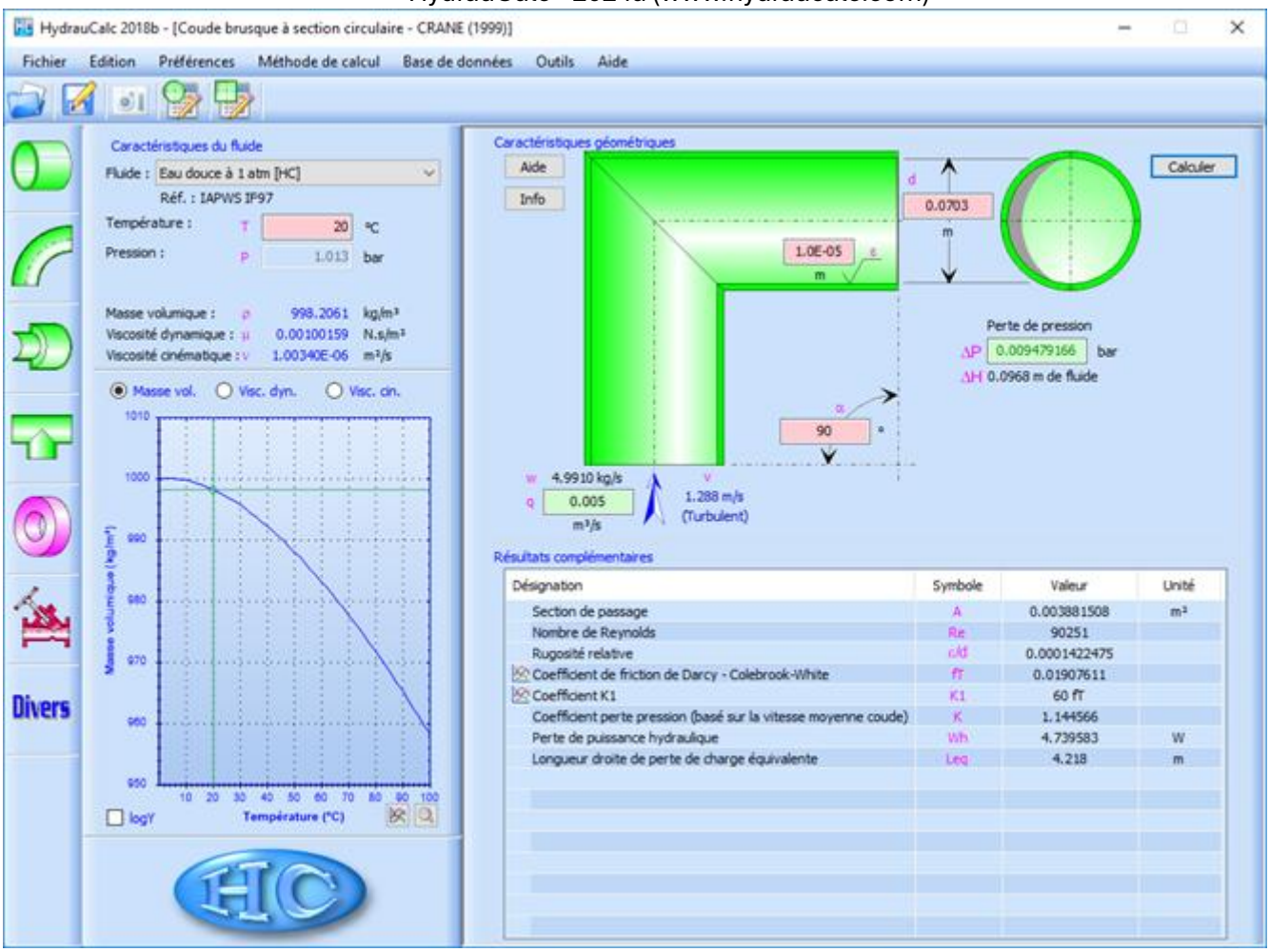
Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
w	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
ε	Rugosité absolue des parois (m)
f_T	Coefficient de friction de Darcy ()
α	Angle du coude (°)
K	Coefficient de résistance pour un coude brusque ()
K_B	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle compris entre 0° et 90°

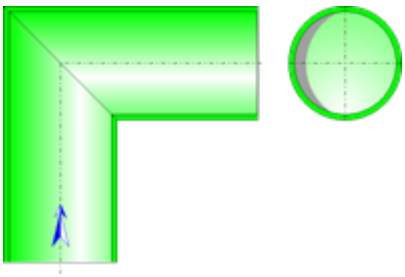
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

2.2.3.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

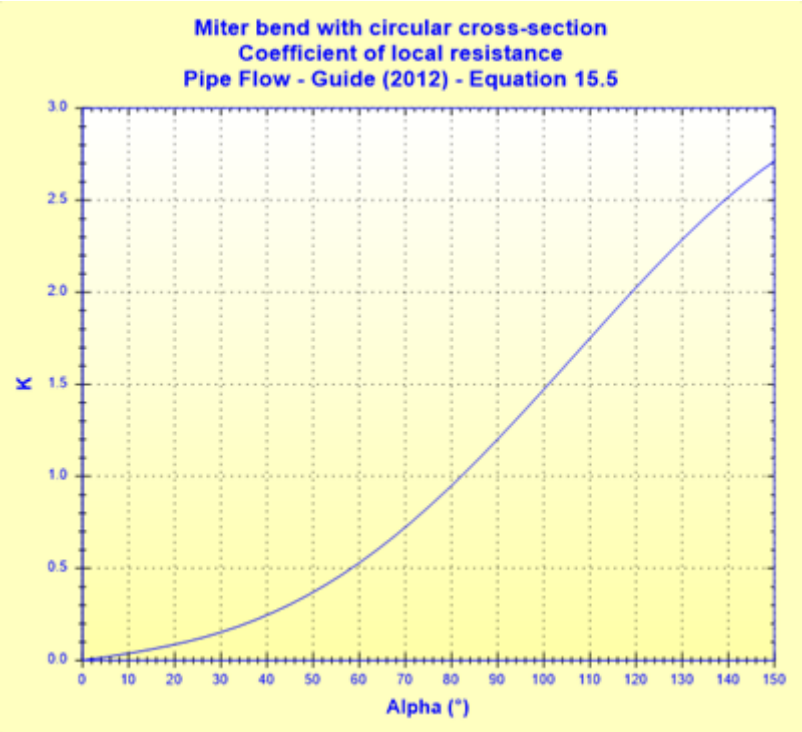
Nombre de Reynolds :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = 0.42 \cdot \sin(\alpha/2) + 2.56 \cdot (\sin(\alpha/2))^3$$

([1] équation 15.5)



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 3.7)

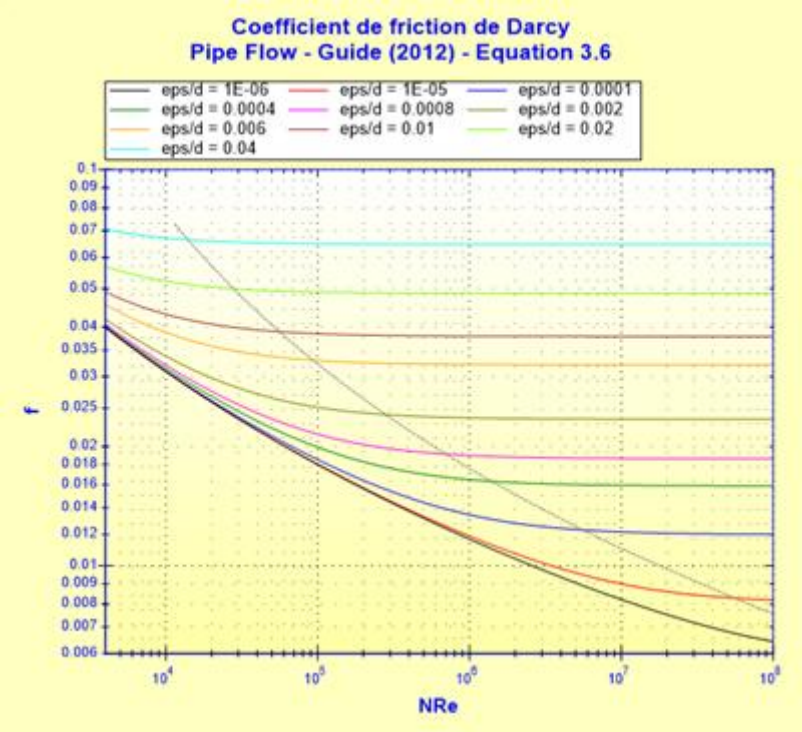
Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{N_{Re} \cdot \sqrt{f}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
α	Angle (°)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

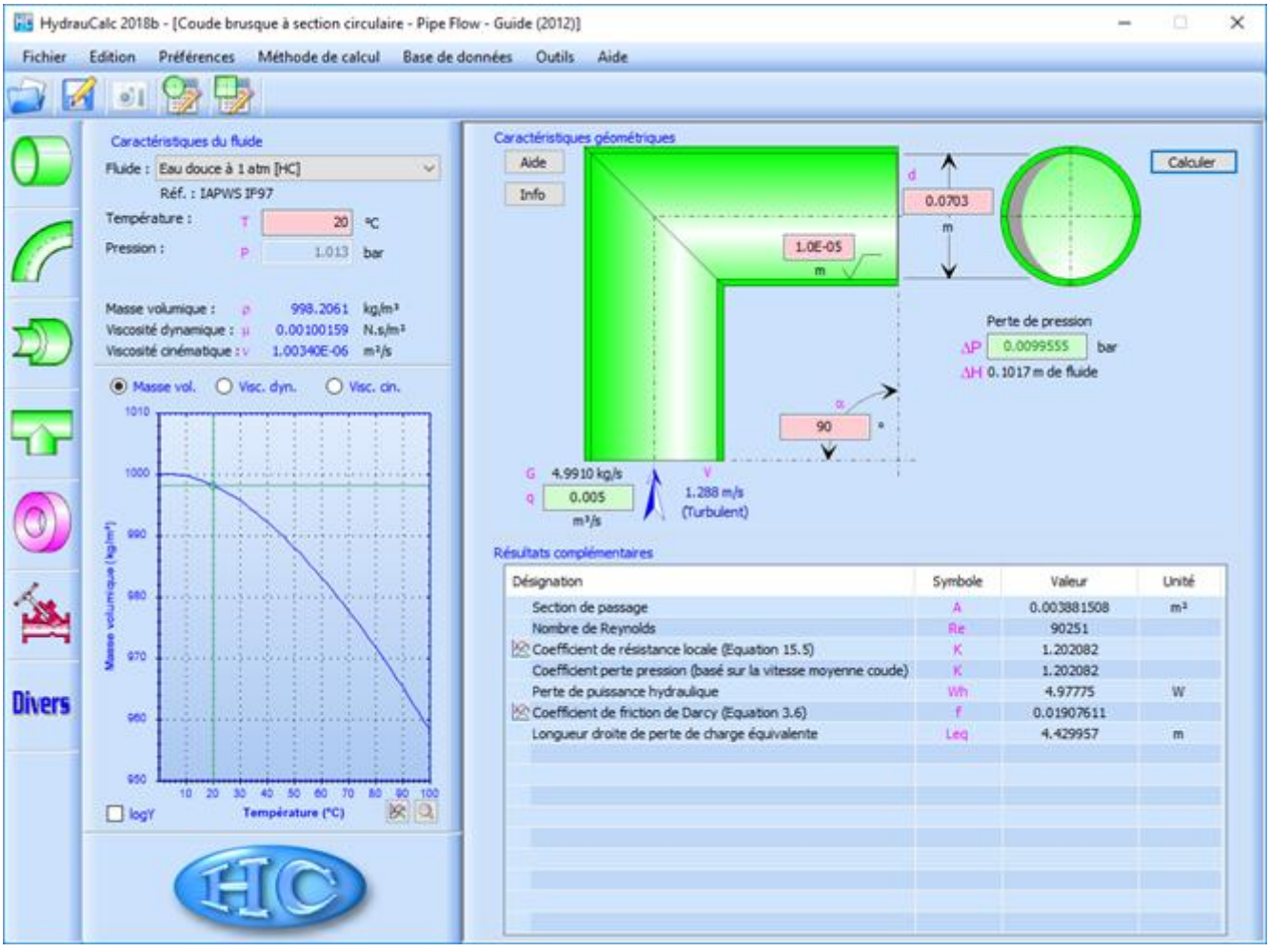
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($N_{Re} \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle compris entre 0° et 150°

Exemple d'application :



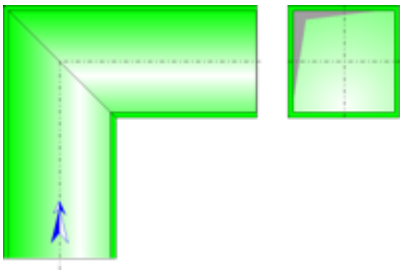
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.2.4 Coude brusque - Section rectangulaire

Coude brusque

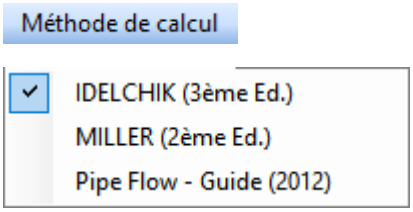
Section rectangulaire



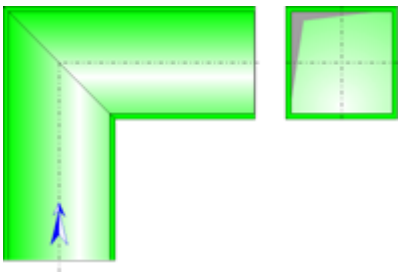
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes brusques à section rectangulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$ ([1] diagram 6-7)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

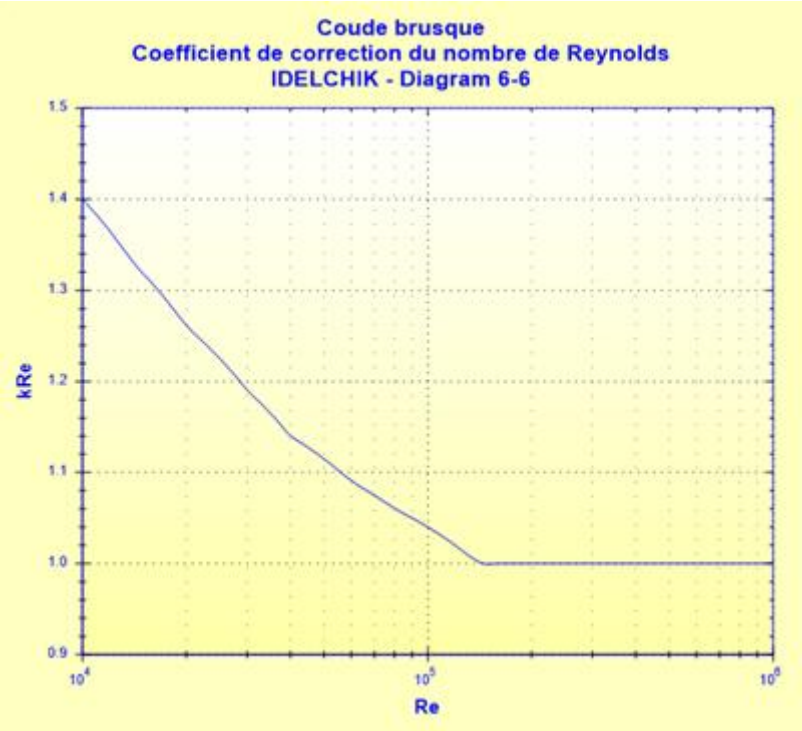
Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\mathrm{Re}, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagramme 6-6)

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

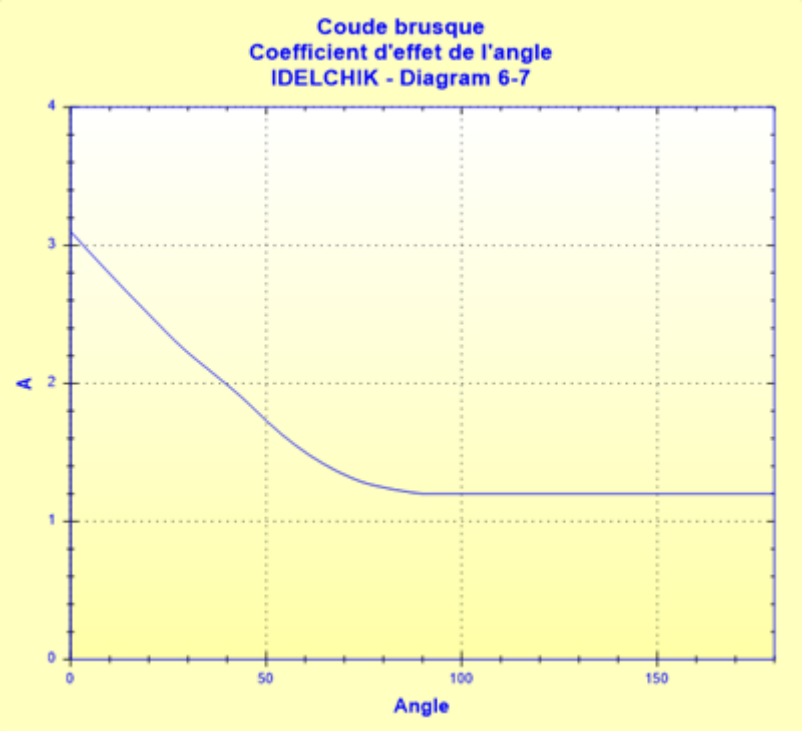
Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{\mathrm{Re}} = f\left(\mathrm{Re}\right)$$ ([1] diagramme 6-6)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A = f(\delta)$$ ([1] diagramme 6-7)



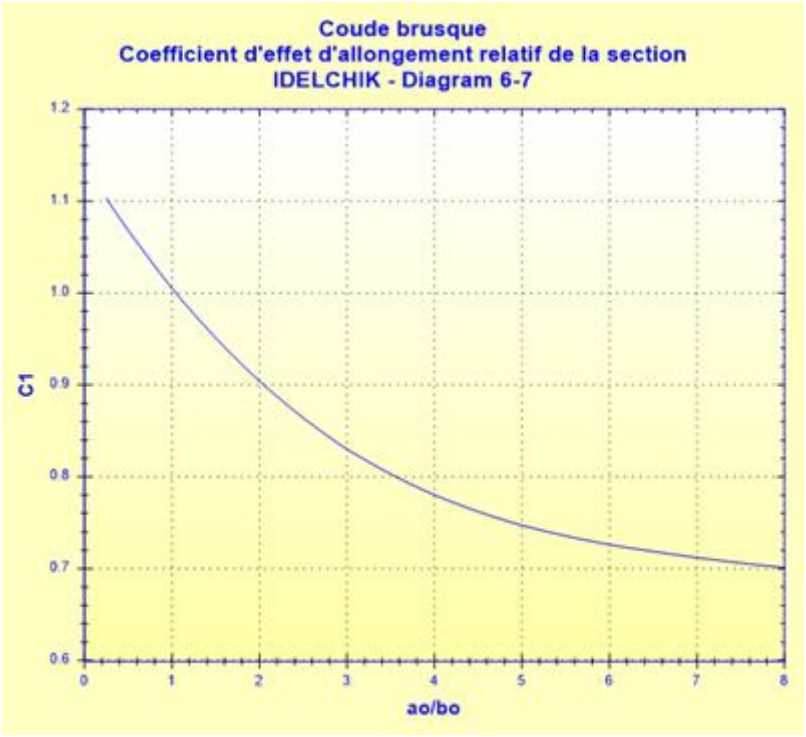
Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

- $a_0 \geq b_0$

$$C1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagram 6.7)

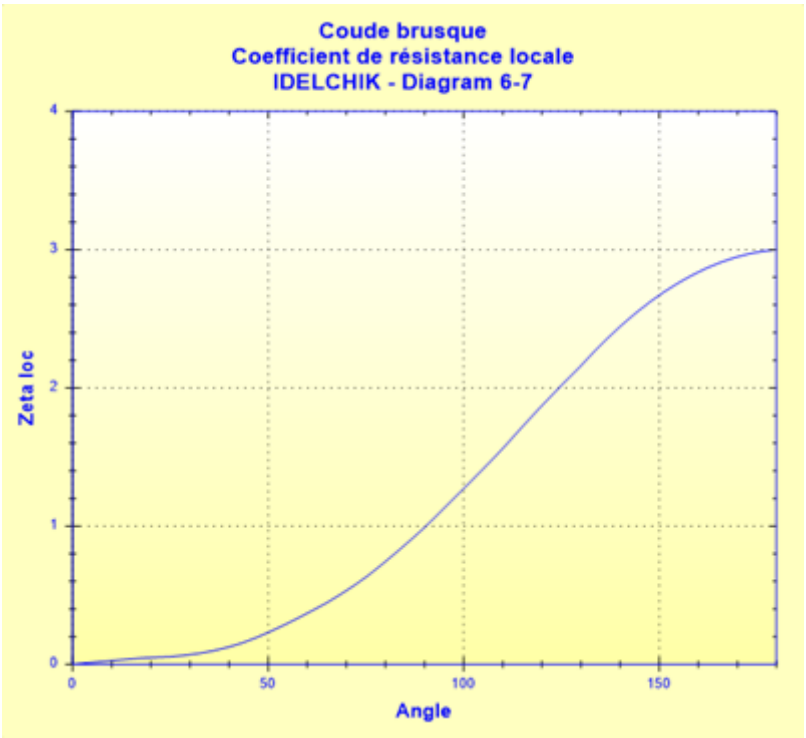
- $a_0 < b_0$

$$C1 = f\left(\frac{b_0}{a_0}\right)$$ ([1] diagram 6.7)



Coefficient de résistance locale :

$\zeta_{loc} = f(\delta)$ ([1] diagramme 6-7)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$\zeta = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot C_1 \cdot A \cdot \zeta_{loc}$$

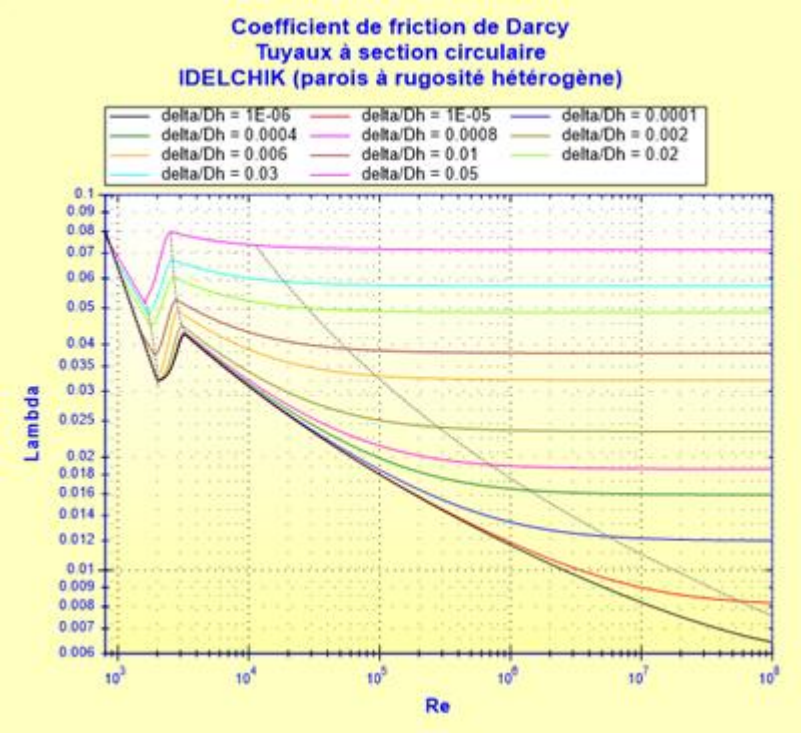
([1] diagramme 6-7)

Coefficient de friction de Darcy :

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

■ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire

$$\lambda_{circ} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$



■ Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire

♦ $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f\left(b_0/a_0\right)$$

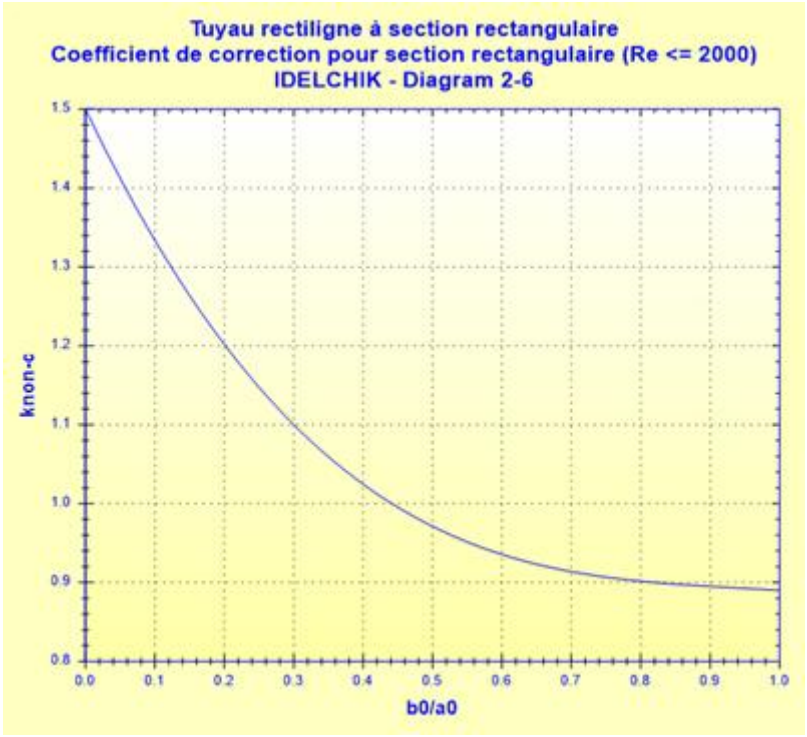
([1] diagramme 2.6)

♦ $a_0 < b_0$

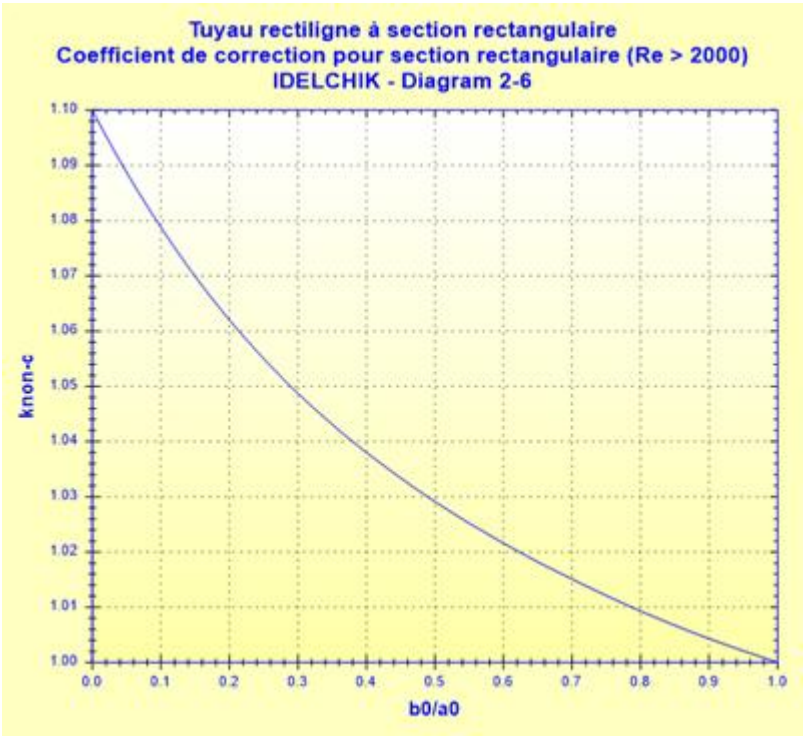
$$k_{non-c} = f\left(a_0/b_0\right)$$

([1] diagramme 2.6)

● régime laminaire (Re ≤ 2000) :



- régime turbulent (Re > 2000) :



■ Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire

$$\lambda_{rect} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2.6)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_h}{\lambda_{rect}}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6-7)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\overline{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
δ	Angle du coude (°)
A	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()
C_1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

λ_{circ} Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

λ_{rect} Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

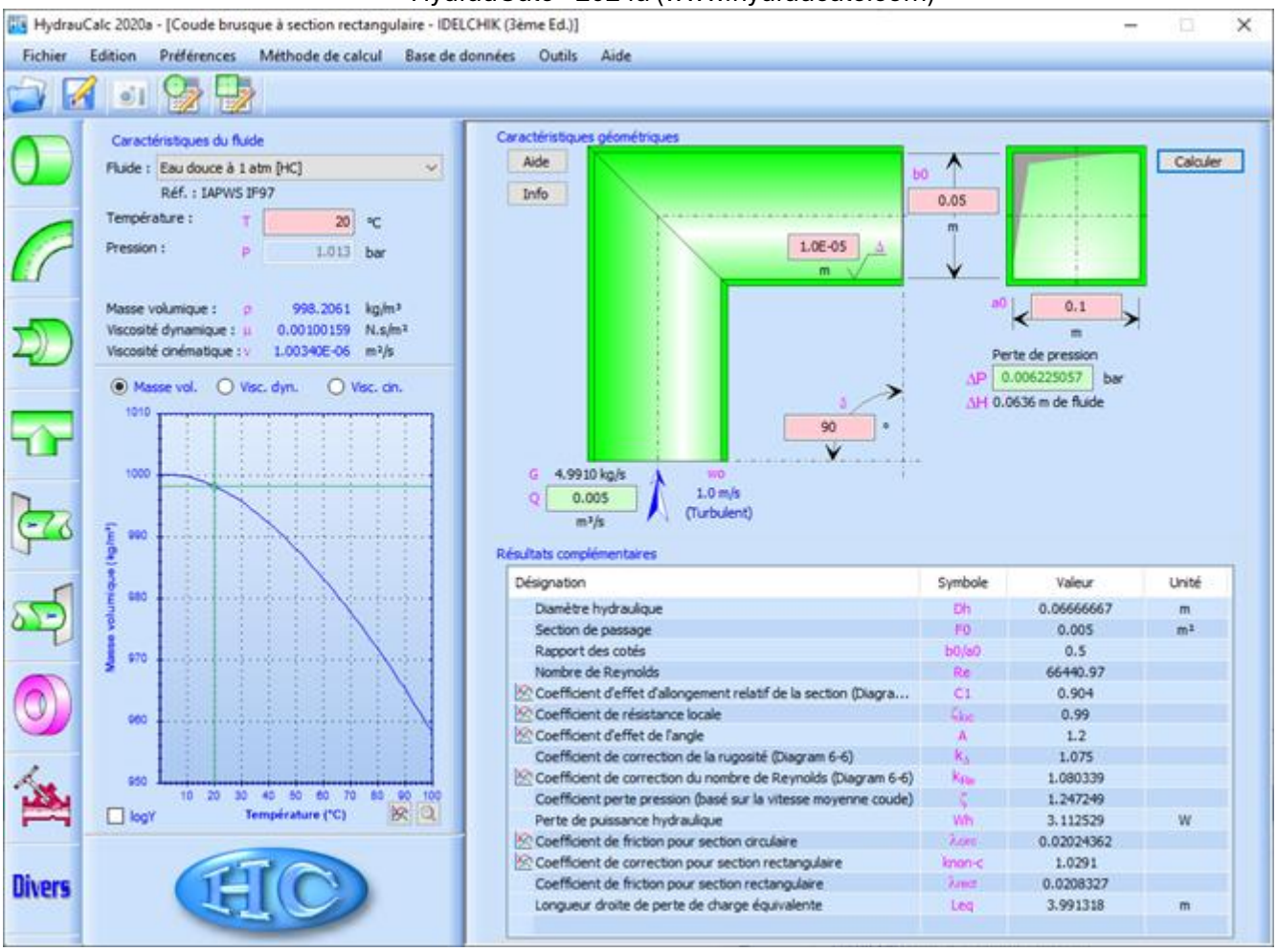
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- angle de courbure : 0 à 180°
- régime d'écoulement : $Re \geq 10^4$

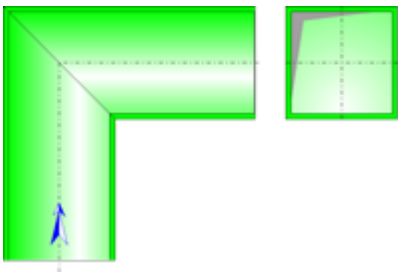
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.4.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

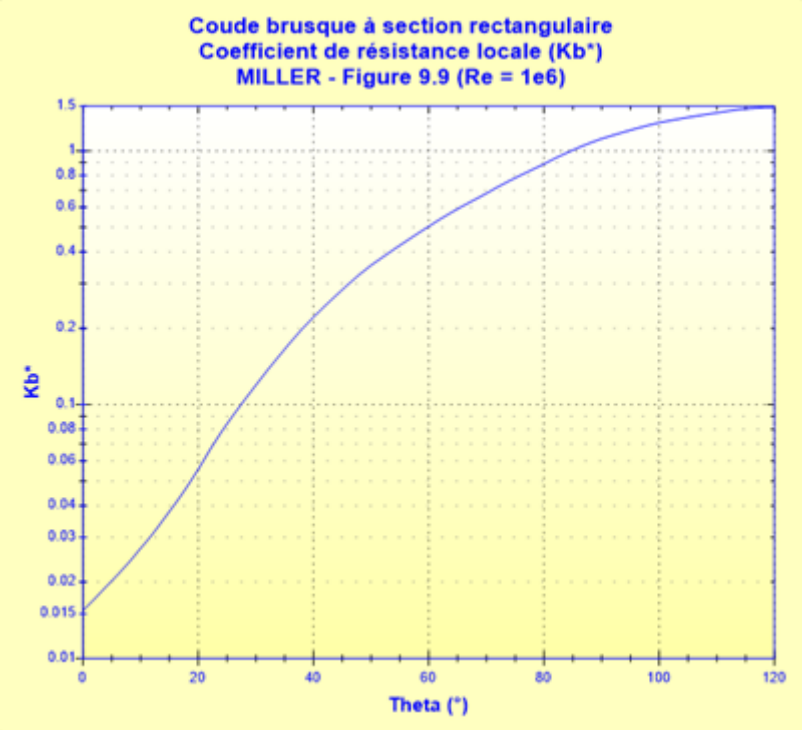
$$m = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f(\theta_b)$$ ([1] figure 9.9)

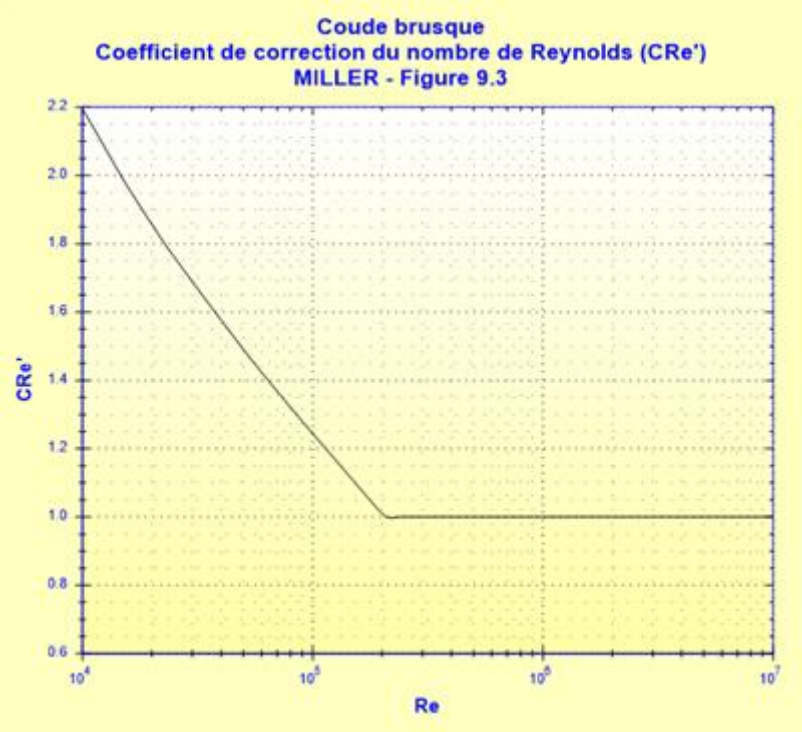


Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

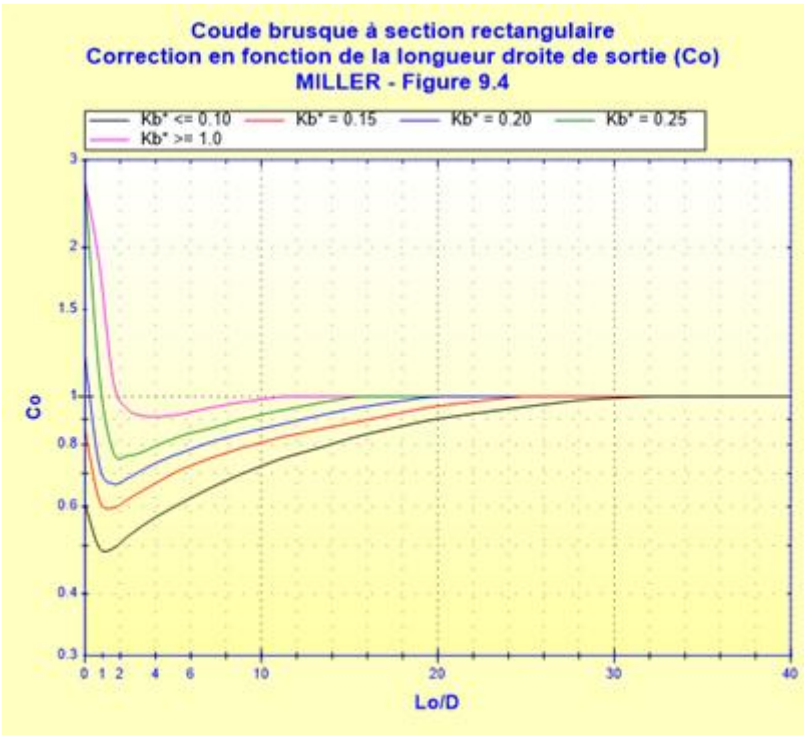
$$C'_{Re} = f(\mathrm{Re})$$ ([1] figure 9.3 avec r/D=1)



Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{D}, K_b^*\right)$$

([1] figure 9.4)

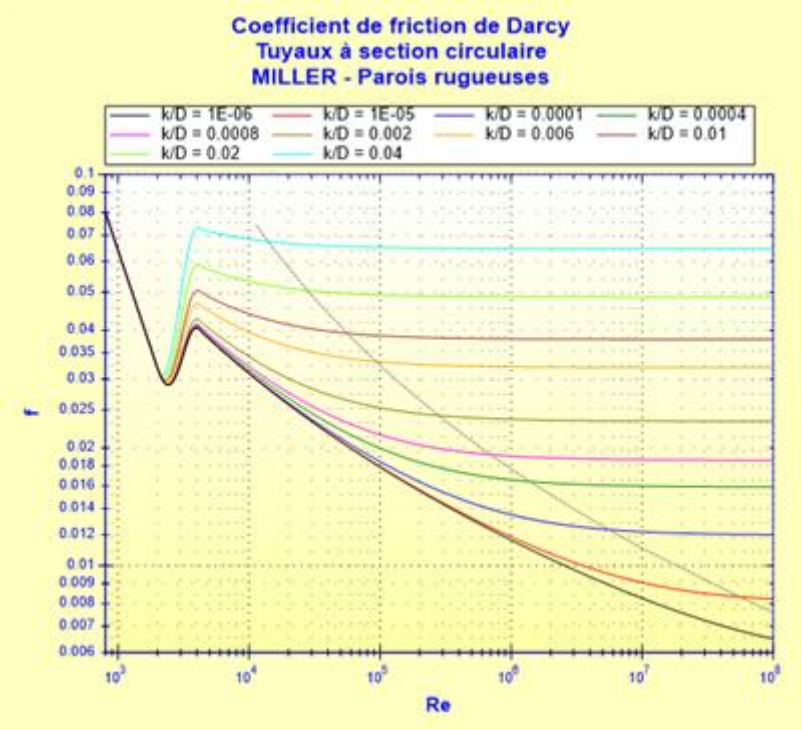


Si cette option n'est pas activée, le coefficient Co est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

- $\theta_b \leq 45°$:

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

- $\theta_b > 45°$:

$$C_f = 1$$

Coefficient de résistance corrigé :

$$K_b = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_o \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_b \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_b \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_b \cdot \frac{D}{f_{rough}}$$

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

---

Symboles, définitions, unités SI :

W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
b	Largeur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
m	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
θ_b	Angle du coude (°)
K_b^*	Coefficient de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)

C_o Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()

k Rugosité absolue des parois (m)

f Coefficient de friction de Darcy ()

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de Puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

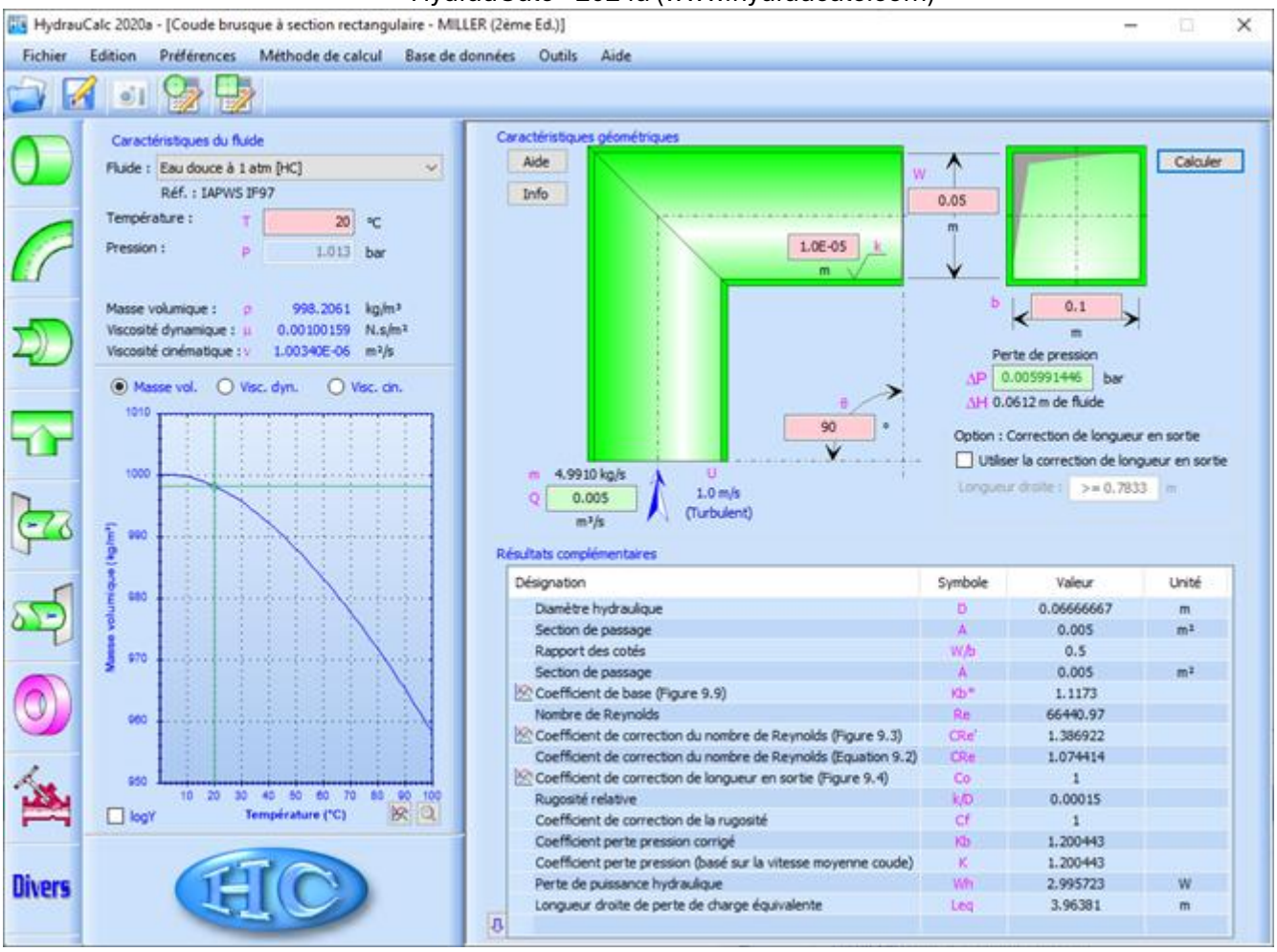
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle de courbure : 0 à 120°

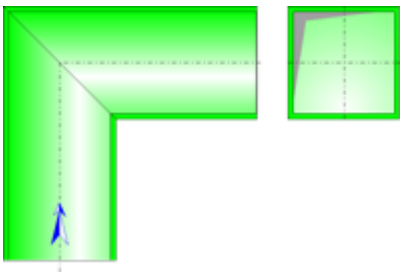
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.4.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude brusque dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = \frac{2 \cdot w \cdot h}{w + h}$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = w \cdot h$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

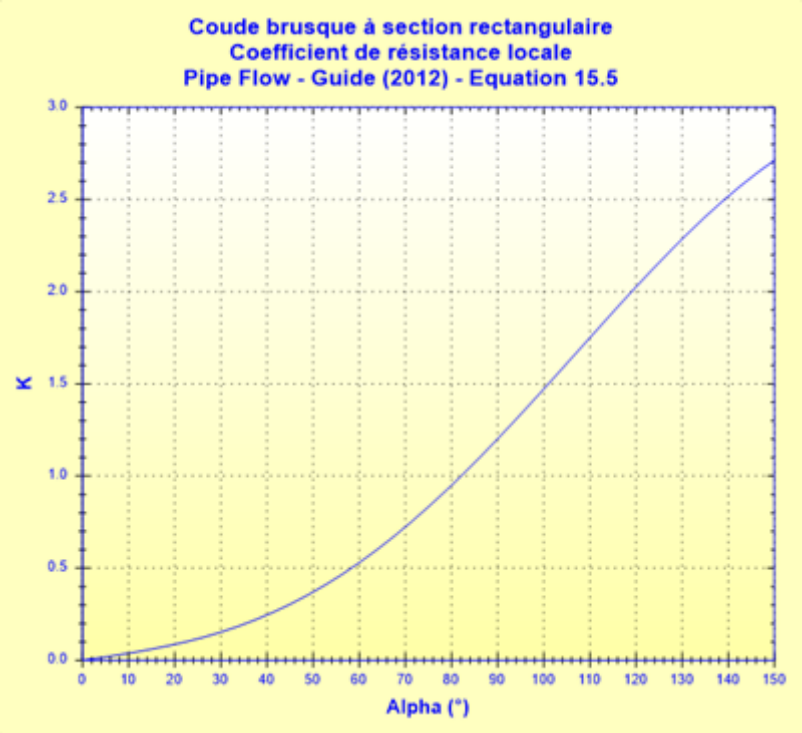
Nombre de Reynolds :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d_h}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = 0.42 \cdot \sin(\alpha/2) + 2.56 \cdot \left(\sin^3(\alpha/2)\right)$$

([1] équation 15.5)



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 3.7)

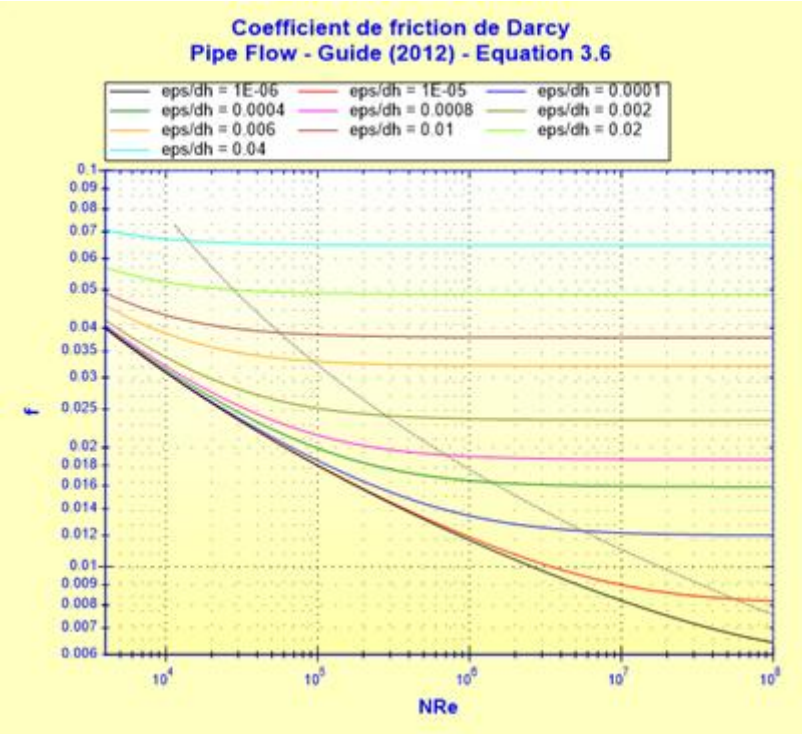
Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_h} + \frac{2.51}{N_{Re} \cdot \sqrt{f}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d_h}{f}$$

Symboles, définitions, unités SI :

w	Largeur de la section rectangulaire (m)
h	Hauteur de la section rectangulaire (m)
d_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
α	Angle (°)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

f Coefficient de friction de Darcy ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

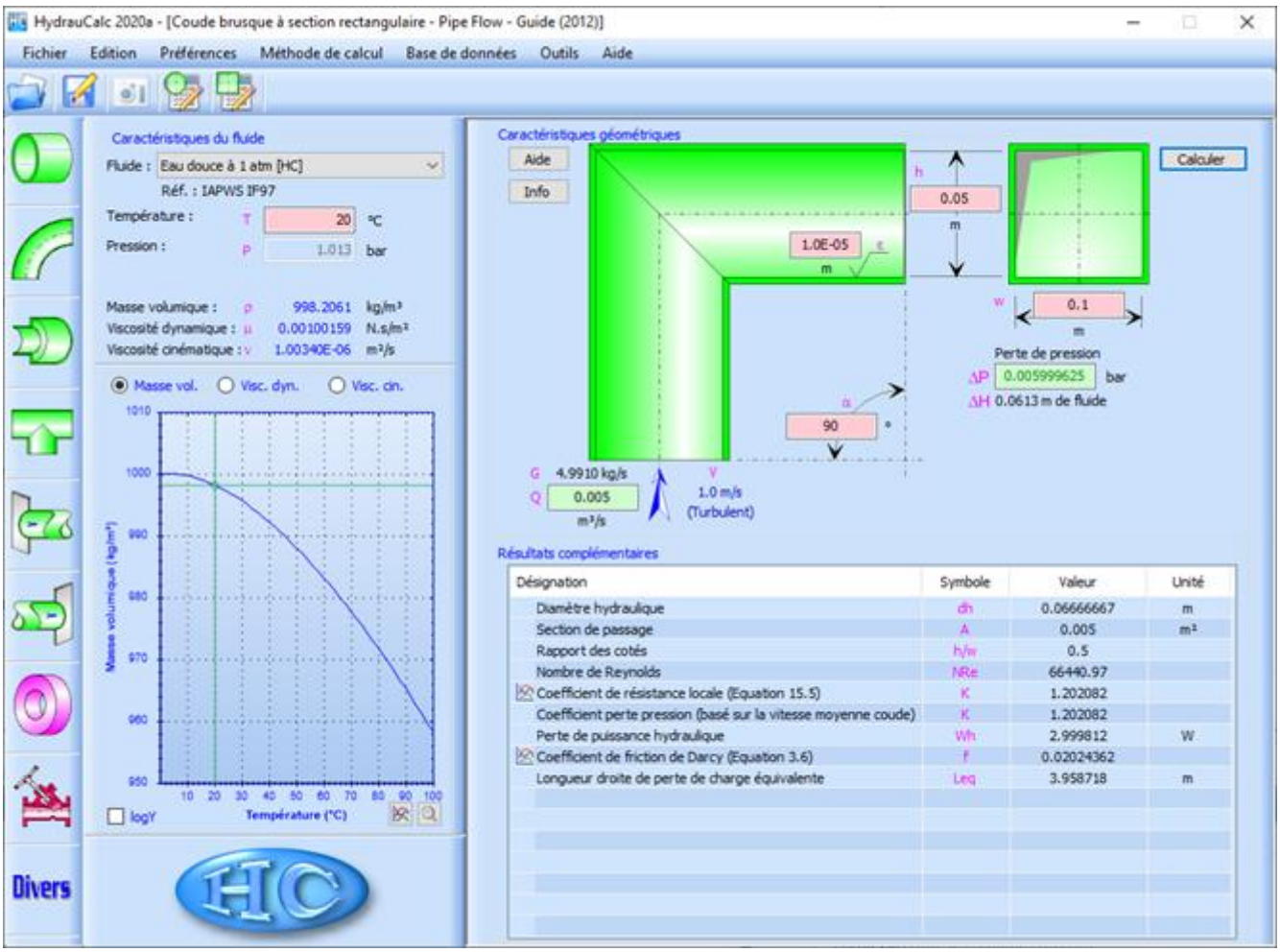
g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($N_{Re} \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- angle compris entre 0° et 150°
- cette formulation est destinée aux passages circulaires, mais peut être raisonnablement appliquée aux conduits carrés ou aux conduits rectangulaires de faible rapport d'aspect

---

Exemple d'application :



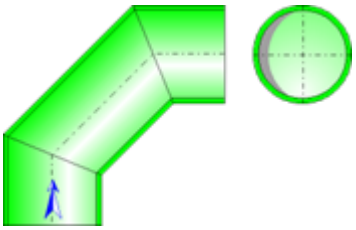
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.2.5 Coude composite 90° (2 x 45°) - Section circulaire

Coude composite 90° (2 x 45°)

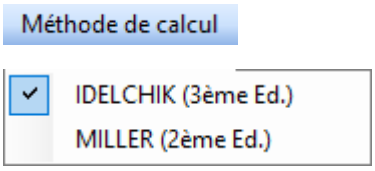
Section circulaire



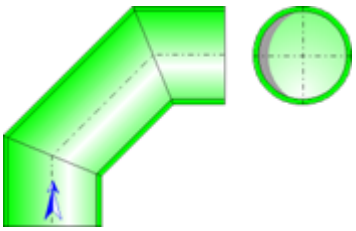
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes composites à 90° (2 x 45°) à section circulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.5.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude composite à 90° (2 x 45°) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur droite développée à l'axe (m) :

$$l = 8 \cdot R_0 \cdot tg\left(\frac{90°}{8}\right)$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$

([1] diagramme 6.1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

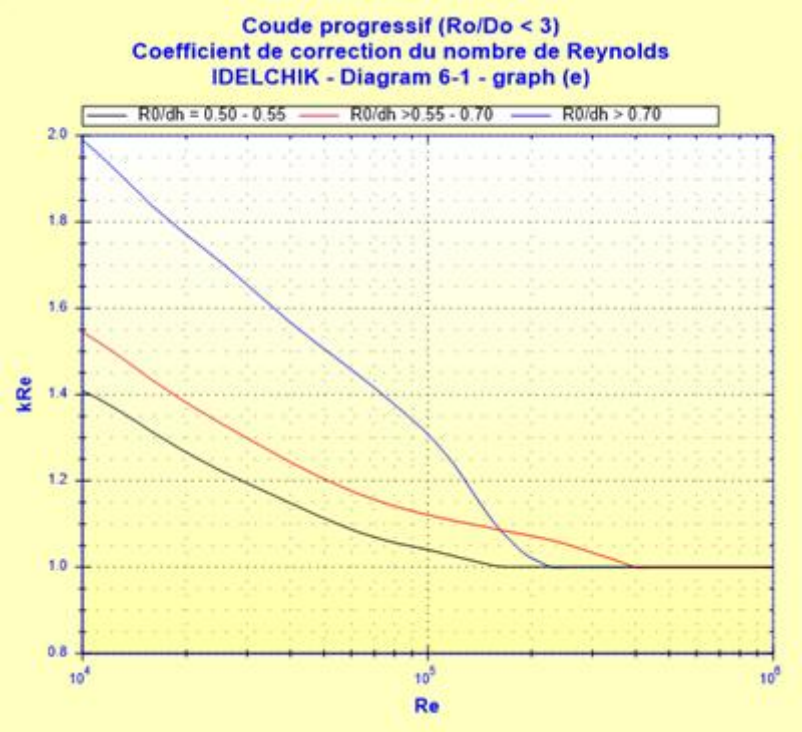
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta / D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

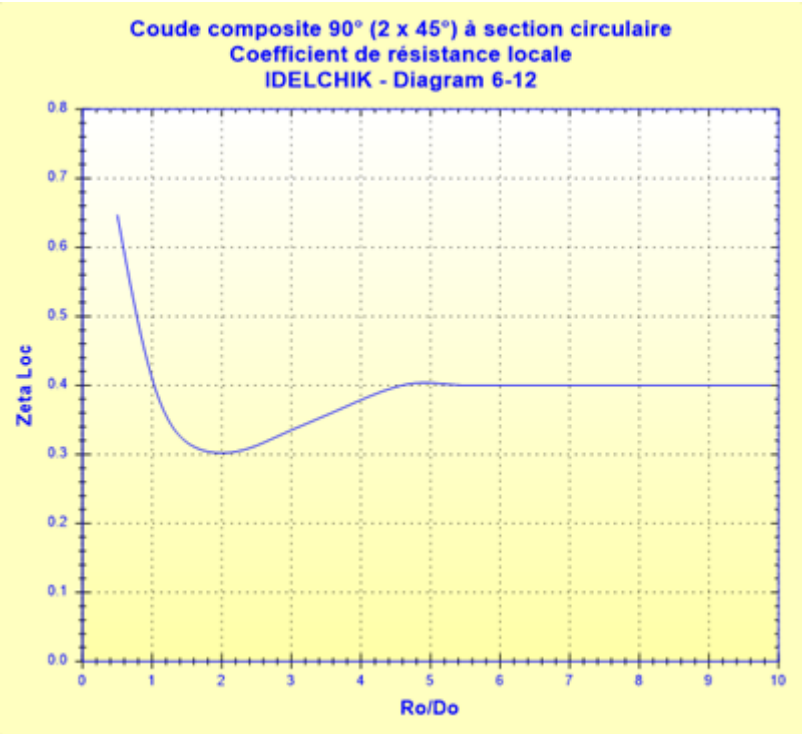
([1] diagramme 6.1)



Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$

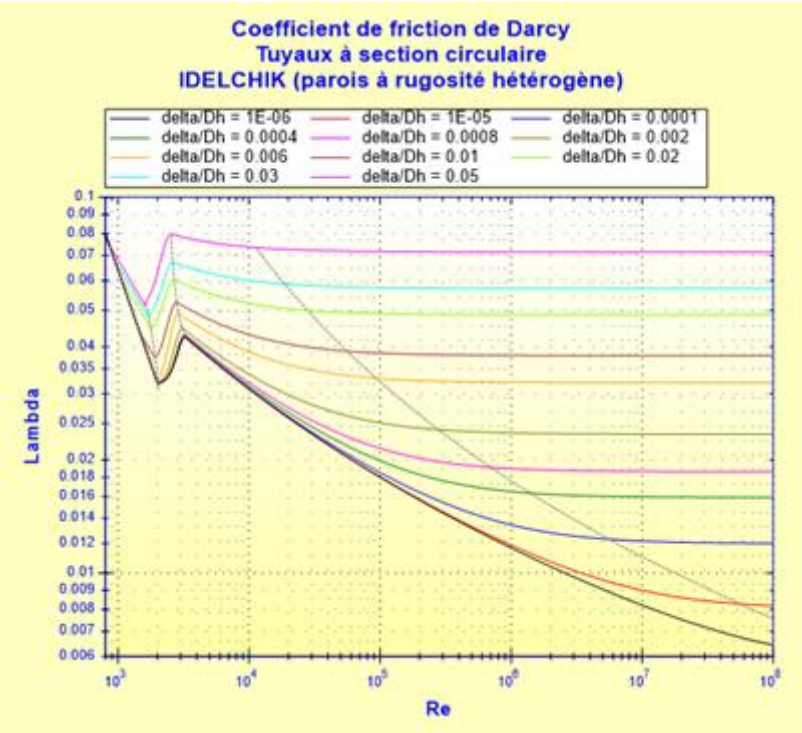
([1] diagramme 6.12)



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de perte de pression de friction :

$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \frac{l}{D_0}$$ ([1] diagramme 6.12)

Coefficient de perte de pression corrigé :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

  $$\zeta_{turb} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot \zeta_{loc}$$ ([1] diagramme 6.12)

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

  $$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, Re)$$ ([2] figure 14.31)

  où :

  ζ_{turb} est le coefficient de résistance en régime turbulent pour Re = 10^4

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

  $$\zeta = \zeta_{turb} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.12)

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

  $$\zeta = \zeta_{lam} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.12)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6.1 – 6.2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
D_0	Diamètre intérieur du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur droite développée à l'axe (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{fr}	Coefficient de perte de pression de friction ()
ζ_{turb}	Coefficient de perte de pression corrigé pour $Re \geq 10^4$ ()
ζ_{lam}	Coefficient de perte de pression corrigé pour $Re < 10^4$ ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

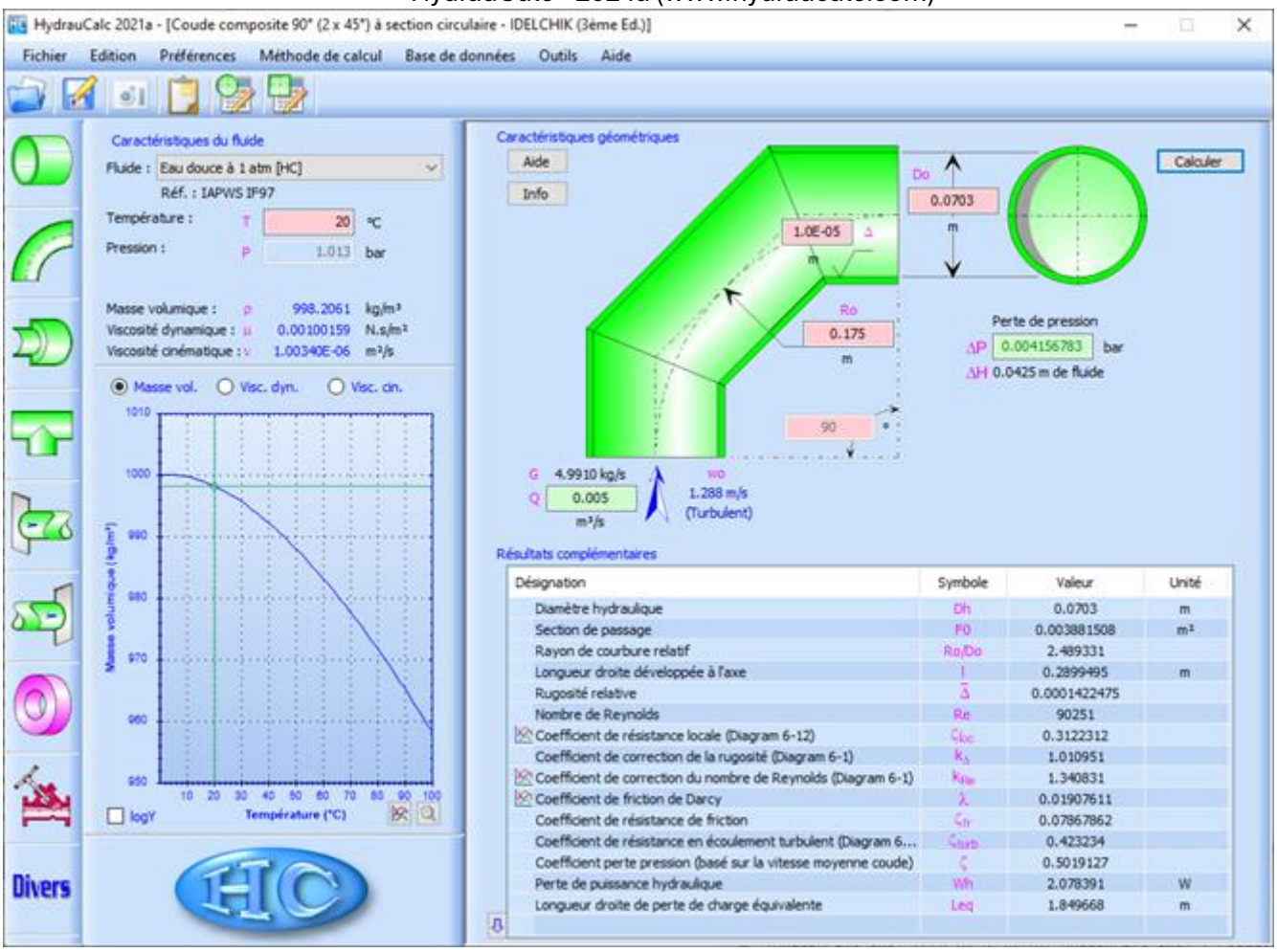
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "ζ_{lam}" est estimé

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$

Exemple d'application :

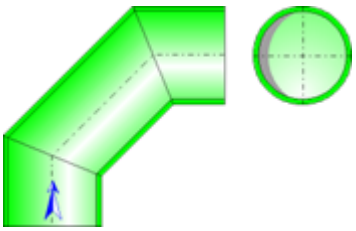


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.5.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude composite à 90° (2 x 45°) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée à l'axe (m) :

$$L = 4 \cdot r \cdot tg\left(\frac{90°}{4}\right)$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

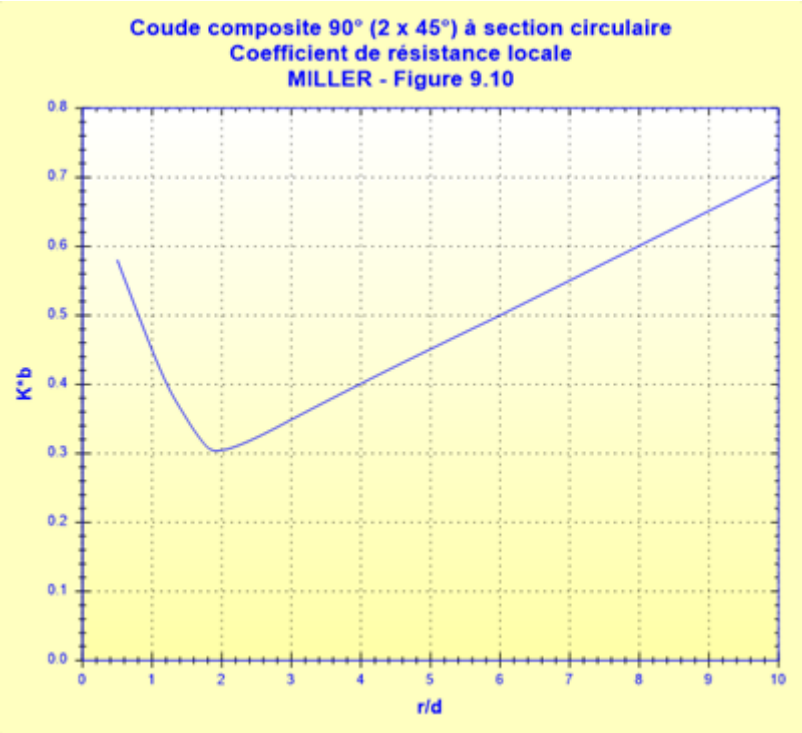
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

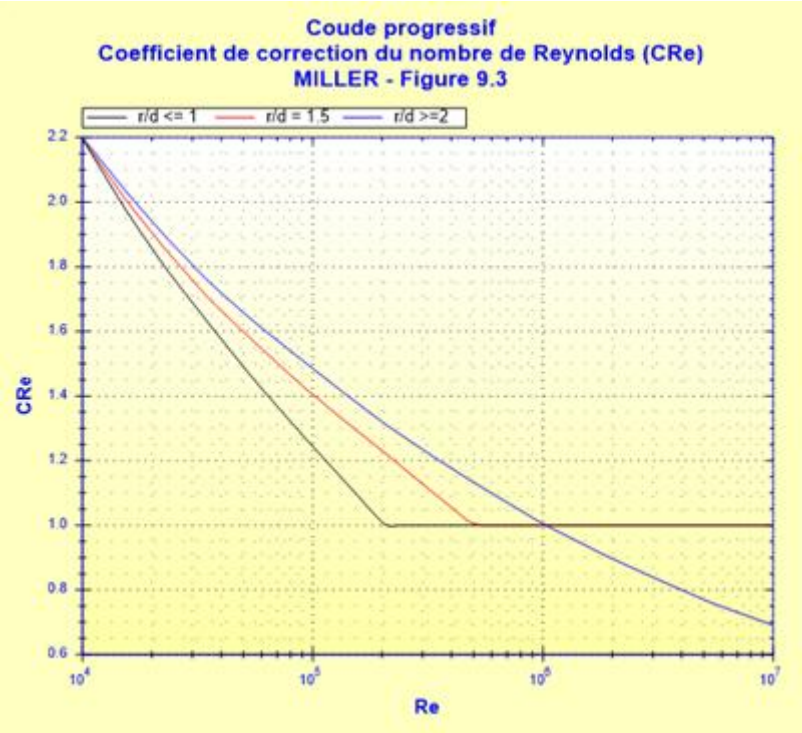
Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.10)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou $K_b^* < 0.4$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et $K_b^* \geq 0.4$)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = K_b^* \cdot C_{Re}$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re)$$ ([1] figure 14.31)

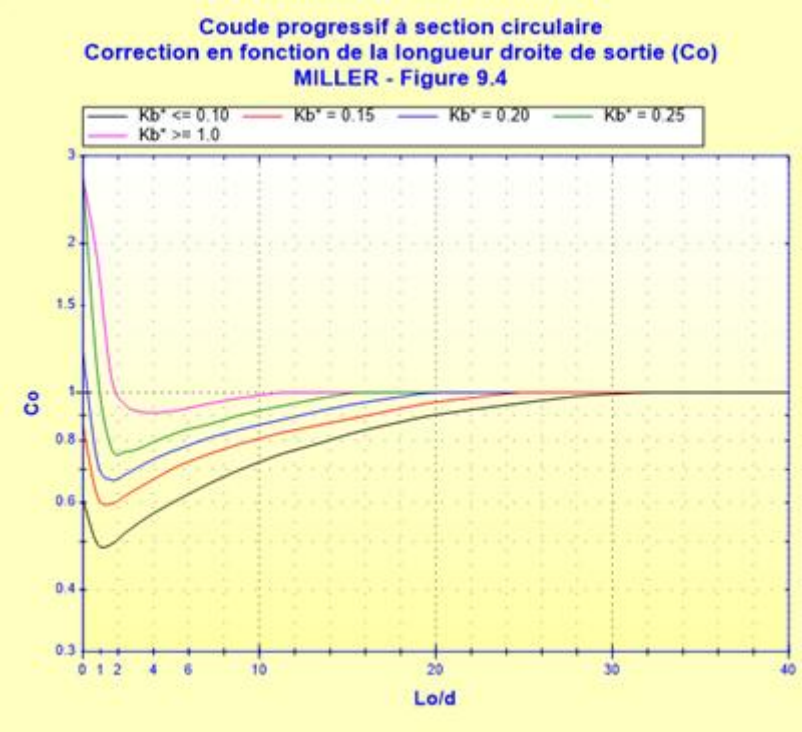
où :

K_{turb} est le coefficient de résistance en régime turbulent pour Re = 10^4

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

- r/d < 3

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



■ sinon (r/d ≤ 3)

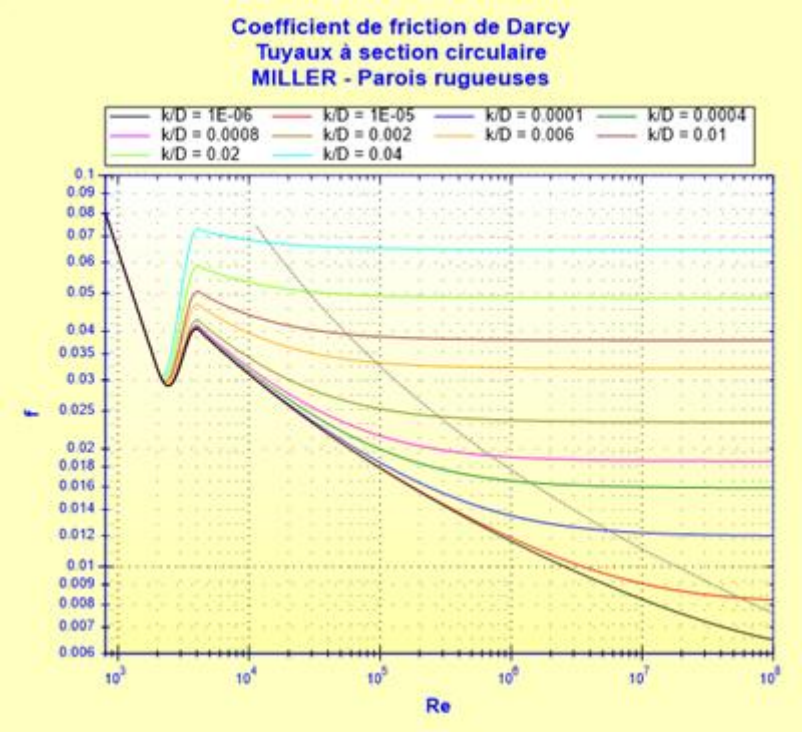
$C_o = 1$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_b = K_{turb} \cdot C_o \cdot C_f$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_b = K_{lam} \cdot C_o \cdot C_f$$)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée à l'axe (m)
r	Rayon de courbure (m)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_o Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()

L_0 Longueur droite en sortie du coude (m)

f Coefficient de friction de Darcy ()

k Rugosité absolue des parois (m)

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

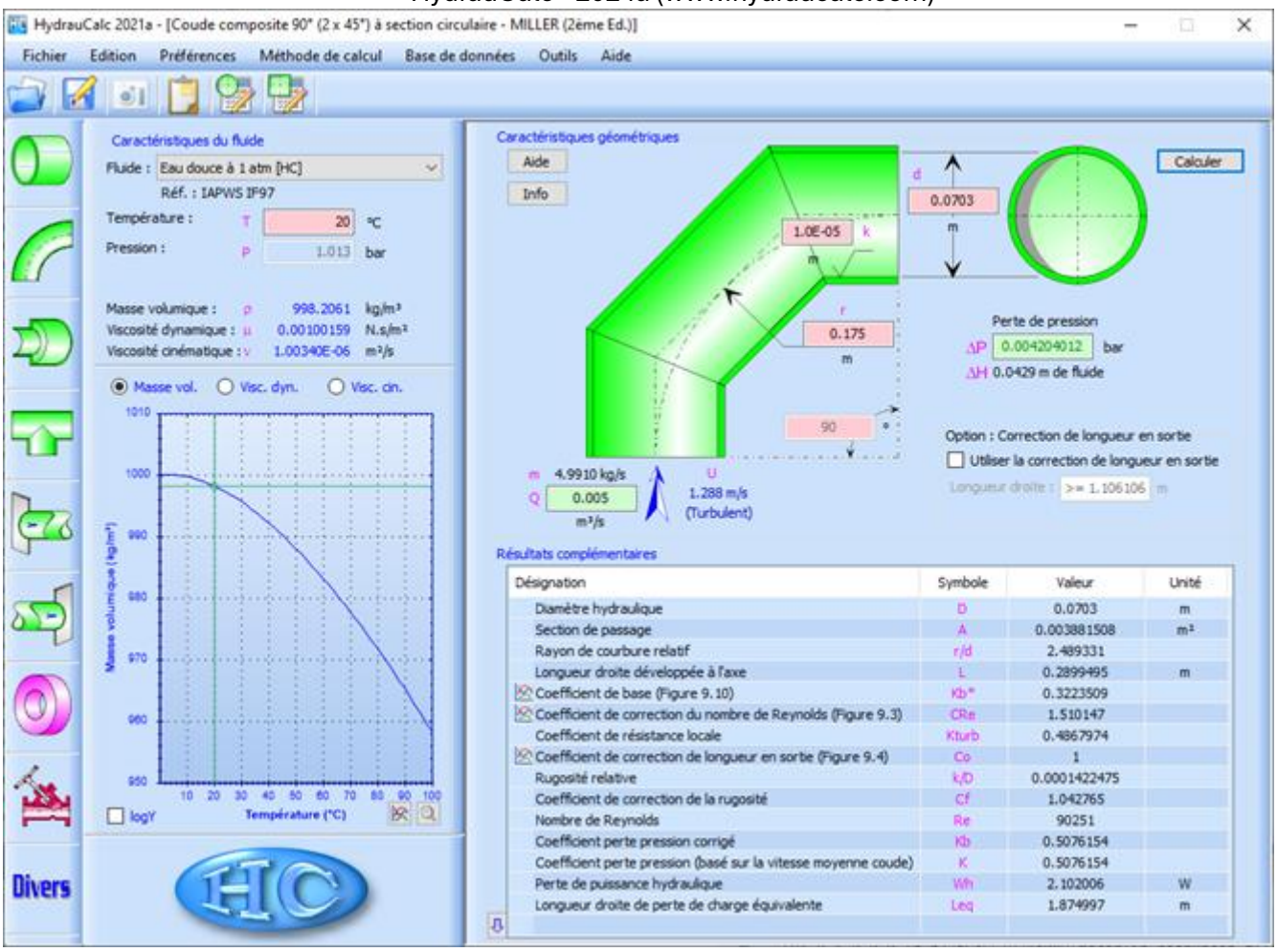
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

- écoulement stabilisé en amont du coude

Exemple d'application :



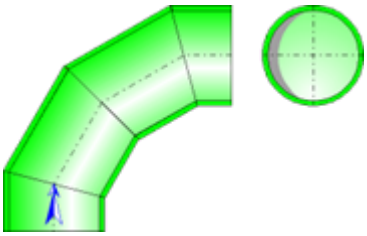
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.6 Coude composite 90° (3 x 30°) - Section circulaire

Coude composite 90° (3 x 30°)

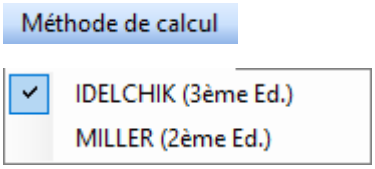
Section circulaire



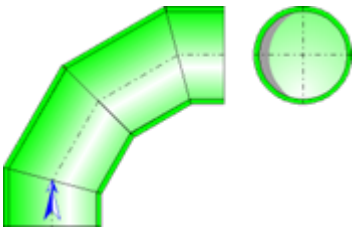
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes composites à 90° (3 x 30°) à section circulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.6.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude composite à 90° (3 x 30°) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur droite développée à l'axe (m) :

$$l = 6 \cdot R_0 \cdot tg\left(\frac{90°}{6}\right)$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$

([1] diagramme 6.1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

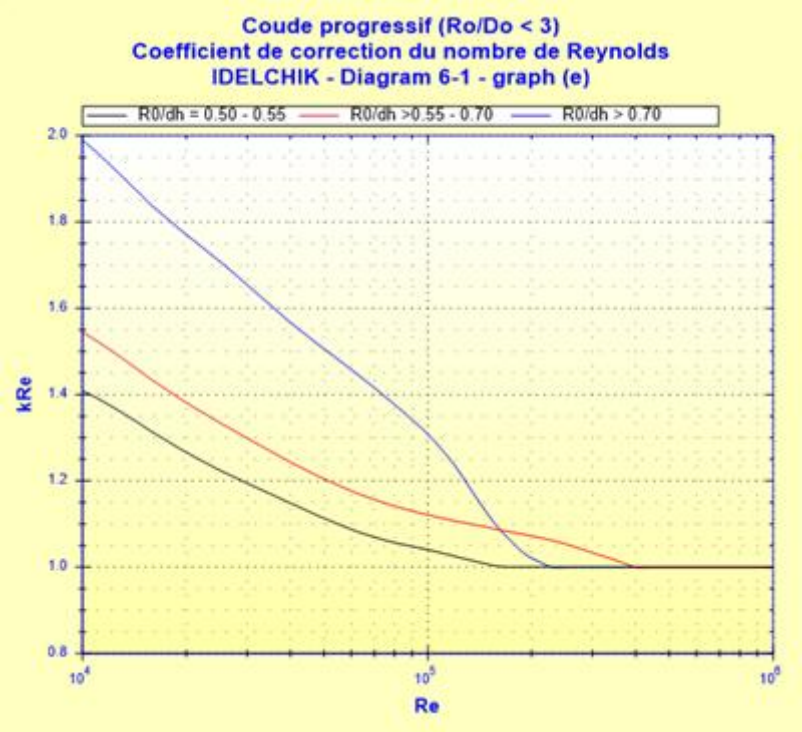
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

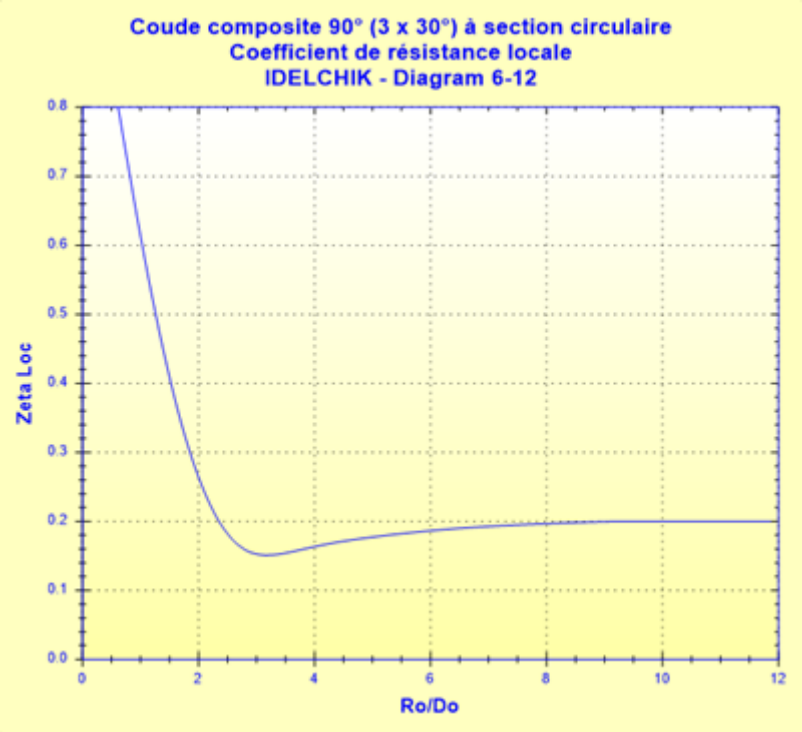
([1] diagramme 6.1)



Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$

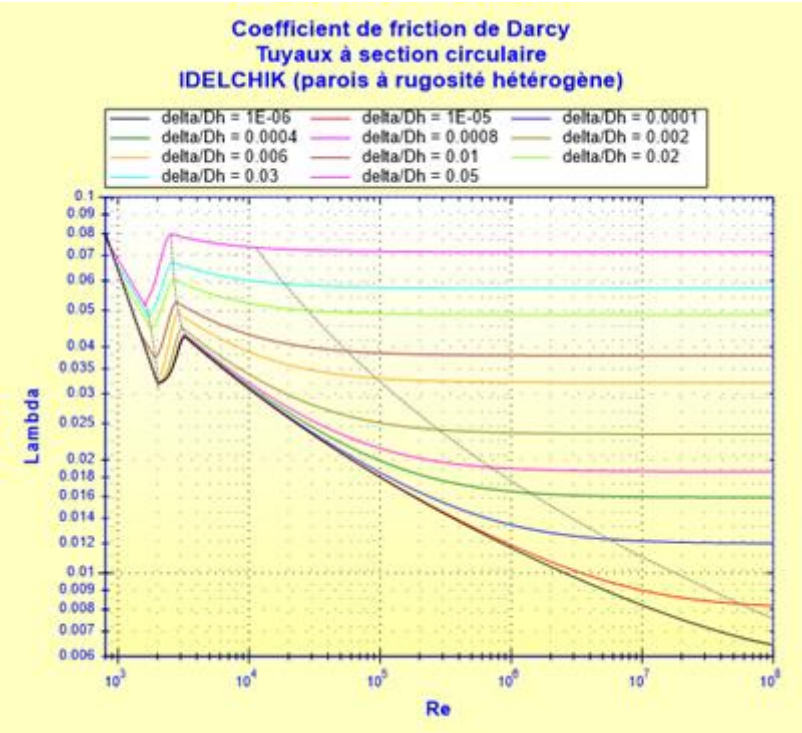
([1] diagramme 6.12)



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de perte de pression de friction :

$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \frac{l}{D_0}$$ ([1] diagramme 6.12)

Coefficient de perte de pression corrigé :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

  $$\zeta_{turb} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot \zeta_{loc}$$ ([1] diagramme 6.12)

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

  $$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, Re)$$ ([2] figure 14.31)

  où :

  ζ_{turb} est le coefficient de résistance en régime turbulent pour Re = 10^4

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

  $$\zeta = \zeta_{turb} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.12)

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

  $$\zeta = \zeta_{lam} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.12)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6.1 – 6.2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
D_0	Diamètre intérieur du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur droite développée à l'axe (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

λ Coefficient de friction de Darcy ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

ζ_{turb} Coefficient de perte de pression corrigé pour $Re \geq 10^4$ ()

ζ_{lam} Coefficient de perte de pression corrigé pour $Re < 10^4$ ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

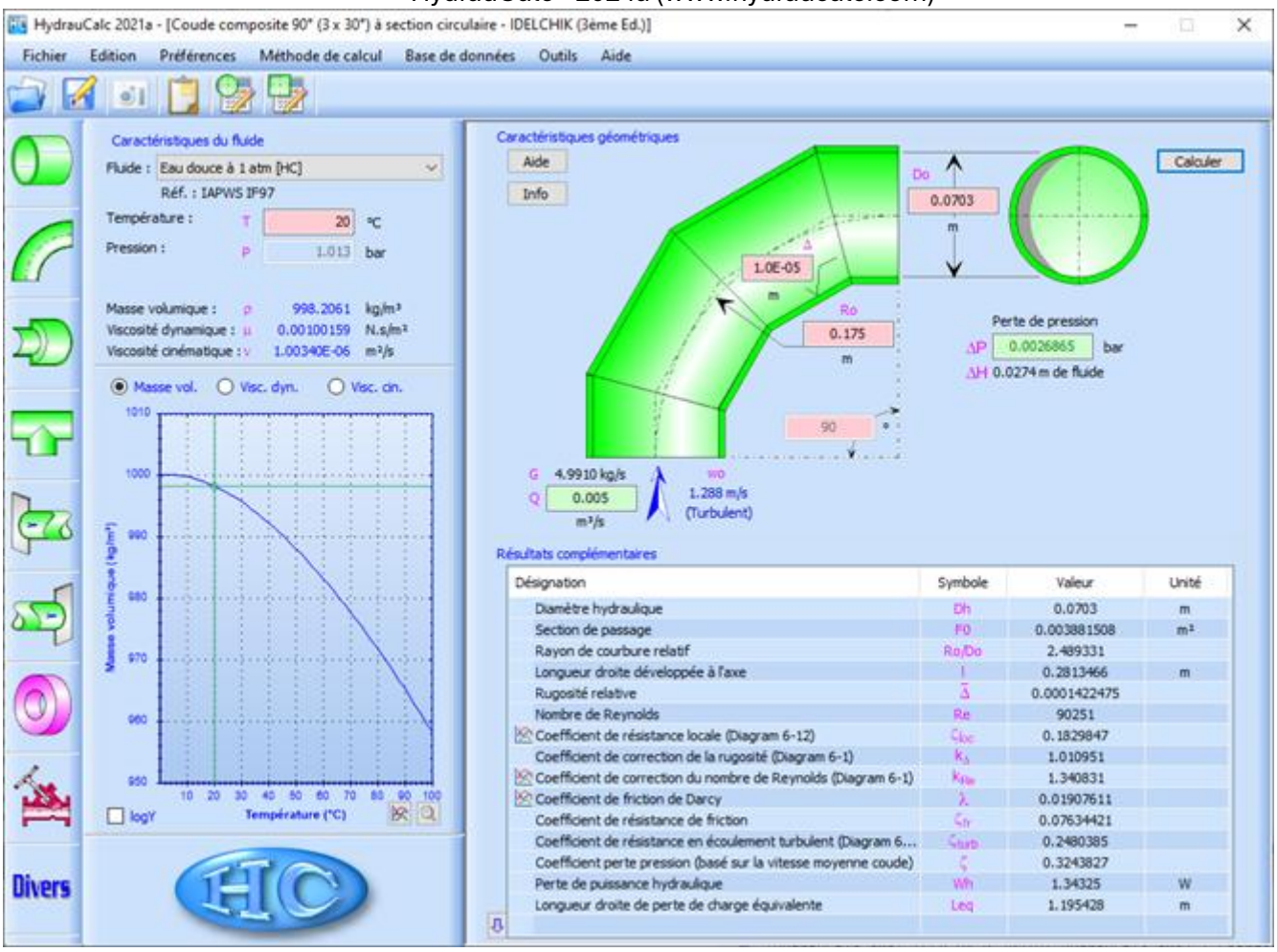
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "ζ_{lam}" est estimé

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$

Exemple d'application :

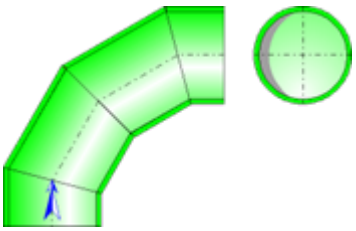


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.6.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude composite à 90° (3 x 30°) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée à l'axe (m) :

$$L = 6 \cdot r \cdot tg\left(\frac{90°}{6}\right)$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m³) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

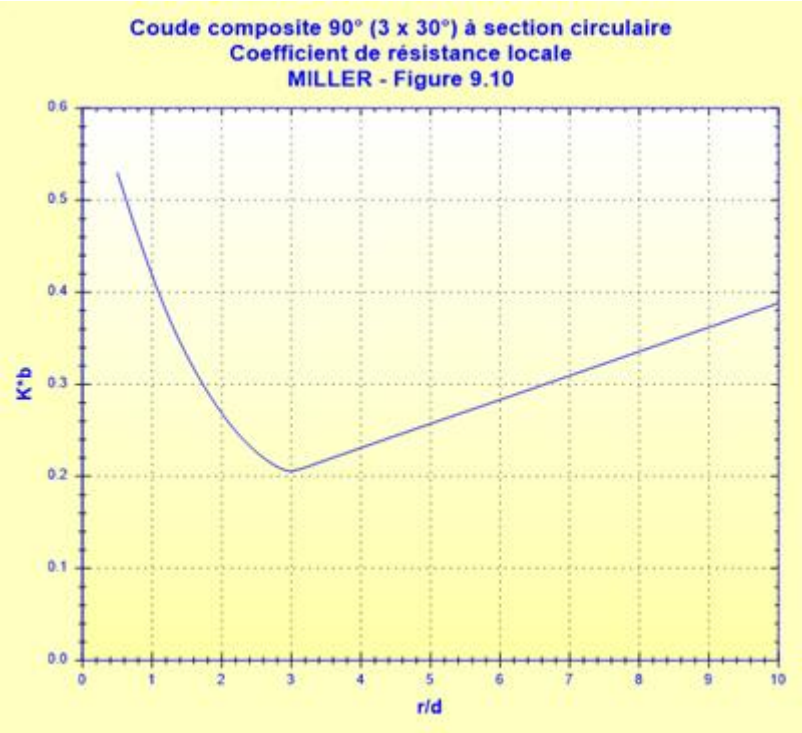
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

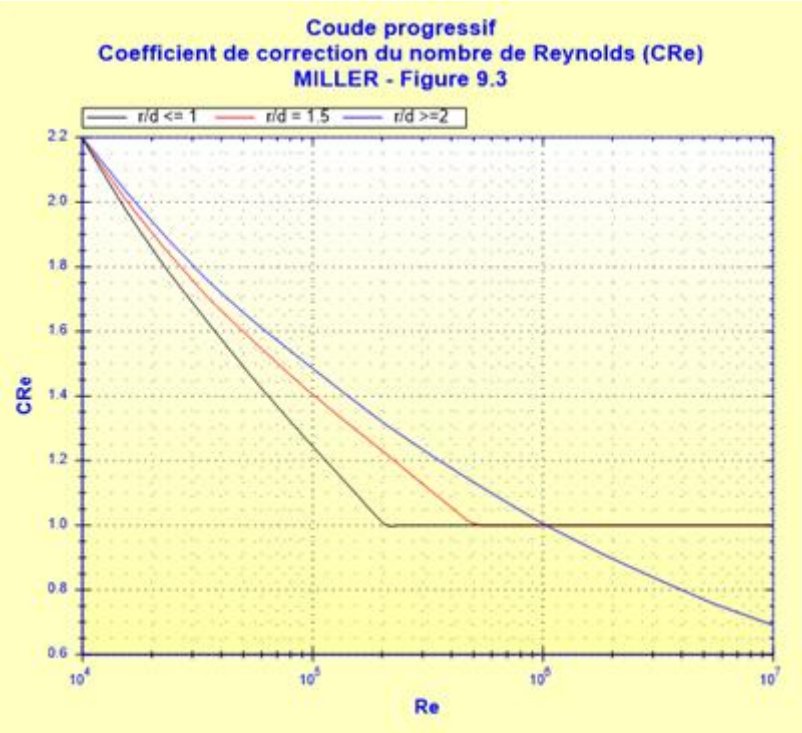
Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.10)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou $K_b^* < 0.4$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et $K_b^* \geq 0.4$)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = K_b^* \cdot C_{Re}$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re)$$ ([1] figure 14.31)

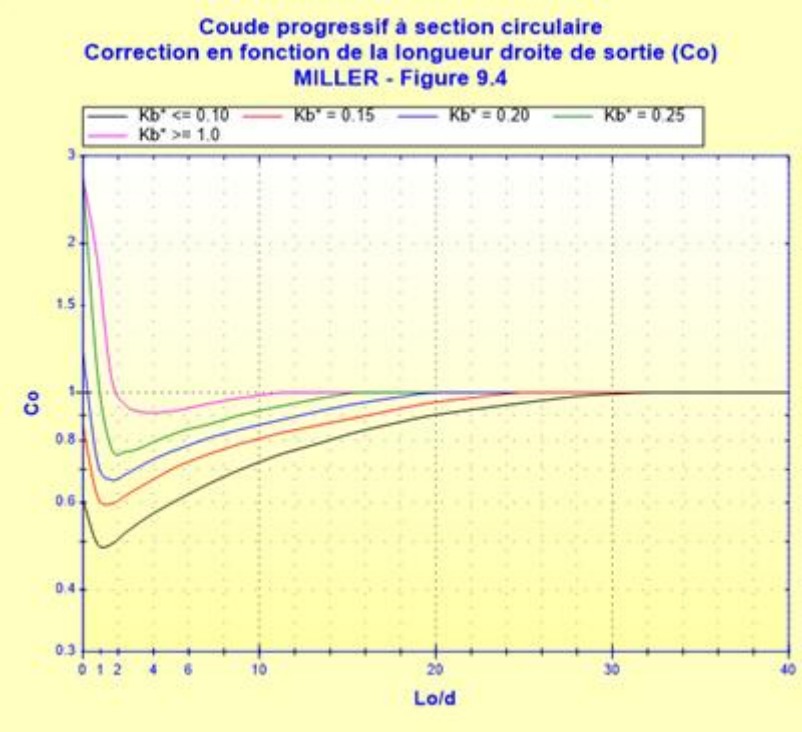
où :

K_{turb} est le coefficient de résistance en régime turbulent pour Re = 10^4

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

- r/d < 3

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- sinon ($r/d \leq 3$)

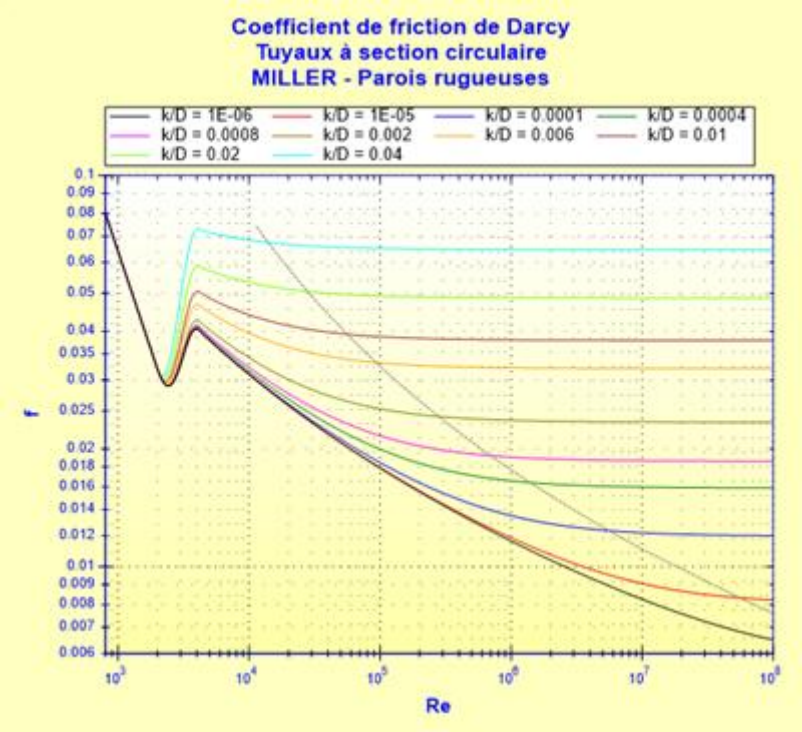
$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_b = K_{turb} \cdot C_o \cdot C_f$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_b = K_{lam} \cdot C_o \cdot C_f$$)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée à l'axe (m)
r	Rayon de courbure (m)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_o Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()

L_0 Longueur droite en sortie du coude (m)

f Coefficient de friction de Darcy ()

k Rugosité absolue des parois (m)

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

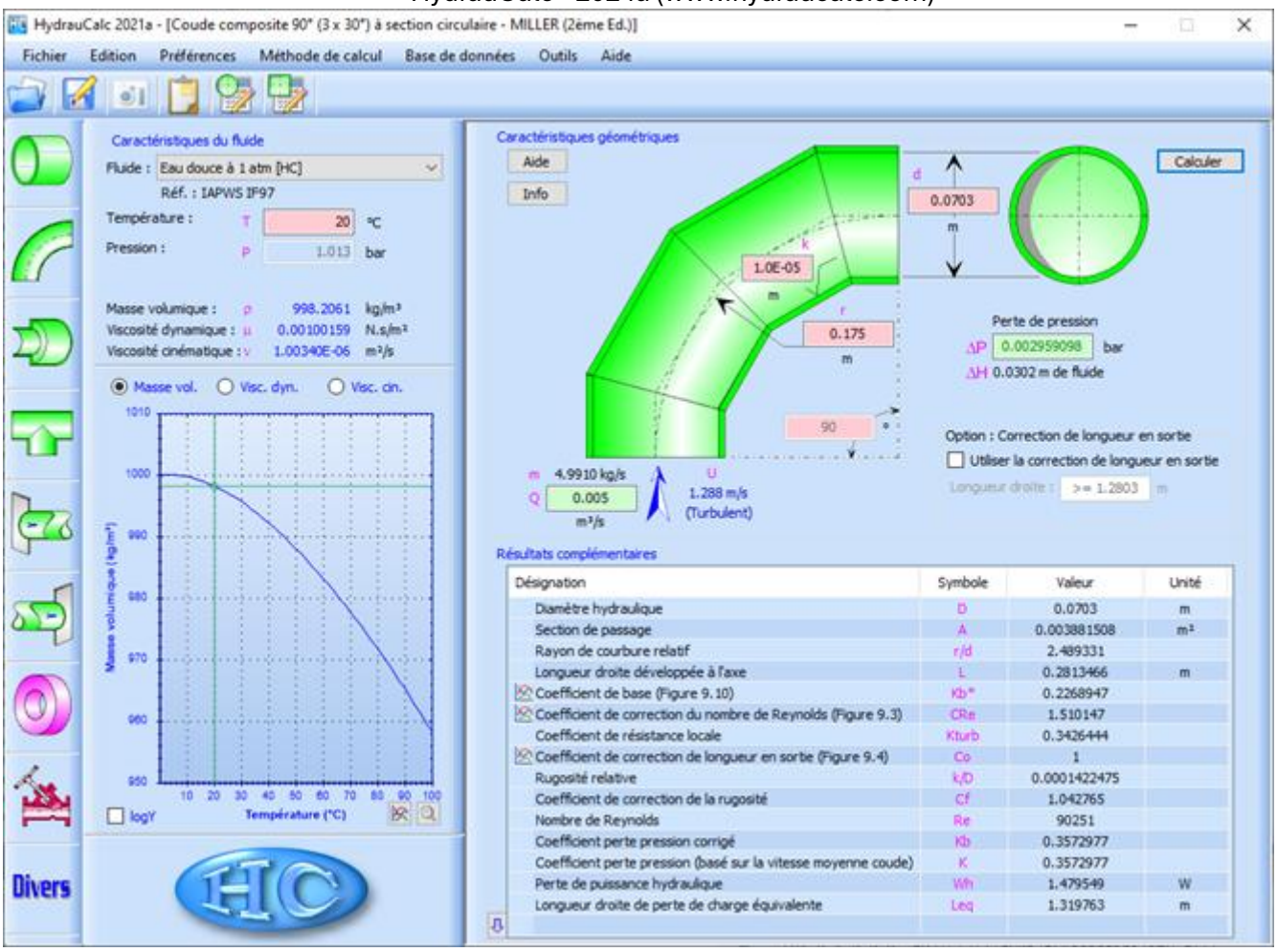
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

- écoulement stabilisé en amont du coude

Exemple d'application :



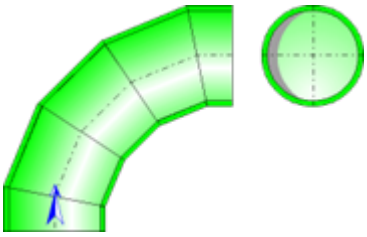
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.7 Coude composite 90° (4 x 22,5°) - Section circulaire

Coude composite 90° (4 x 22.5°)

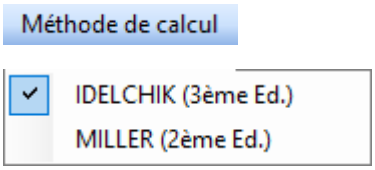
Section circulaire



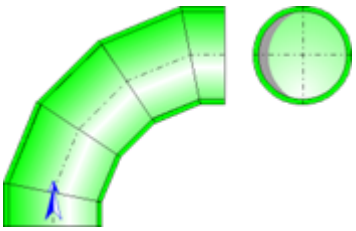
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des coudes composites à 90° (4 x 22.5°) à section circulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.7.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude composite à 90° (4 x 22,5°) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur droite développée à l'axe (m) :

$$l = 8 \cdot R_0 \cdot tg\left(\frac{90°}{8}\right)$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$

([1] diagramme 6.1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

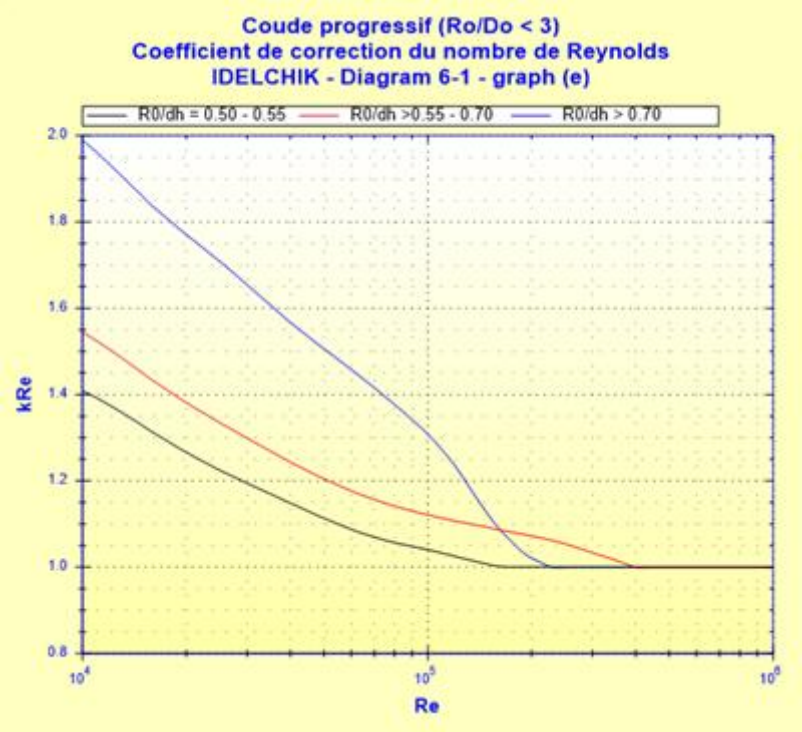
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

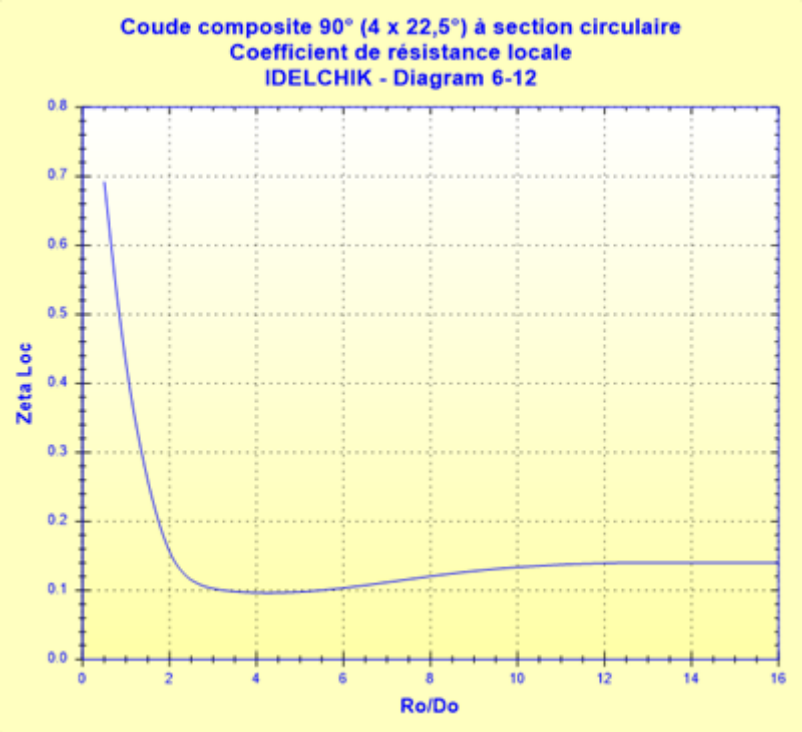
([1] diagramme 6.1)



Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$

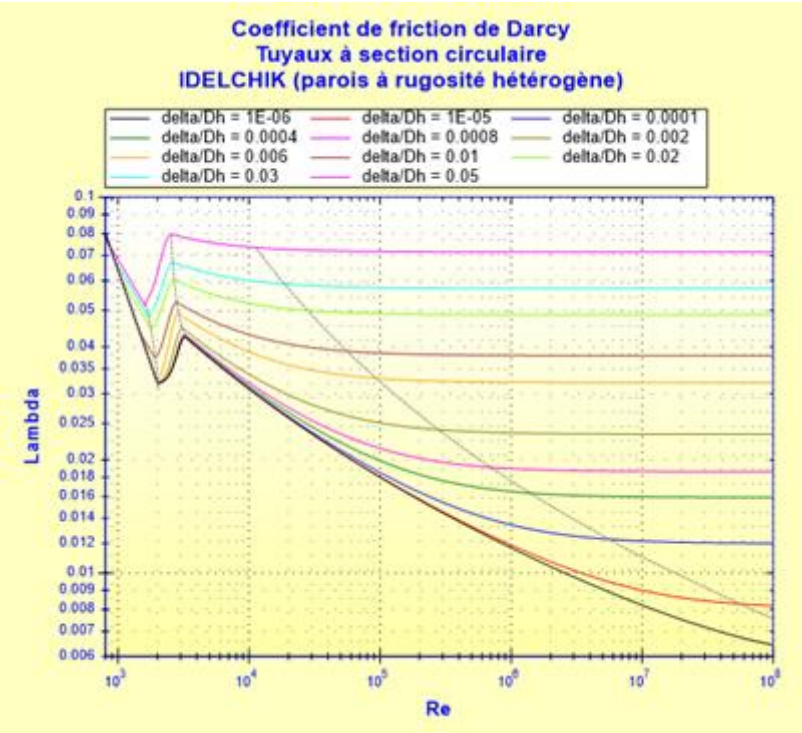
([1] diagramme 6.12)



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de perte de pression de friction :

$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \frac{l}{D_0}$$ ([1] diagramme 6.12)

Coefficient de perte de pression corrigé :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$\zeta_{turb} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot \zeta_{loc}$$ ([1] diagramme 6.12)

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, Re)$$ ([2] figure 14.31)

où :

ζ_{turb} est le coefficient de résistance en régime turbulent pour Re = 10^4

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$\zeta = \zeta_{turb} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.12)

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$\zeta = \zeta_{lam} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6.12)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6.1 – 6.2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
D_0	Diamètre intérieur du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur droite développée à l'axe (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

λ Coefficient de friction de Darcy ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

ζ_{turb} Coefficient de perte de pression corrigé pour $Re \geq 10^4$ ()

ζ_{lam} Coefficient de perte de pression corrigé pour $Re < 10^4$ ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

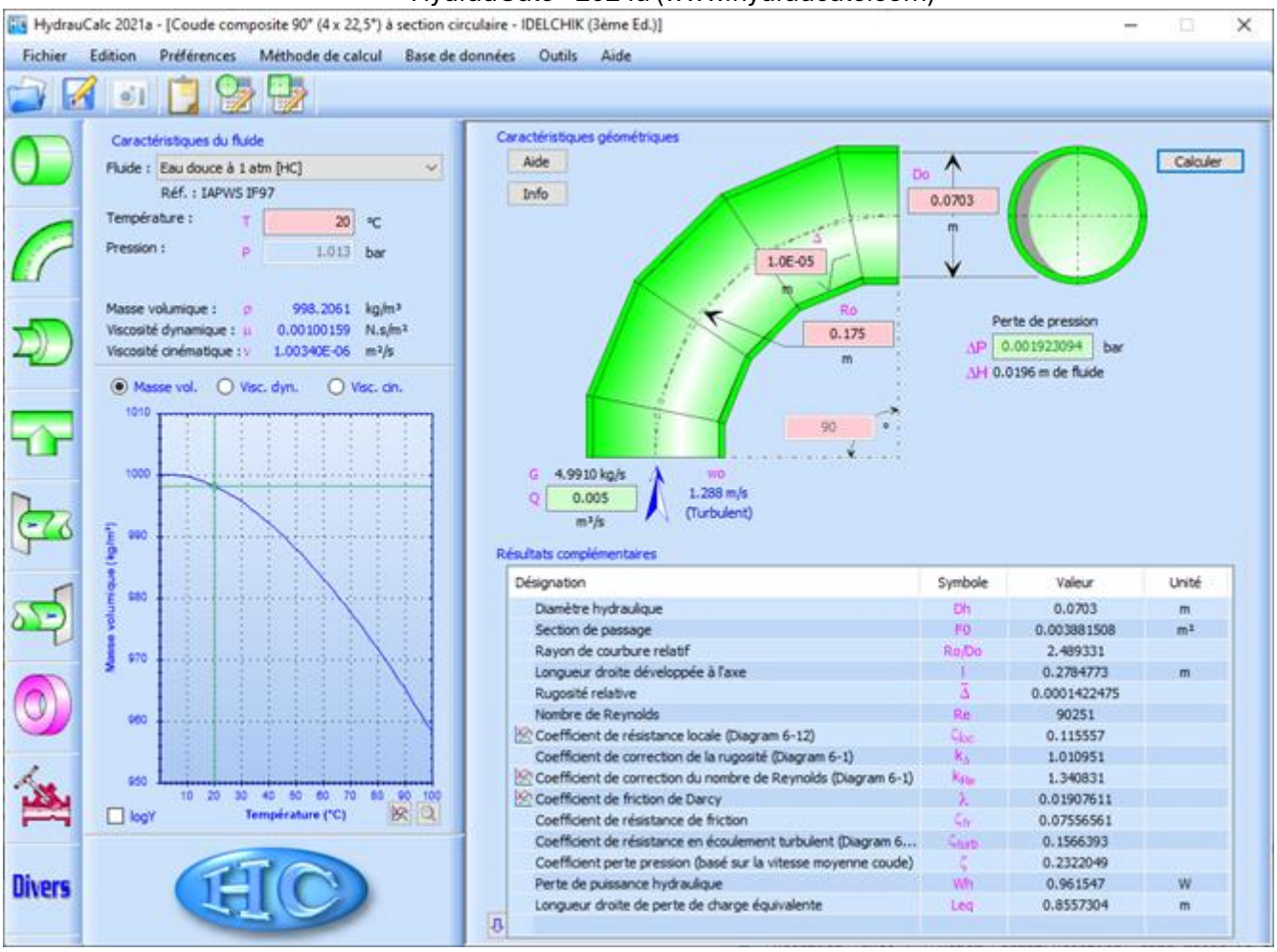
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "ζ_{lam}" est estimé

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$

Exemple d'application :

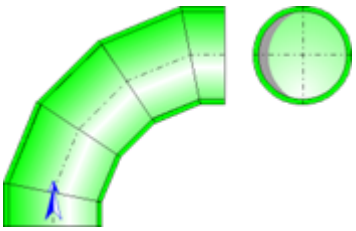


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.7.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un coude composite à 90° (4 x 22,5°) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée à l'axe (m) :

$$L = 8 \cdot r \cdot tg\left(\frac{90°}{8}\right)$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

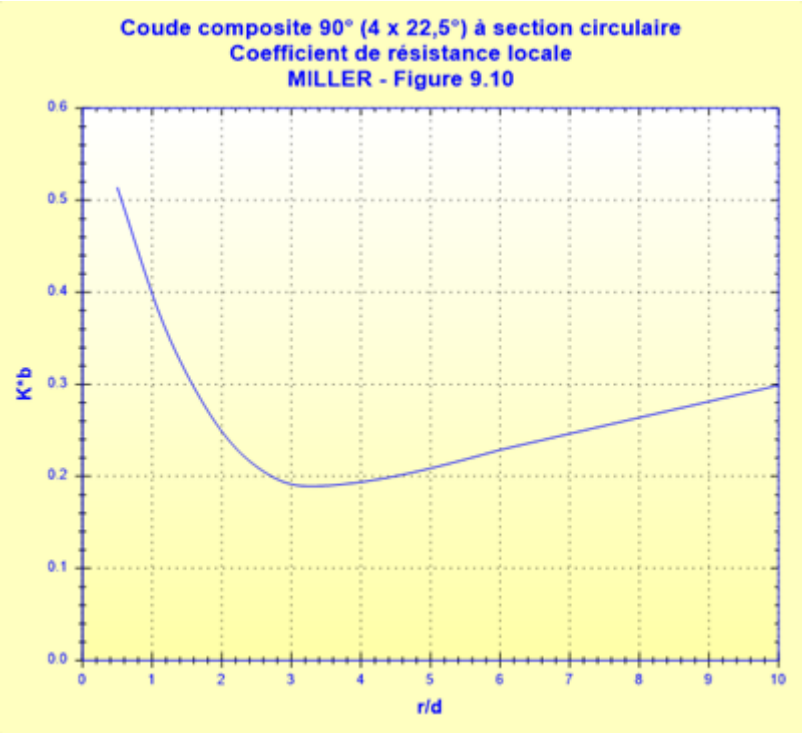
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

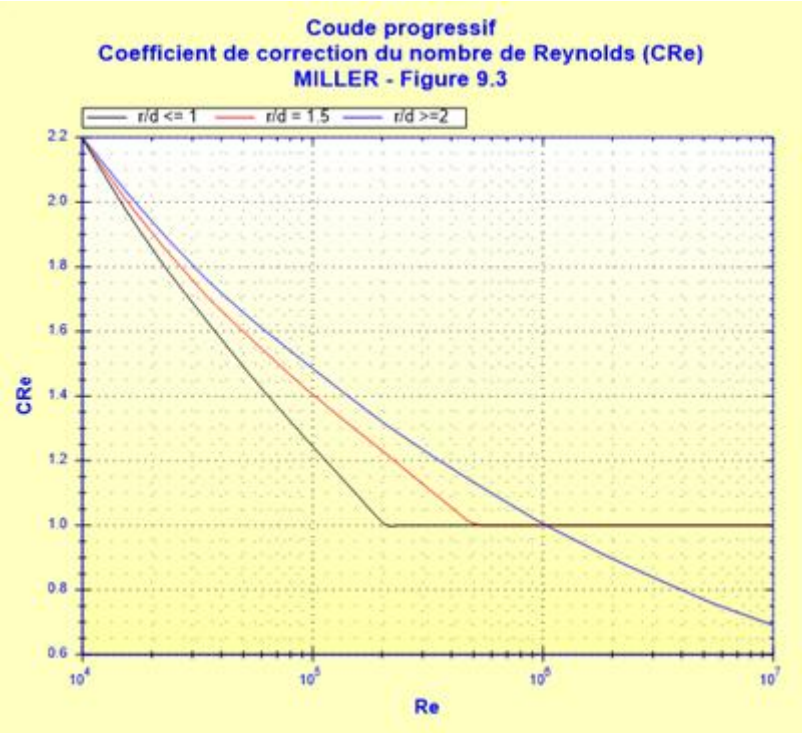
Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.10)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou $K_b^* < 0.4$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et $K_b^* \geq 0.4$)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = K_b^* \cdot C_{Re}$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re)$$ ([1] figure 14.31)

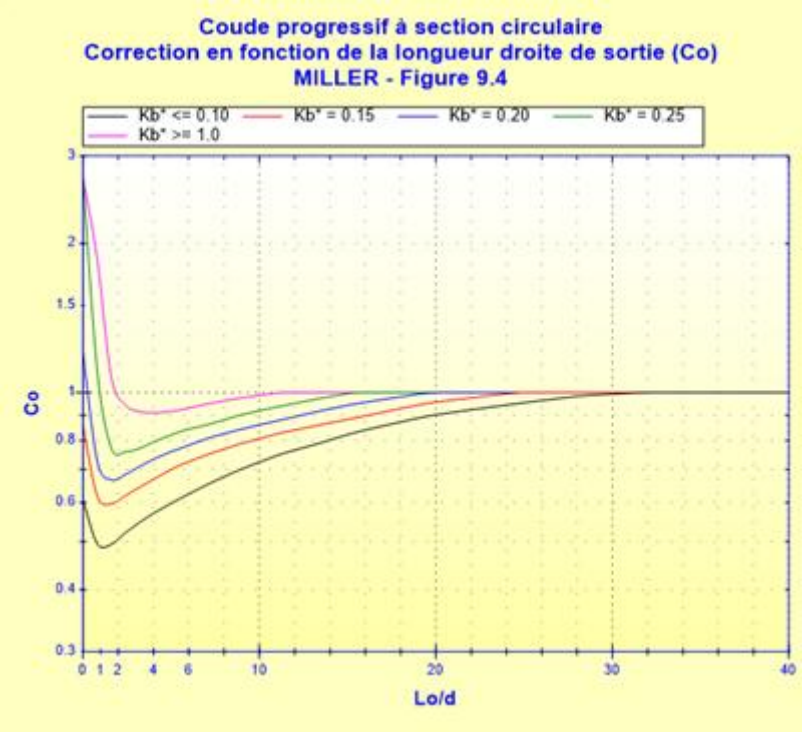
où :

K_{turb} est le coefficient de résistance en régime turbulent pour Re = 10^4

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

- r/d < 3

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



■ sinon (r/d ≤ 3)

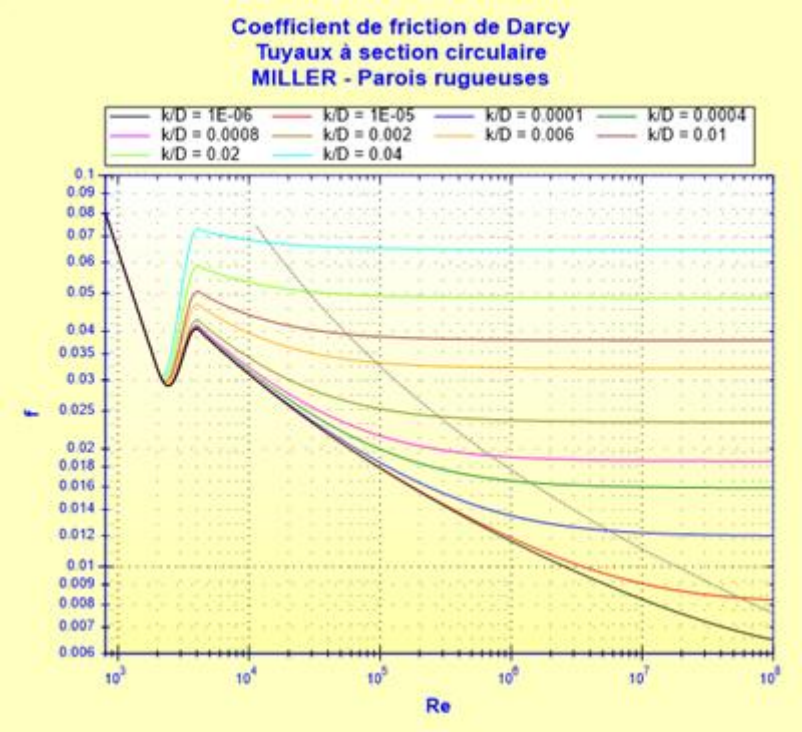
$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_b = K_{turb} \cdot C_o \cdot C_f$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_b = K_{lam} \cdot C_o \cdot C_f$$)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_b$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L	Longueur développée à l'axe (m)
r	Rayon de courbure (m)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_o Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()

L_0 Longueur droite en sortie du coude (m)

f Coefficient de friction de Darcy ()

k Rugosité absolue des parois (m)

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_b Coefficient de résistance corrigé ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

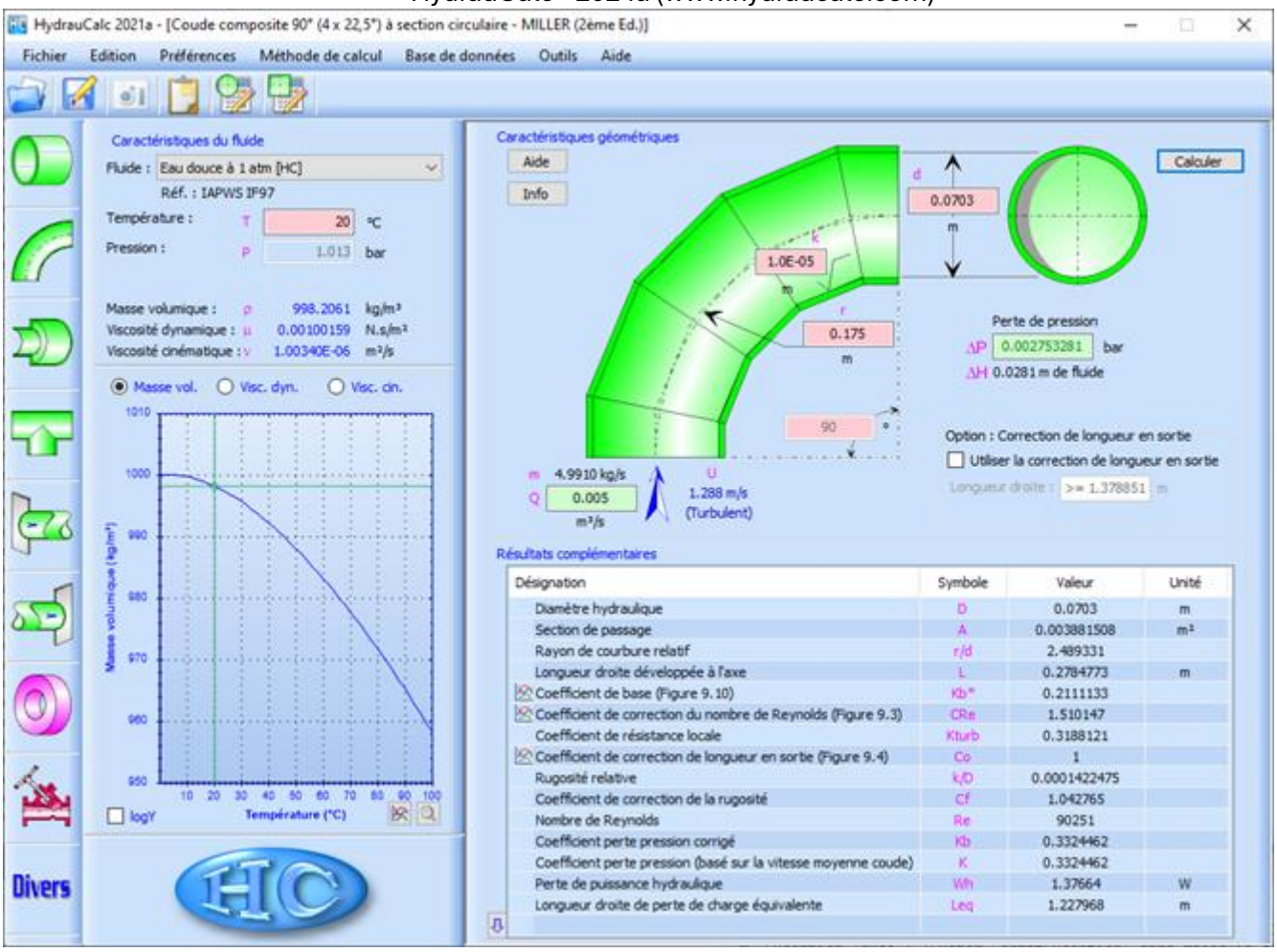
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

- écoulement stabilisé en amont du coude

Exemple d'application :



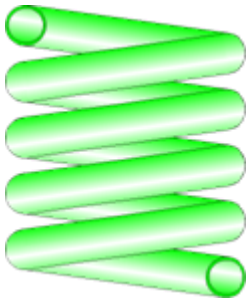
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.8 Serpentin - Section circulaire

Serpentin

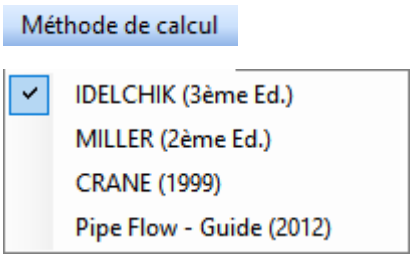
Section circulaire



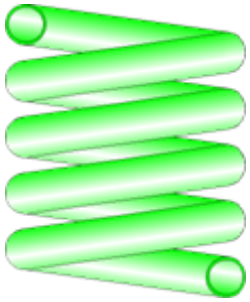
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Serpentins à section circulaire, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.8.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un serpentin dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur développée à l'axe (m) :

$$l = N \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_0$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

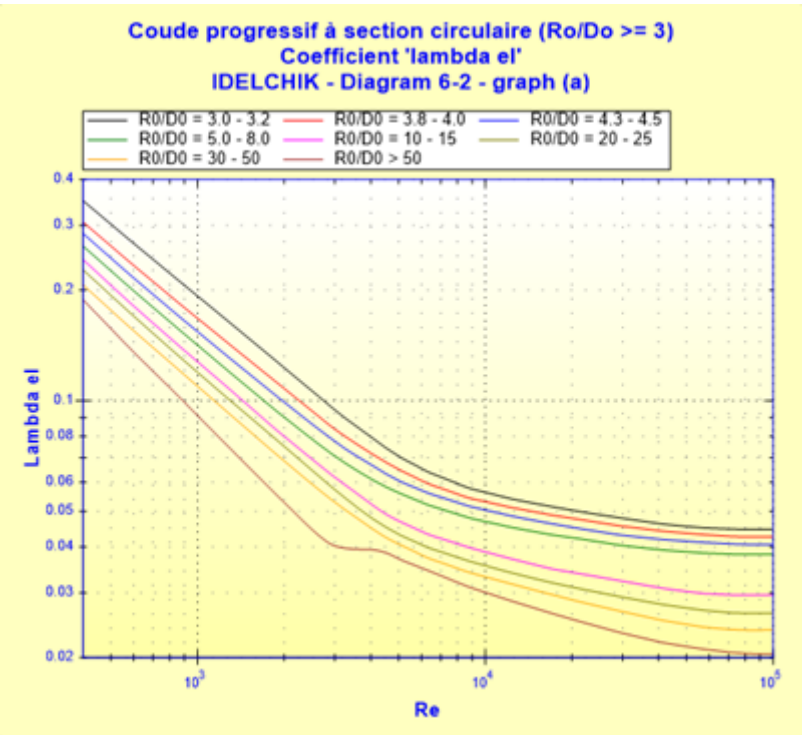
Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

Coefficient de friction pour parois lisses :

$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{D_0}\right)$$

([1] diagramme 6.2)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$\zeta = 0.0175 \cdot (N \cdot 360) \cdot \lambda_{el} \cdot \frac{R_0}{D_h}$$

([1] diagramme 6.2)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda_{el}}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6.1 – 6.2)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

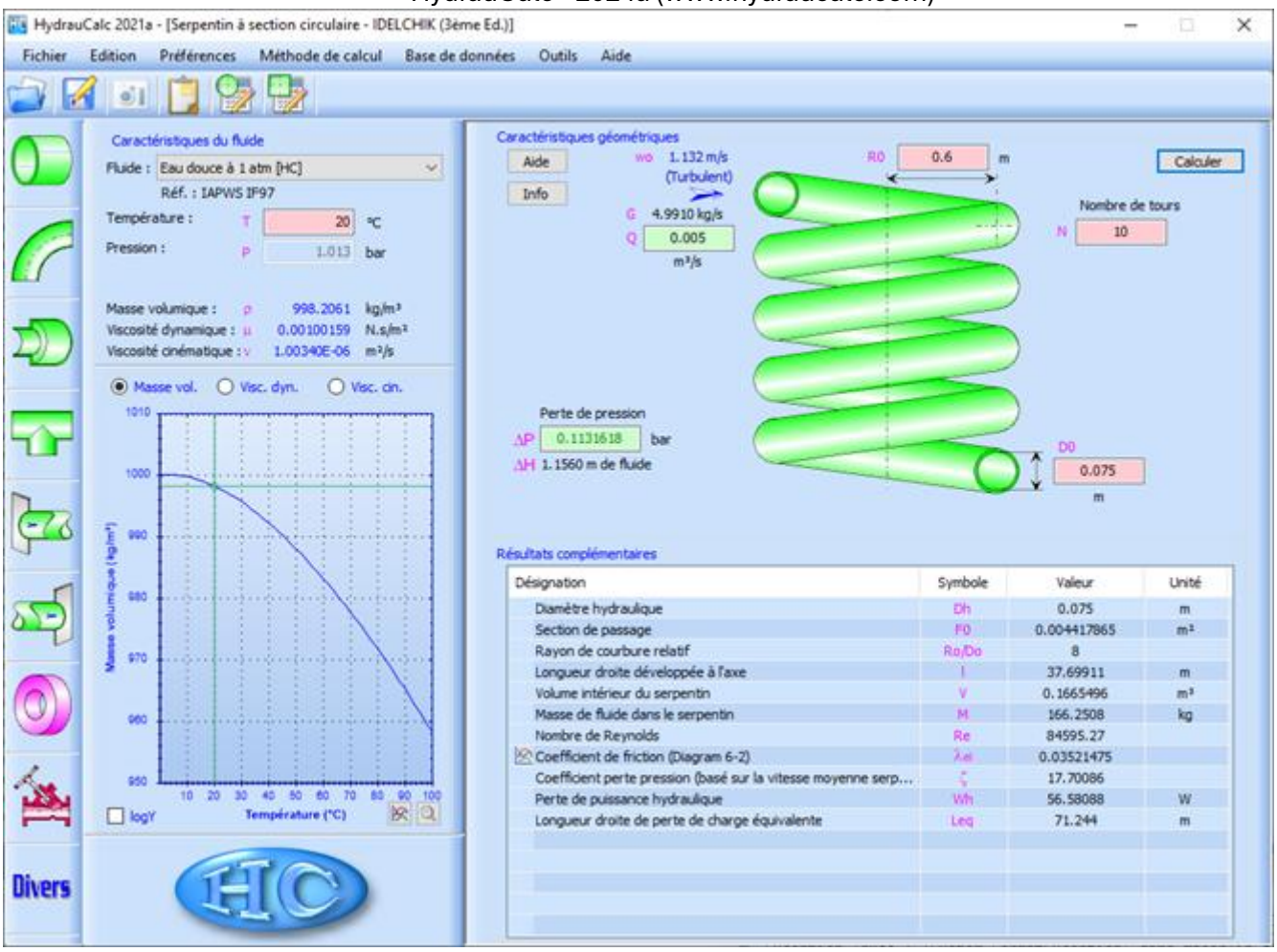
D_h	Diamètre hydraulique du serpentin (m)
D_0	Diamètre intérieur du serpentin (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
N	Nombre de tours constituant le serpentin ()
l	Longueur développée à l'axe (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)

Re	Nombre de Reynolds ()
λ_{el}	Coefficient de friction
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : $400 \leq Re \leq 10^5$
  pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 400 ou supérieurs à 10^5, le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.
- $R_0/D_0 \geq 3$
- écoulement hydrauliquement lisse dans le serpentin
- écoulement stabilisé en amont du serpentin

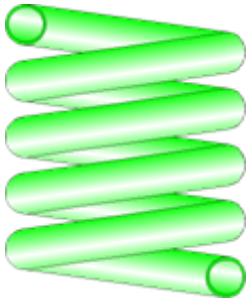
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.8.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un serpentin dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du serpentin.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d_j^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = n \cdot \sqrt{(\pi \cdot D)^2 + P^2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

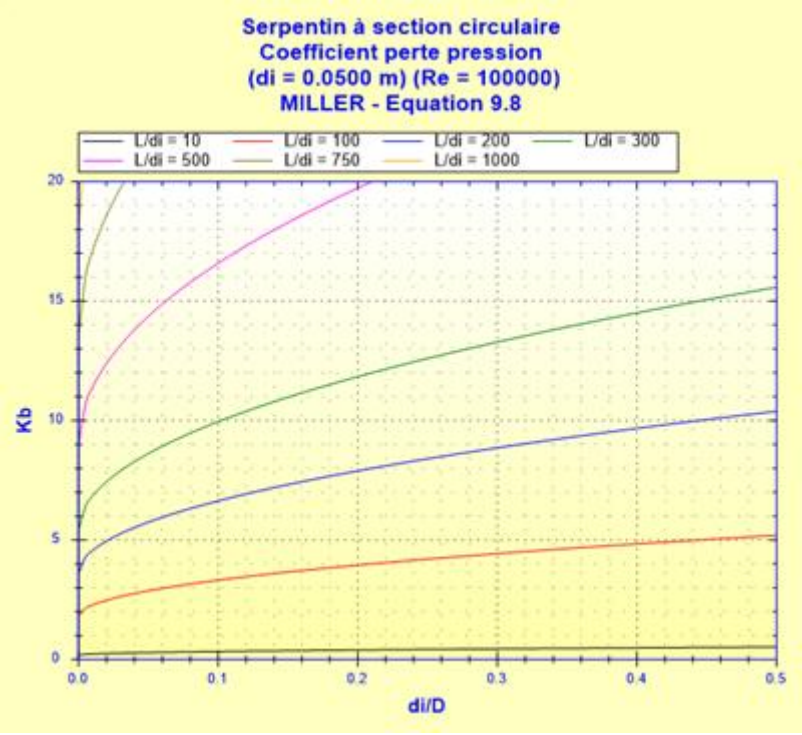
$$Re = \frac{U \cdot d_i}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_1 \geq 10^4$

$$K_b = \left[0.32 \cdot Re^{-0.25} + 0.048 \cdot \left(\frac{d_i}{D} \right)^{0.5} \right] \cdot \frac{L}{d_i}$$

([1] Equation 9.8)



(avec d_i=0,05 m et Re=10^5)

- $Re_1 < 10^4$

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re)$$

([1] figure 14.31)

où :

K_{turb} est le coefficient de résistance locale en régime turbulent (K_b pour Re = 10^4 - équation 9.8)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le serpentin) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_b$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

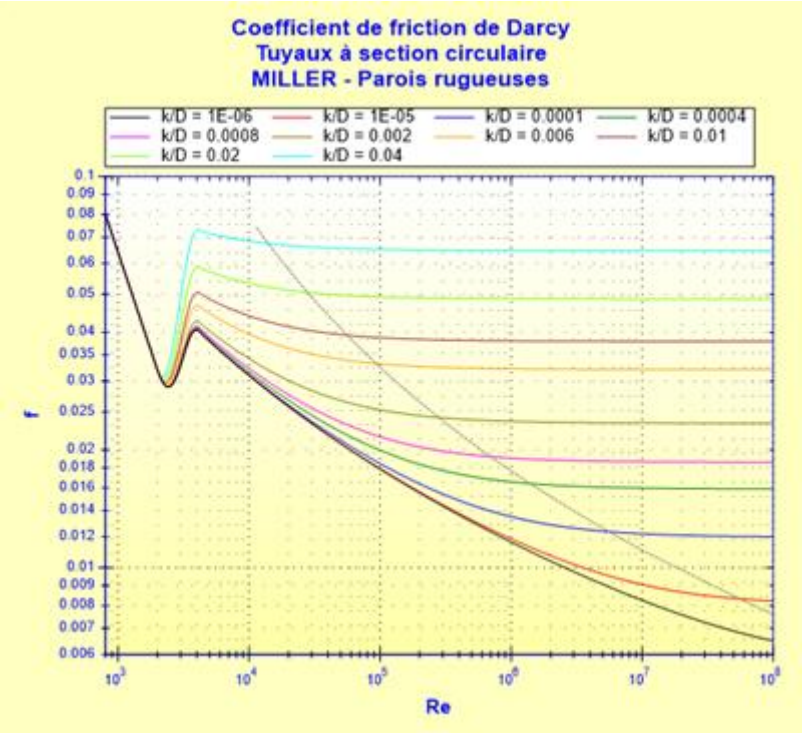
$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{d_i}\right)$$

avec : k = 0 (tube hydrauliquement lisse)

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d_i}{f}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_i	Diamètre intérieur du serpentin (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
P	Pas du serpentin (m)
n	Nombre de tours constituant le serpentin ()
L	Longueur développée à l'axe (m)
D	Diamètre de courbure du serpentin (m)
G	Débit massique (kg/s)

V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b	Coefficients de résistance locale pour $Re = 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le serpentin) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

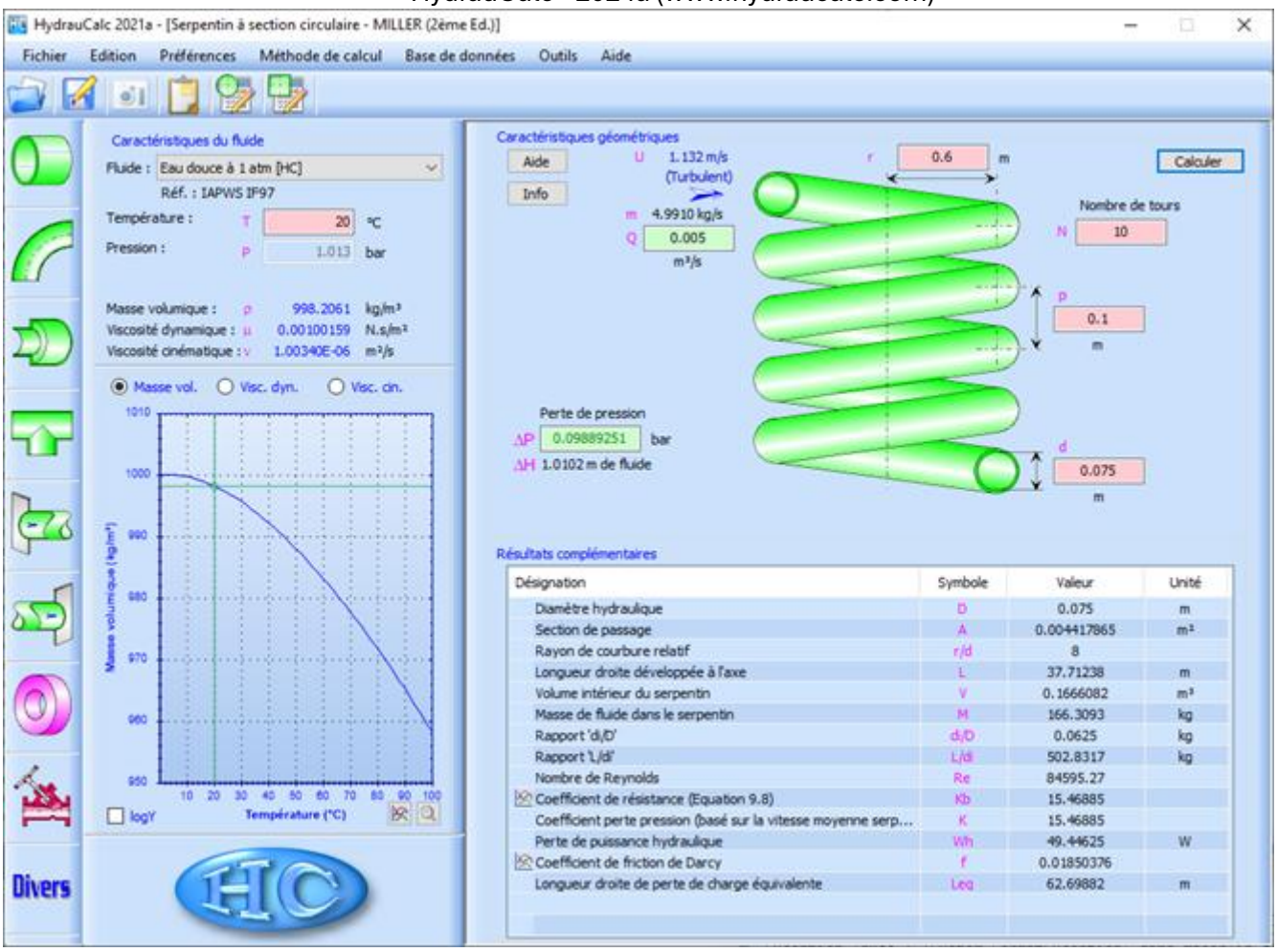
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

- écoulement hydrauliquement lisse dans le serpentin
- écoulement stabilisé en amont du serpentin

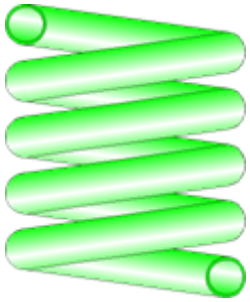
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.8.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un serpentin dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du serpentin.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot N_t$$

Débit massique (kg/s) :

$$w = q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = Vol \cdot \rho_m$$

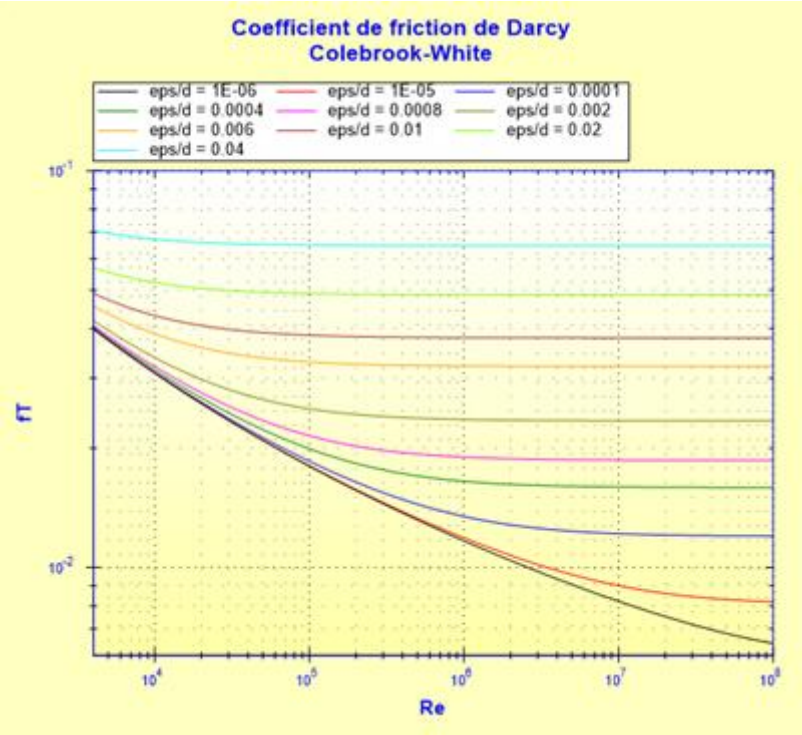
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f_T = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f_T}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White



Coefficient de résistance pour un coude progressif à 90° :

$$K = f\left(\frac{r}{d}, f_T\right)$$

([1] Appendix A-29)

r/d	K	K/f_T
1	20 f_T	20
1.5	14 f_T	14
2	12 f_T	12
3	12 f_T	12
4	14 f_T	14
6	17 f_T	17
8	24 f_T	24
10	30 f_T	30
12	34 f_T	34
14	38 f_T	38
16	42 f_T	42
20	50 f_T	50

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le serpentin) :

$$K_B = (n-1)\left(0.25 \cdot \pi \cdot f_T \cdot \frac{r}{d} + 0.5 \cdot K_1\right) + K_1$$

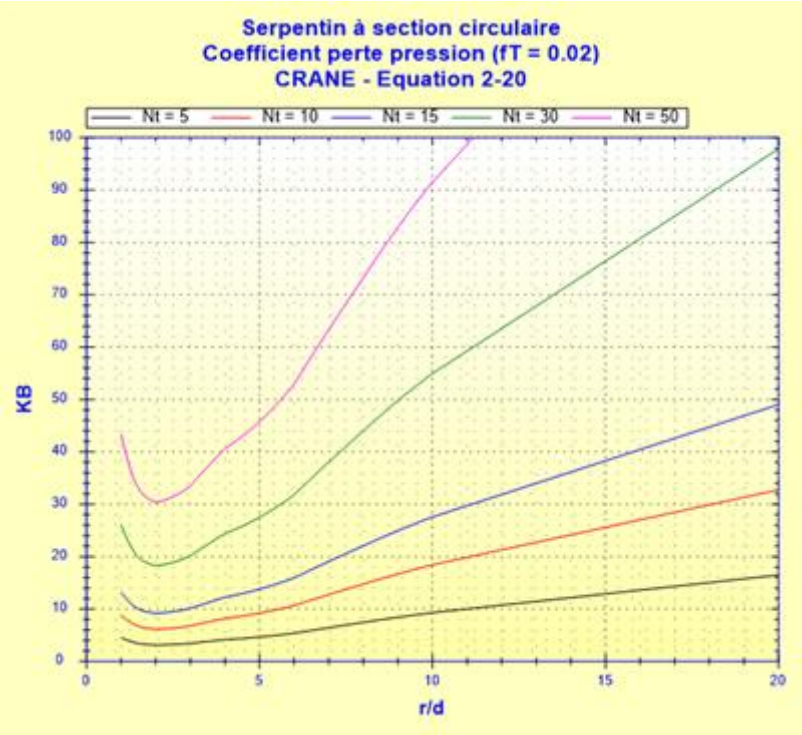
([1] Equation 2-20)

avec :

$$n = 4 \cdot N_t$$

et :

$$K_1 = K \cdot F_t$$



(avec $f_T = 0{,}02$)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_B \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_B \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_B \cdot \frac{d}{f_T}$$

Symboles, définitions, unités SI :

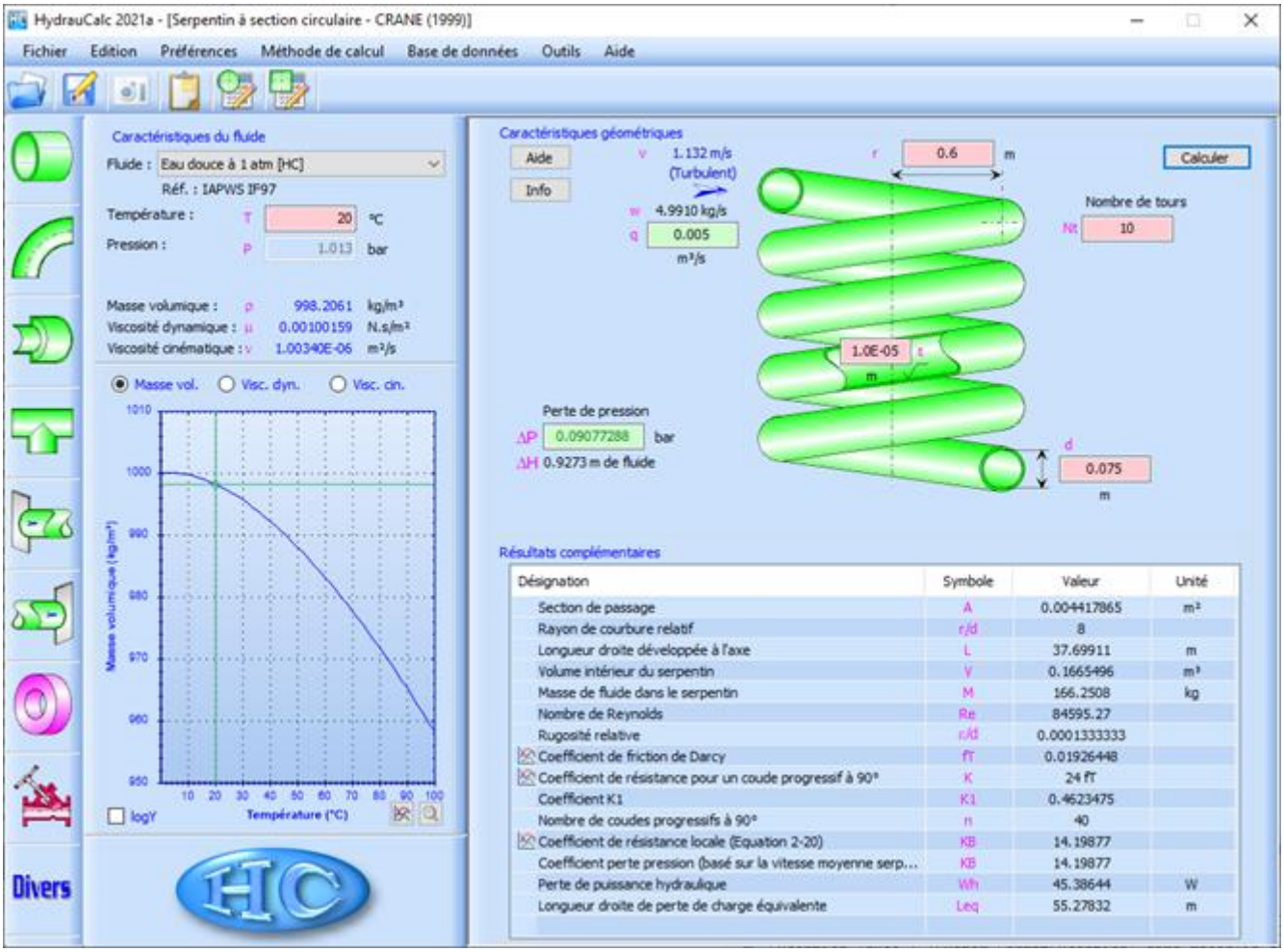
d Diamètre intérieur du serpentin (m)

A	Section transversale de passage (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
N_t	Nombre de tours constituant le serpentin ()
r	Rayon de courbure (m)
L	Longueur développée à l'axe (m)
w	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
ε	Rugosité absolue des parois (m)
f_T	Coefficient de friction de Darcy ()
n	Nombre de coudes à 90° constituant le serpentin ()
K_1	Coefficient de résistance pour un coude progressif à 90° ()
K_B	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le serpentin) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du serpentin
- rayon de courbure relatif 'r/d' compris entre 1 et 20
  pour des rayons relatifs 'r/d' compris entre 0.5 et 1 ou ceux supérieurs à 20, le coefficient 'K' est extrapolé linéairement.

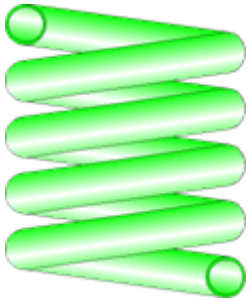
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

2.2.8.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) d'un serpentin dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du serpentin.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Longueur développée (m) :

$$L = N \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r)^2 + p^2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide (m^3) :

$$Vol = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$Mas = Vol \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

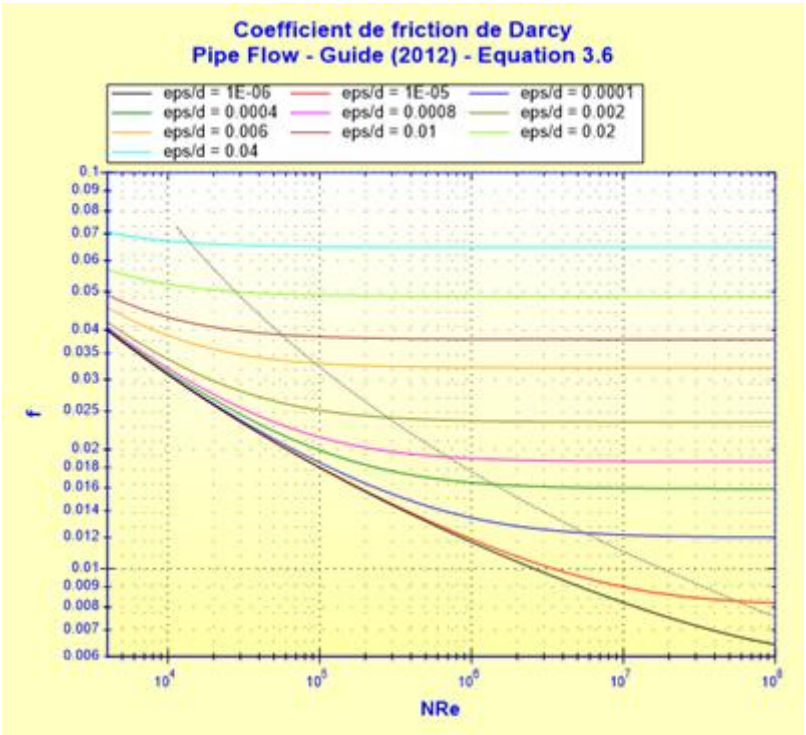
Rugosité relative :

$$R_r = \frac{\varepsilon}{d}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{N_{Re} \cdot \sqrt{f}}\right)\right]^2}$$

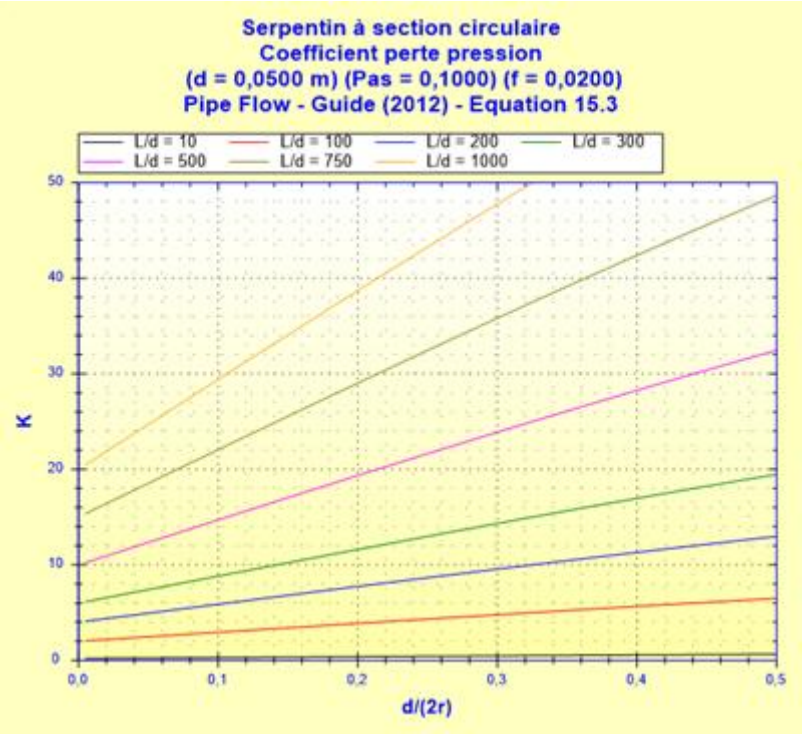
équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le serpentin) :

$$K = N \cdot \left[f \cdot \frac{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r)^2 + p^2}}{d} + 0.2 + 4.8 \cdot f \right]$$

([1] équation 15.3)



(avec d=0,05 m, Pas=0,1 m et f=0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f}$$

---

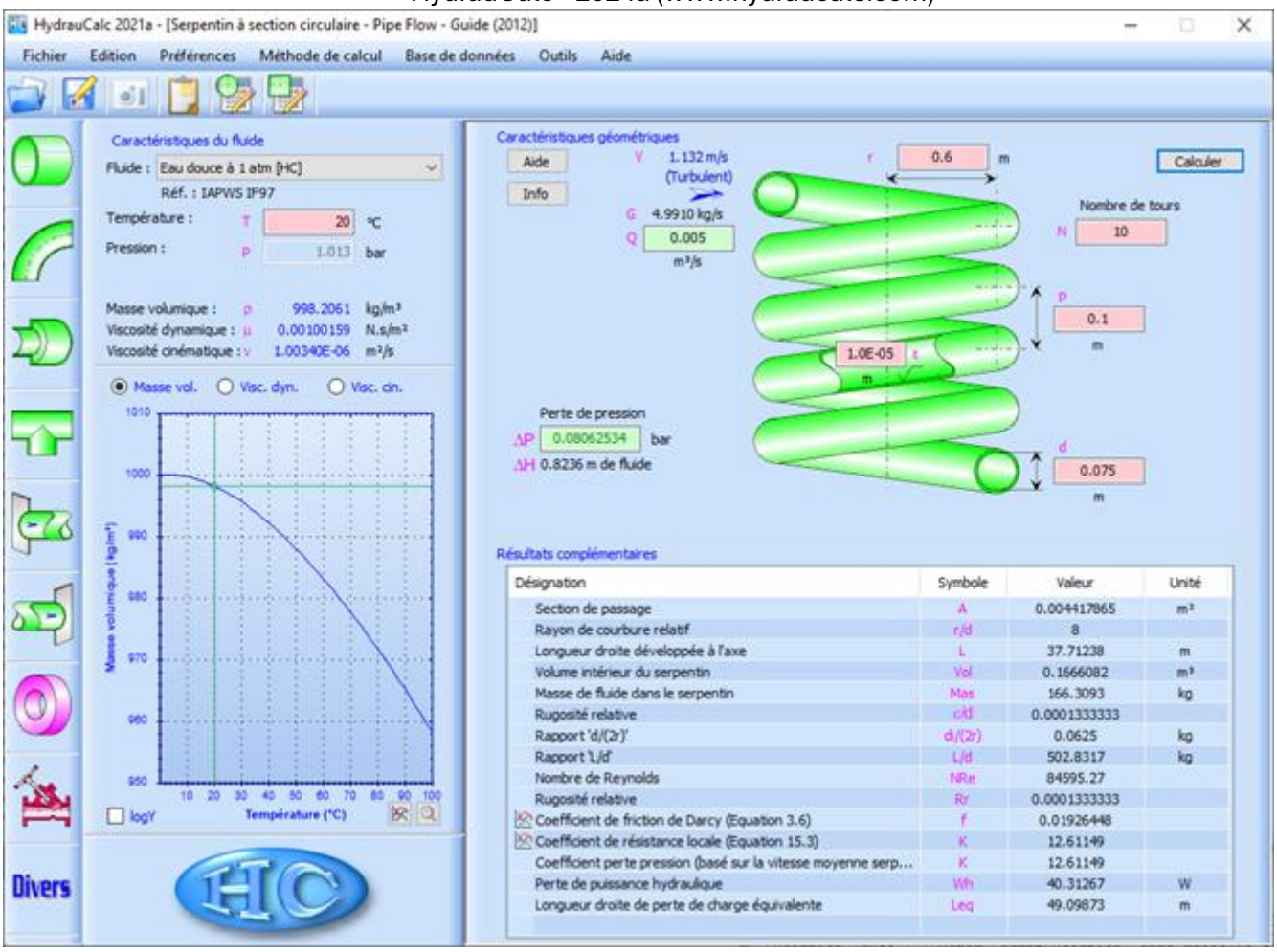
définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur du serpentin (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
N	Nombre de tours constituant le serpentin ()
p	Pas du serpentin (m)
r	Rayon de courbure (m)
L	Longueur développée à l'axe(m)
G	Débit massique (kg/s)
Vol	Volume de fluide (m^3)
Mas	Masse de fluide (kg)
N_{Re}	Nombre de Reynolds ()
R_r	Rugosité relative ()
ε	Rugosité absolue des parois (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le serpentin) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($N_{Re} \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du serpentin

Exemple d'application :



Référence :

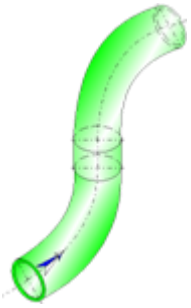
[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.2.9 Coudes en S (1 plan) - Section circulaire

Coudes en S

(avec écoulement dans un plan)

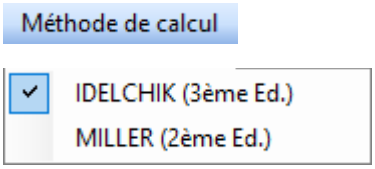
Section circulaire



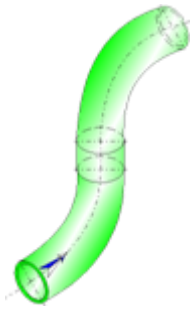
Pour le calcul du coefficient de perte de pression de deux coudes en S à section circulaire (avec écoulement dans un plan), l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.9.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur totale développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360} \right) + l_{el}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

■ Cas d'un coude unique d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_0 < 3$) ([1] diagramme 6.1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$

([1] diagramme 6-1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

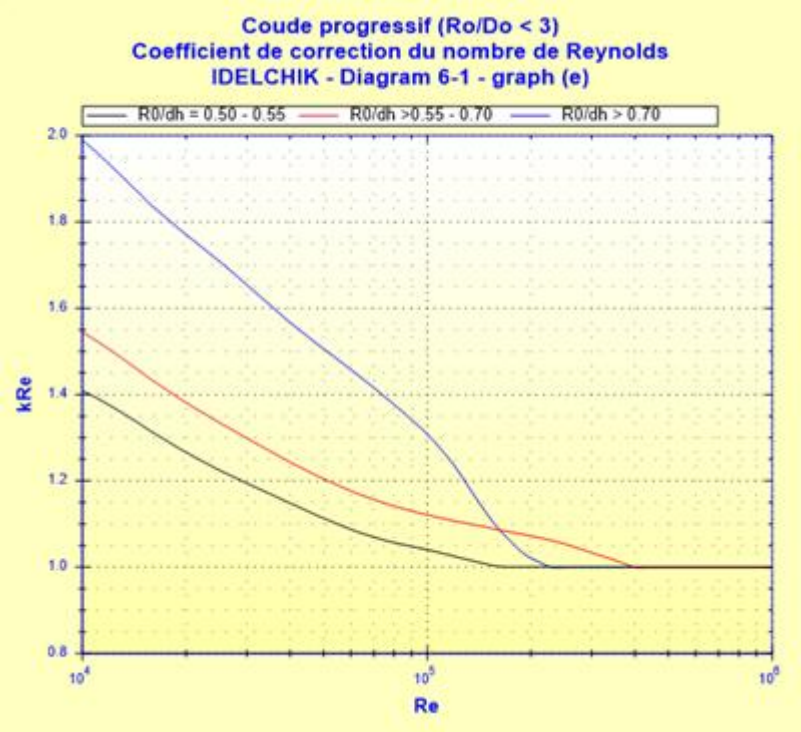
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

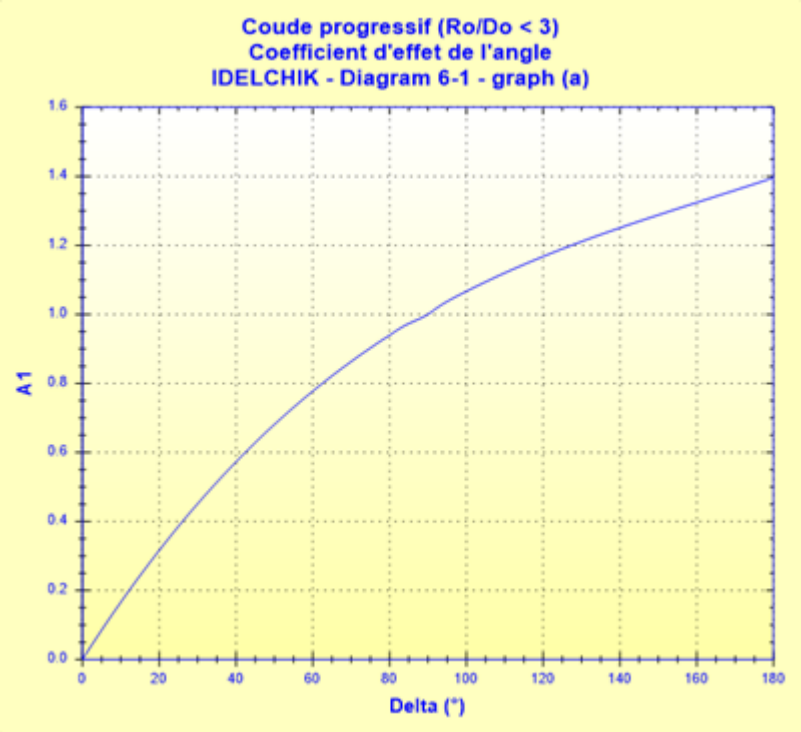
([1] diagramme 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagramme 6-1)

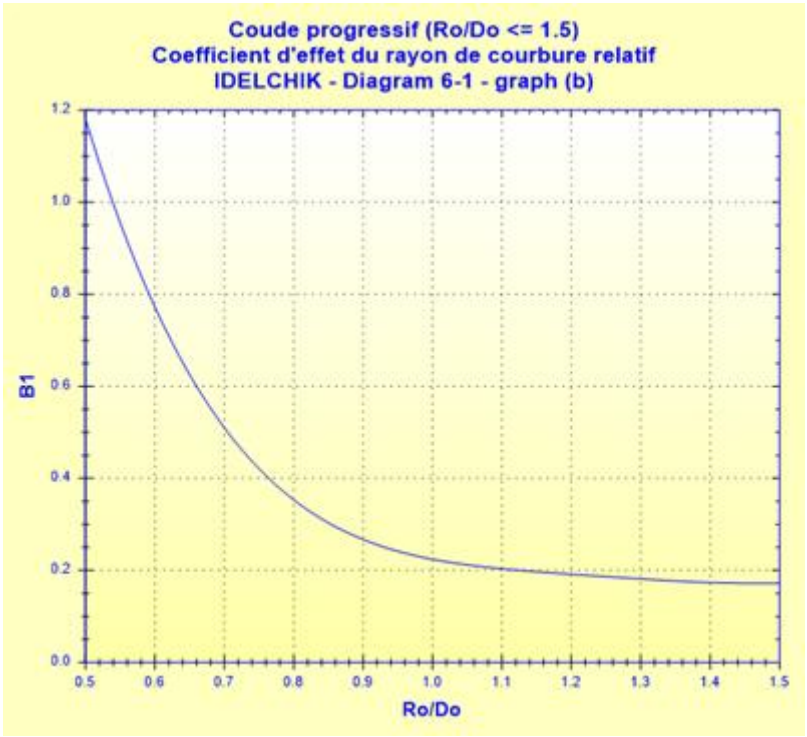


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

$$B1 = f\left(\frac{R_0}{D_h}\right)$$

([1] diagramme 6-1)

- $0.5 \leq R_0/D_0 \leq 1.5$



- $R_0/D_0 > 1.5$

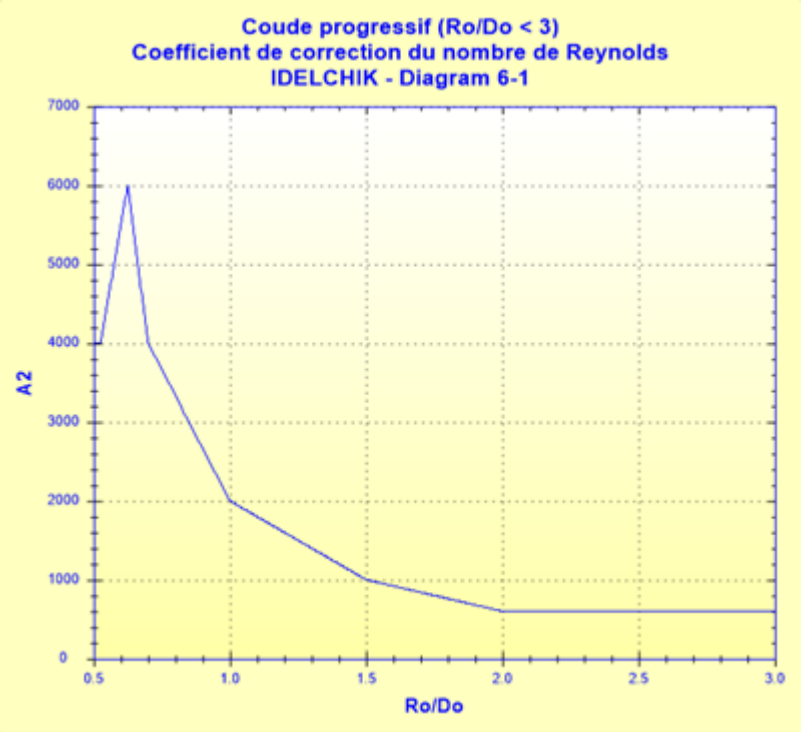
Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

$C1 = 1$ ([1] diagramme 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-1)

R_0/D_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression (sans friction) :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta'_{loc} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

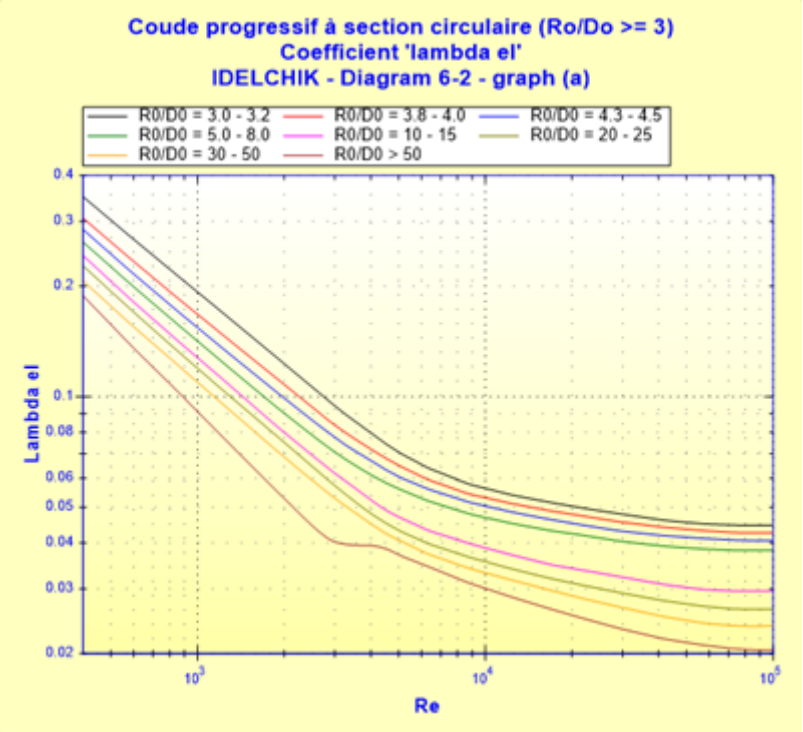
$$\zeta'_{loc} = \frac{A2}{Re} + A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un coude unique d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_0 \geq 3$) ([1] diagramme 6-2)

Coefficient total de friction avec parois lisses :

- $4 \cdot 10^2 \leq Re < 10^5$

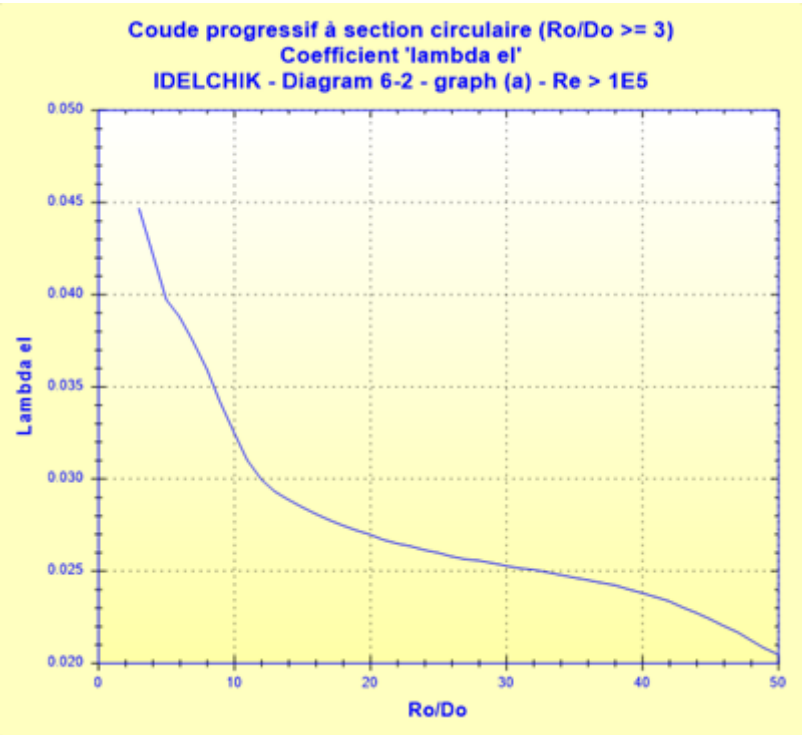
$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-2)



- Re ≥ 10^5

$$\lambda_{el} = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$

([1] diagramme 6-2)



Estimation du coefficient de perte de charge locale

$$\zeta'_{loc} = (\lambda_{el} - \lambda_s) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \delta / 360}{D_h}$$

avec :

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

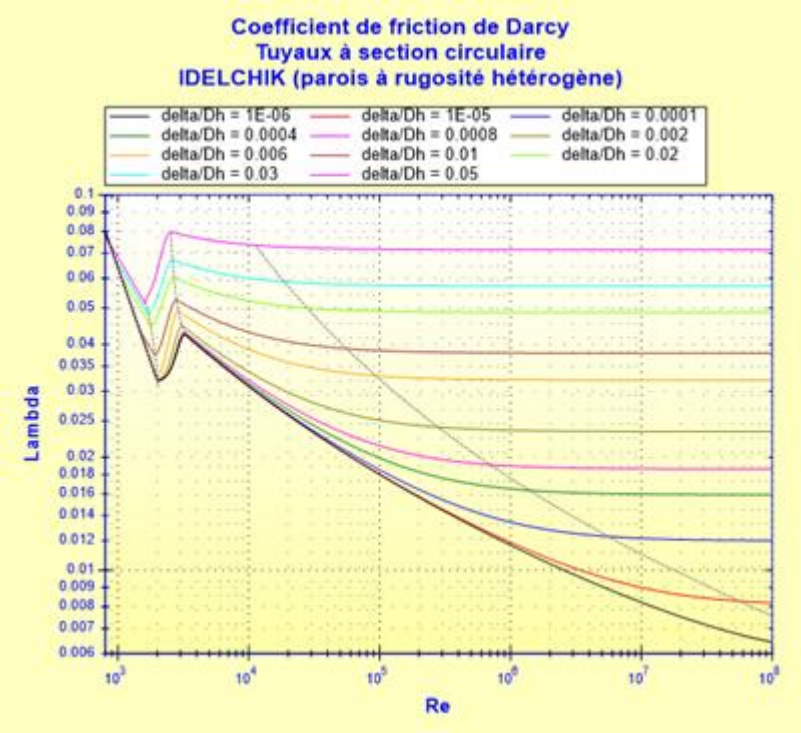
---

■ Cas de deux coudes en S ([1] diagramme 6-18)

Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de perte de pression de friction :

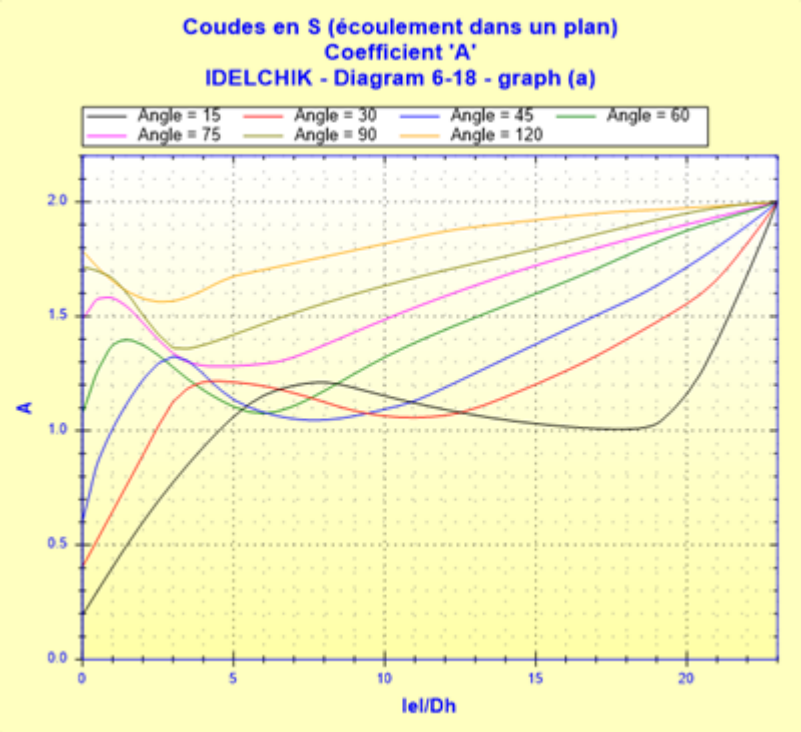
$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \left[2 \cdot \left(0.0175 \cdot \delta \cdot \frac{R_0}{D_h}\right) + \frac{l_{el}}{D_h}\right]$$

([1] diagramme 6-18)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$A = f\left(\frac{L_{el}}{D_h}, \delta\right)$$

([1] diagramme 6-18 graph a)



Coefficient de perte de pression total (basé sur la vitesse moyenne dans les coudes) :

$$\zeta = A \cdot \zeta'_{loc} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6-18)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$ ([1] diagramme 6-18)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h Diamètre hydraulique du coude (m)

D_0 Diamètre intérieur du coude (m)

F_0 Section transversale de passage (m^2)

l Longueur totale développée (m)

l_{el} Longueur droite entre coudes (m)

R_0 Rayon de courbure (m)

δ Angle de courbure de chaque coude(°)

Q Débit volumique (m^3/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

G Débit massique (kg/s)

V Volume de fluide (m^3)

M Masse de fluide (kg)

Re Nombre de Reynolds ()

Δ Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)

$\bar{\Delta}$ Rugosité relative des parois intérieures du coude ()

k_Δ Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()

k_{Re} Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()

$A1$ Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()

$B1$ Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()

$C1$ Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()

$A2$ Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()

ζ'_{loc} Coefficient de résistance locale ()

λ_{el} Coefficient total de friction avec parois lisses ()

λ Coefficient de friction de Darcy ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

A Coefficient de correction de l'interaction ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_0$
- rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 1 ($R_0/D_0 \geq 1$)
- angle de courbure d'un coude : 0 à 180°

  pour les angles 'δ' inférieurs à 15° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction 'A' correspondant à celui d'un angle de 15°.

  pour les angles 'δ' supérieurs à 120° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction 'A' correspondant à celui d'un angle de 120°.

■ cas d'un rayon de courbure relatif : inférieur à 3 ($R_0/D_0 < 3$)

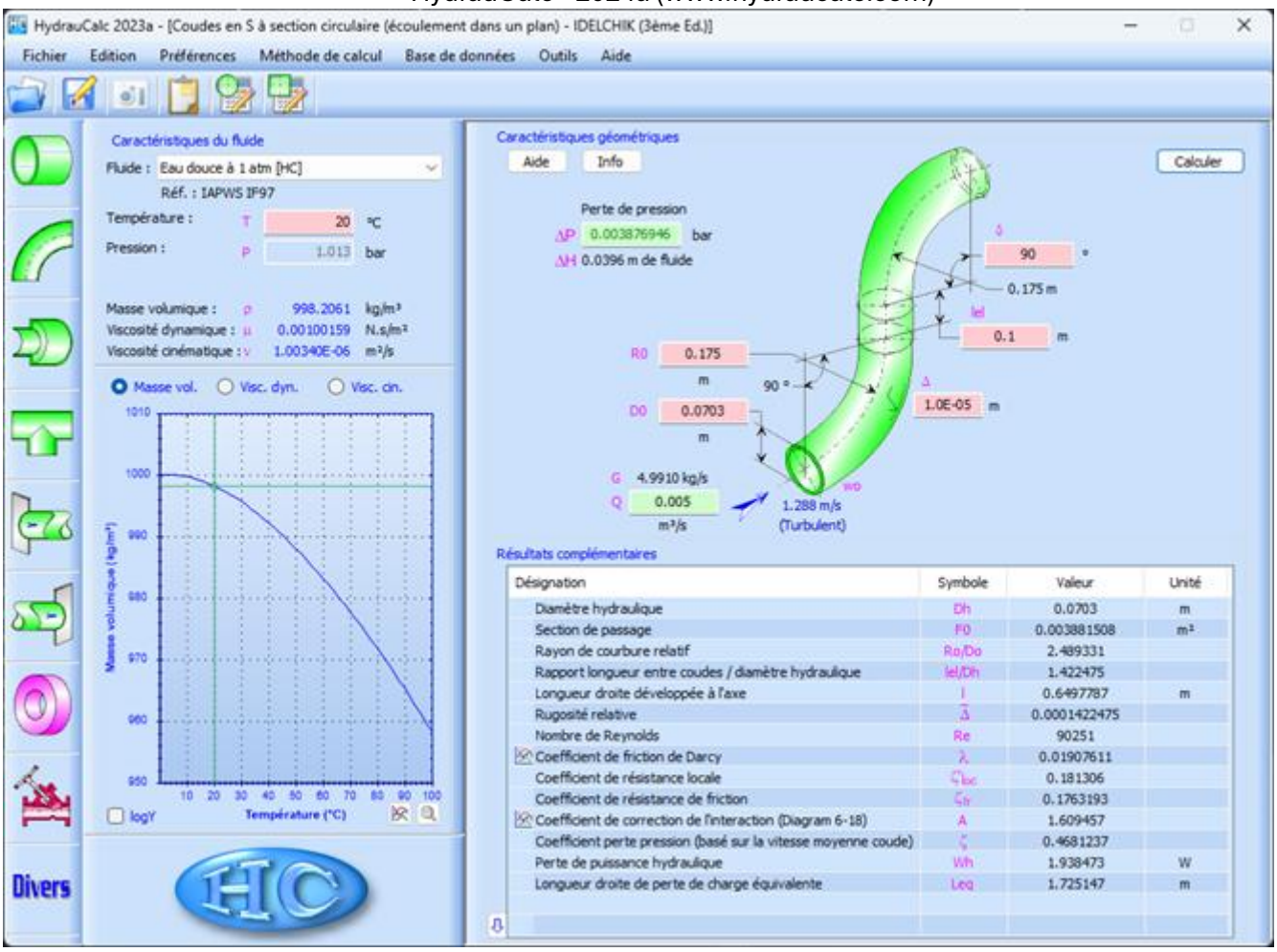
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_0 \geq 3$)

- régime d'écoulement : $Re \geq 400$

  pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 400 le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

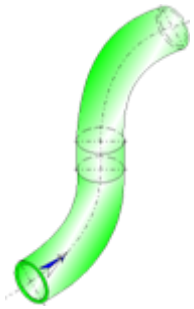
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.9.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du second coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur totale développée (m) :

$$L = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360} \right) + L_s$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

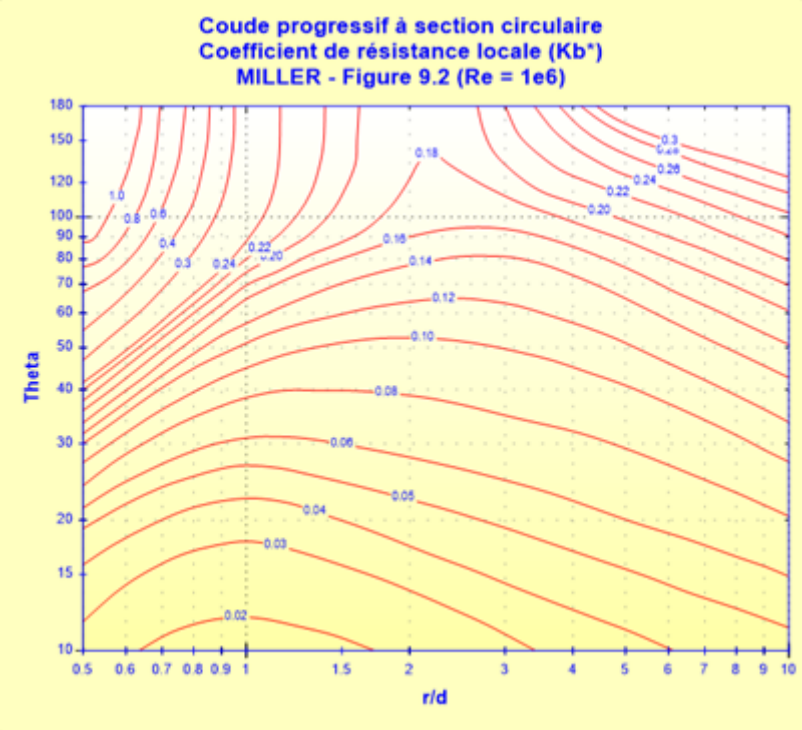
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

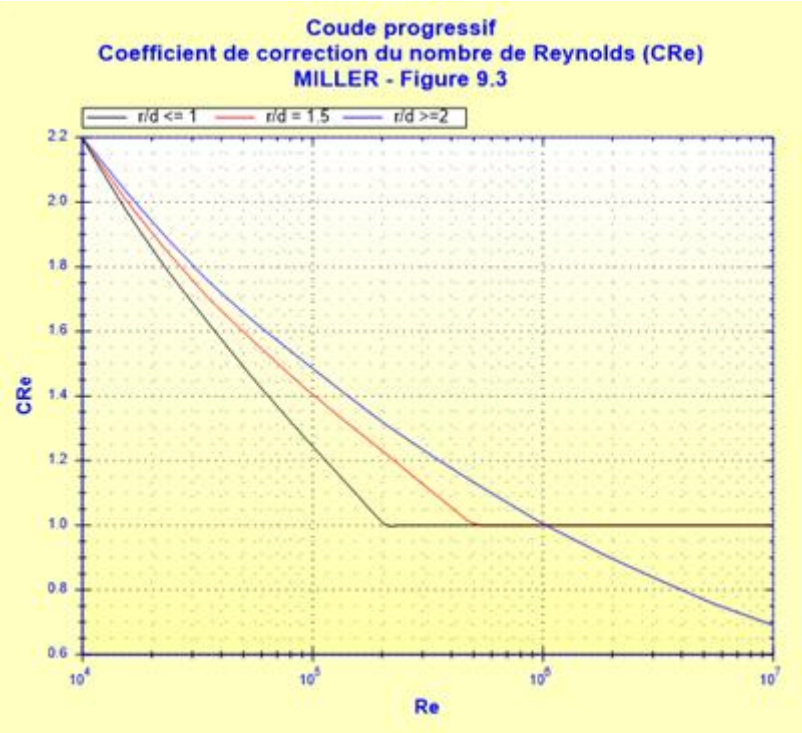
Coefficient de résistance de base pour un coude :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}, \theta_b\right)$$ ([1] figure 9.2)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou K_b^* < 0.4

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et K_b^* ≥ 0.4)

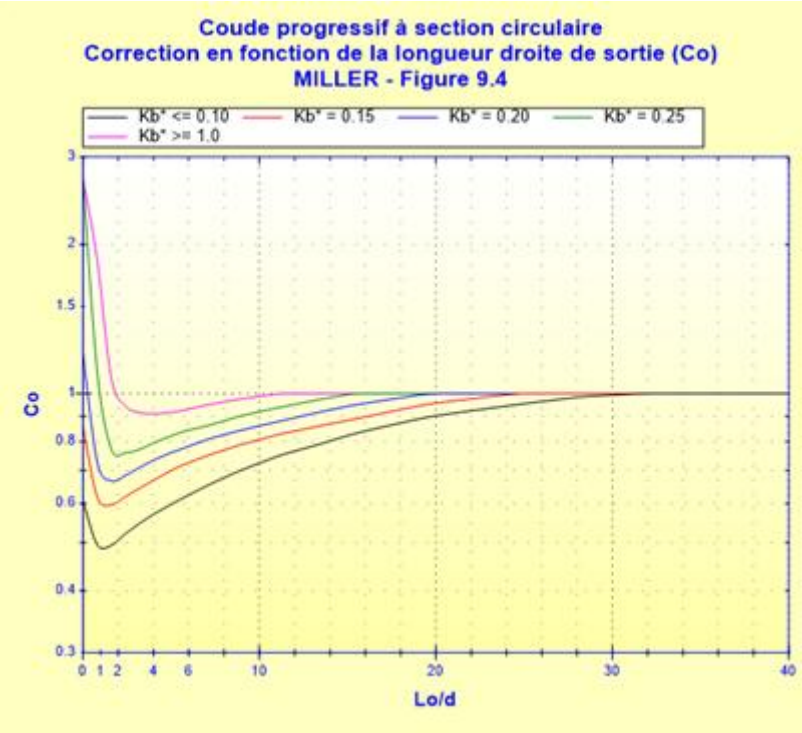
$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- r/d < 3 et θ_b < 100°

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)

- sinon (r/d > 3 et/ou θ_b > 100°)

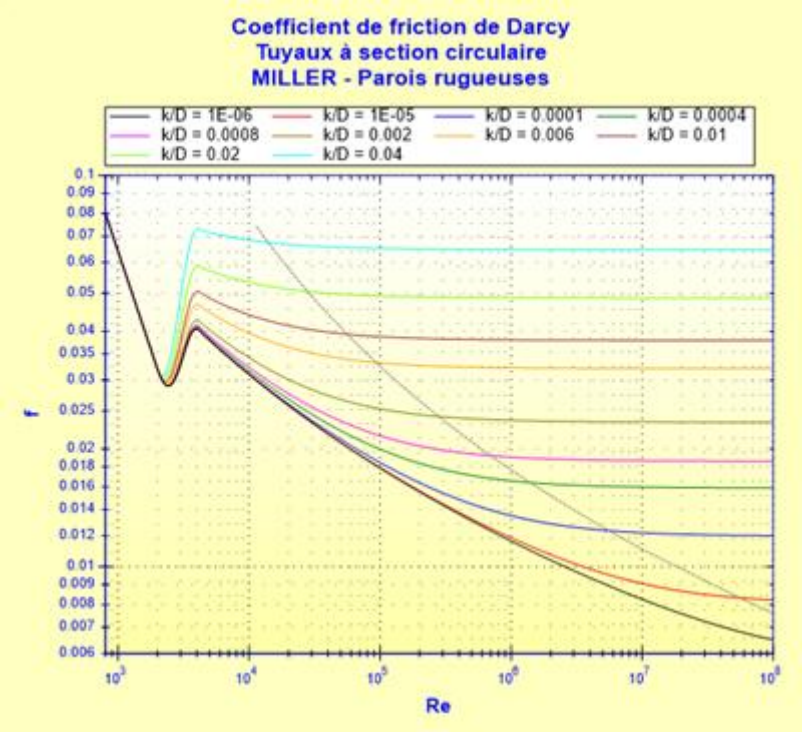
$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé pour le premier coude :

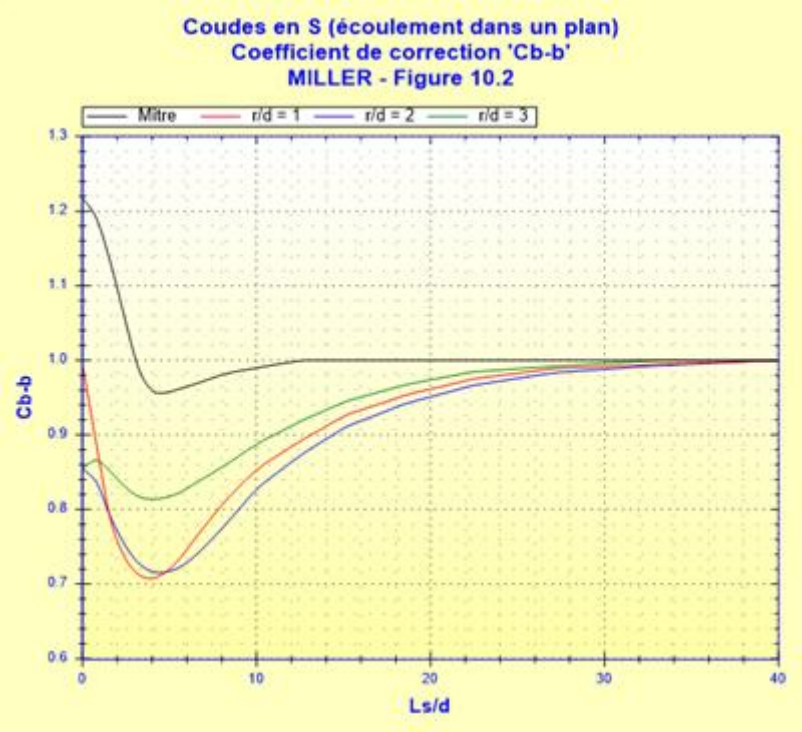
$$K_{b1} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de résistance corrigé pour le second coude :

$$K_{b2} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f \cdot C_o$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$C_{b-b} = f\left(\frac{L_s}{d}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 10.2)



Coefficient de perte de pression des deux coudes :

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot C_{b-b}$$ ([1] équation 10.1)

Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes :

$$K_f = f \cdot \frac{L_s}{d}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_{b-b} + K_f$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L_s	Longueur droite entre les deux coudes (m)
L	Longueur totale développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure de chaque coude (°)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base d'un coude ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()
K_{b1}	Coefficient de résistance corrigé du premier coude ()
K_{b2}	Coefficient de résistance corrigé du second coude ()
C_{b-b}	Coefficient de correction de l'interaction ()
K_{b-b}	Coefficient de perte de pression des deux coudes ()

K_f	Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

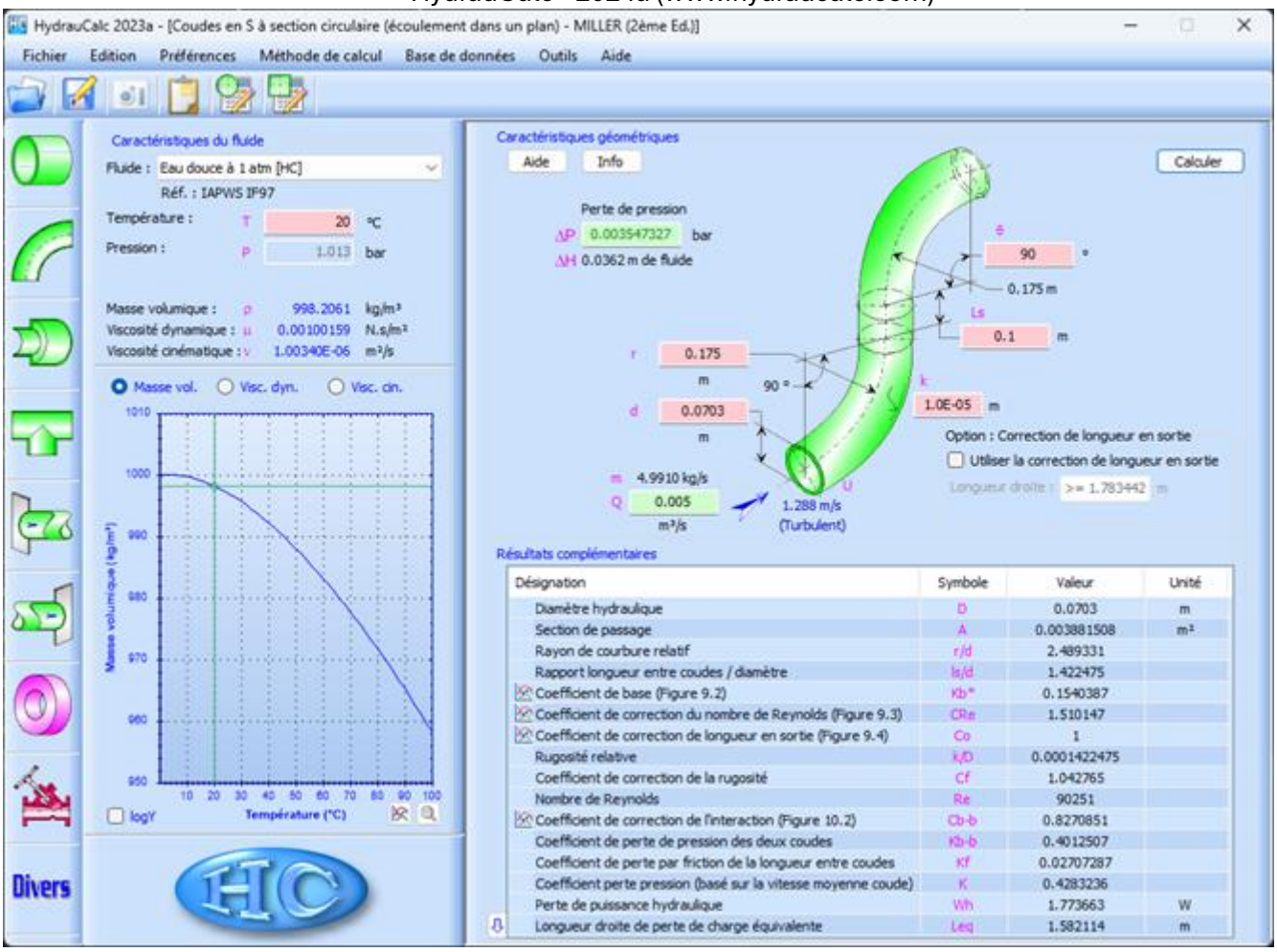
- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- rayon de courbure relatif 'r/d' : supérieur ou égal à 0,5 et inférieur ou égal à 10
  pour les rayons de courbure relatif 'r/d' supérieurs à 3, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' correspondant à un rayon de courbure relatif 'r/d' de valeur 3.

- angle de courbure : compris entre 10° et 180°

  le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' n'est applicable que pour les angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°,

  pour les angles 'θ_b' inférieurs à 70° ou supérieurs à 90°, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' applicable aux angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°

Exemple d'application :



Références :

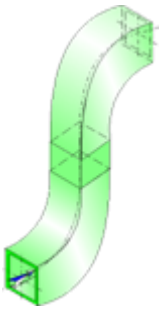
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.10 Coudes en S (1 plan) - Section rectangulaire

Coudes en S

(avec écoulement dans un plan)

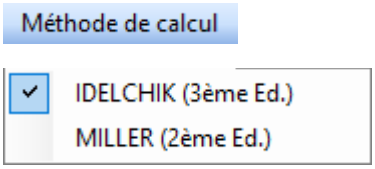
Section rectangulaire



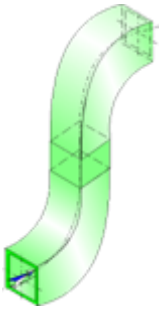
Pour le calcul du coefficient de perte de pression de deux coudes en S à section rectangulaire (avec écoulement dans un plan), l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.10.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$ ([1] diagram 6-1)

Section transversale de passage (m²) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Longueur totale développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360} \right) + l_{el}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

■ Cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$) ([1] diagram 6-1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{b_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagram 6-1)

- $0.50 \le R_0/b_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/b_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

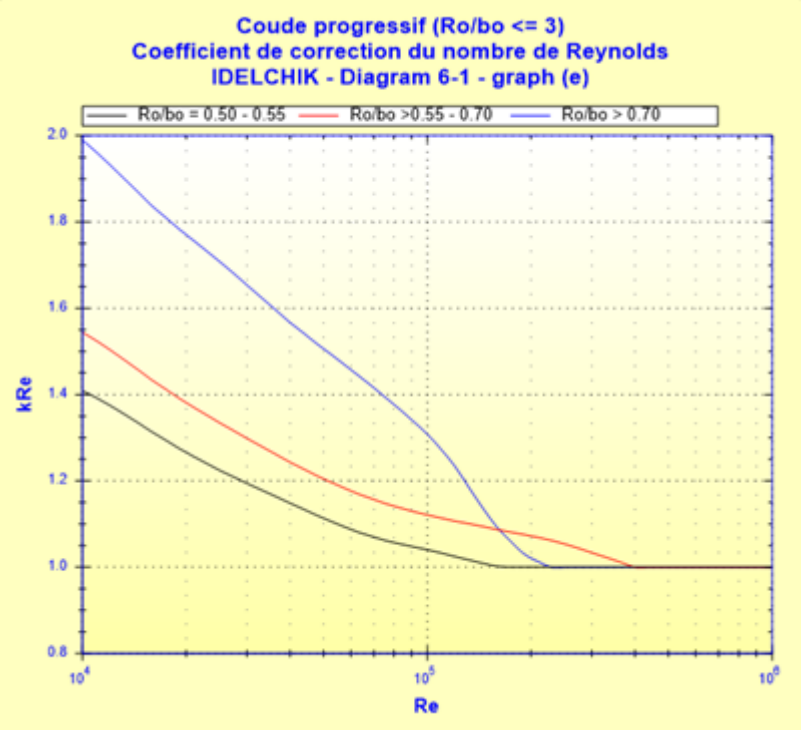
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{b_0}\right)$$

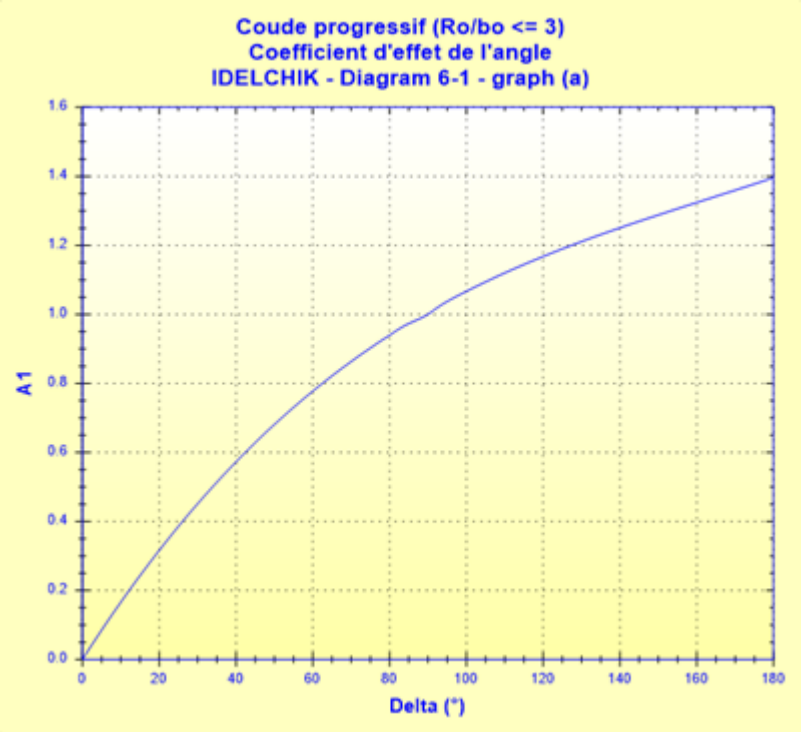
([1] diagram 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagram 6-1)

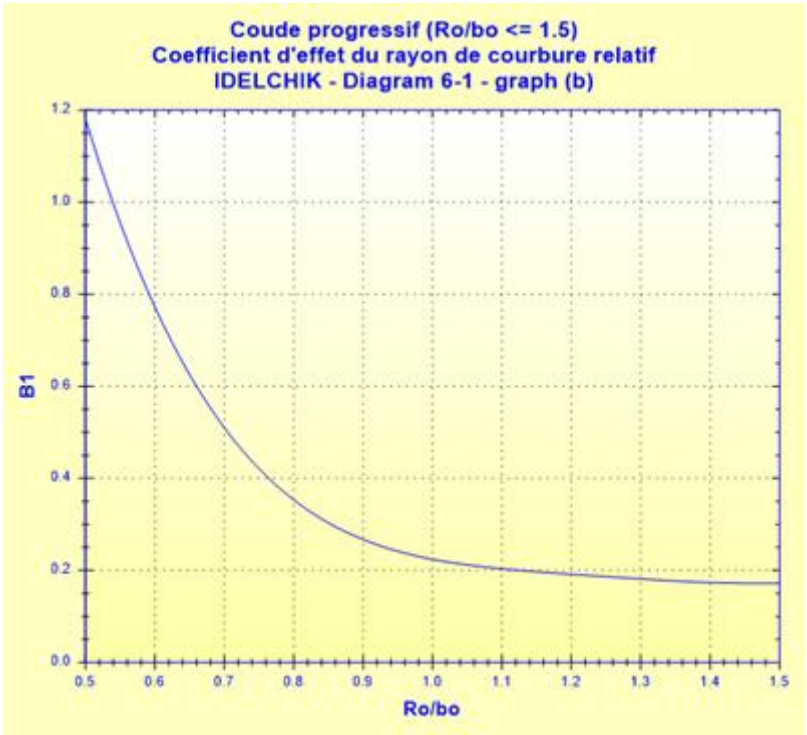


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

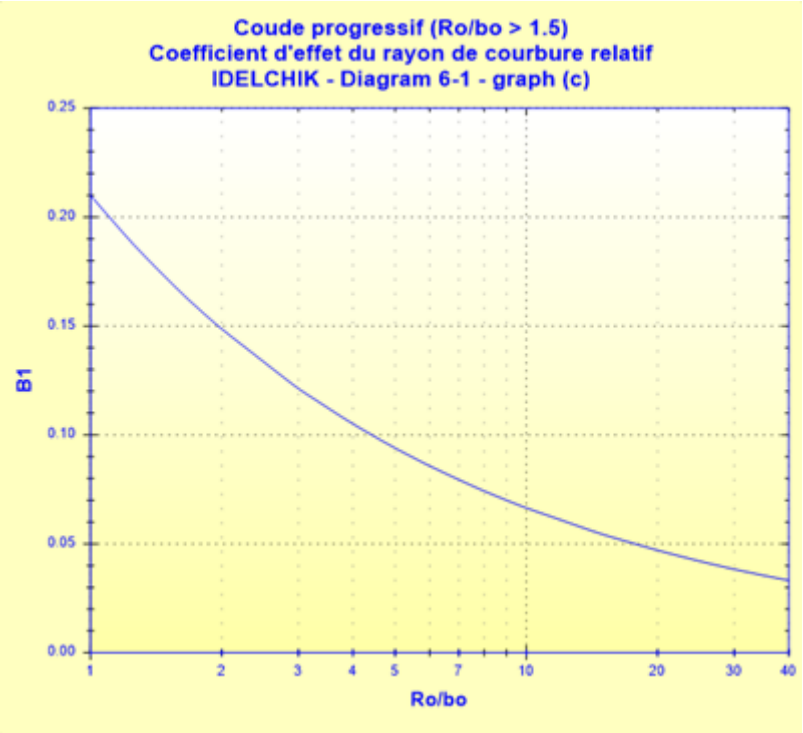
$$B1 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

- $0.5 \leq R_0/b_0 \leq 1.5$



- $R_0/b_0 > 1.5$



Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

- $a_0 \geq b_0$

$$C1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

- $a_0 < b_0$

$$C1 = f\left(\frac{b_0}{a_0}\right)$$

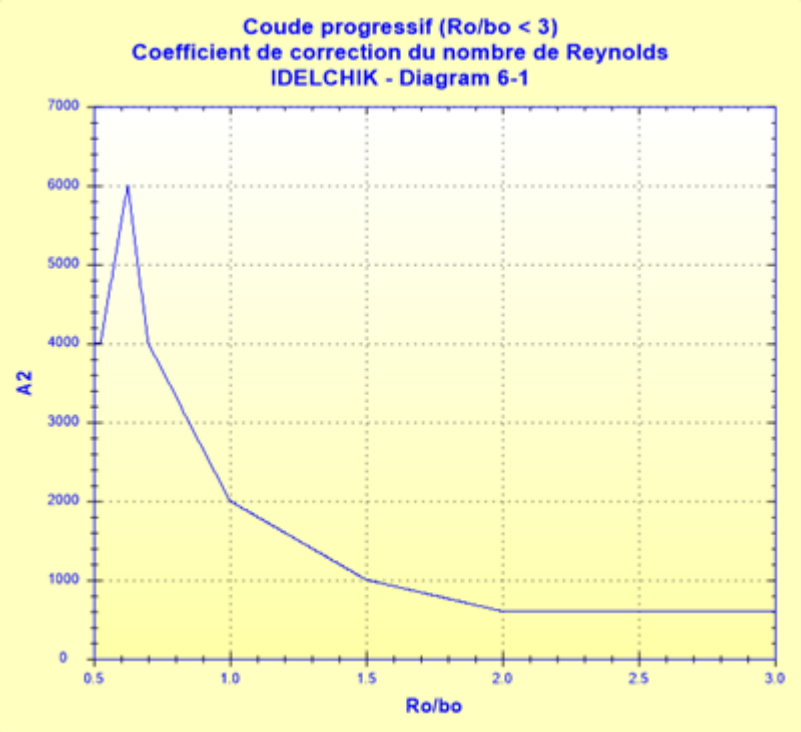
([1] diagram 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

R_0/b_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression (sans friction) :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta'_{loc} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

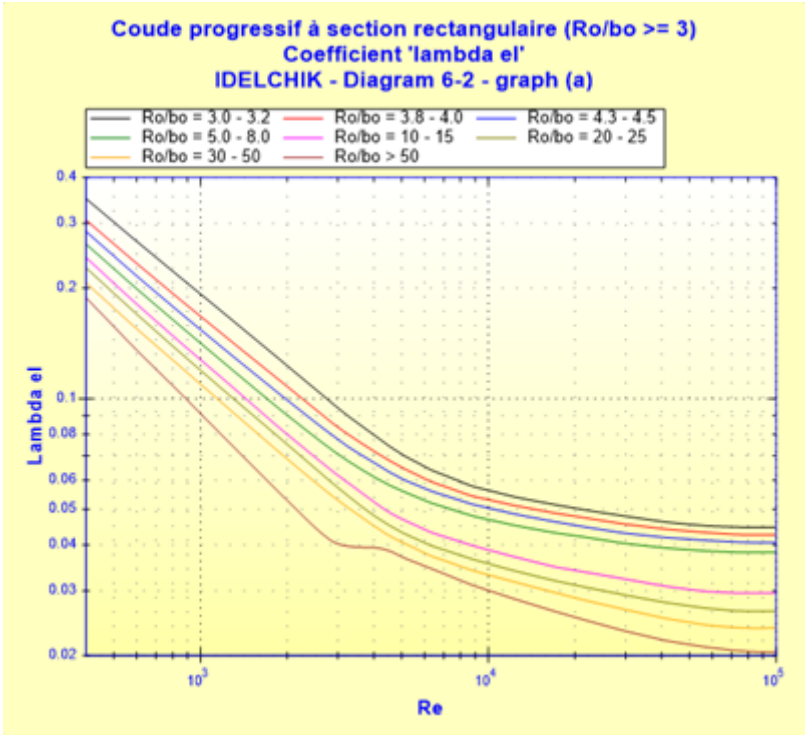
$$\zeta'_{loc} = \frac{A2}{Re} + A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$) ([1] diagram 6-2)

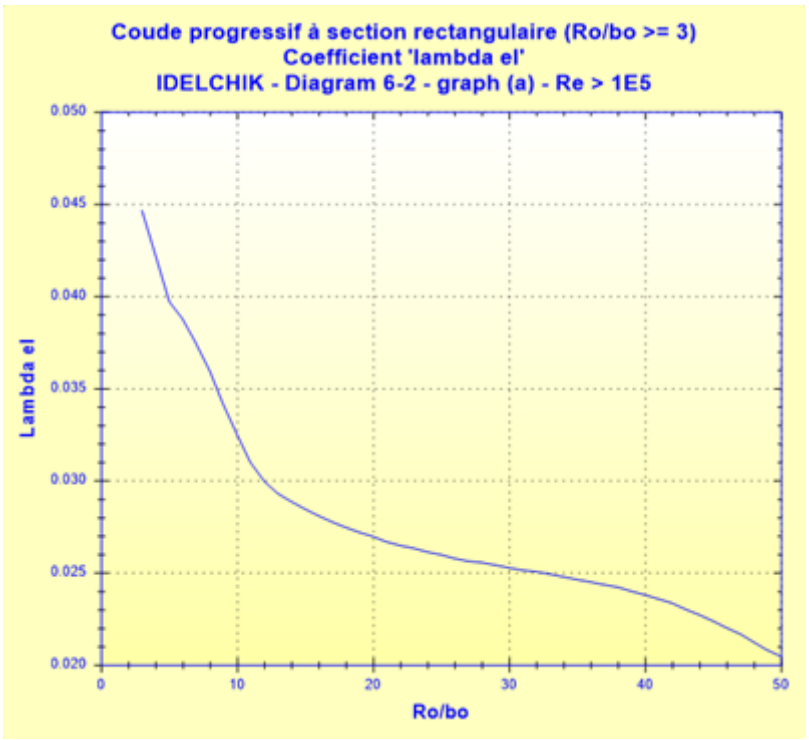
Coefficient total de friction avec parois lisses :

$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-2)

- $Re < 10^5$



- Re ≥ 10^5



Estimation du coefficient de perte de charge locale

$$\zeta'_{loc} = (\lambda_{el} - \lambda_s) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \delta / 360}{D_h}$$

avec :

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

---

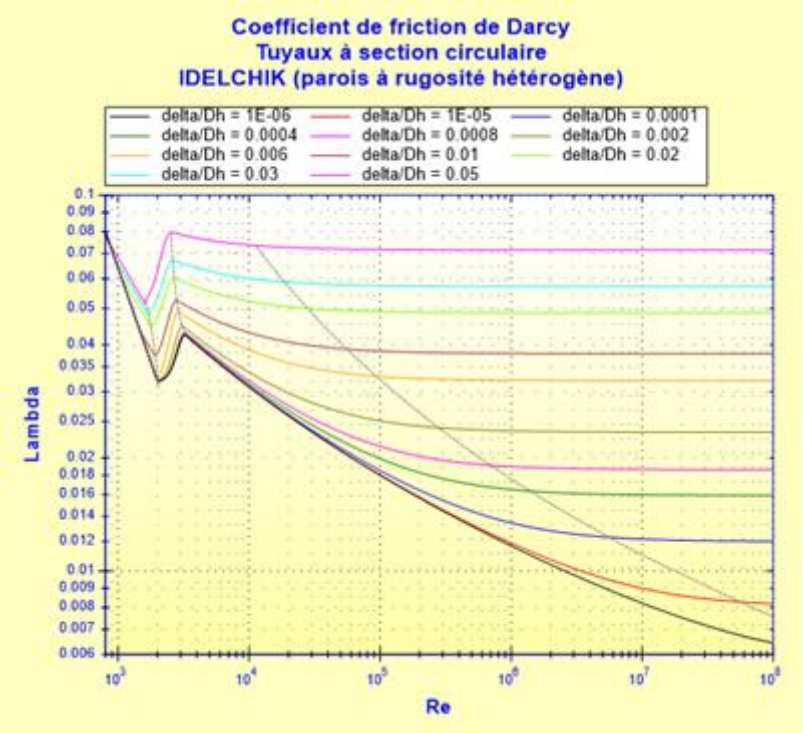
■ Cas de deux coudes en S ([1] diagramme 6-18)

Coefficient de friction de Darcy :

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

■ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire

$$\lambda_{circ} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$



■ Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire

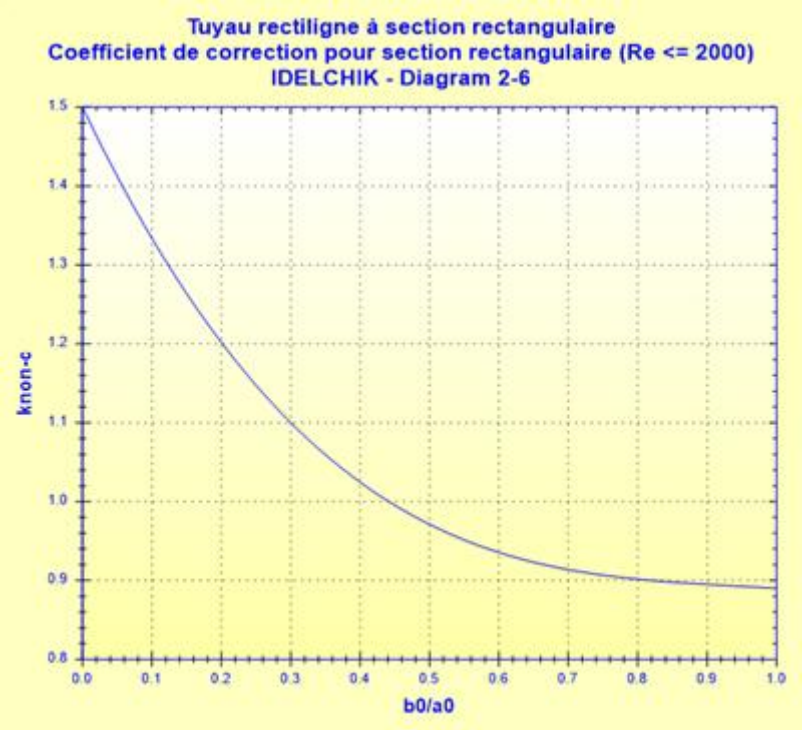
♦ $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f\left(b_0/a_0\right)$$ ([1] diagramme 2-6)

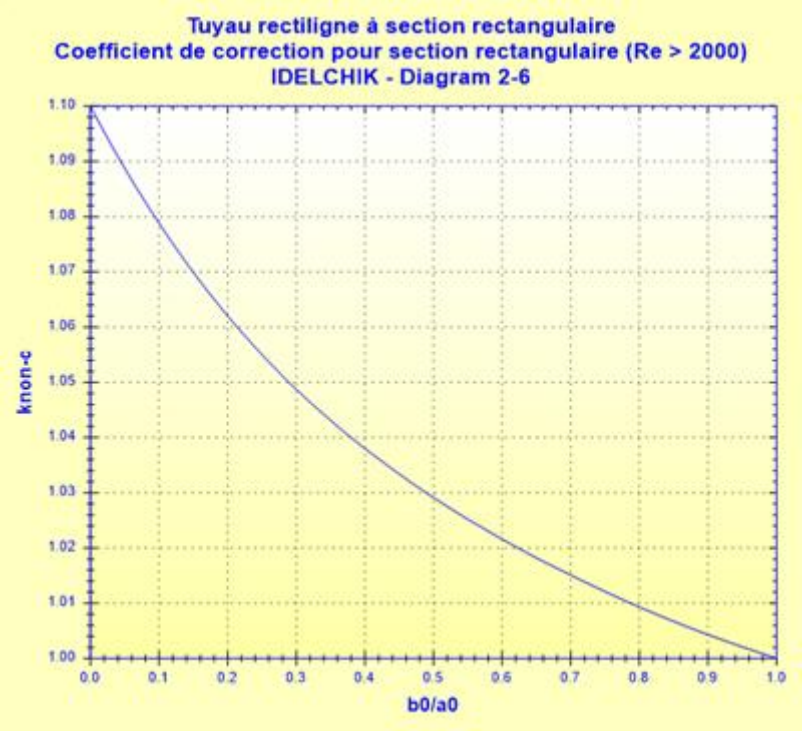
♦ $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f\left(a_0/b_0\right)$$ ([1] diagramme 2-6)

● régime laminaire (Re ≤ 2000) :



- régime turbulent (Re > 2000) :



■ Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire

$$\lambda_{rect} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2-6)

Coefficient de perte de pression de friction :

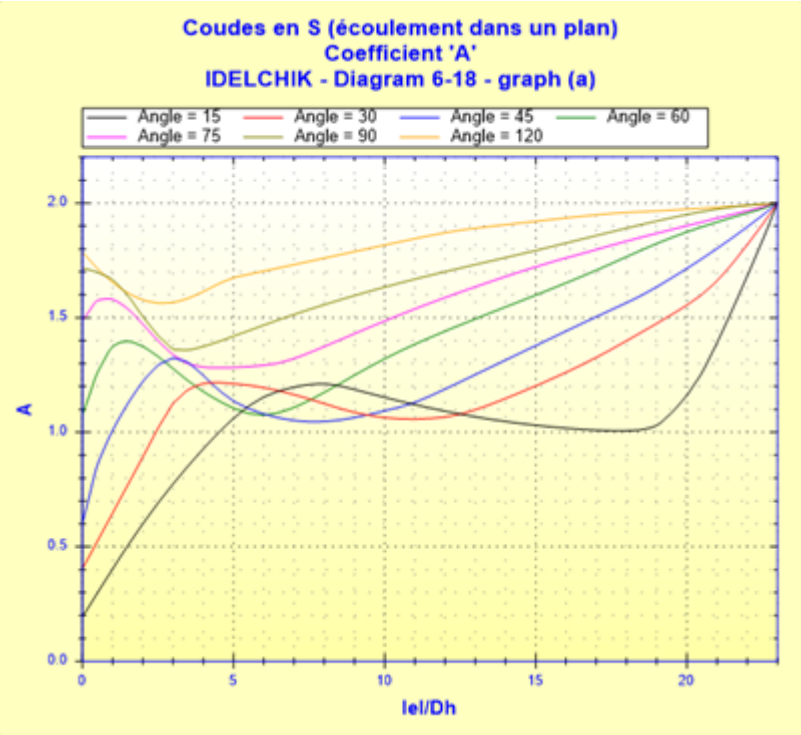
$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \left[2 \cdot \left(0.0175 \cdot \delta \cdot \frac{R_0}{D_h} \right) + \frac{l_{el}}{D_h} \right]$$

([1] diagramme 6-18)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$A = f\left(\frac{L_{el}}{D_h}, \delta \right)$$

([1] diagram 6-18 graph a)



Coefficient de perte de pression total (basé sur la vitesse moyenne dans les coudes) :

$$\zeta = A \cdot \zeta'_{loc} + \zeta_{fr}$$

([1] diagramme 6-18)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6-18)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_h}{\lambda_{rect}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur totale développée (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
δ	Angle de courbure de chaque coude (°)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
A1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()
B1	Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()
C1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()
A2	Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()
ζ'_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

λ_{circ} Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

λ_{rect} Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire ()

λ_{el} Coefficient de friction ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

A Coefficient de correction de l'interaction ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 1 ($R_0/b_0 \geq 1$)
- angle de courbure : compris entre 0° à 180°

pour les angles 'δ' inférieurs à 15° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction 'A' correspondant à celui d'un angle de 15°.

pour les angles 'δ' supérieurs à 120° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction 'A' correspondant à celui d'un angle de 120°.

■ cas d'un rayon de courbure relatif : inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$)

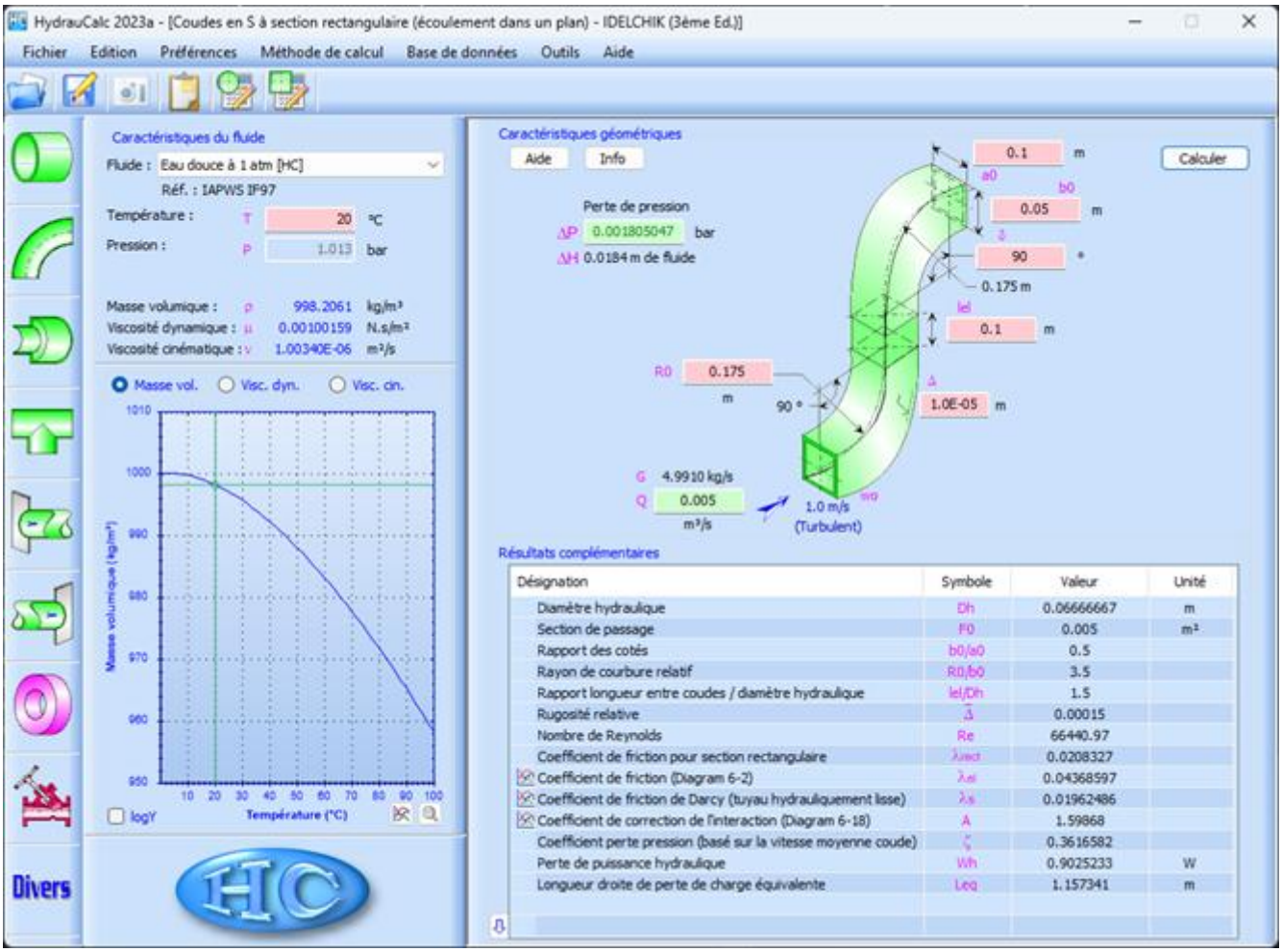
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$)

- régime d'écoulement : $500 \leq Re \leq 38 \cdot 10^3$

  pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 500 ou supérieurs à $38 \cdot 10^3$, le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

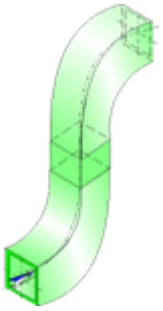
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.10.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du second coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$ ([1] équation 9.5)

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur totale développée (m) :

$$L = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360} \right) + L_s$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m³) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

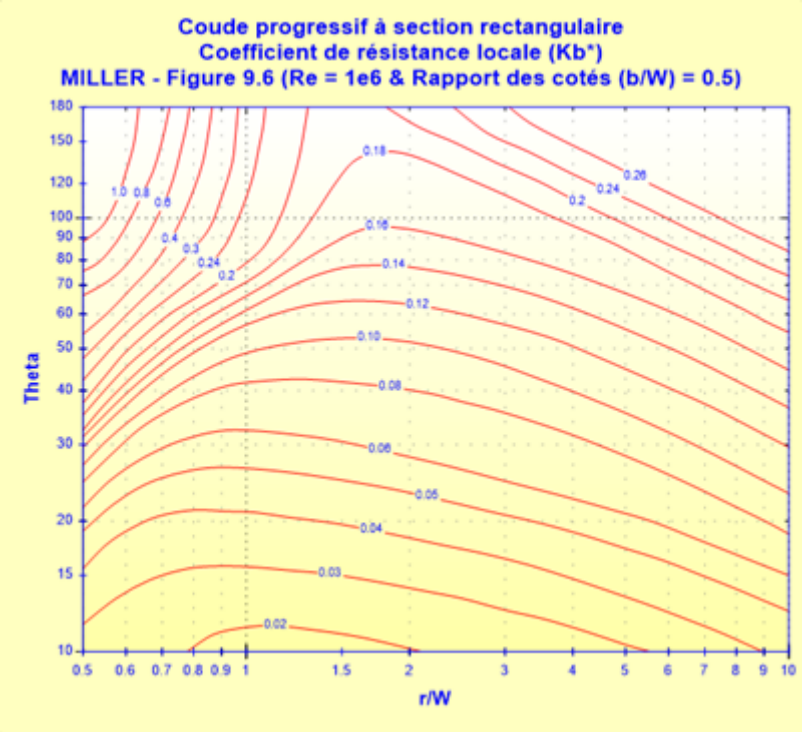
([1] équation 9.6)

Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{W}, \theta_b\right)$$

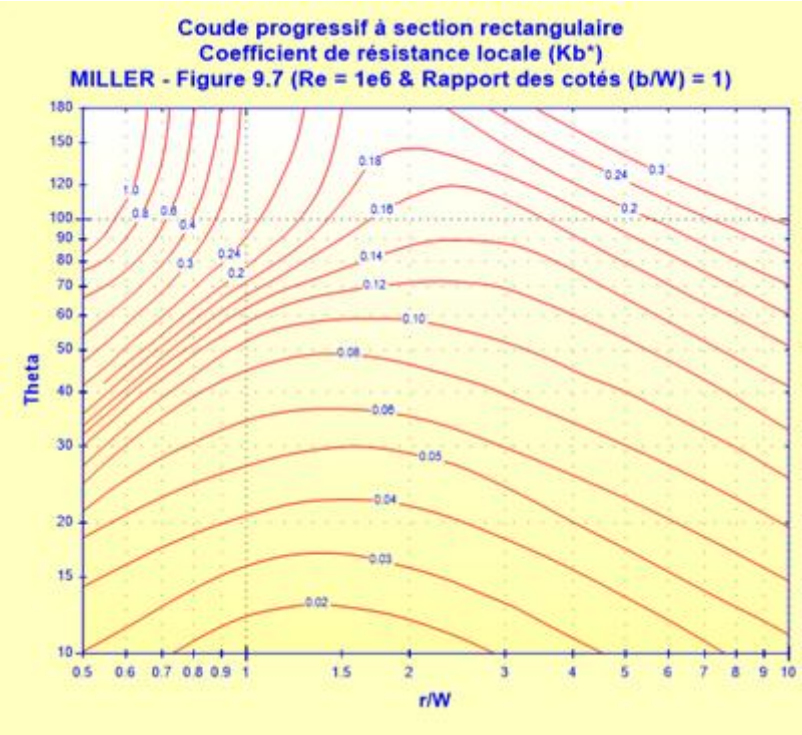
([1] figures 9.6 – 9.7 – 9.8)

- Rapport de cotés b/W = 0.5



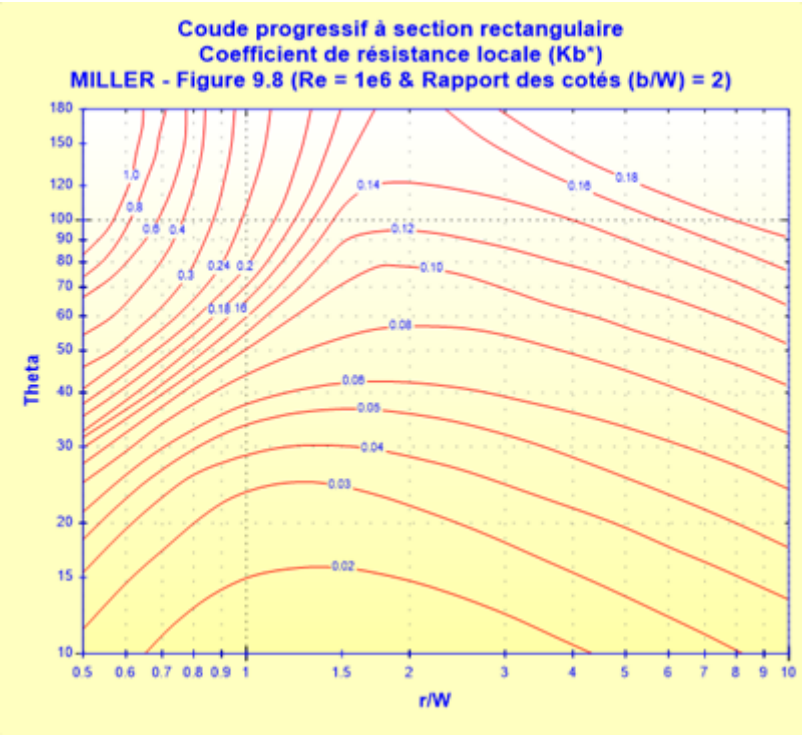
([1] figure 9.6)

■ Rapport de cotés b/W = 1



([1] figure 9.7)

■ Rapport de cotés b/W = 2



([1] figure 9.8)

Pour des rapports de cotés 'b/W' compris entre 0,5 et 2, le coefficient K_b^* est obtenu par interpolation curviligne entre les valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5, 1, 2.

Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{W}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ $r/W \geq 1$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ $r/W < 1$

● $r/W > 0.7$ ou $K_b^* < 0.4$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

● sinon ($r/W \leq 0.7$ et $K_b^* \geq 0.4$)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

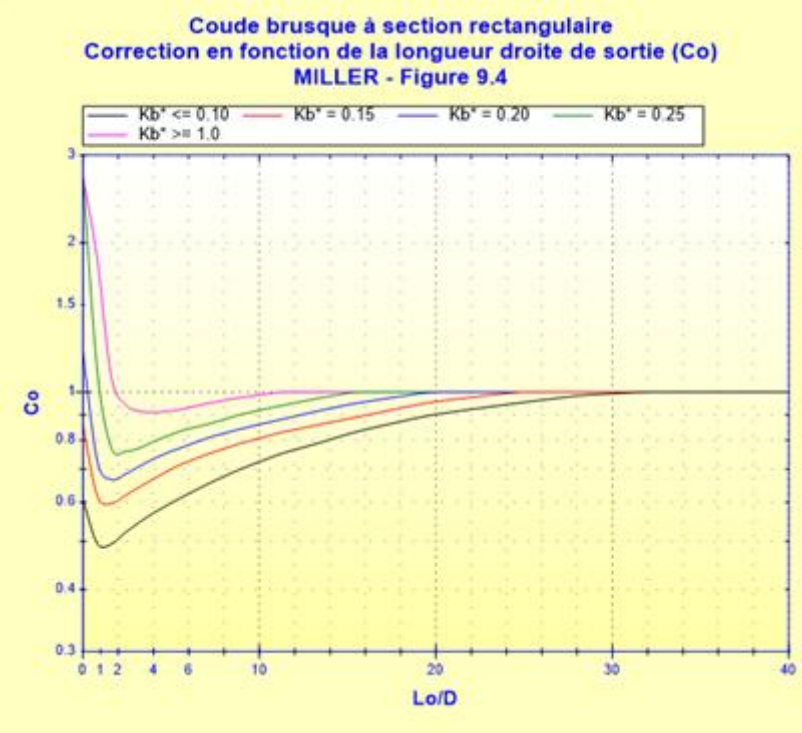
$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

■ Coefficient de correction pour section circulaire

● $\theta_b < 100°$

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{D}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



● $\theta_b \geq 100°$

$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

■ Coefficient de correction pour section rectangulaire

● $b/W < 0{,}7$ et $Lo/D > 1$

$$C_{or} = 1 - \frac{1 - C_o}{2}$$

● $b/W > 1$ et $Lo/D < 1$

♦ $1.5 < r/W < 3$

$$C_{or} = 2$$

♦ $r/W \leq 1.5$ or $r/W \geq 3$

$$C_{or} = C_o$$

● sinon

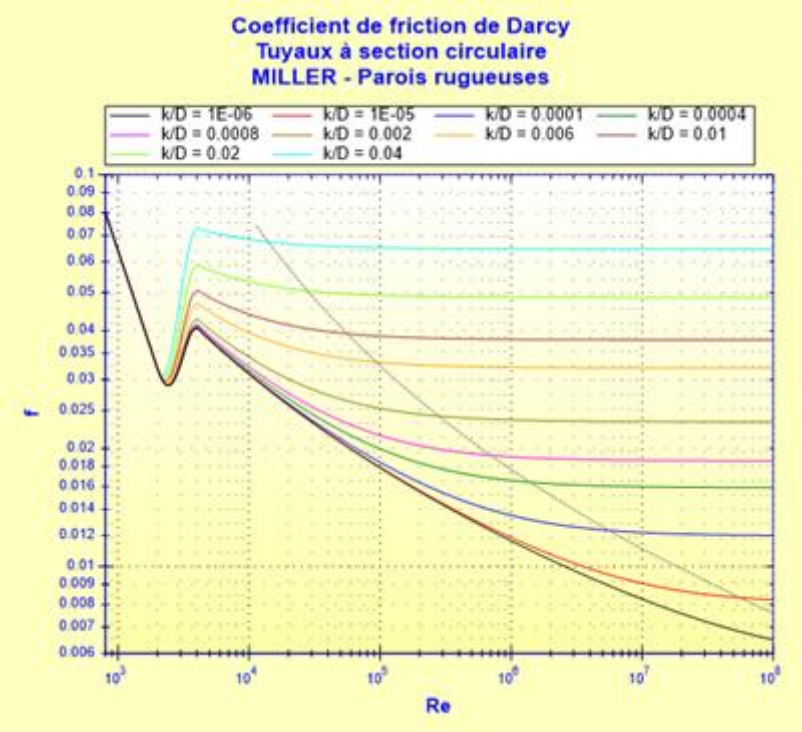
$$C_{or} = C_o$$

Si cette option n'est pas activée, les coefficients C_o et C_{or} sont égaux à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé pour le premier coude :

$$K_{b1} = K_b^* \cdot C_{\mathrm{Re}} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de résistance corrigé pour le second coude :

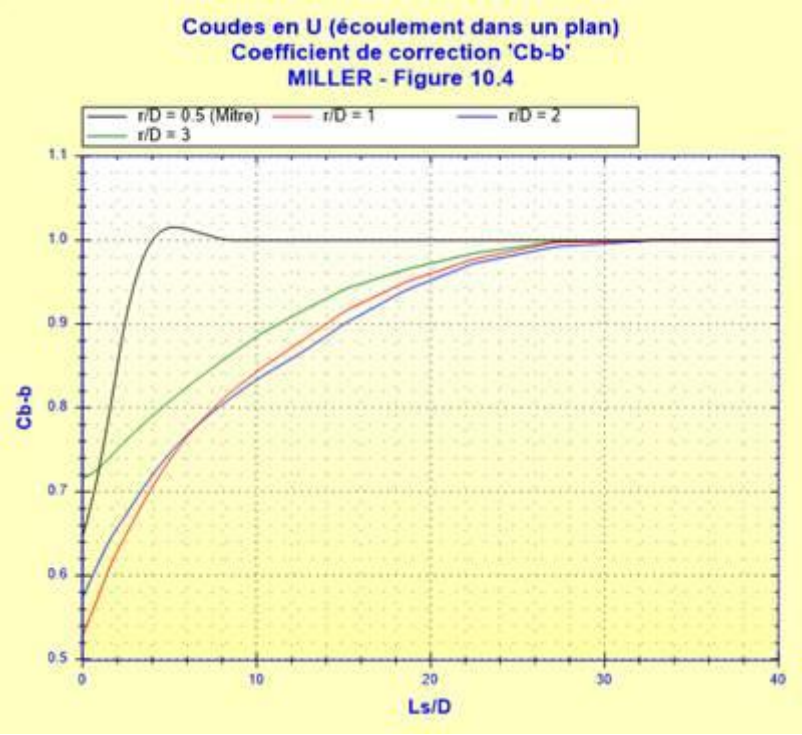
$$K_{b2} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f \cdot C_o$$

([1] équation 9.4)

Coefficient de correction de l'interaction :

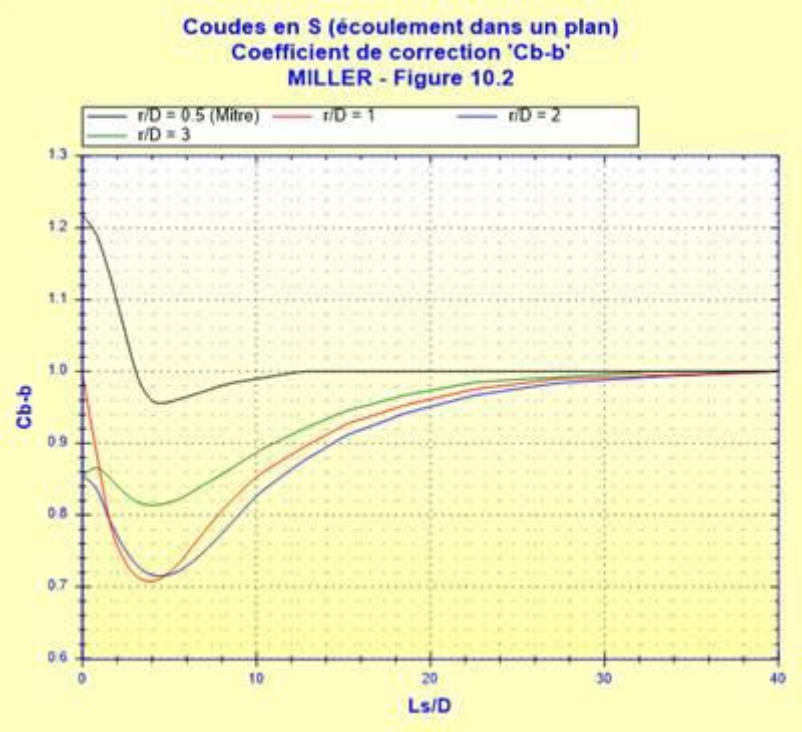
$$C_{b-c} = f\left(\frac{L_s}{D}, \frac{r}{D}\right)$$

- Rapport de cotés b/W < 0.7



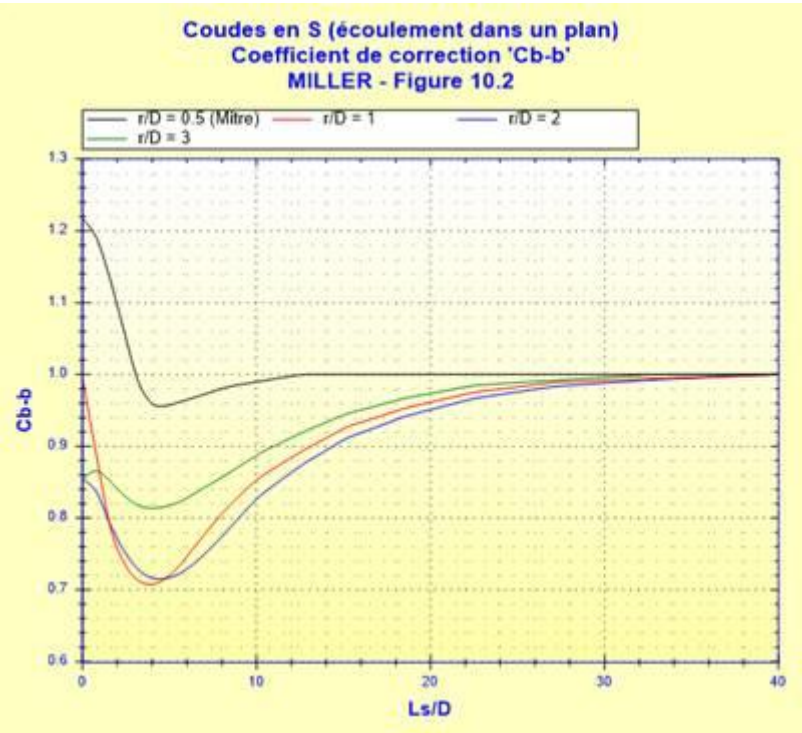
([1] figure 10.4)

- Rapport de cotés 0.7 ≤ b/W ≤ 1.5



([1] figure 10.2)

■ Rapport de cotés b/W > 1.5



([1] figure 10.2)

Coefficient de perte de pression des deux coudes :

■ Rapport de cotés b/W < 0.7

$$K_{b-b} = \left(K_{b1} + K_{b2}\right) \cdot \left[1 - \frac{1 - C_{b-b}}{2}\right]$$

([1] équation 10.1 avec coefficient de correction § 10.4)

■ Rapport de cotés b/W ≥ 0.7

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot C_{b-b}$$ ([1] équation 10.1)

Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes :

$$K_f = f_{rough} \cdot \frac{L_s}{D}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_{b-b} + K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_{b-b} \cdot \frac{D}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
b	Largeur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L_s	Longueur droite entre les deux coudes (m)
L	Longueur totale développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure de chaque coude (°)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section circulaire ()
C_{or}	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section rectangulaire ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()
K_{b1}	Coefficient de résistance corrigé du premier coude ()
K_{b2}	Coefficient de résistance corrigé du second coude ()
C_{b-b}	Coefficient de correction de l'interaction ()
K_{b-b}	Coefficient de perte de pression des deux coudes ()
K_f	Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- rapport rayon de courbure / diamètre hydraulique 'r/D' : supérieur ou égal à 0,5 et inférieur ou égal à 10

  pour les rapports 'r/D' supérieurs à 3, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction 'Cb-b' correspondant à un rapport 'r/D' de valeur 3.

- angle de courbure : compris entre 10° et 180°

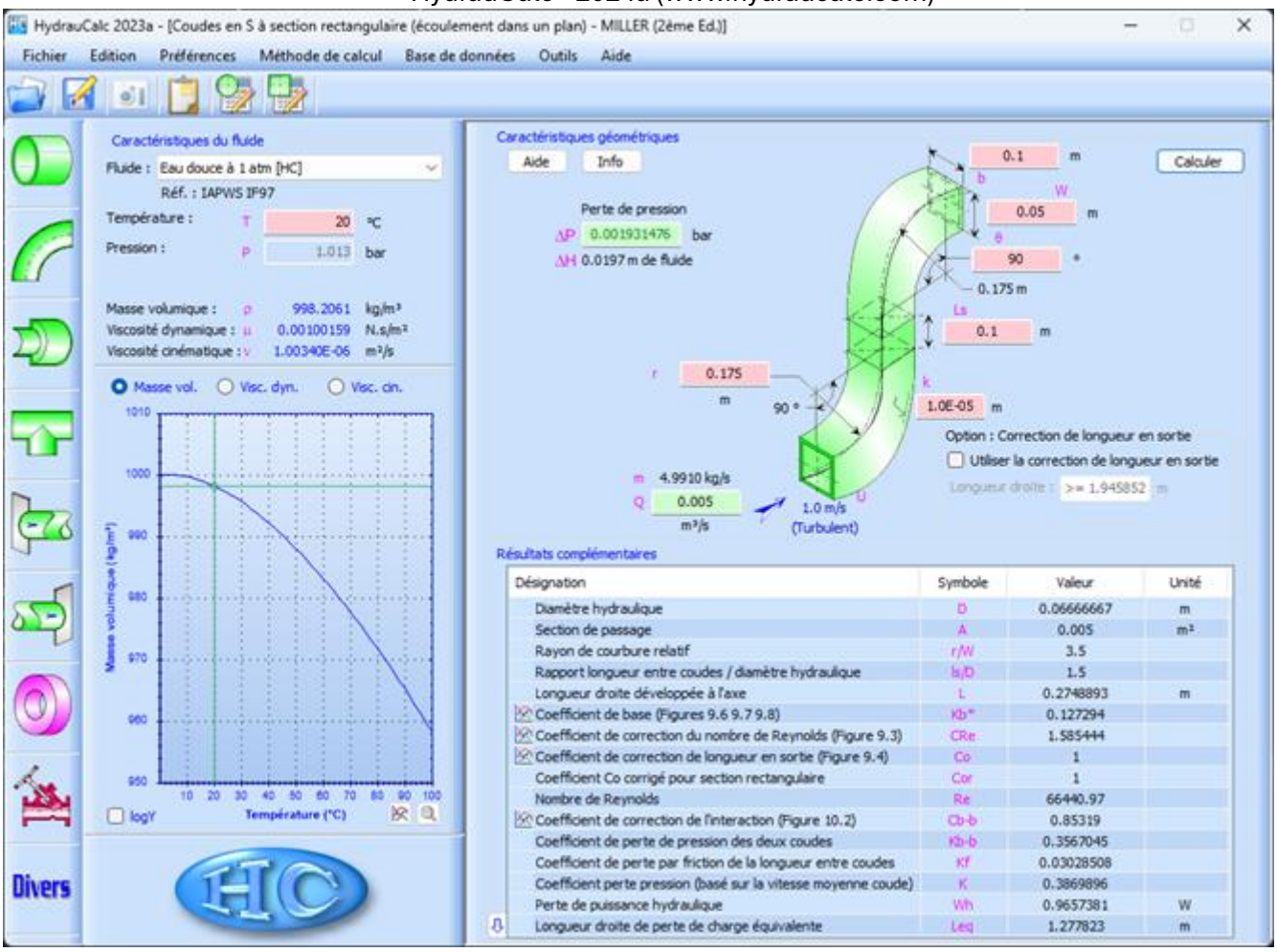
  le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' est applicable pour les angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°.

  pour les angles 'θ_b' inférieurs à 70° ou supérieurs à 90°, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' applicable aux angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°

- rayon de courbure relatif 'r/W' : compris entre 0.5 et 10
- rapports de cotés 'b/W' : compris entre 0.5 et 2

  nota : pour des rapports de cotés 'b/W' inférieurs à 0.5, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5 et 1.
  pour des rapports de cotés 'b/W' supérieurs à 2, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 1 et 2.

Exemple d'application :



Références :

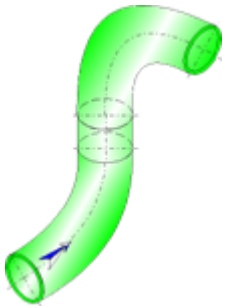
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.11 Coudes en S (2 plans) - Section circulaire

Coudes en S

(avec écoulement dans deux plans perpendiculaires)

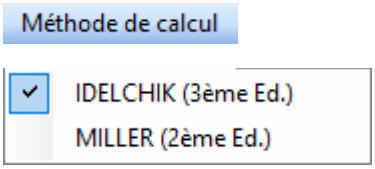
Section circulaire



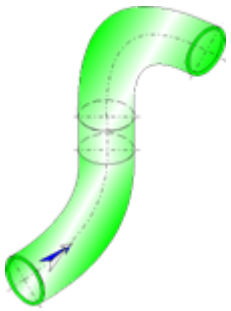
Pour le calcul du coefficient de perte de pression de deux coudes en S à section circulaire (avec écoulement dans deux plans perpendiculaires), l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.11.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans deux plans perpendiculaires) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur totale développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360} \right) + l_{el}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

■ Cas d'un coude unique d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_0 < 3$) ([1] diagramme 6-1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagramme 6-1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

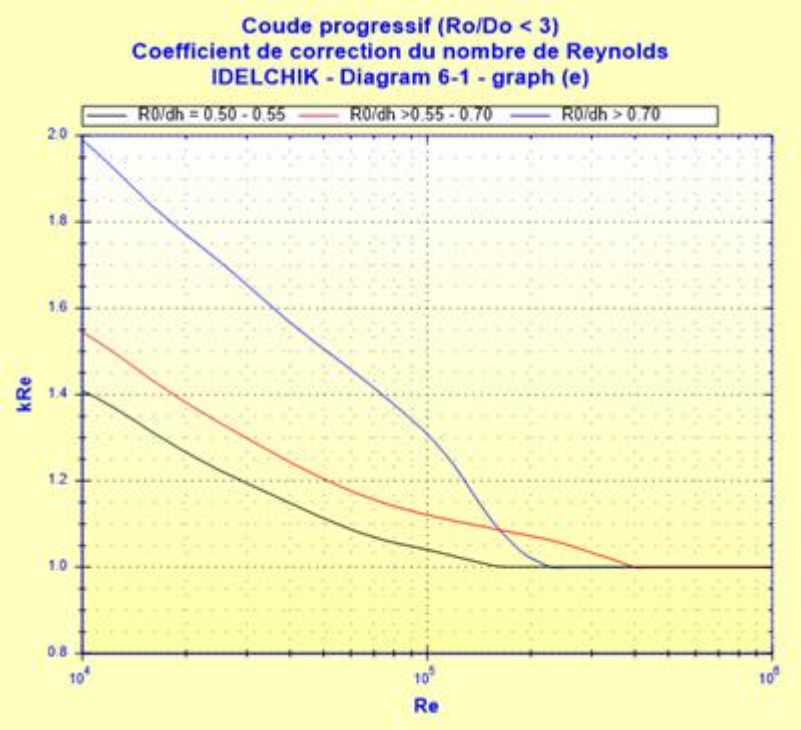
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

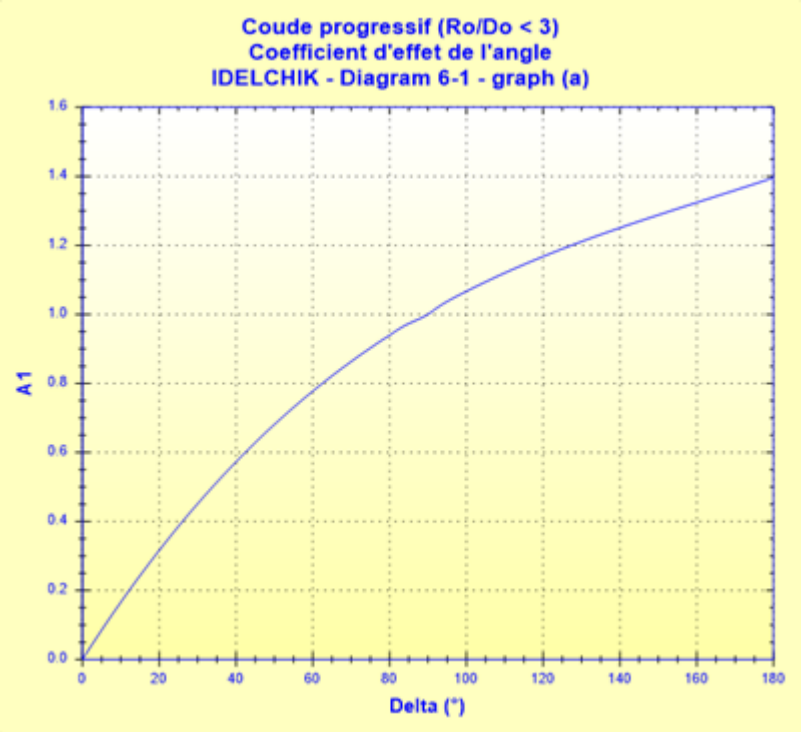
([1] diagramme 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagramme 6-1)

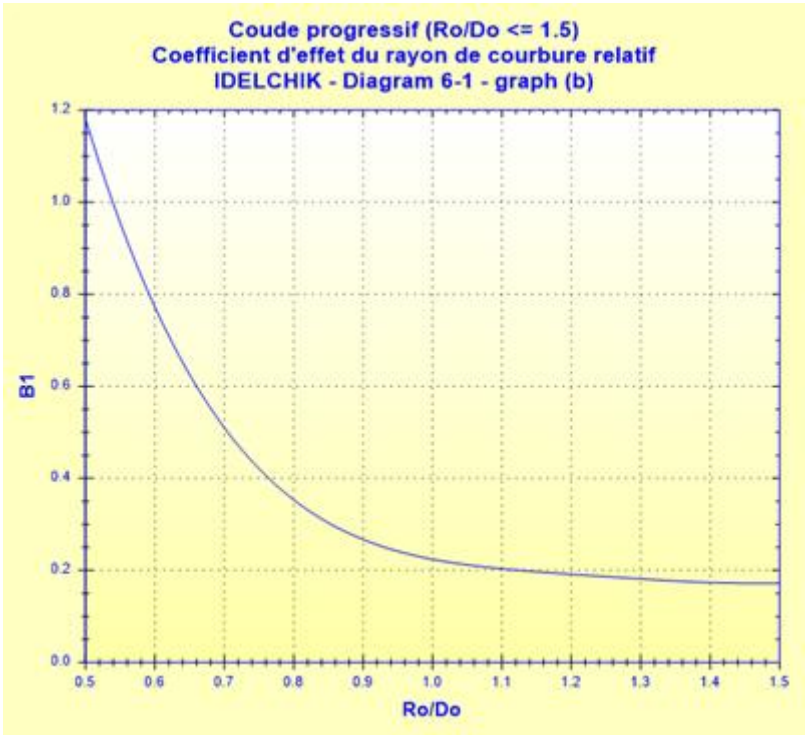


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

$$B1 = f\left(\frac{R_0}{D_h}\right)$$

([1] diagramme 6-1)

- $0.5 \leq R_0/D_0 \leq 1.5$



- $R_0/D_0 > 1.5$

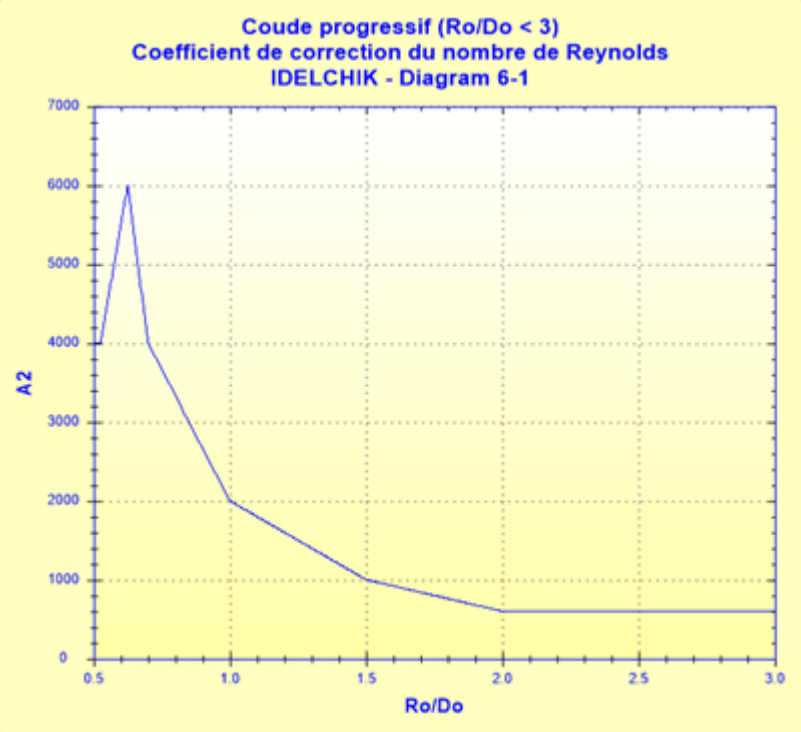
Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

$C1 = 1$ ([1] diagramme 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-1)

R_0/D_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression (sans friction) :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta'_{loc} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

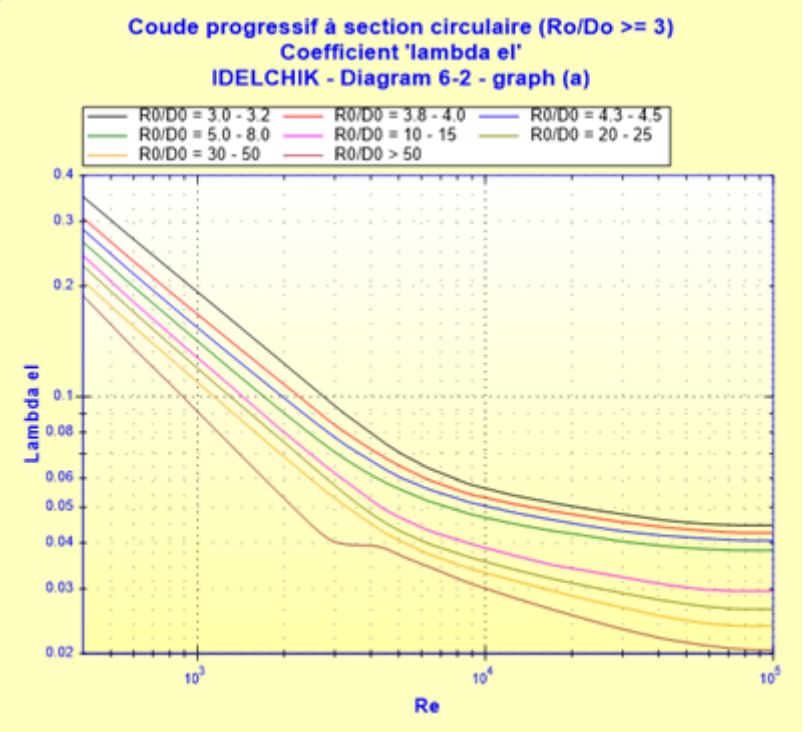
$$\zeta'_{loc} = \frac{A2}{Re} + A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un coude unique d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_0 \geq 3$) ([1] diagramme 6-2)

Coefficient total de friction avec parois lisses :

- $4 \cdot 10^2 \leq Re < 10^5$

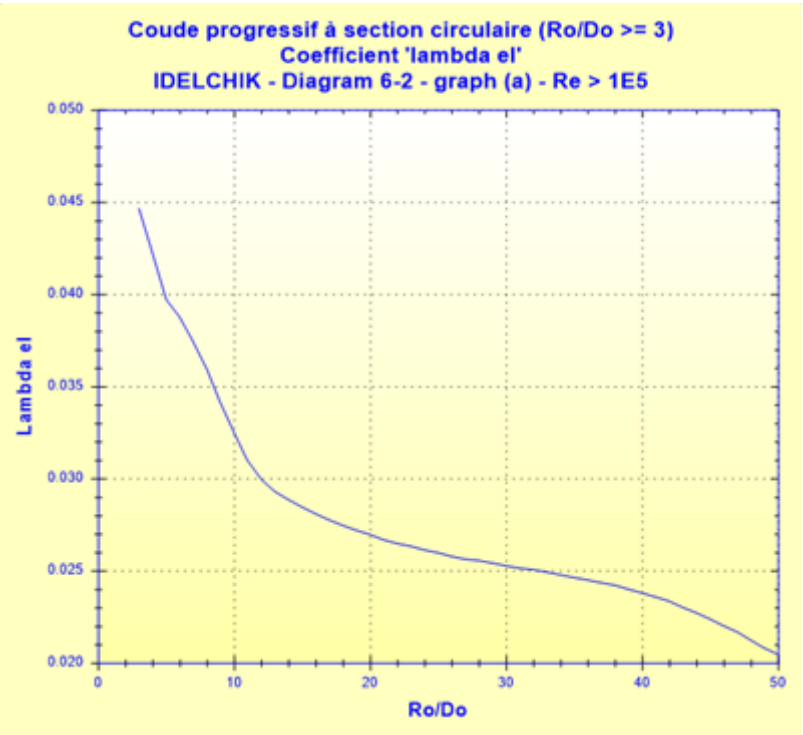
$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-2)



- Re ≥ 10^5

$$\lambda_{el} = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$

([1] diagramme 6-2)



Estimation du coefficient de perte de charge locale

$$\zeta'_{loc} = (\lambda_{el} - \lambda_s) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \delta / 360}{D_h}$$

avec :

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

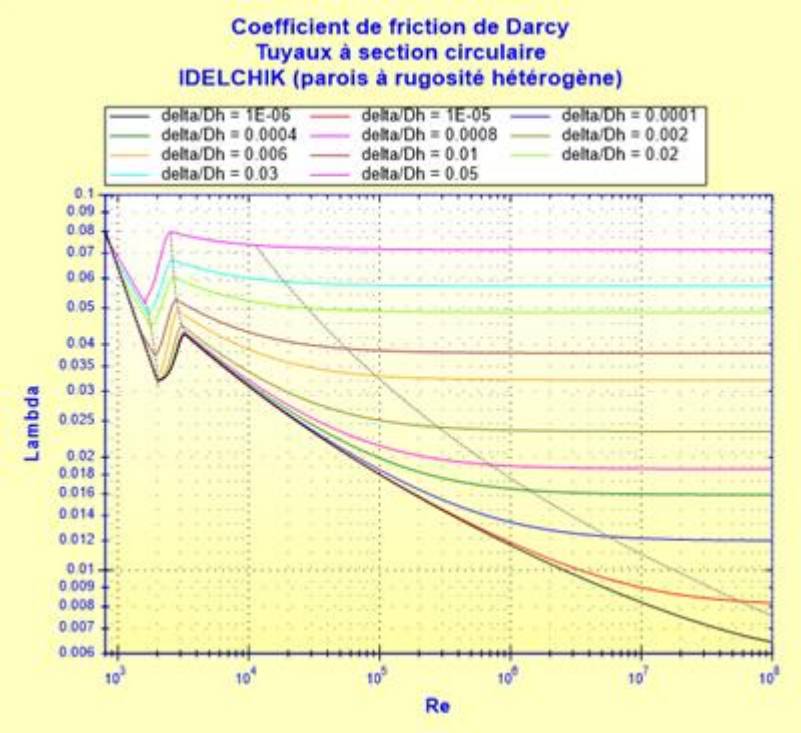
---

■ Cas de deux coudes en S ([1] diagramme 6-19)

Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de perte de pression de friction :

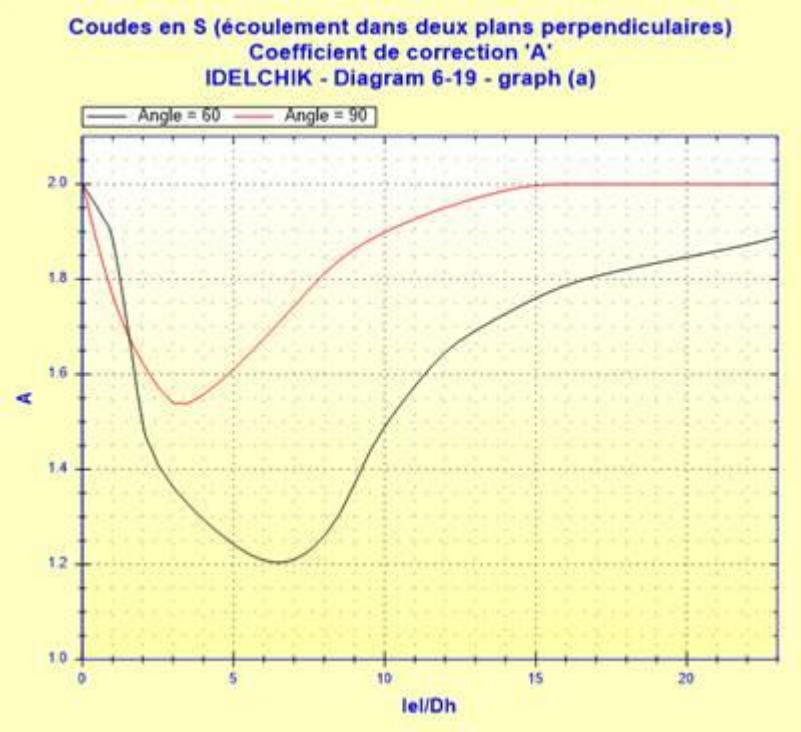
$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \left[2 \cdot \left(0.0175 \cdot \delta \cdot \frac{R_0}{D_h}\right) + \frac{l_{el}}{D_h}\right]$$

([1] diagramme 6-19)

Coefficient de correction :

$$A = f\left(\frac{L_{el}}{D_h}, \delta\right)$$

([1] diagramme 6-19 graph a)



Coefficient de perte de pression total (basé sur la vitesse moyenne dans les coudes) :

$$\zeta = A \cdot \zeta'_{loc} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6-19)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$ ([1] diagramme 6-19)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h Diamètre hydraulique du coude (m)

D_0 Diamètre intérieur du coude (m)

F_0 Section transversale de passage (m^2)

l Longueur totale développée (m)

l_{el} Longueur droite entre coudes (m)

R_0 Rayon de courbure (m)

δ Angle de courbure de chaque coude (°)

Q Débit volumique (m^3/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

G Débit massique (kg/s)

V Volume de fluide (m^3)

M Masse de fluide (kg)

Re Nombre de Reynolds ()

Δ Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)

$\bar{\Delta}$ Rugosité relative des parois intérieures du coude ()

k_Δ Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()

k_{Re} Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()

$A1$ Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()

$B1$ Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()

$C1$ Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()

$A2$ Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()

ζ'_{loc} Coefficient de résistance locale ()

λ_{el} Coefficient total de friction avec parois lisses ()

λ Coefficient de friction de Darcy ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

A Coefficient de correction ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 1 ($R_0/D_0 \geq 1$)
- angle de courbure d'un coude : 0 à 180°

  pour les angles 'δ' inférieurs à 60° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 60°.

  pour les angles 'δ' supérieurs à 90° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 90°.

■ cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_h < 3$)

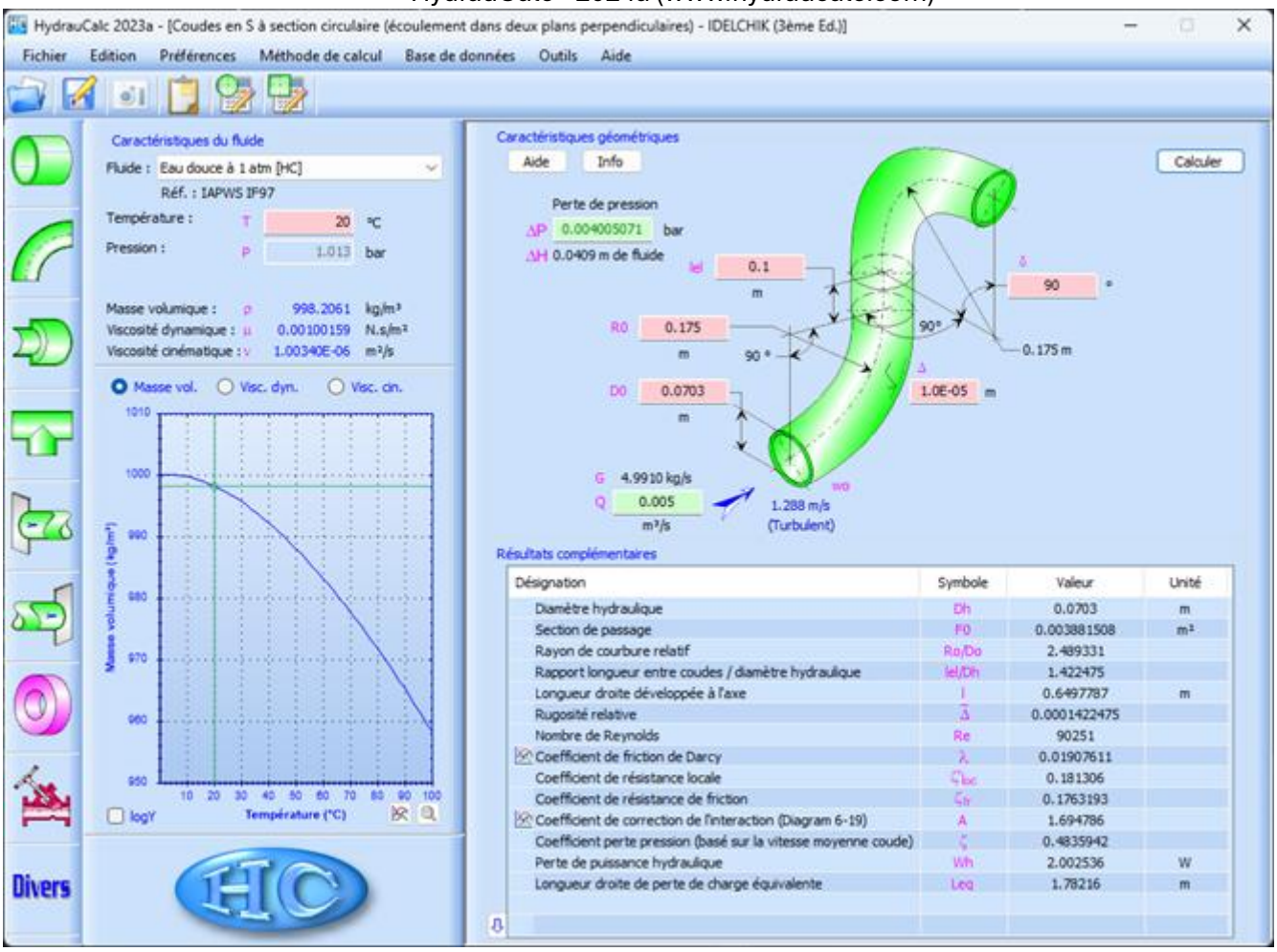
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_h \geq 3$)

- régime d'écoulement : $Re \geq 400$

  pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 400 le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

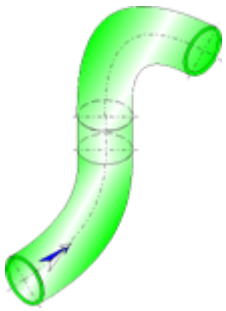
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.11.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans deux plans perpendiculaires) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du second coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur totale développée (m) :

$$L = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360} \right) + L_s$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

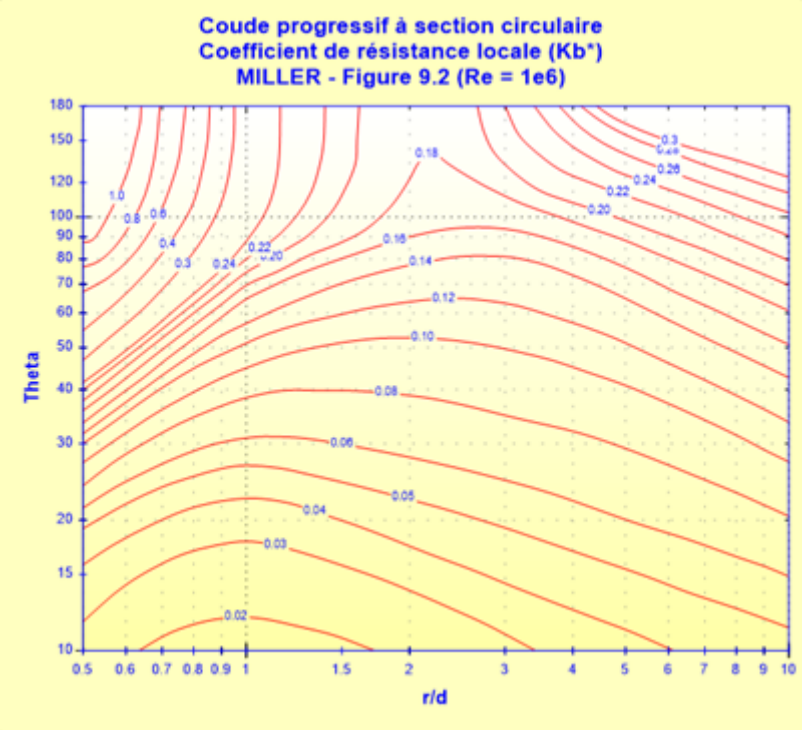
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

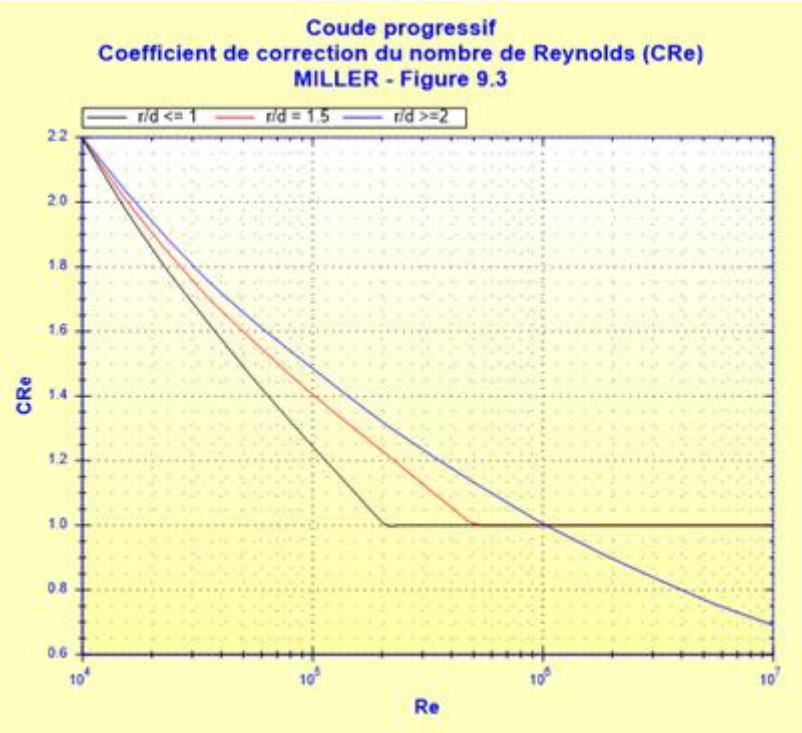
Coefficient de résistance de base pour un coude :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}, \theta_b\right)$$ ([1] figure 9.2)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou K_b^* < 0.4

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et K_b^* ≥ 0.4)

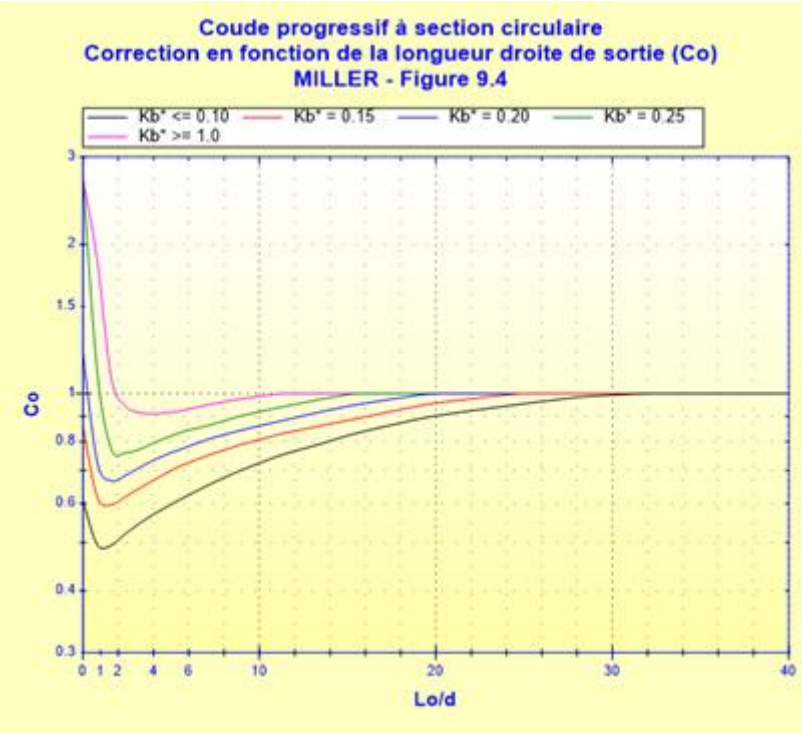
$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- r/d < 3 et θ_b < 100°

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)

- sinon (r/d > 3 et/ou θ_b > 100°)

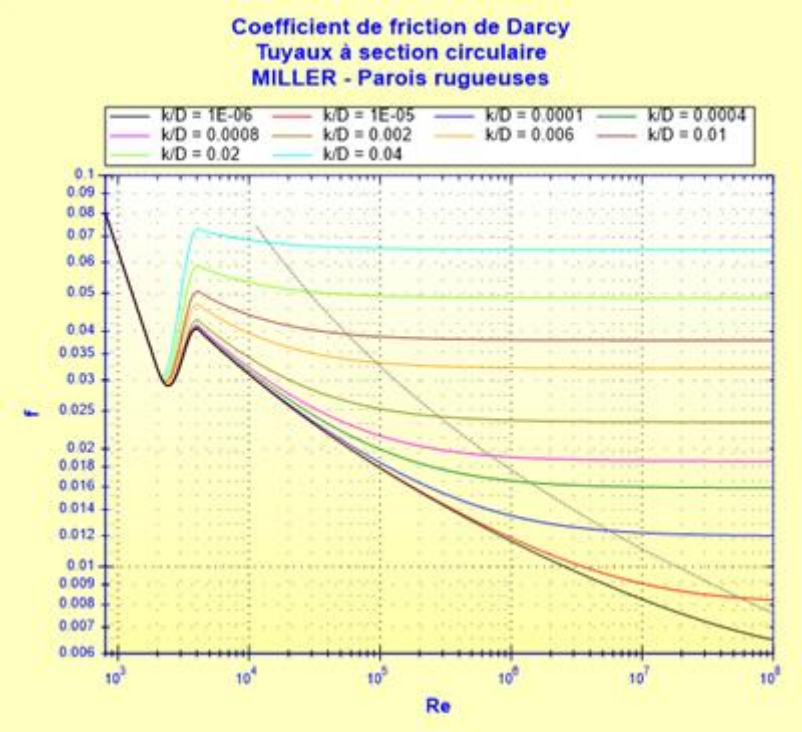
$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé pour le premier coude :

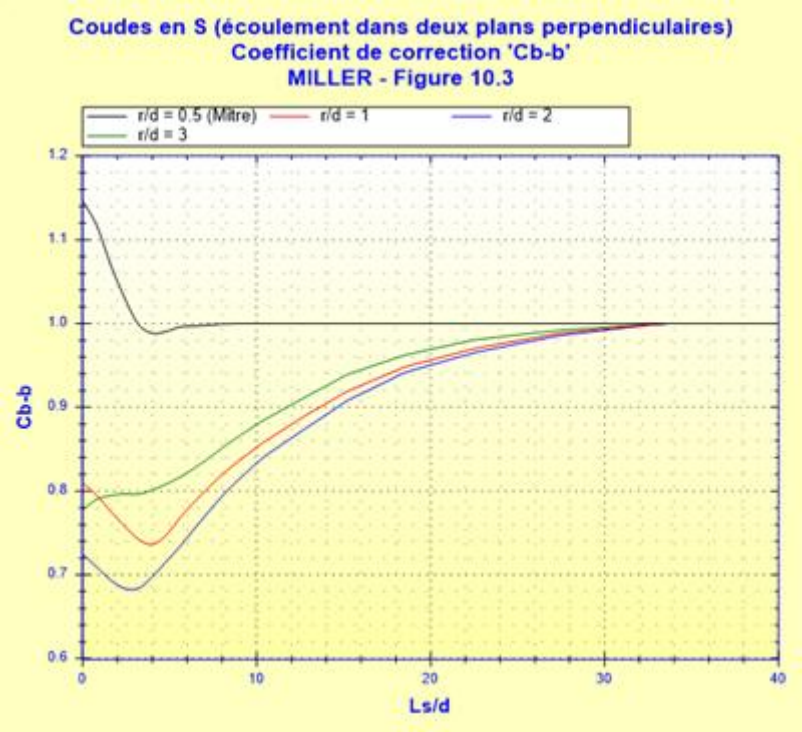
$$K_{b1} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de résistance corrigé pour le second coude :

$$K_{b2} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f \cdot C_o$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$C_{b-c} = f\left(\frac{L_s}{d}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 10.3)



Coefficient de perte de pression des deux coudes :

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot C_{b-b}$$ ([1] équation 10.1)

Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes :

$$K_f = f \cdot \frac{L_s}{d}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_{b-b} + K_f$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L_s	Longueur droite entre les deux coudes (m)
L	Longueur totale développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure de chaque coude (°)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base d'un coude ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()
K_{b1}	Coefficient de résistance corrigé du premier coude ()
K_{b2}	Coefficient de résistance corrigé du second coude ()
C_{b-b}	Coefficient de correction de l'interaction ()
K_{b-b}	Coefficient de perte de pression des deux coudes ()

K_f	Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- rayon de courbure relatif 'r/d' : supérieur ou égal à 0,5 et inférieur ou égal à 10

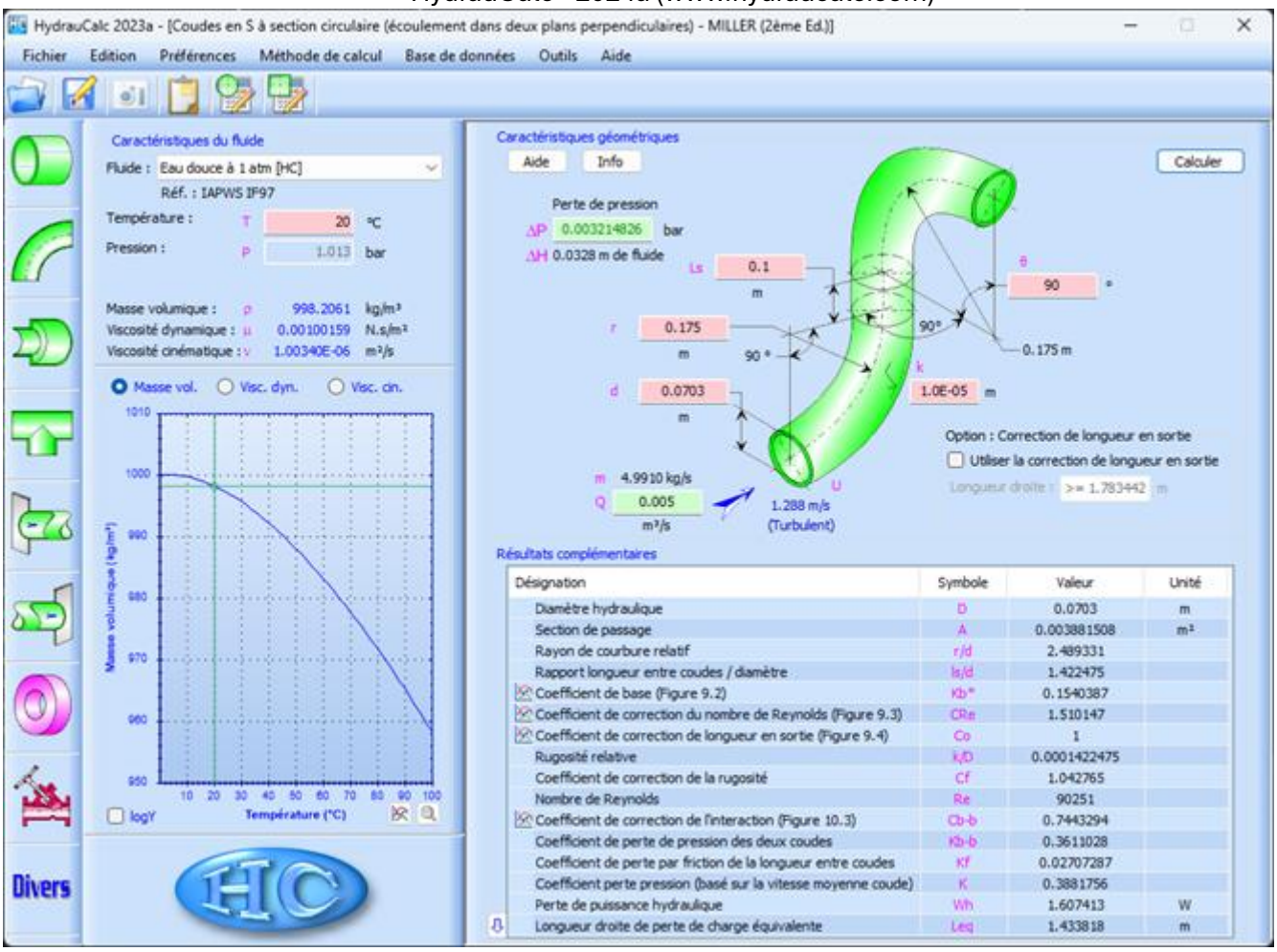
  pour les rayons de courbure relatif 'r/d' supérieurs à 3, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' correspondant à un rayon de courbure relatif 'r/d' de valeur 3.

- angle de courbure : compris entre 10° et 180°

  le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' n'est applicable que pour les angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°.

  pour les angles 'θ_b' inférieurs à 70° ou supérieurs à 90°, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' applicable aux angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°

Exemple d'application :



Références :

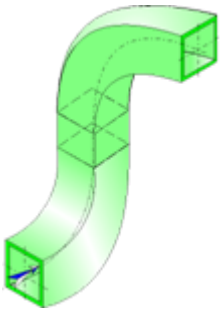
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.12 Coudes en S (2 plans) - Section rectangulaire

Coudes en S

(avec écoulement dans deux plans perpendiculaires)

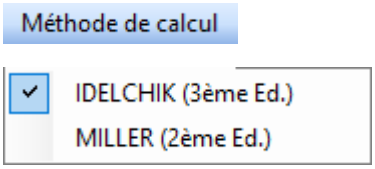
Section rectangulaire



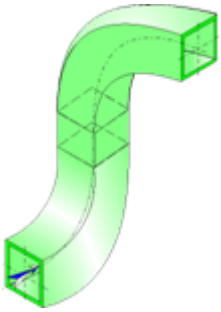
Pour le calcul du coefficient de perte de pression de deux coudes en S à section rectangulaire (avec écoulement dans deux plans perpendiculaires), l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.12.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans deux plans perpendiculaires) dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$ ([1] diagram 6-1)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Longueur totale développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360} \right) + l_{el}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

■ Cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$) ([1] diagram 6-1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{b_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$

([1] diagram 6-1)

- $0.50 \leq R_0/b_0 \leq 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/b_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

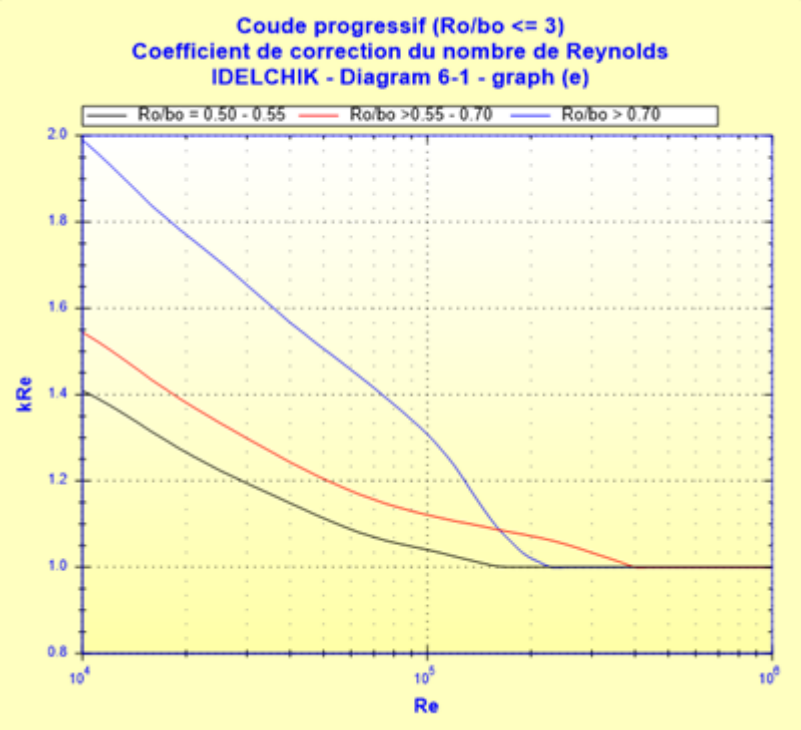
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{b_0}\right)$$

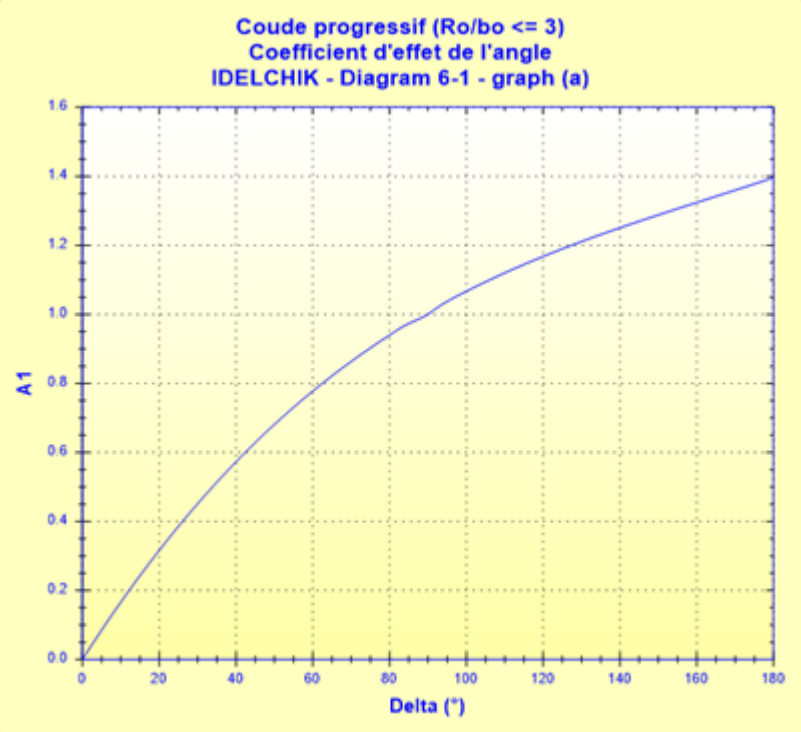
([1] diagram 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagram 6-1)

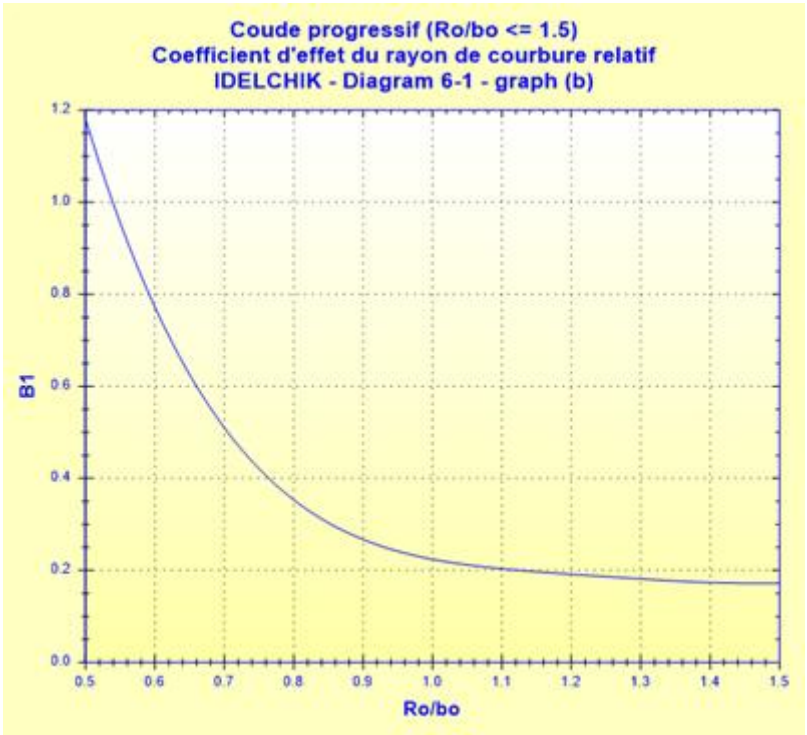


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

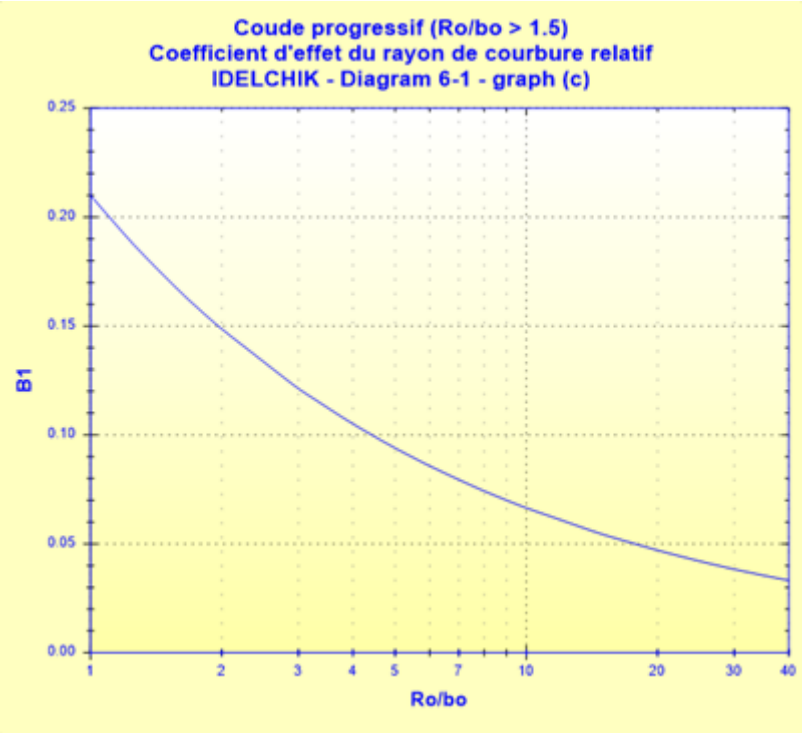
$$B1 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

- $0.5 \leq R_0/b_0 \leq 1.5$



- $R_0/b_0 > 1.5$



Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

- $a_0 \geq b_0$

$$C1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagram 6-1)

- $a_0 < b_0$

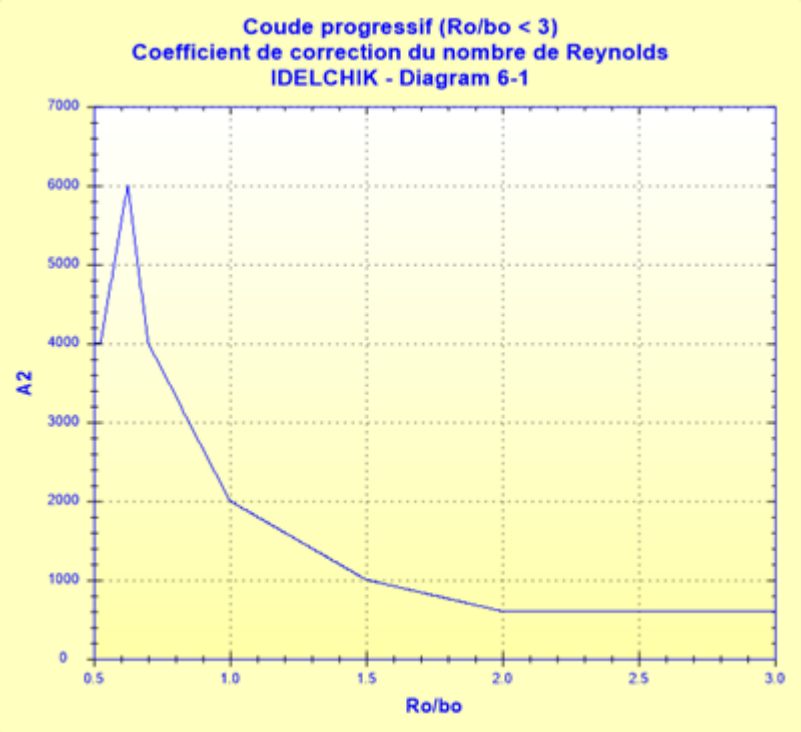
$$C1 = f\left(\frac{b_0}{a_0}\right)$$ ([1] diagram 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

R_0/b_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression (sans friction) :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta'_{loc} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

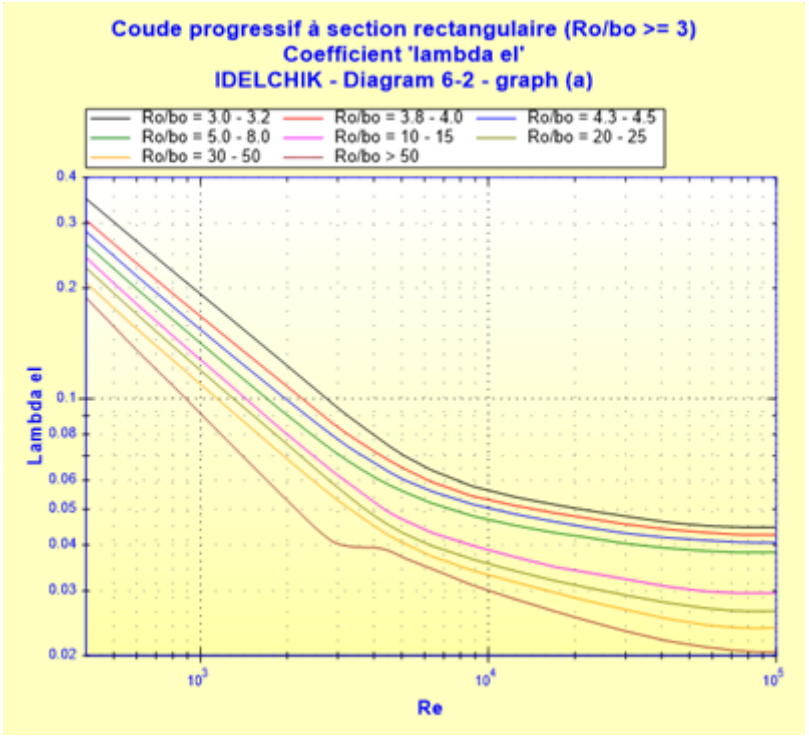
$$\zeta'_{loc} = \frac{A2}{Re} + A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$) ([1] diagram 6-2)

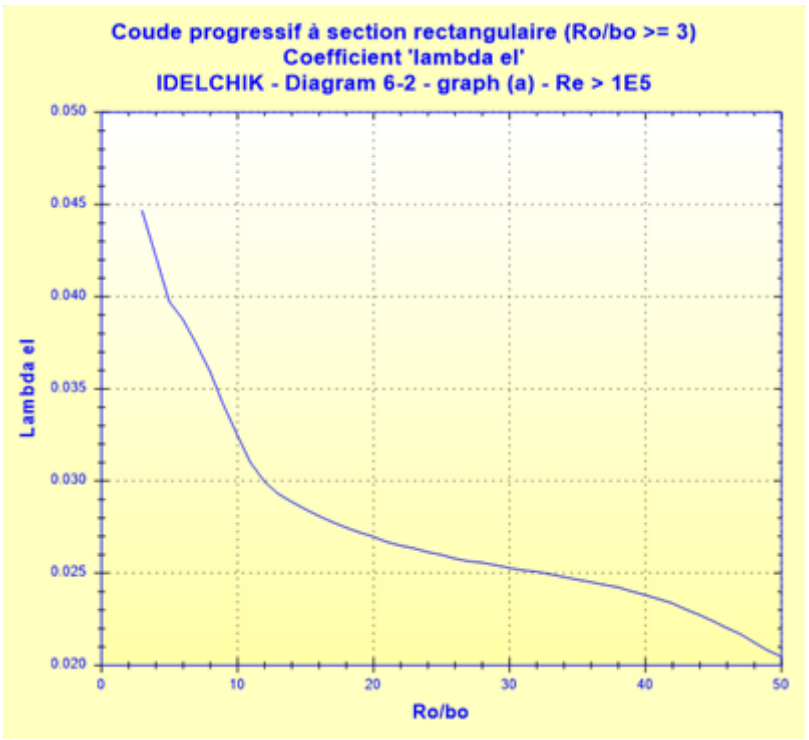
Coefficient total de friction avec parois lisses :

$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-2)

- $Re < 10^5$



- Re ≥ 10^5



Estimation du coefficient de perte de charge locale

$$\zeta'_{loc} = (\lambda_{el} - \lambda_s) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \delta / 360}{D_h}$$

avec :

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

---

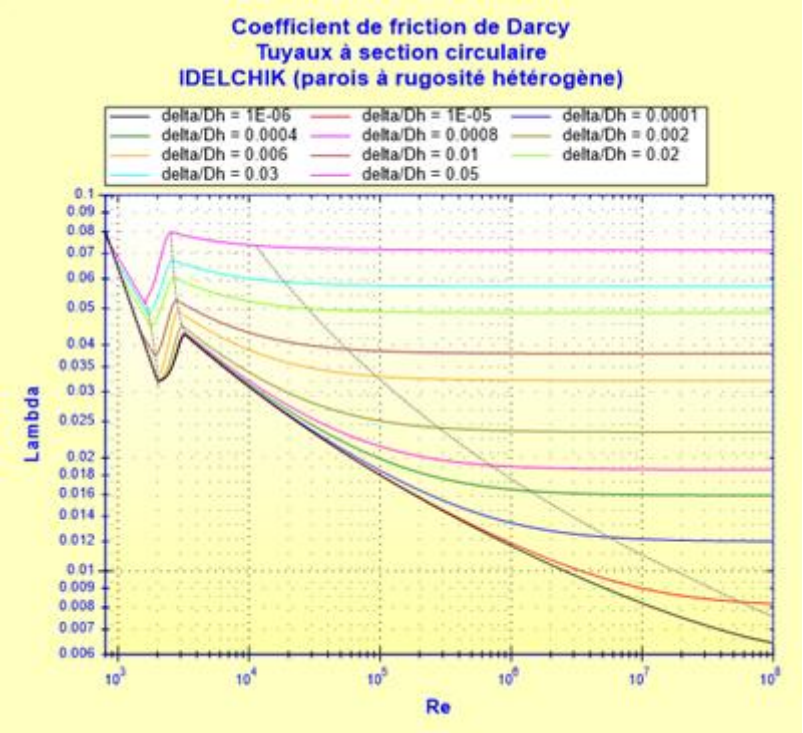
■ Cas de deux coudes en S ([1] diagramme 6-19)

Coefficient de friction de Darcy :

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

■ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire

$$\lambda_{circ} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$



■ Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire

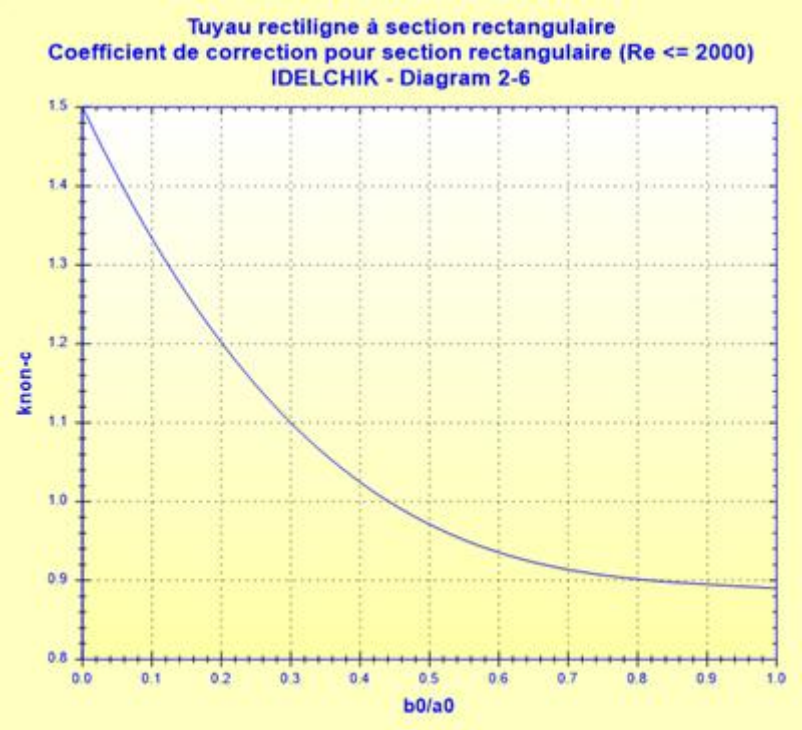
♦ $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f\left(b_0/a_0\right)$$ ([1] diagramme 2-6)

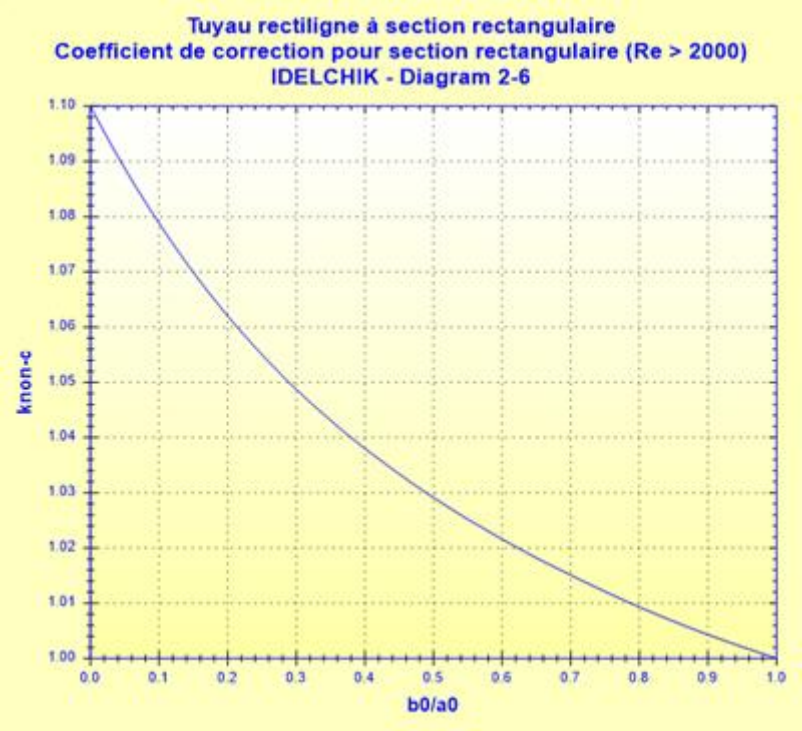
♦ $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f\left(a_0/b_0\right)$$ ([1] diagramme 2-6)

● régime laminaire (Re ≤ 2000) :



- régime turbulent (Re > 2000) :



■ Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire

$$\lambda_{rect} = \lambda_{circ} \cdot K_{non-c}$$ ([1] diagramme 2-6)

Coefficient de perte de pression de friction :

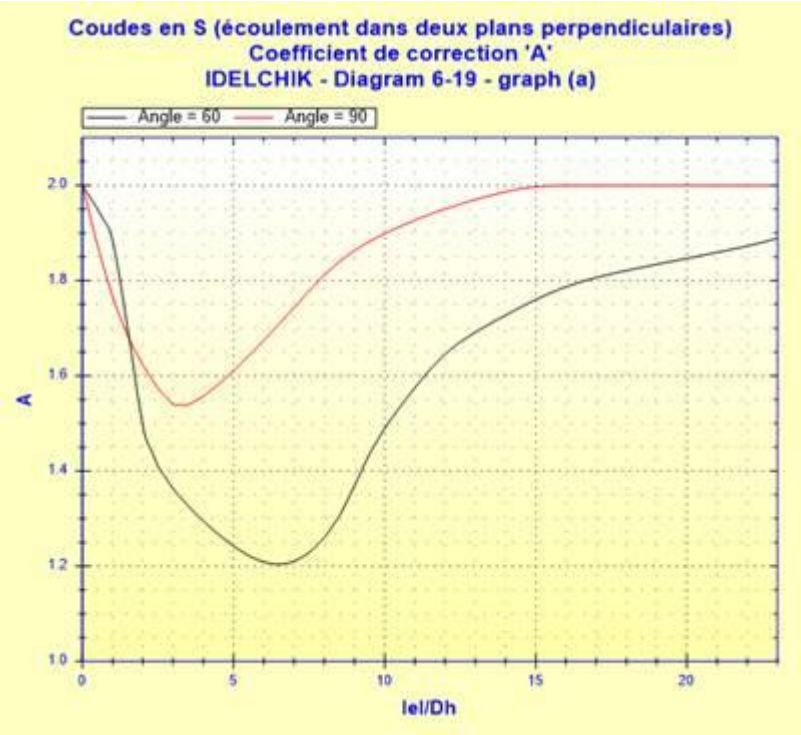
$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \left[2 \cdot \left(0.0175 \cdot \delta \cdot \frac{R_0}{D_h} \right) + \frac{l_{el}}{D_h} \right]$$

([1] diagramme 6-19)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$A = f\left(\frac{L_{el}}{D_h}, \delta \right)$$

([1] diagram 6-19 graph a)



Coefficient de perte de pression total (basé sur la vitesse moyenne dans les coudes) :

$$\zeta = A \cdot \zeta'_{loc} + \zeta_{fr}$$

([1] diagramme 6-19)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6-19)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_h}{\lambda_{rect}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur totale développée (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
δ	Angle de courbure de chaque coude (°)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
A1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()
B1	Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()
C1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()
A2	Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()
ζ'_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

λ_{circ} Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()

k_{non-c} Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()

λ_{rect} Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire ()

λ_{el} Coefficient de friction ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

A Coefficient de correction de l'interaction ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 1 ($R_0/b_0 \geq 1$)
- angle de courbure : 0 à 180°

pour les angles 'δ' inférieurs à 60° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 60°.

pour les angles 'δ' supérieurs à 90° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 90°.

■ cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$)

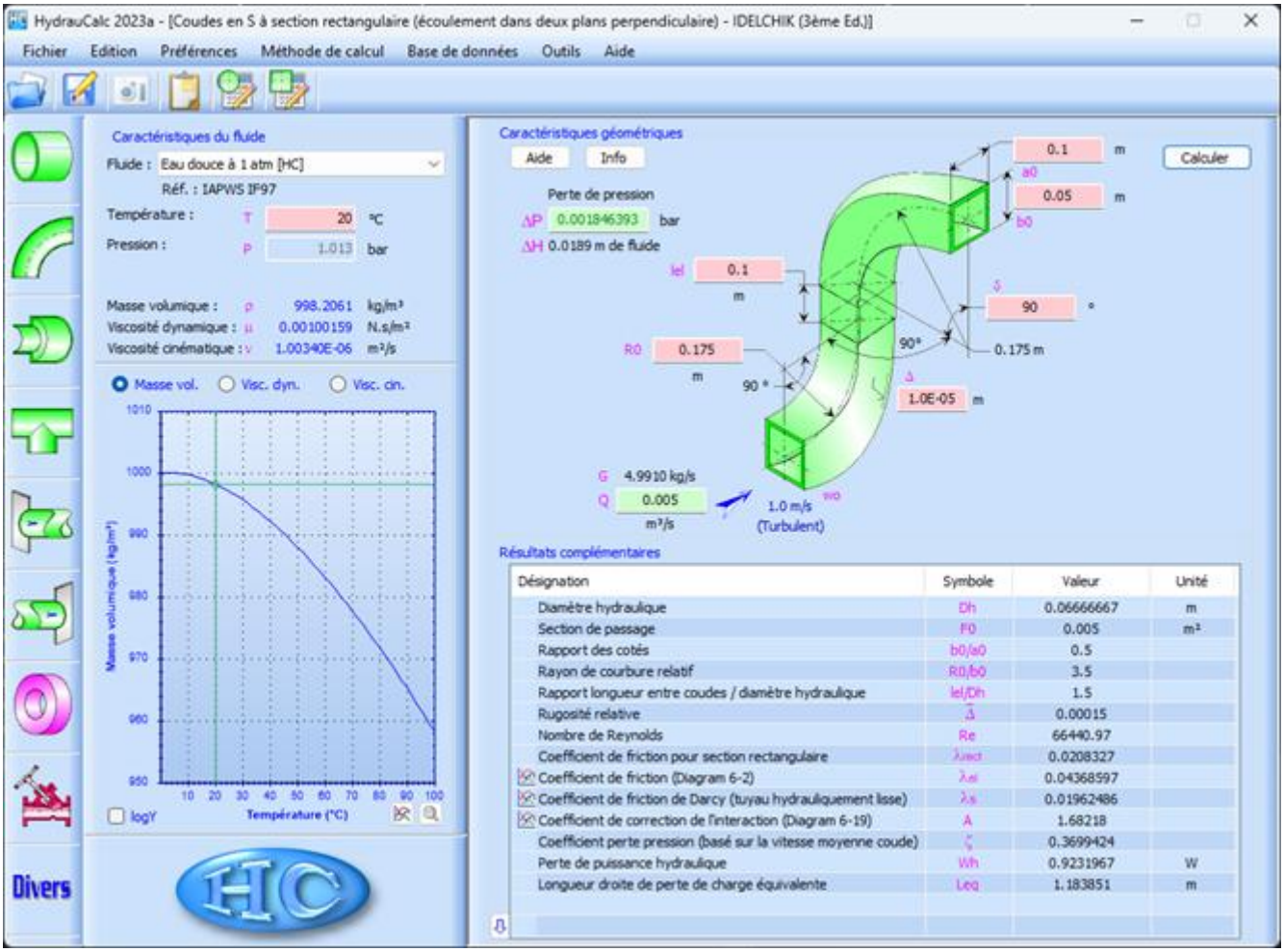
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$)

- régime d'écoulement : $500 \leq Re \leq 38 \cdot 10^3$

pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 500 ou supérieurs à $38 \cdot 10^3$, le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

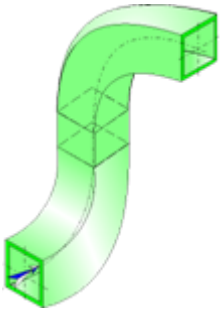
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.12.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en S (avec écoulement dans deux plans perpendiculaires) dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du second coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$ ([1] équation 9.5)

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur totale développée (m) :

$$L = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360} \right) + L_s$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

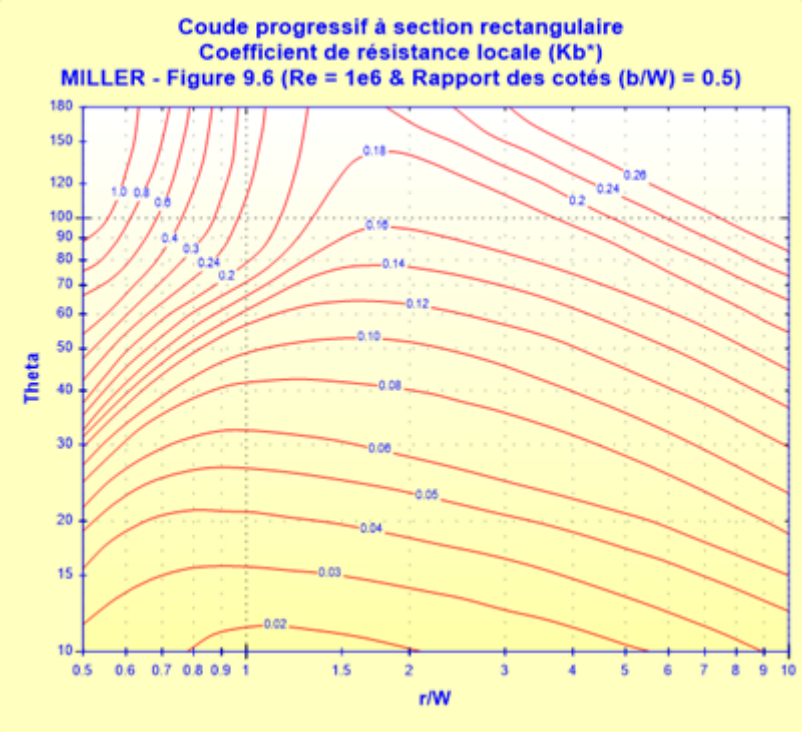
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$ ([1] équation 9.6)

Coefficient de résistance de base :

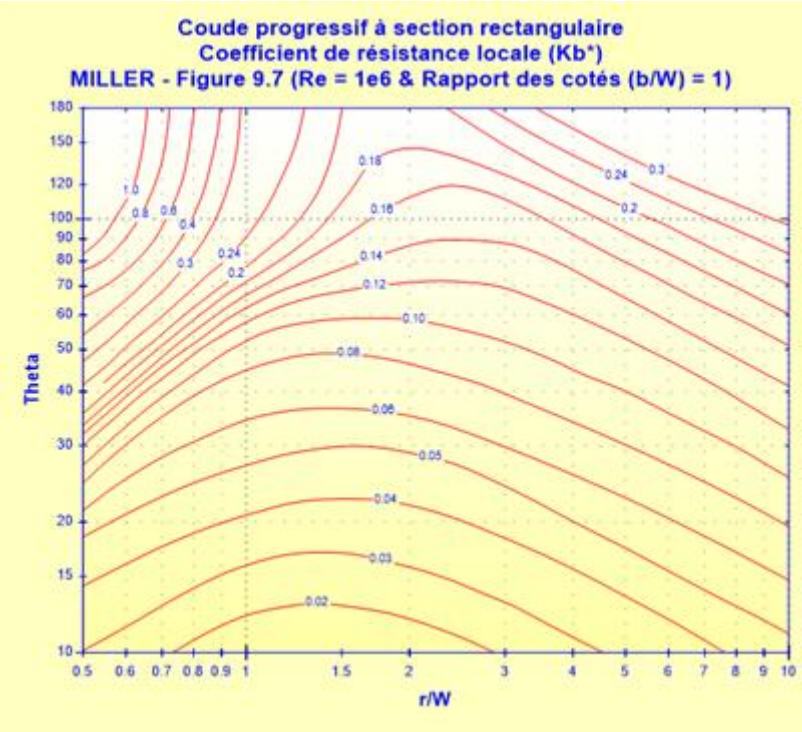
$$K_b^* = f\left(\frac{r}{W}, \theta_b \right)$$ ([1] figures 9.6 – 9.7 – 9.8)

- Rapport de cotés b/W = 0.5



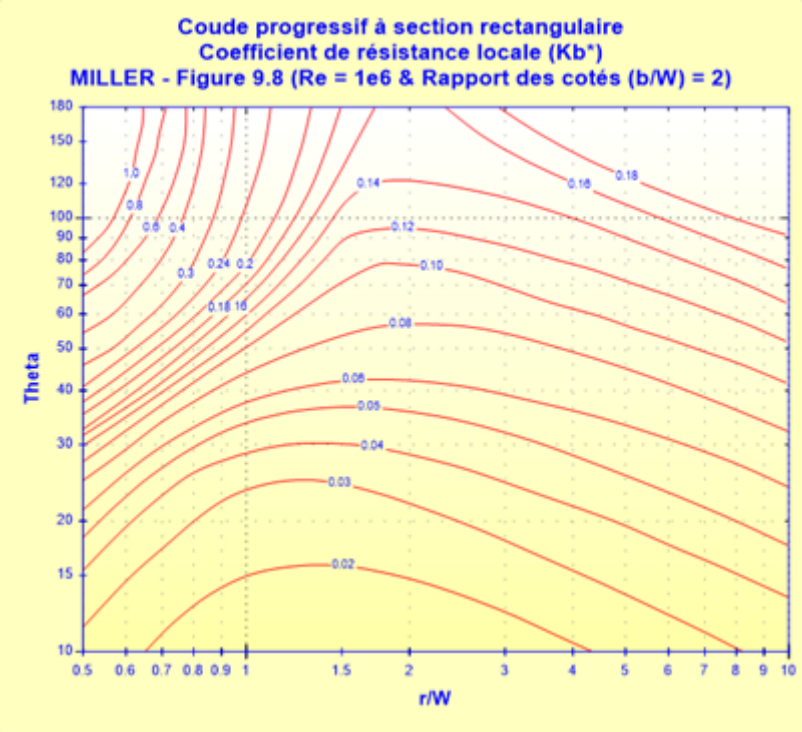
([1] figure 9.6)

■ Rapport de cotés b/W = 1



([1] figure 9.7)

■ Rapport de cotés b/W = 2



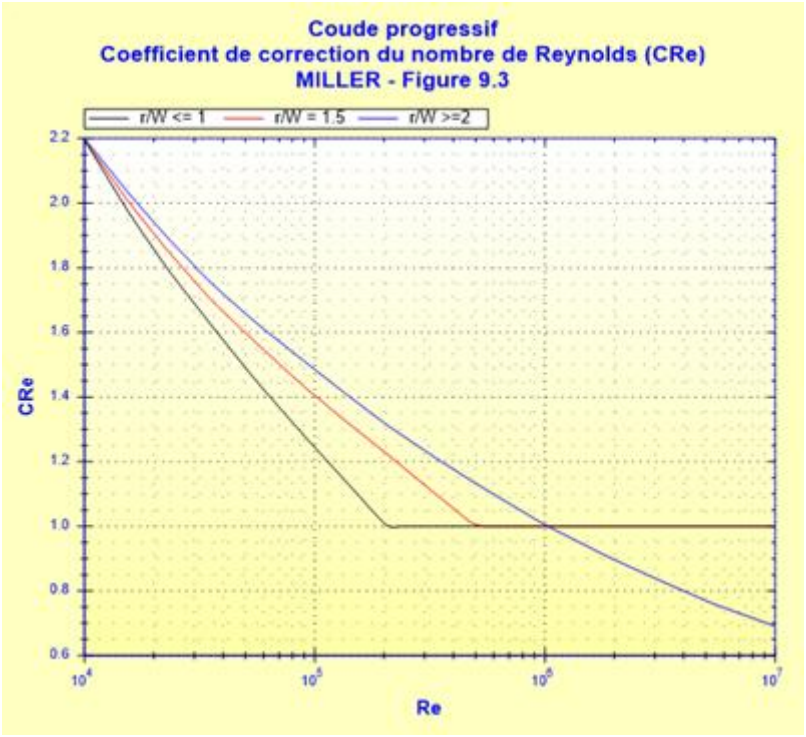
([1] figure 9.8)

Pour des rapports de cotés 'b/W' compris entre 0,5 et 2, le coefficient K_b^* est obtenu par interpolation curviligne entre les valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5, 1, 2.

Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(Re, \frac{r}{W}\right)$$

([1] figure 9.3)



- r/W ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3)

- r/W < 1
  - r/W > 0.7 ou K_b^* < 0.4

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

  - sinon (r/W ≤ 0.7 et K_b^* ≥ 0.4)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

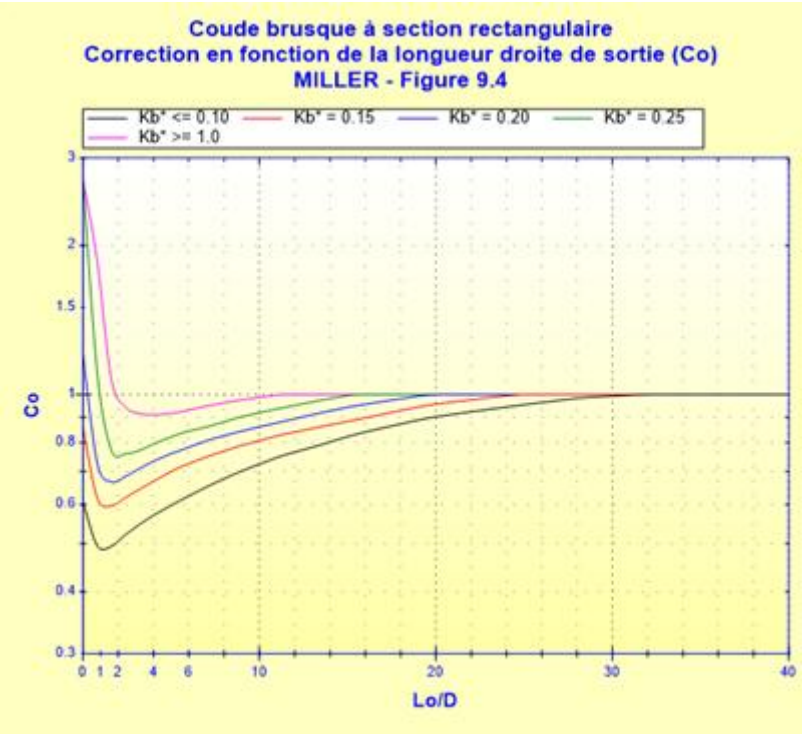
avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

- Coefficient de correction pour section circulaire
  - θ_b < 100°

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{D}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- $\theta_b \geq 100°$

$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

■ Coefficient de correction pour section rectangulaire

- b/W < 0,7 et Lo/D > 1

$$C_{or} = 1 - \frac{1 - C_o}{2}$$

- b/W > 1 et Lo/D < 1
  - ♦ 1.5 < r/W < 3

$$C_{or} = 2$$

  - ♦ r/W ≤ 1.5 or r/W ≥ 3

$$C_{or} = C_o$$

- sinon

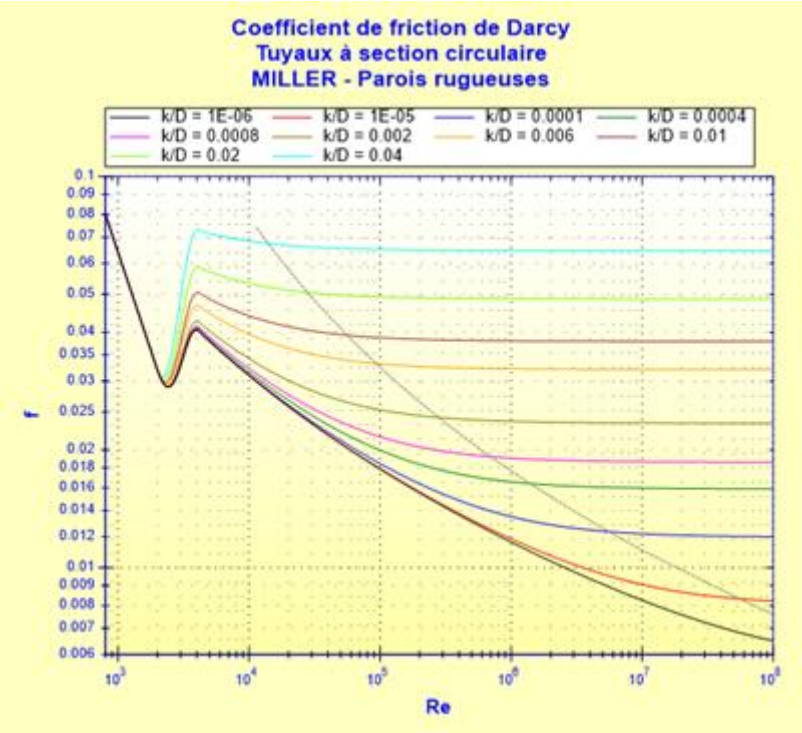
$$C_{or} = C_o$$

Si cette option n'est pas activée, les coefficients C_o et C_{or} sont égaux à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé pour le premier coude :

$$K_{b1} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

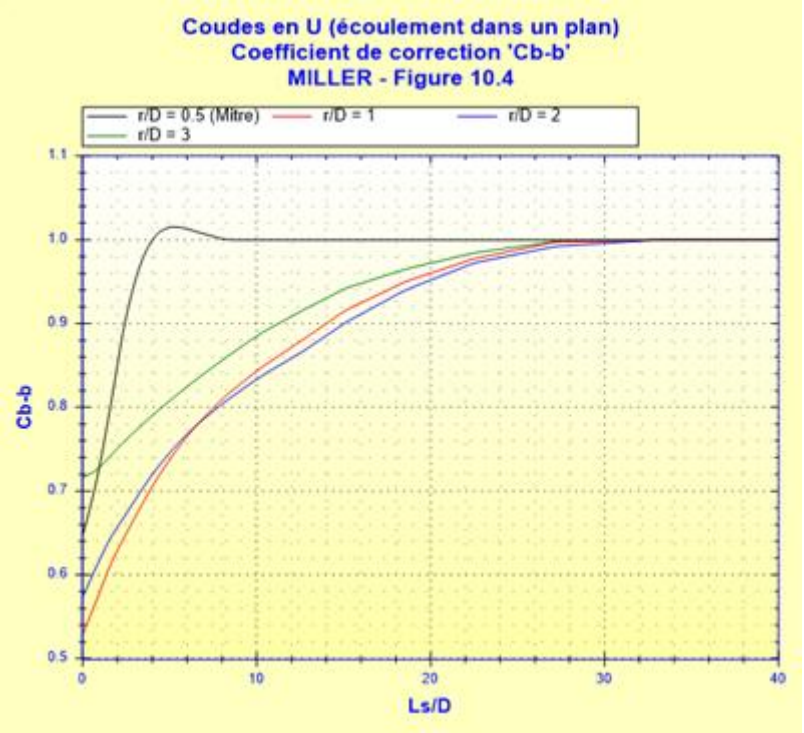
Coefficient de résistance corrigé pour le second coude :

$$K_{b2} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f \cdot C_o$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de correction de l'interaction :

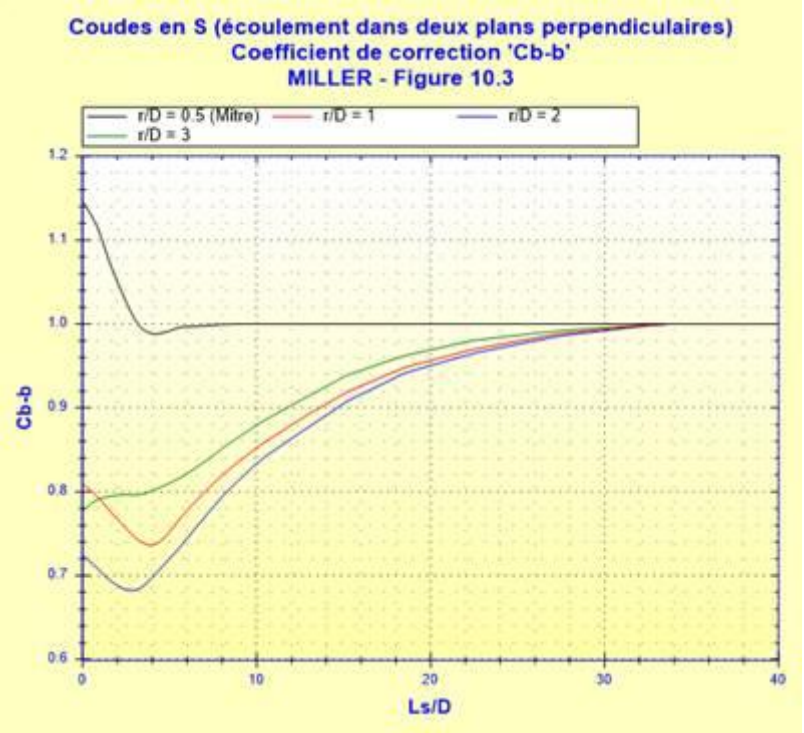
$$C_{b-c} = f\left(\frac{L_s}{D}, \frac{r}{D}\right)$$

■ Rapport de cotés b/W < 0.7



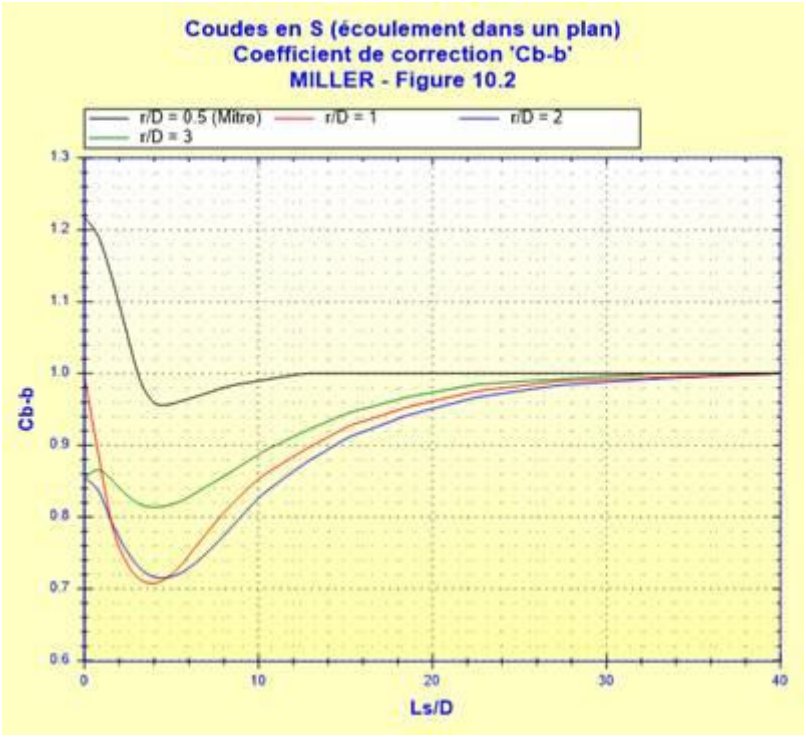
([1] figure 10.4)

■ Rapport de cotés 0.7 ≤ b/W ≤ 1.5



([1] figure 10.3)

■ Rapport de cotés b/W > 1.5



([1] figure 10.2)

Coefficient de perte de pression des deux coudes :

■ Rapport de cotés b/W < 0.7

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot \left[1 - \frac{1 - C_{b-b}}{2}\right]$$

([1] équation 10.1 avec coefficient de correction § 10.4)

■ Rapport de cotés b/W ≥ 0.7

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot C_{b-b}$$

([1] équation 10.1)

Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes :

$$K_f = f_{rough} \cdot \frac{L_s}{D}$$

([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_{b-b} + K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_{b-b} \cdot \frac{D}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
b	Largeur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L_s	Longueur droite entre les deux coudes (m)
L	Longueur totale développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure de chaque coude (°)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()

C_o Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section circulaire ()

C_{or} Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section rectangulaire ()

L_0 Longueur droite en sortie du coude (m)

f Coefficient de friction de Darcy ()

k Rugosité absolue des parois (m)

C_f Coefficient de correction de rugosité ()

K_{b1} Coefficient de résistance corrigé du premier coude ()

K_{b2} Coefficient de résistance corrigé du second coude ()

C_{b-b} Coefficient de correction de l'interaction ()

K_{b-b} Coefficient de perte de pression des deux coudes ()

K_f Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- rapport rayon de courbure / diamètre hydraulique 'r/D' : supérieur ou égal à 0,5 et inférieur ou égal à 10
  pour les rapports 'r/D' supérieurs à 3, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction 'Cb-b' correspondant à un rapport 'r/D' de valeur 3.

- angle de courbure : compris entre 10° et 180°

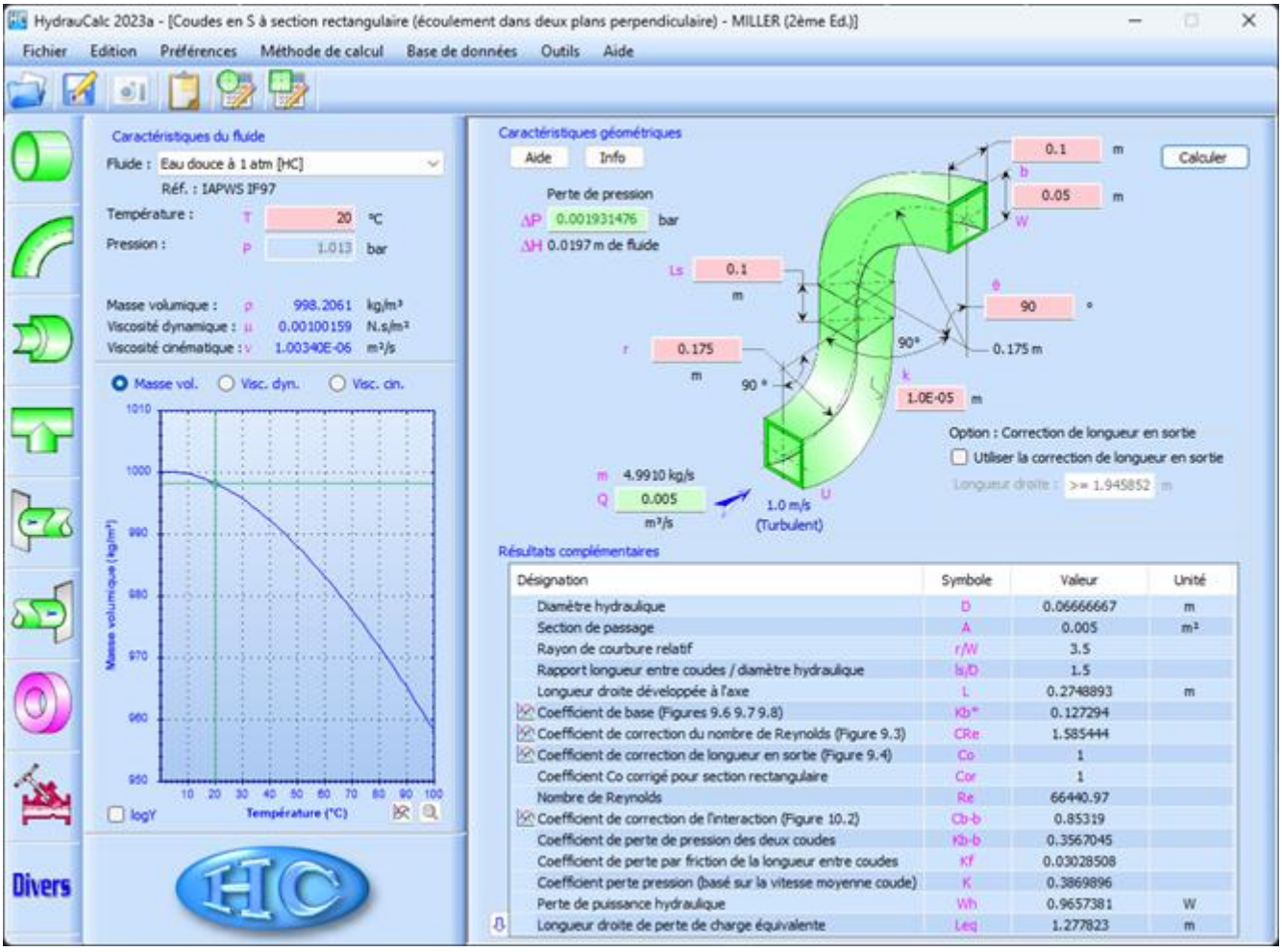
le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' est applicable pour les angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°.

pour les angles 'θ_b' inférieurs à 70° ou supérieurs à 90°, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' applicable aux angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°

- rayon de courbure relatif 'r/W' : compris entre 0.5 et 10
- rapports de cotés 'b/W' : compris entre 0.5 et 2

nota : pour des rapports de cotés 'b/W' inférieurs à 0.5, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5 et 1.
pour des rapports de cotés 'b/W' supérieurs à 2, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 1 et 2.

Exemple d'application :



Références :

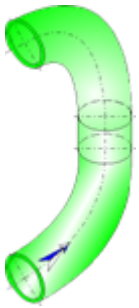
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.13 Coudes en U (1 plan) - Section circulaire

Coudes en U

(avec écoulement dans un plan)

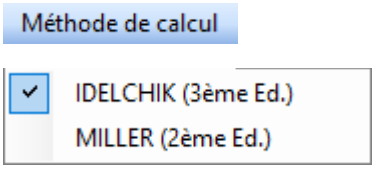
Section circulaire



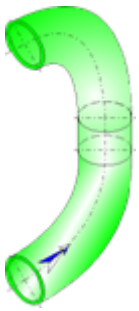
Pour le calcul du coefficient de perte de pression de deux coudes en U à section circulaire (avec écoulement dans un plan), l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.13.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en U (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé à l'entrée du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Longueur totale développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360} \right) + l_{el}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

■ Cas d'un coude unique d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_0 < 3$) ([1] diagramme 6-1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{D_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagramme 6-1)

- $0.50 \le R_0/D_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/D_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

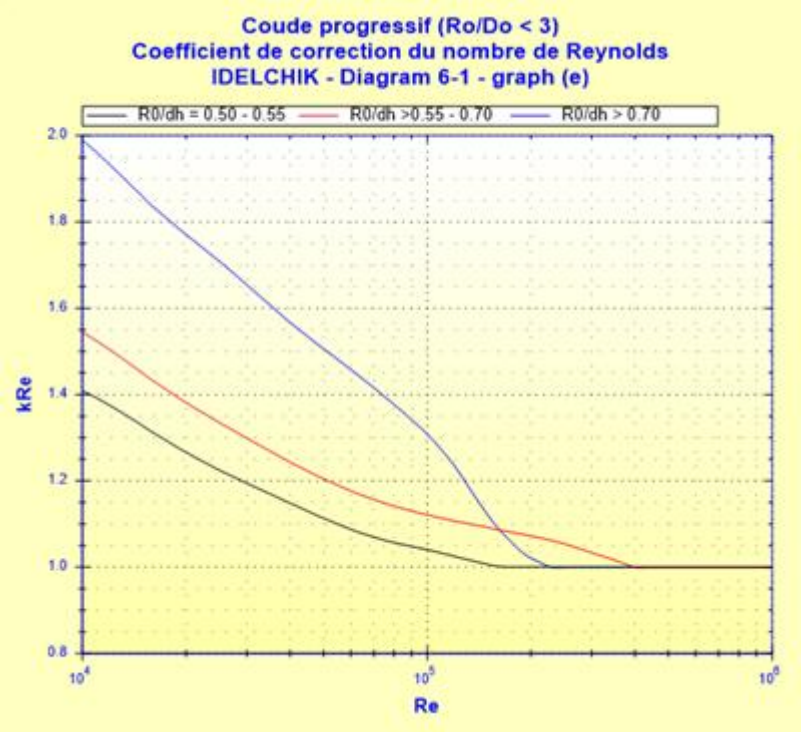
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_h}\right)$$

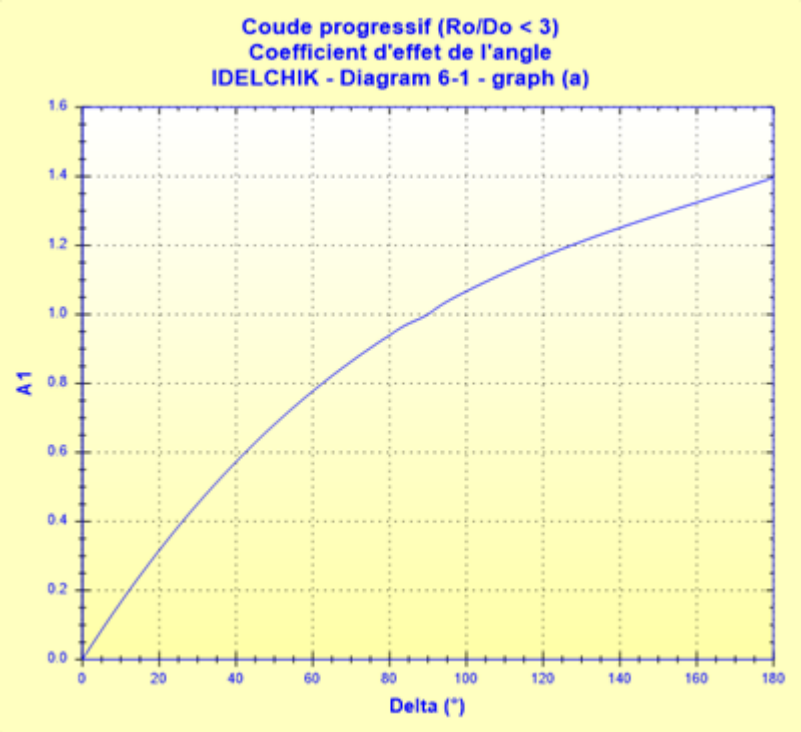
([1] diagramme 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagramme 6-1)

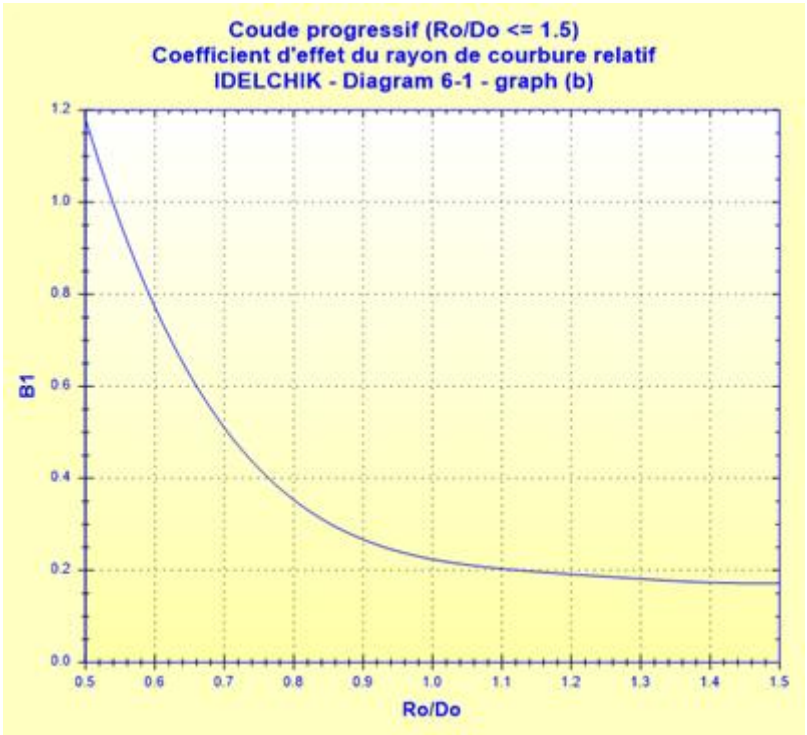


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

$$B1 = f\left(\frac{R_0}{D_h}\right)$$

([1] diagramme 6-1)

- $0.5 \leq R_0/D_0 \leq 1.5$



- $R_0/D_0 > 1.5$

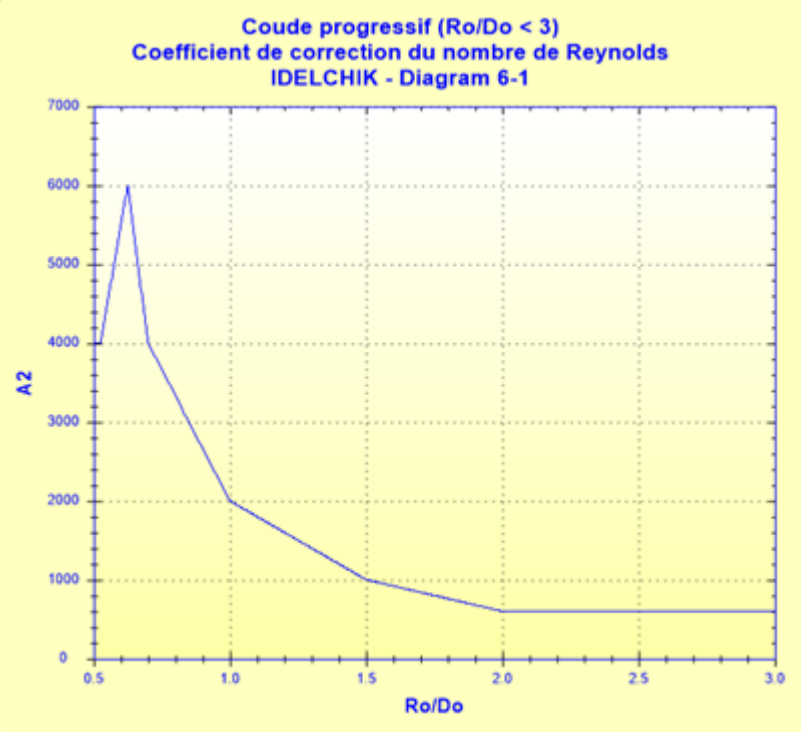
Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

$C1 = 1$ ([1] diagramme 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-1)

R_0/D_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression (sans friction) :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta'_{loc} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

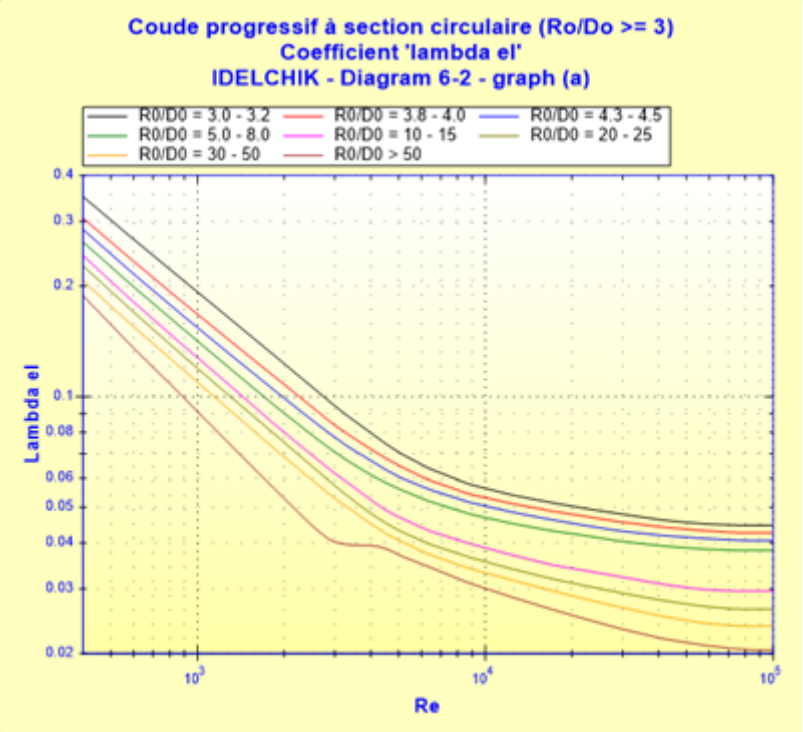
$$\zeta'_{loc} = \frac{A2}{Re} + A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un coude unique d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_0 \geq 3$) ([1] diagramme 6-2)

Coefficient total de friction avec parois lisses :

- $4 \cdot 10^2 \leq Re < 10^5$

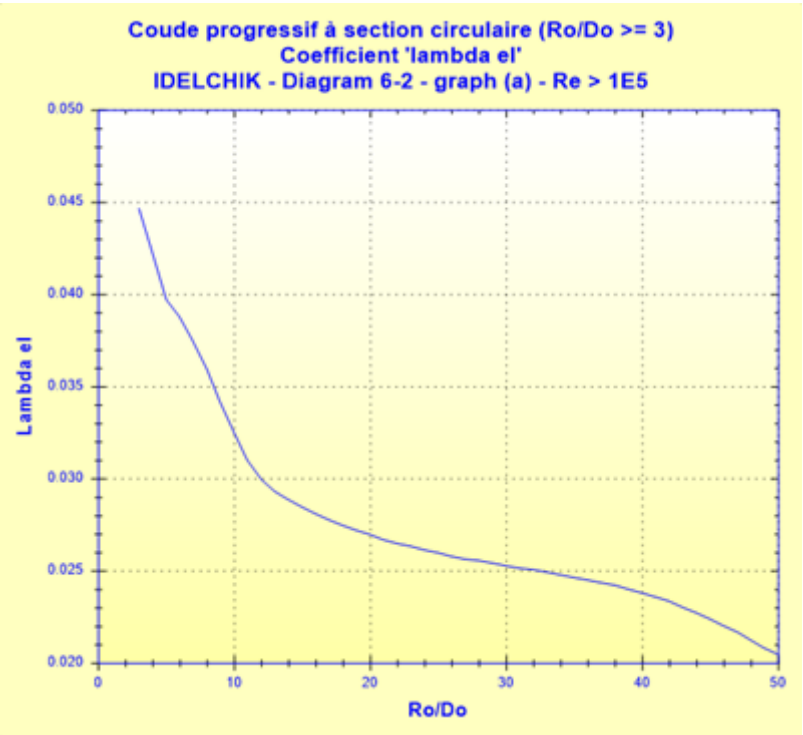
$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{D_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-2)



- Re ≥ 10^5

$$\lambda_{el} = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$$

([1] diagramme 6-2)



Estimation du coefficient de perte de charge locale

$$\zeta'_{loc} = (\lambda_{el} - \lambda_s) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \delta / 360}{D_h}$$

avec :

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

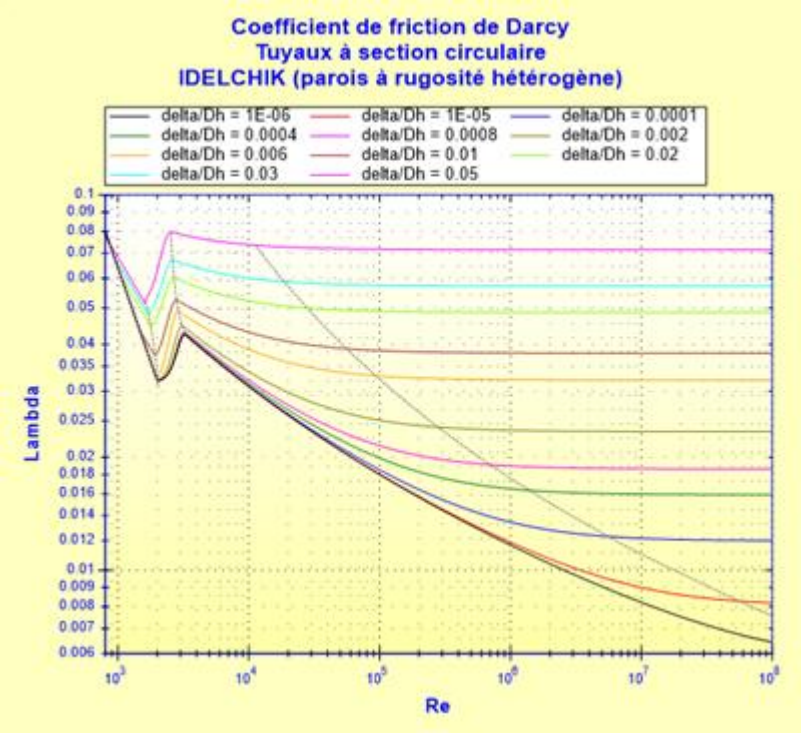
---

■ Cas de deux coudes en U ([1] diagramme 6-20)

Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de perte de pression de friction :

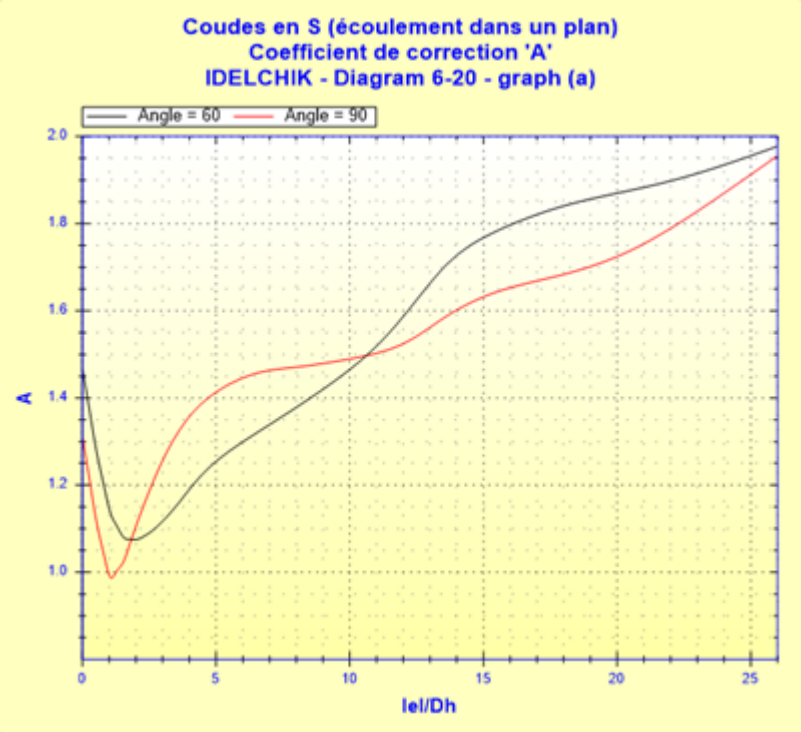
$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \left[2 \cdot \left(0.0175 \cdot \delta \cdot \frac{R_0}{D_h}\right) + \frac{l_{el}}{D_h}\right]$$

([1] diagramme 6-20)

Coefficient de correction :

$$A = f\left(\frac{L_{el}}{D_h}, \delta\right)$$

([1] diagramme 6-20 graph a)



Coefficient de perte de pression total (basé sur la vitesse moyenne dans les coudes) :

$$\zeta = A \cdot \zeta'_{loc} + \zeta_{fr}$$ ([1] diagramme 6-20)

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_0}{\lambda}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$ ([1] diagramme 6-20)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h Diamètre hydraulique du coude (m)

D_0 Diamètre intérieur du coude (m)

F_0 Section transversale de passage (m^2)

l Longueur totale développée (m)

l_{el} Longueur droite entre coudes (m)

R_0 Rayon de courbure (m)

δ Angle de courbure de chaque coude (°)

Q Débit volumique (m^3/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

G Débit massique (kg/s)

V Volume de fluide (m^3)

M Masse de fluide (kg)

Re Nombre de Reynolds ()

Δ Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)

$\bar{\Delta}$ Rugosité relative des parois intérieures du coude ()

k_Δ Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()

k_{Re} Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()

$A1$ Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()

$B1$ Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()

$C1$ Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()

$A2$ Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()

ζ'_{loc} Coefficient de résistance locale ()

λ_{el} Coefficient total de friction avec parois lisses ()

λ Coefficient de friction de Darcy ()

ζ_{fr} Coefficient de perte de pression de friction ()

A Coefficient de correction ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()

L_{eq} Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- rayon de courbure relatif : supérieur ou égal à 1 ($R_0/D_0 \geq 1$)
- angle de courbure d'un coude : 0 à 180°

  pour les angles 'δ' inférieurs à 60° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 60°.

  pour les angles 'δ' supérieurs à 90° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 90°.

■ cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/D_h < 3$)

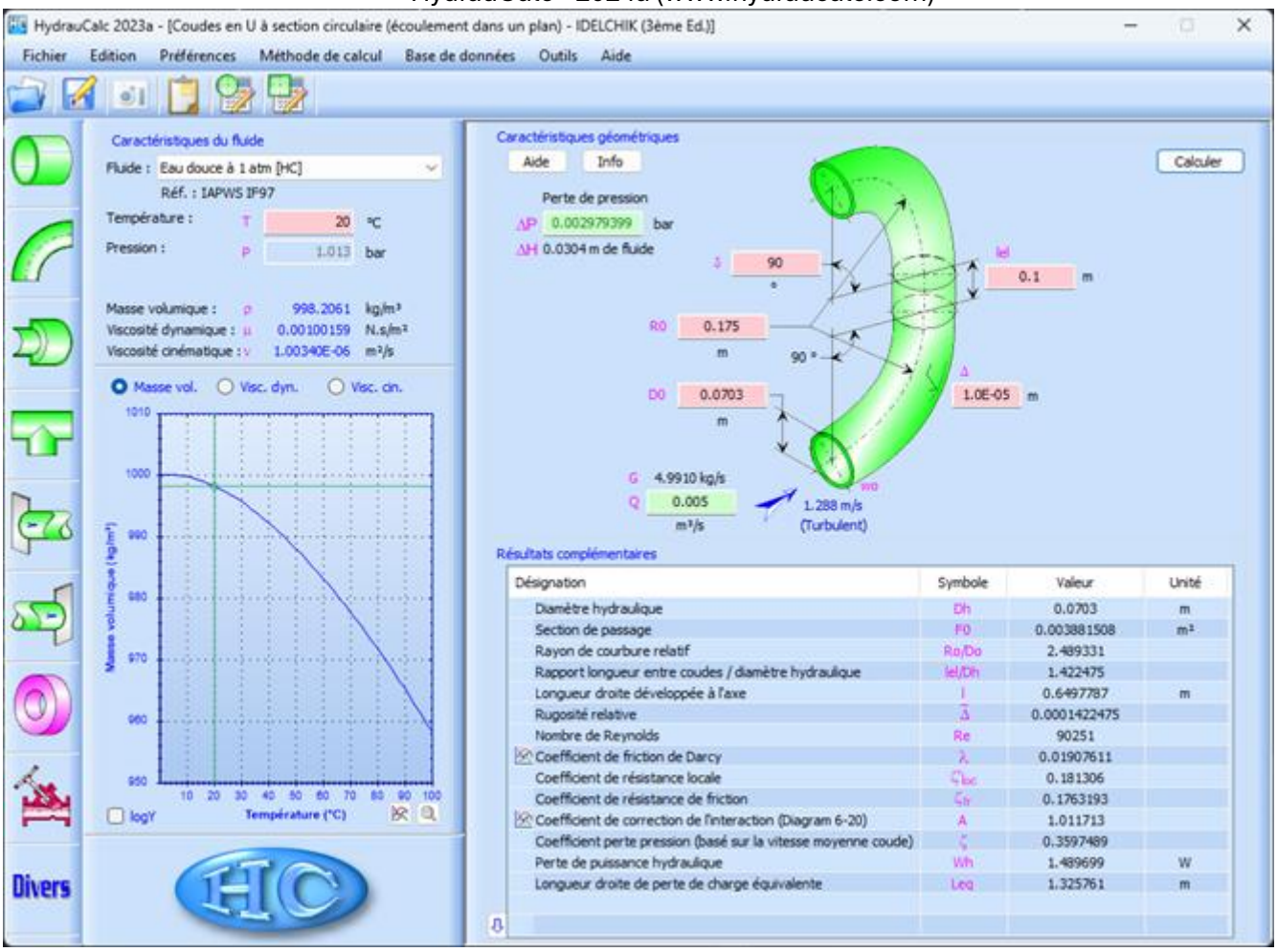
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/D_h \geq 3$)

- régime d'écoulement : $Re \geq 400$

  pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 400 le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

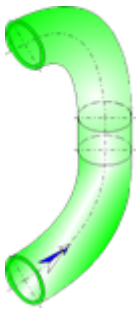
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.13.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en U (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est circulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = d$$

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur totale développée (m) :

$$L = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360} \right) + L_s$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

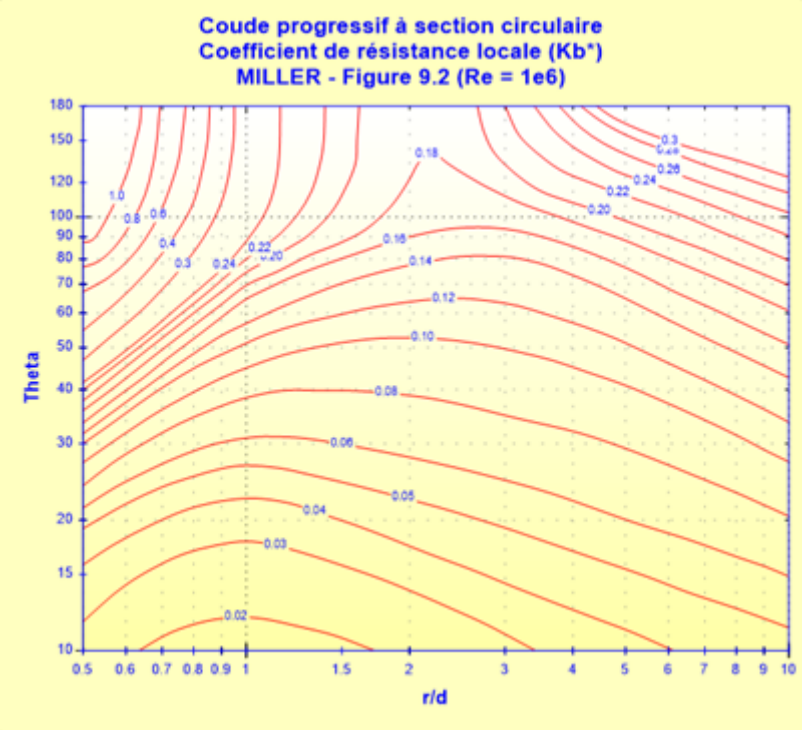
$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

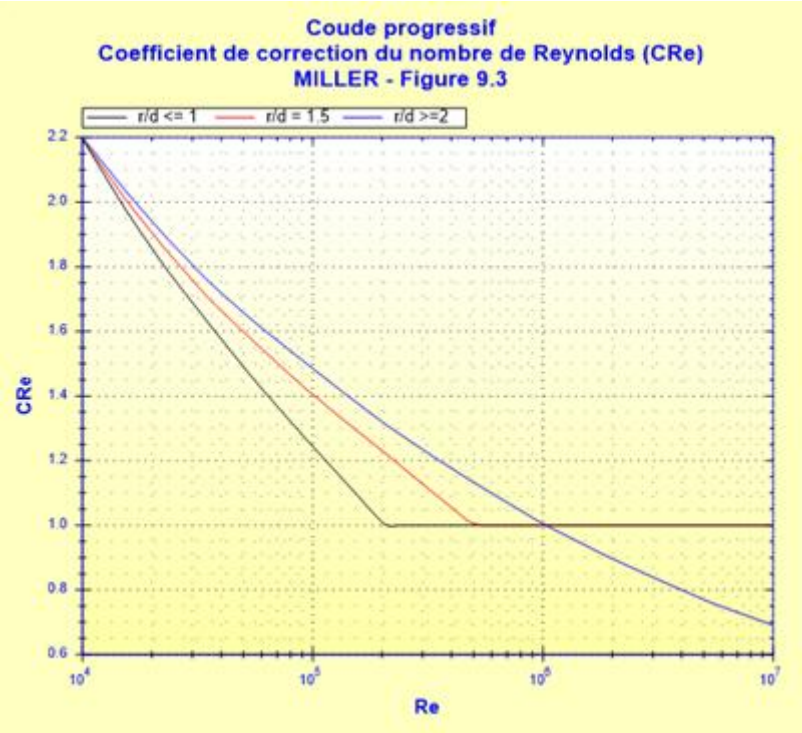
Coefficient de résistance de base pour un coude :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{d}, \theta_b\right)$$ ([1] figure 9.2)



Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)



■ r/d ≥ 1

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ r/d < 1

● r/d > 0.7 ou K_b^* < 0.4

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

● sinon (r/d ≤ 0.7 et K_b^* ≥ 0.4)

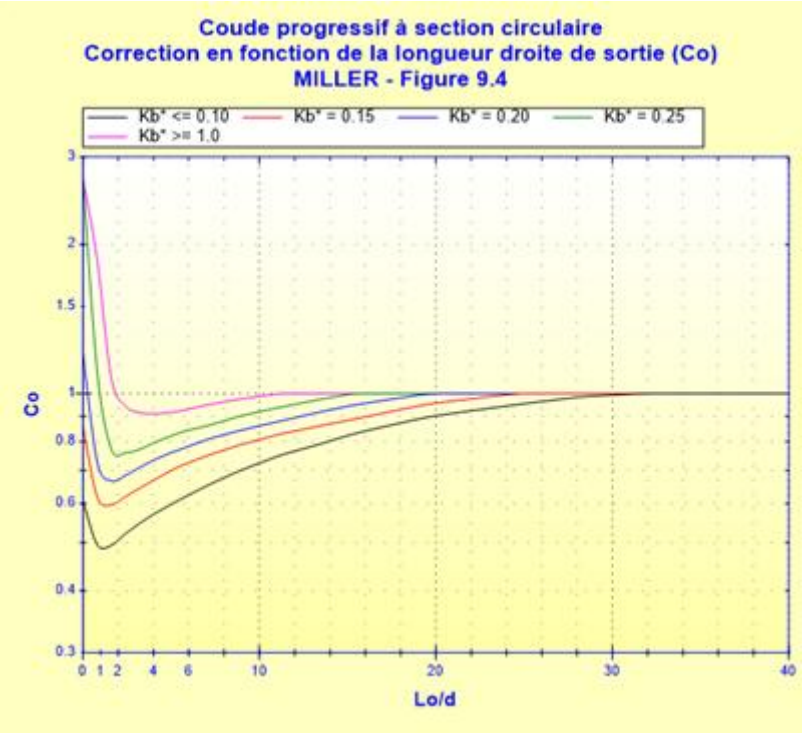
$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/d=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



- r/d < 3 et θ_b < 100°

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{d}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)

- sinon (r/d > 3 et/ou θ_b > 100°)

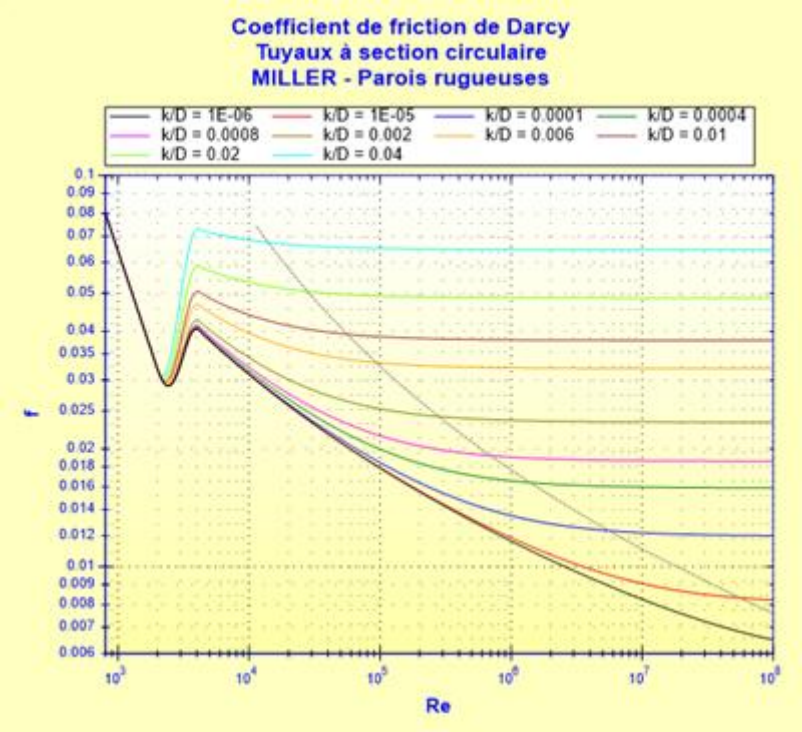
$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

Si cette option n'est pas activée, le coefficient C_o est égal à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé pour le premier coude :

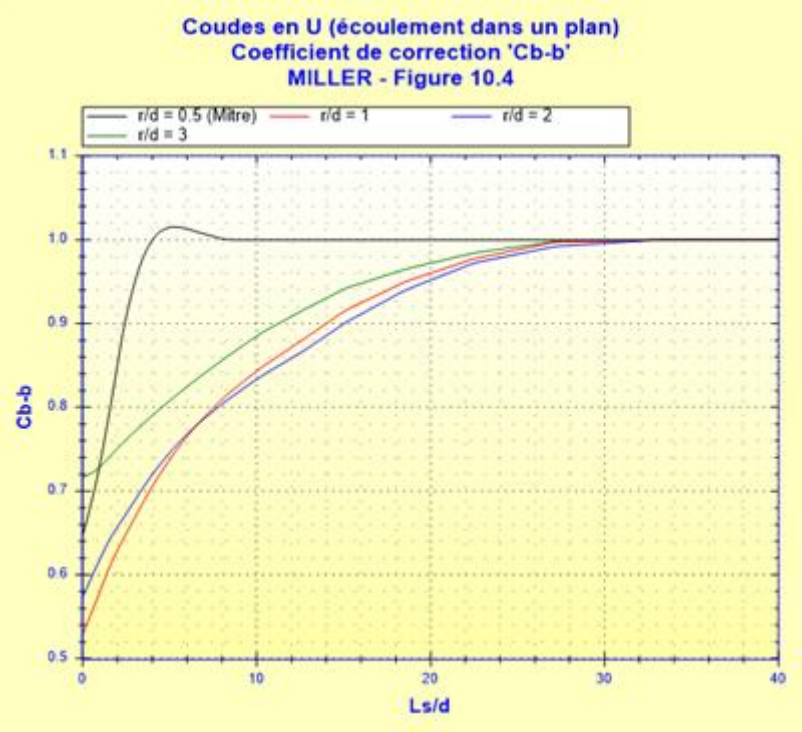
$$K_{b1} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de résistance corrigé pour le second coude :

$$K_{b2} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f \cdot C_o$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$C_{b-c} = f\left(\frac{L_s}{d}, \frac{r}{d}\right)$$ ([1] figure 10.4)



Coefficient de perte de pression des deux coudes :

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot C_{b-b}$$ ([1] équation 10.1)

Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes :

$$K_f = f \cdot \frac{L_s}{d}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_{b-b} + K_f$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K \cdot \frac{d}{f}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre hydraulique du coude (m)
d	Diamètre intérieur du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L_s	Longueur droite entre les deux coudes (m)
L	Longueur totale développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure de chaque coude (°)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base d'un coude ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()
K_{b1}	Coefficient de résistance corrigé du premier coude ()
K_{b2}	Coefficient de résistance corrigé du second coude ()
C_{b-b}	Coefficient de correction de l'interaction ()
K_{b-b}	Coefficient de perte de pression des deux coudes ()

K_f	Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

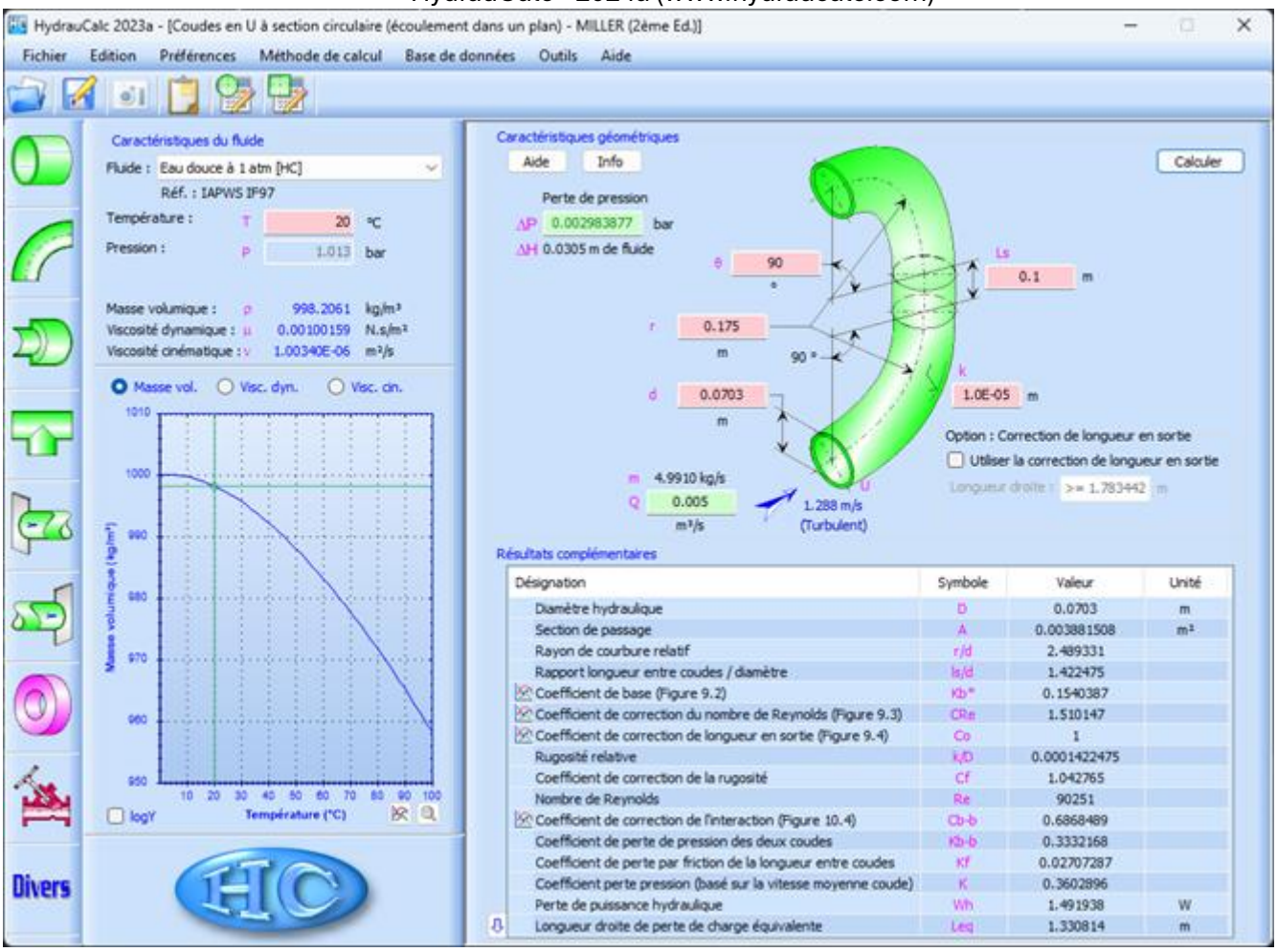
- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- rayon de courbure relatif 'r/d' : supérieur ou égal à 0,5 et inférieur ou égal à 10
- pour les rayons de courbure relatif 'r/d' supérieurs à 3, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' correspondant à un rayon de courbure relatif 'r/d' de valeur 3.

- angle de courbure : compris entre 10° et 180°

  le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' est applicable pour les angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°.

  pour les angles 'θ_b' inférieurs à 70° ou supérieurs à 90°, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' applicable aux angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°

Exemple d'application :



Références :

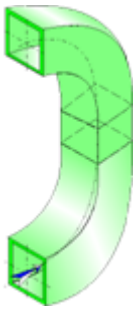
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.2.14 Coudes en U (1 plan) - Section rectangulaire

Coudes en U

(avec écoulement dans un plan)

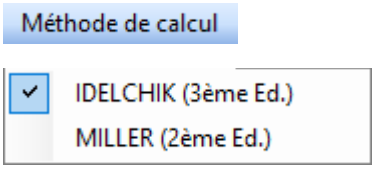
Section rectangulaire



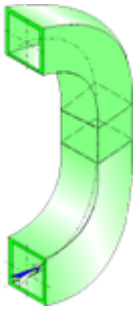
Pour le calcul du coefficient de perte de pression de deux coudes en U à section rectangulaire (avec écoulement dans un plan), l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.2.14.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en U (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{2 \cdot a_0 \cdot b_0}{a_0 + b_0}$$ ([1] diagram 6-1)

Section transversale de passage (m^2) :

$$F_0 = a_0 \cdot b_0$$

Longueur totale développée à l'axe (m) :

$$l = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\delta}{360} \right) + l_{el}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/h) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = F_0 \cdot l$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu}$$

Rugosité relative :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}$$

■ Cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$) ([1] diagram 6-1)

Coefficient d'effet de la rugosité :

$$k_\Delta = f\left(\frac{R_0}{b_0}, Re, \overline{\Delta}\right)$$ ([1] diagram 6-1)

- $0.50 \le R_0/b_0 \le 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re	
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$
0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$1 + 0.5 \cdot 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	1.5

- $R_0/b_0 > 0.55$

$\overline{\Delta}$	Re		
	$3 \cdot 10^3$ - $4 \cdot 10^4$	> $4 \cdot 10^4$ - $2 \cdot 10^5$	> $2 \cdot 10^5$
0	1.0	1.0	1.0
0 - 0.001	1.0	$\lambda_\Delta / \lambda_{sm}$	$1 + 10^3 \cdot \overline{\Delta}$
> 0.001	1.0	2.0	2.0

avec:

λ_{sm} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

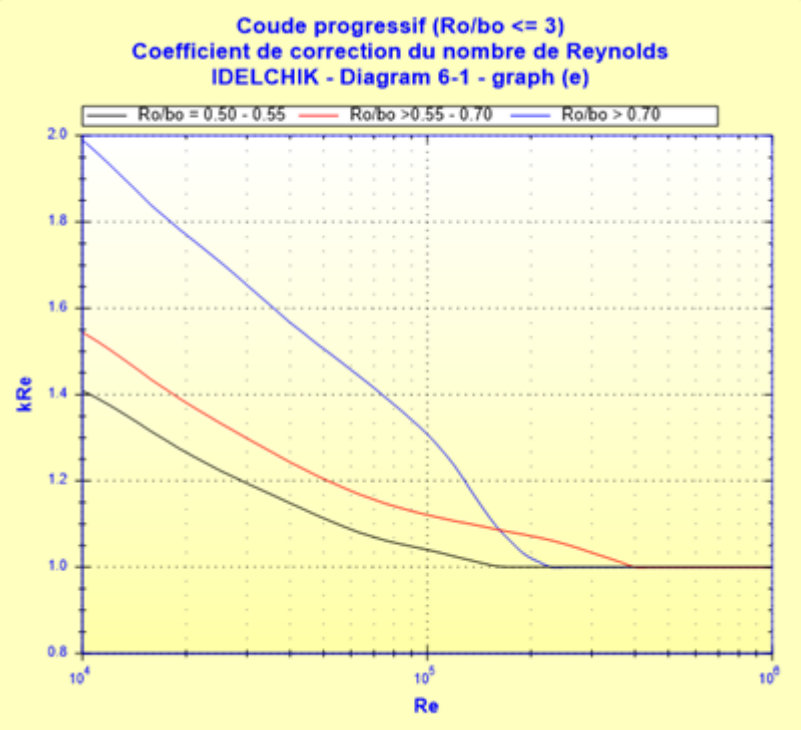
λ_Δ : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux ($\overline{\Delta} = \Delta/D_h$) à Re

---

Coefficient d'effet du nombre de Reynolds (Re ≥ 10^4) :

$$k_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{b_0}\right)$$

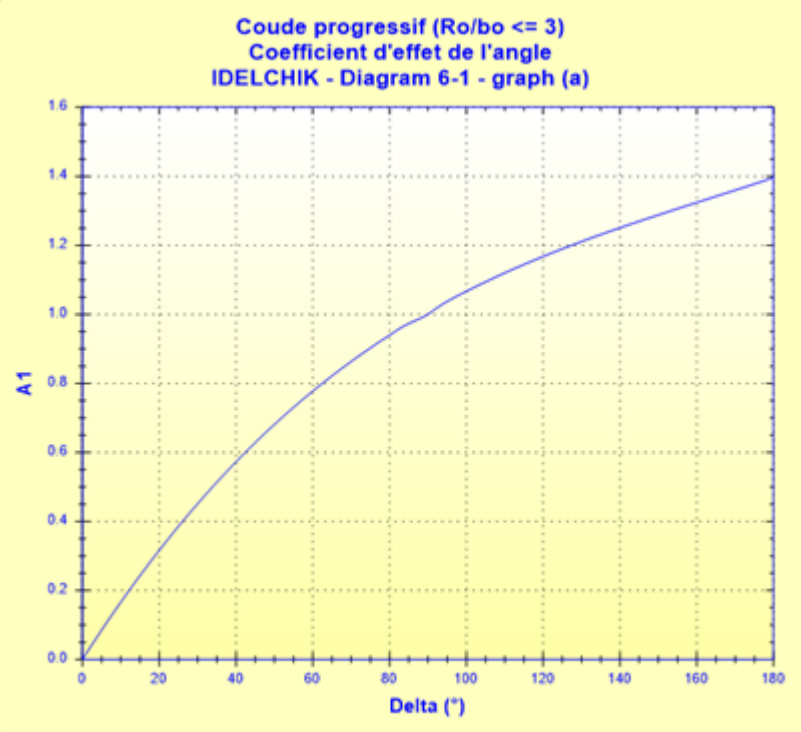
([1] diagram 6-1)



Coefficient d'effet de l'angle :

$$A1 = f(\delta)$$

([1] diagram 6-1)

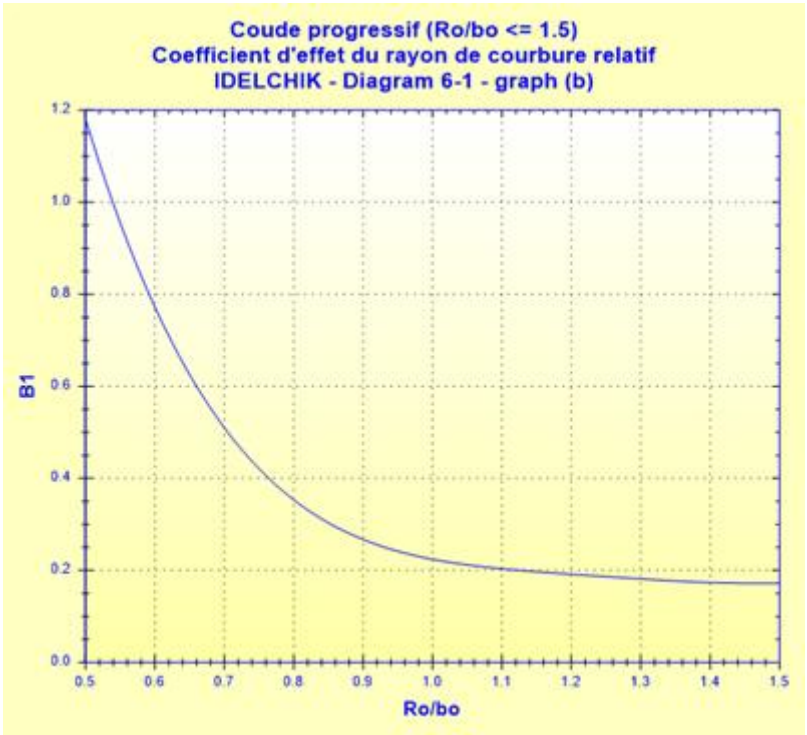


Coefficient d'effet du rayon de courbure relatif :

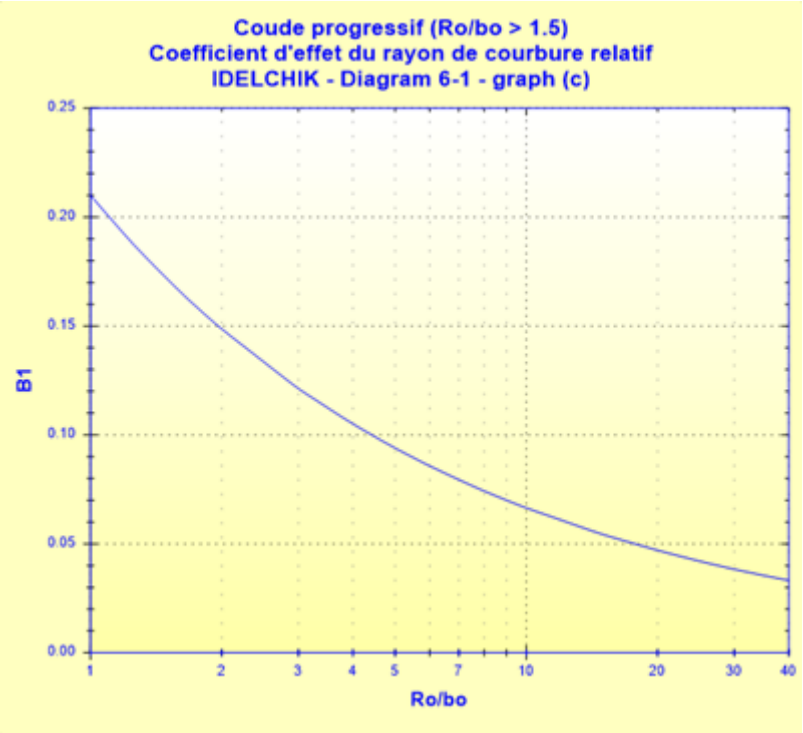
$$B1 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

- $0.5 \leq R_0/b_0 \leq 1.5$



- $R_0/b_0 > 1.5$



Coefficient d'effet de l'allongement relatif de la section transversale :

- $a_0 \geq b_0$

$$C1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagram 6-1)

- $a_0 < b_0$

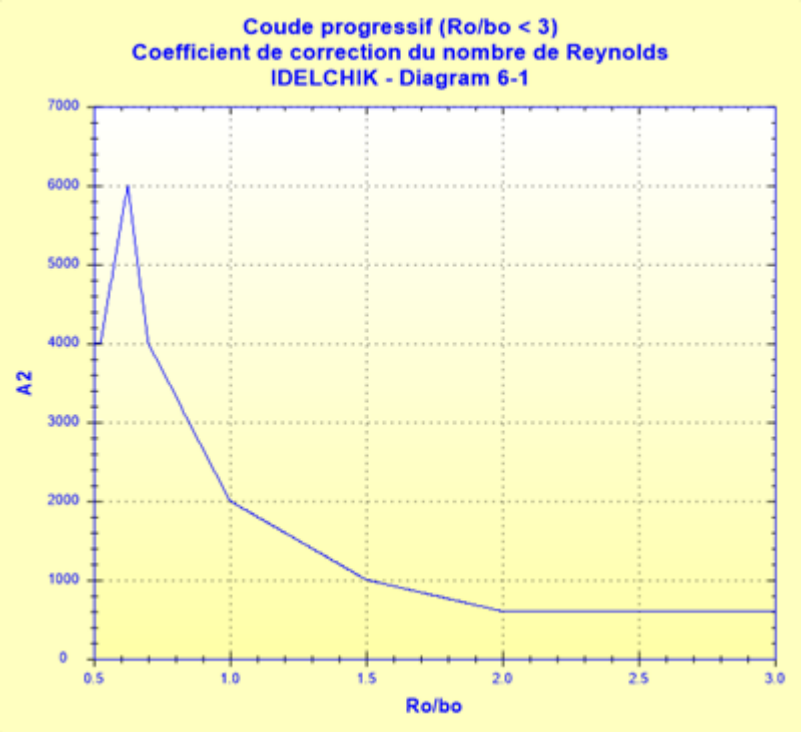
$$C1 = f\left(\frac{b_0}{a_0}\right)$$ ([1] diagram 6-1)

Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif :

$$A2 = f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$$

([1] diagram 6-1)

R_0/b_0	0.50 - 0.55	>0.55 - 0.70	>0.70 - 1.0	>1.0 - 2.0	>2.0
$A2 \times 10^{-3}$	4.0	6.0	4.0 - 2.0	1.0	0.6



Coefficient de perte de pression (sans friction) :

- $Re \geq 10^4$

$$\zeta'_{loc} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

- $3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

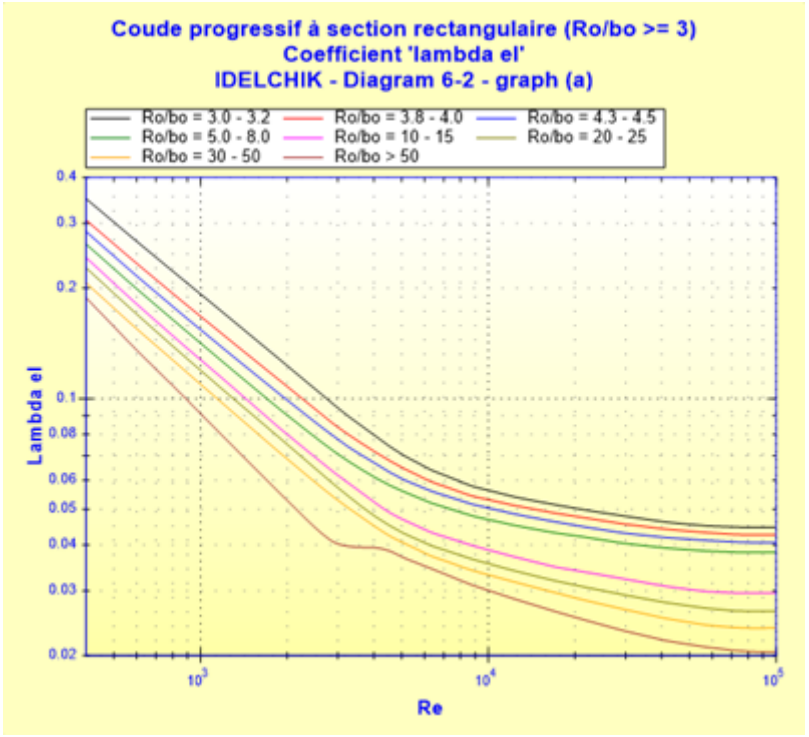
$$\zeta'_{loc} = \frac{A2}{Re} + A1 \cdot B1 \cdot C1$$ ([1] diagramme 6-1)

■ Cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$) ([1] diagram 6-2)

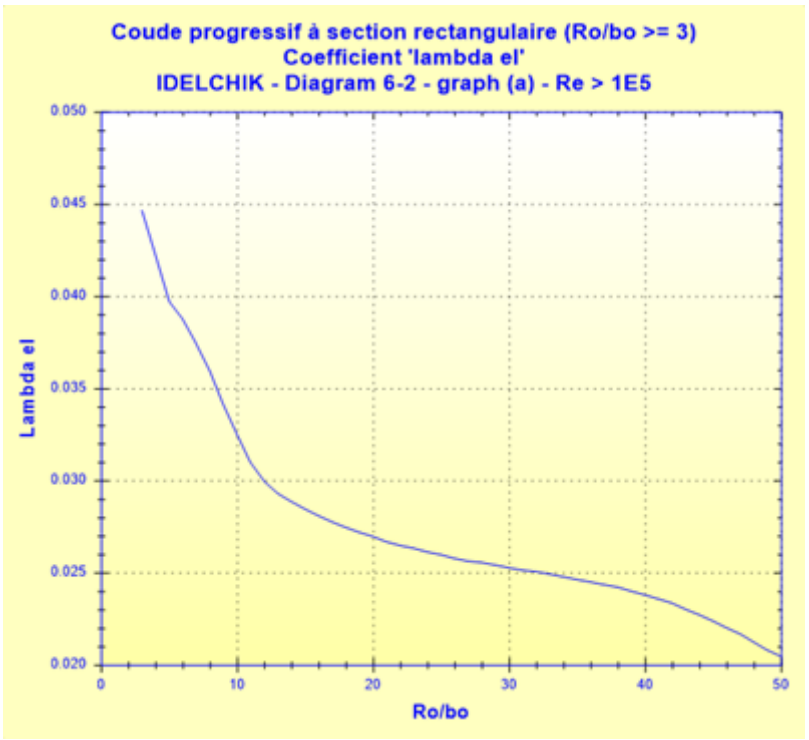
Coefficient total de friction avec parois lisses :

$$\lambda_{el} = f\left(Re, \frac{R_0}{b_0}\right)$$ ([1] diagramme 6-2)

- $Re < 10^5$



- Re ≥ 10^5



Estimation du coefficient de perte de charge locale

$$\zeta'_{loc} = (\lambda_{el} - \lambda_s) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot \delta / 360}{D_h}$$

avec :

λ_s : coefficient de friction de Darcy pour tuyau hydrauliquement lisse ($\overline{\Delta} = 0$) à Re

---

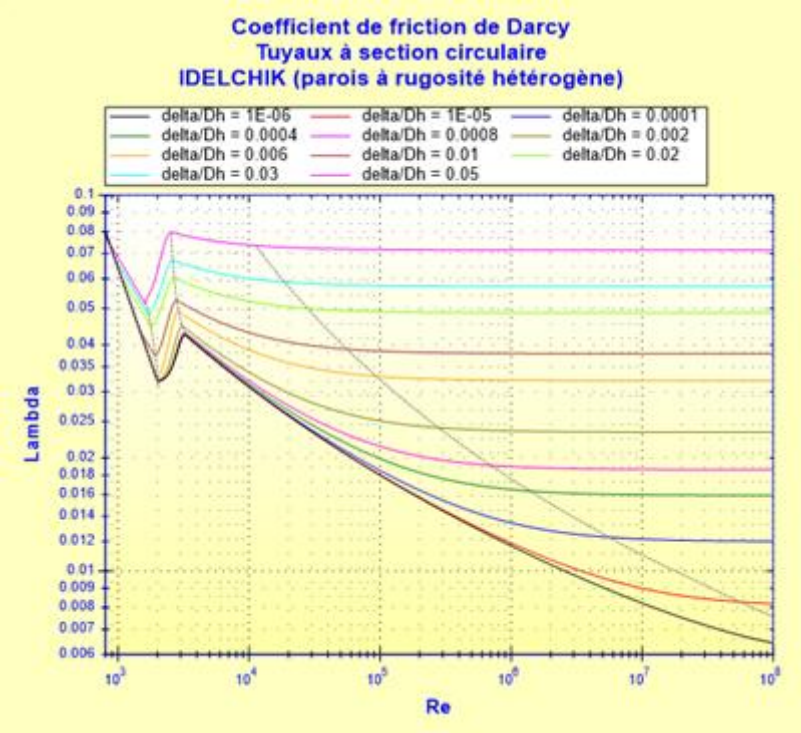
■ Cas de deux coudes en U ([1] diagramme 6-20)

Coefficient de friction de Darcy :

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

■ Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire

$$\lambda_{circ} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$



■ Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire

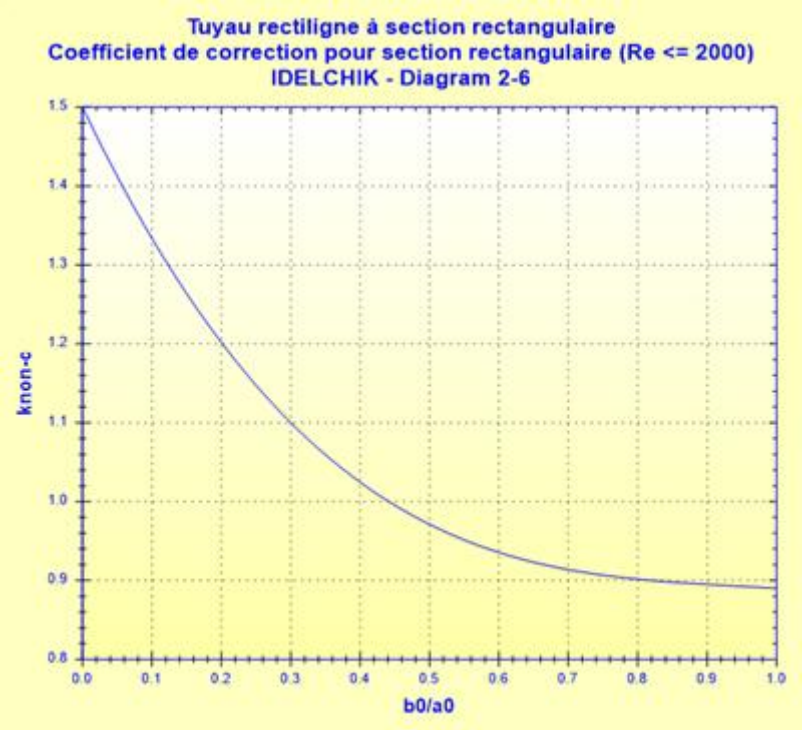
♦ $a_0 \geq b_0$

$$k_{non-c} = f\left(b_0/a_0\right)$$ ([1] diagramme 2-6)

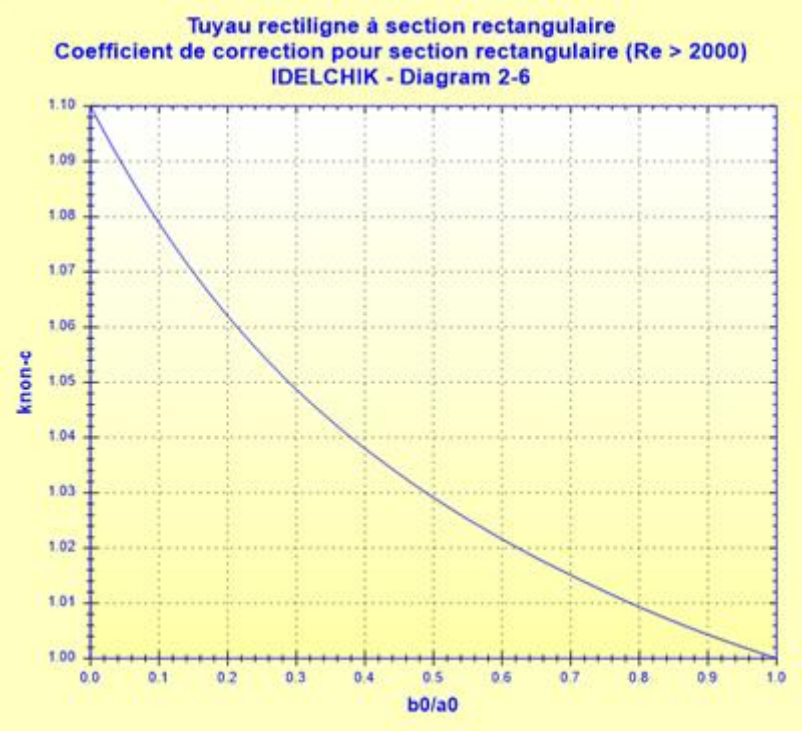
♦ $a_0 < b_0$

$$k_{non-c} = f\left(a_0/b_0\right)$$ ([1] diagramme 2-6)

● régime laminaire (Re ≤ 2000) :



- régime turbulent (Re > 2000) :



■ Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire

$$\lambda_{rect} = \lambda_{circ} \cdot k_{non-c}$$ ([1] diagramme 2-6)

Coefficient de perte de pression de friction :

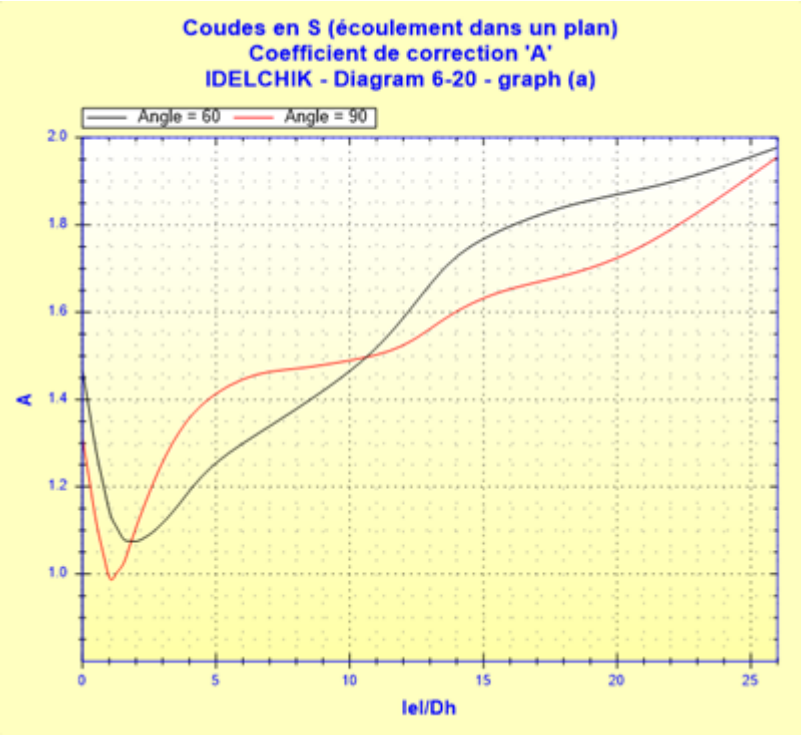
$$\zeta_{fr} = \lambda \cdot \left[2 \cdot \left(0.0175 \cdot \delta \cdot \frac{R_0}{D_h} \right) + \frac{l_{el}}{D_h} \right]$$

([1] diagramme 6-20)

Coefficient de correction de l'interaction :

$$A = f\left(\frac{L_{el}}{D_h}, \delta \right)$$

([1] diagram 6-20 graph a)



Coefficient de perte de pression total (basé sur la vitesse moyenne dans les coudes) :

$$\zeta = A \cdot \zeta'_{loc} + \zeta_{fr}$$

([1] diagramme 6-20)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

([1] diagramme 6-20)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = \zeta \cdot \frac{D_h}{\lambda_{rect}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

a_0	Largeur de la section rectangulaire (m)
b_0	Hauteur de la section rectangulaire (m)
D_h	Diamètre hydraulique du coude (m)
F_0	Section transversale de passage (m^2)
l	Longueur totale développée (m)
R_0	Rayon de courbure (m)
δ	Angle de courbure de chaque coude (°)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
Δ	Rugosité absolue des parois intérieures du coude (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois intérieures du coude ()
k_Δ	Coefficient qui caractérise l'effet de la rugosité ()
k_{Re}	Coefficient qui caractérise l'effet du nombre de Reynolds ()
A1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'angle ()
B1	Coefficient qui caractérise l'effet du rayon de courbure relative ()
C1	Coefficient qui caractérise l'effet de l'allongement relatif de la section transversale ()
A2	Coefficient de correction du nombre de Reynolds dépendant du rayon de courbure relatif ()
ζ'_{loc}	Coefficient de résistance locale ()

λ_{circ}	Coefficient de friction de Darcy pour section circulaire ()
k_{non-c}	Correction du coefficient de friction de Darcy pour section non circulaire ()
λ_{rect}	Coefficient de friction de Darcy pour section rectangulaire ()
λ_{el}	Coefficient de friction ()
ζ_{fr}	Coefficient de perte de pression de friction ()
A	Coefficient de correction de l'interaction ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement stabilisé en amont du coude
- longueur droite en amont du coude : $\geq 10\ D_h$
- rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 1 ($R_0/b_0 \geq 1$)
- angle de courbure : 0 à 180°

pour les angles 'δ' inférieurs à 60° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 60°.

pour les angles 'δ' supérieurs à 90° le coefficient de perte de pression 'ζ' est estimé en prenant en compte un coefficient de correction de l'interaction '*A*' correspondant à celui d'un angle de 90°.

■ cas d'un rayon de courbure relatif inférieur à 3 ($R_0/b_0 < 3$)

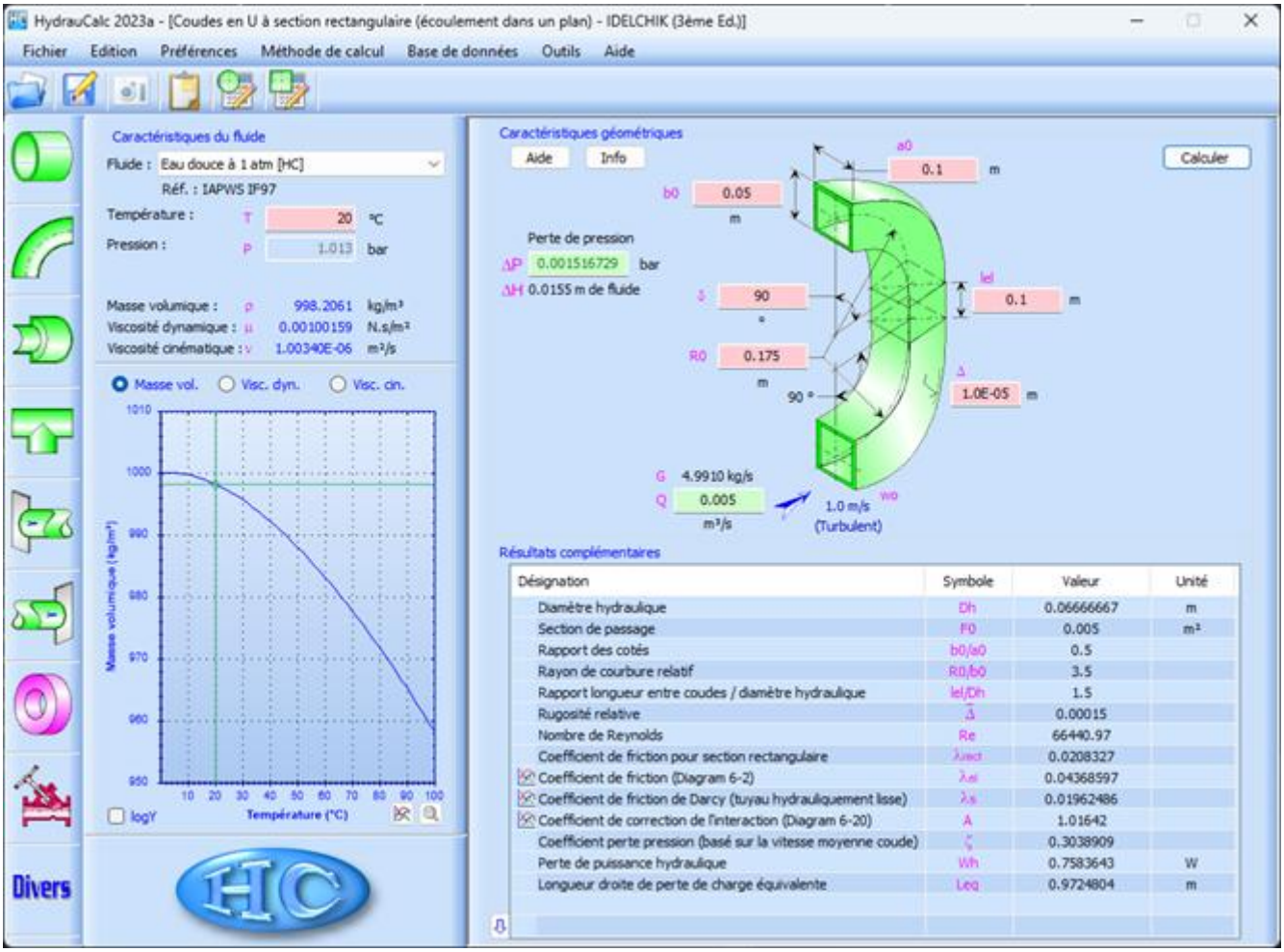
- régime d'écoulement : $Re \geq 3 \cdot 10^3$

■ cas d'un rayon de courbure relatif supérieur ou égal à 3 ($R_0/b_0 \geq 3$)

- régime d'écoulement : $500 \leq Re \leq 38 \cdot 10^3$

pour des nombres de Reynolds 'Re' inférieurs à 500 ou supérieurs à $38 \cdot 10^3$, le coefficient 'λ_{el}' est extrapolé linéairement.

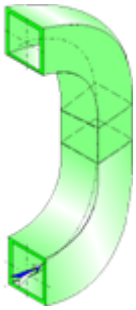
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.2.14.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) de deux coudes en U (avec écoulement dans un plan) dont la section transversale est rectangulaire et constante. En outre, l'écoulement est supposé entièrement développé et stabilisé en amont du premier coude.

Une option permet de prendre en compte l'effet de la longueur droite en sortie du second coude.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D = \frac{2 \cdot b \cdot W}{b + W}$$ ([1] équation 9.5)

Section transversale de passage (m^2) :

$$A = b \cdot W$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Longueur totale développée (m) :

$$L = 2 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r \cdot \frac{\theta_b}{360} \right) + L_s$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide (m^3) :

$$V = A \cdot L$$

Masse de fluide (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

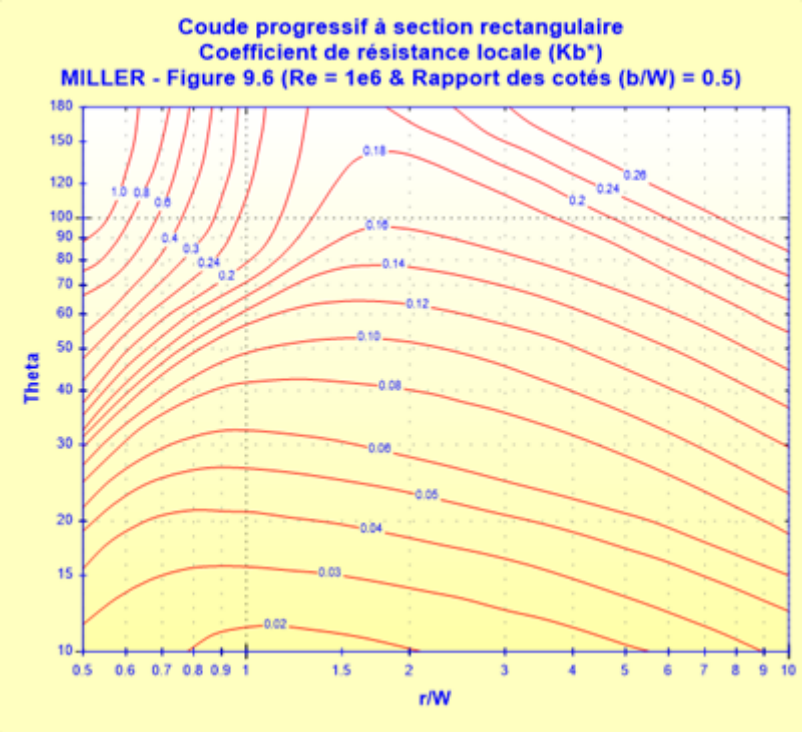
([1] équation 9.6)

Coefficient de résistance de base :

$$K_b^* = f\left(\frac{r}{W}, \theta_b\right)$$

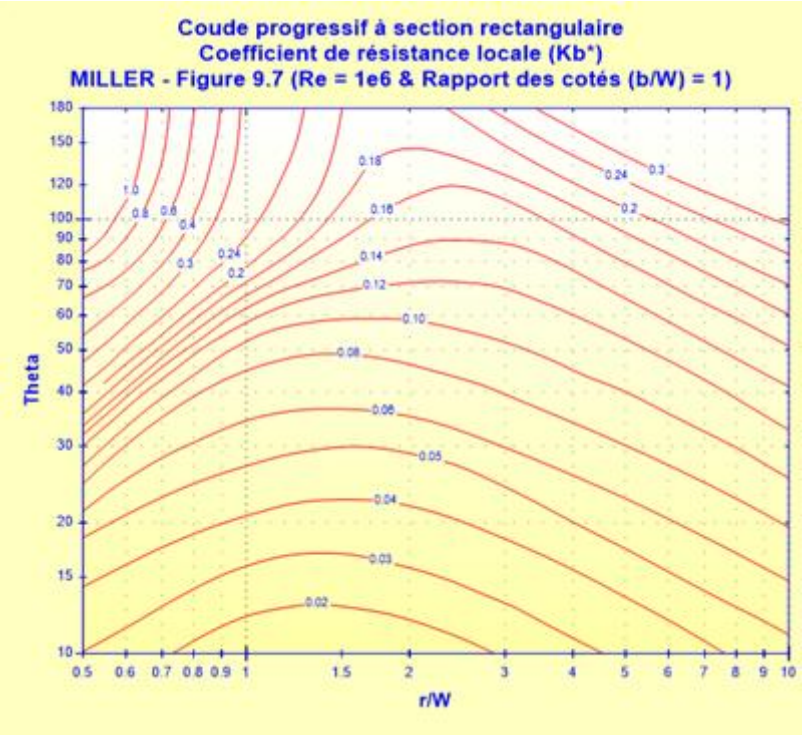
([1] figures 9.6 – 9.7 – 9.8)

- Rapport de cotés b/W = 0.5



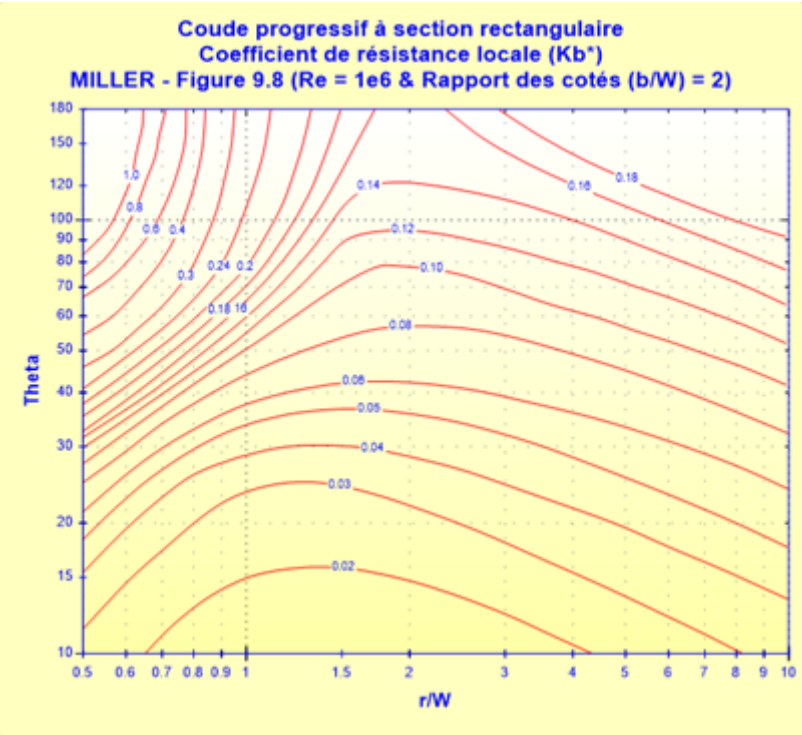
([1] figure 9.6)

■ Rapport de cotés b/W = 1



([1] figure 9.7)

■ Rapport de cotés b/W = 2



([1] figure 9.8)

Pour des rapports de cotés 'b/W' compris entre 0,5 et 2, le coefficient K_b^* est obtenu par interpolation curviligne entre les valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5, 1, 2.

Coefficient de correction du nombre de Reynolds :

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{W}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ $r/W \geq 1$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3)

■ $r/W < 1$

● $r/W > 0.7$ ou $K_b^* < 0.4$

$$C_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

● sinon ($r/W \leq 0.7$ et $K_b^* \geq 0.4$)

$$C_{Re} = \frac{K_b^*}{K_b^* - 0.2C'_{Re} + 0.2}$$ ([1] équation 9.2)

avec :

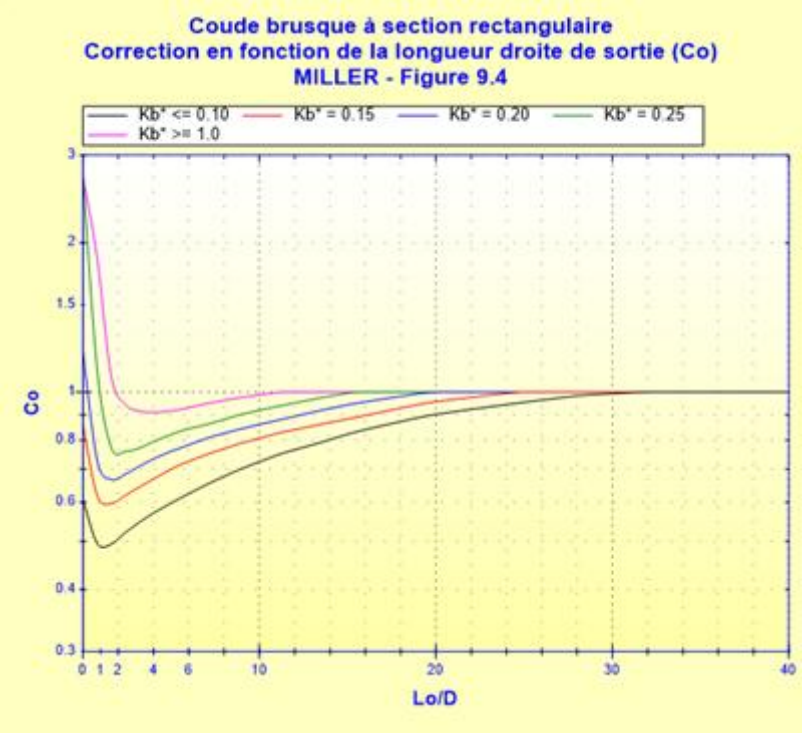
$$C'_{Re} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{r}{D}\right)$$ ([1] figure 9.3 avec r/W=1)

Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude (optionnel) :

■ Coefficient de correction pour section circulaire

● $\theta_b < 100°$

$$C_o = f\left(\frac{L_o}{D}, K_b^*\right)$$ ([1] figure 9.4)



● $\theta_b \geq 100°$

$$C_o = 1$$ (effet négligeable)

■ Coefficient de correction pour section rectangulaire

● $b/W < 0{,}7$ et $Lo/D > 1$

$$C_{or} = 1 - \frac{1 - C_o}{2}$$

● $b/W > 1$ et $Lo/D < 1$

♦ $1.5 < r/W < 3$

$$C_{or} = 2$$

♦ $r/W \leq 1.5$ or $r/W \geq 3$

$$C_{or} = C_o$$

● sinon

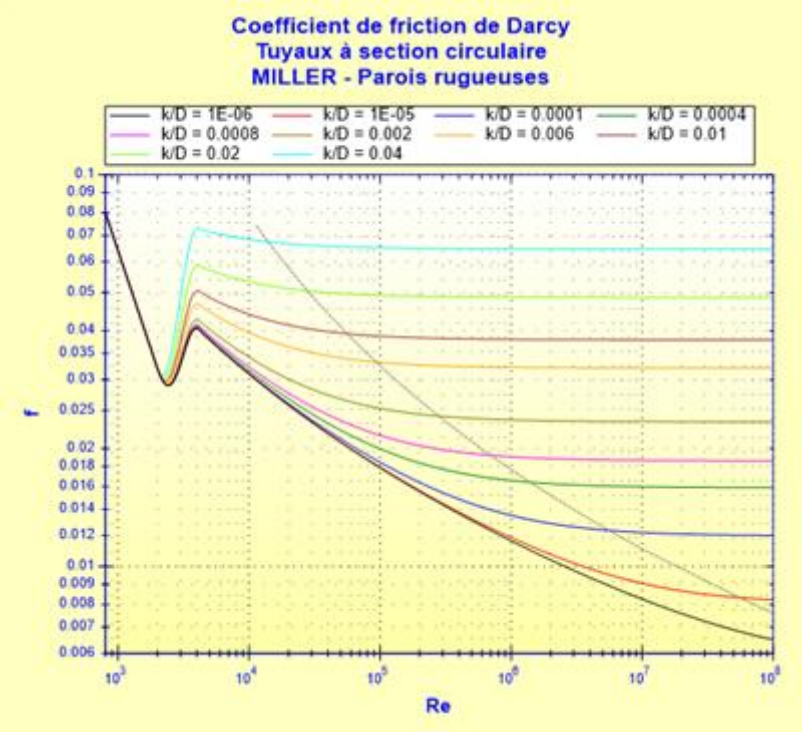
$$C_{or} = C_o$$

Si cette option n'est pas activée, les coefficients C_o et C_{or} sont égaux à l'unité.

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section rectangulaire et parois rugueuses (MILLER)



Coefficient de correction de la rugosité :

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$ ([1] équation 9.3)

avec :

f_{rough} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau rugueux à Re

f_{smooth} : coefficient de friction de Darcy pour tuyau lisse (k = 0) à Re

Pour Re > 10^6, C_f est calculé avec l'équation (9.3) pour Re = 10^6

Coefficient de résistance corrigé pour le premier coude :

$$K_{b1} = K_b^* \cdot C_{\mathrm{Re}} \cdot C_f$$ ([1] équation 9.4)

Coefficient de résistance corrigé pour le second coude :

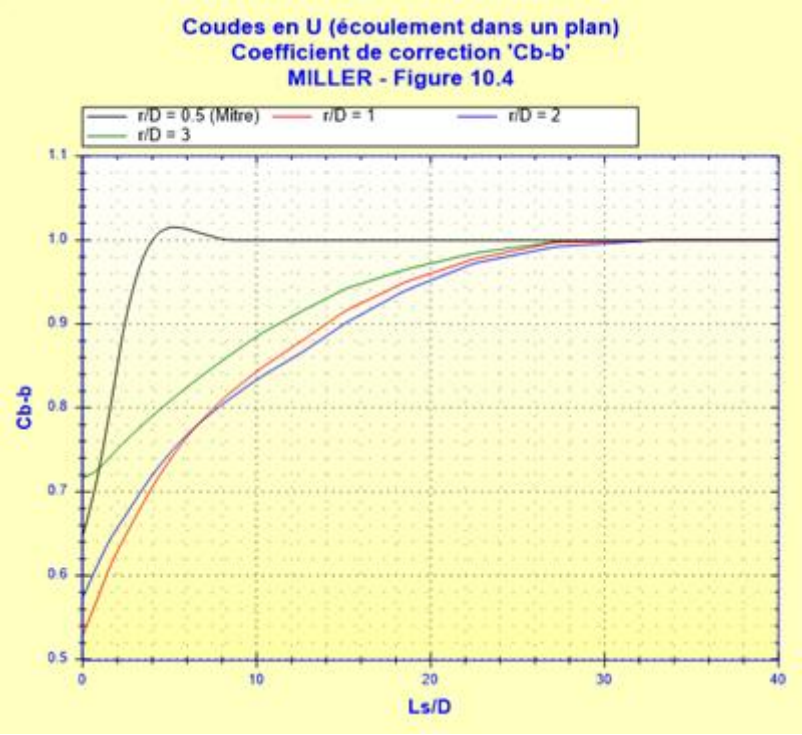
$$K_{b2} = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_f \cdot C_o$$

([1] équation 9.4)

Coefficient de correction de l'interaction :

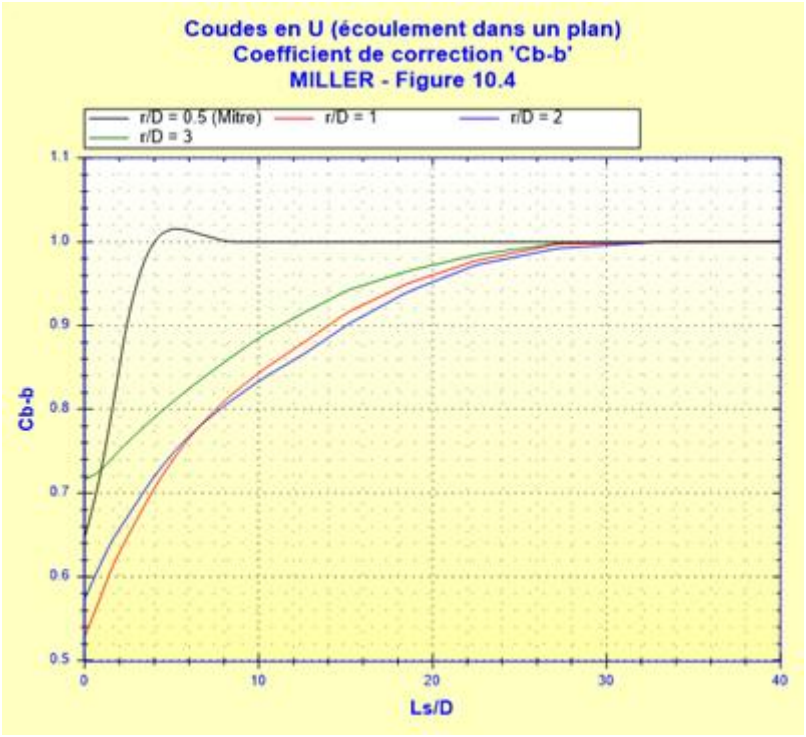
$$C_{b-c} = f\left(\frac{L_s}{D}, \frac{r}{D}\right)$$

- Rapport de cotés b/W < 0.7



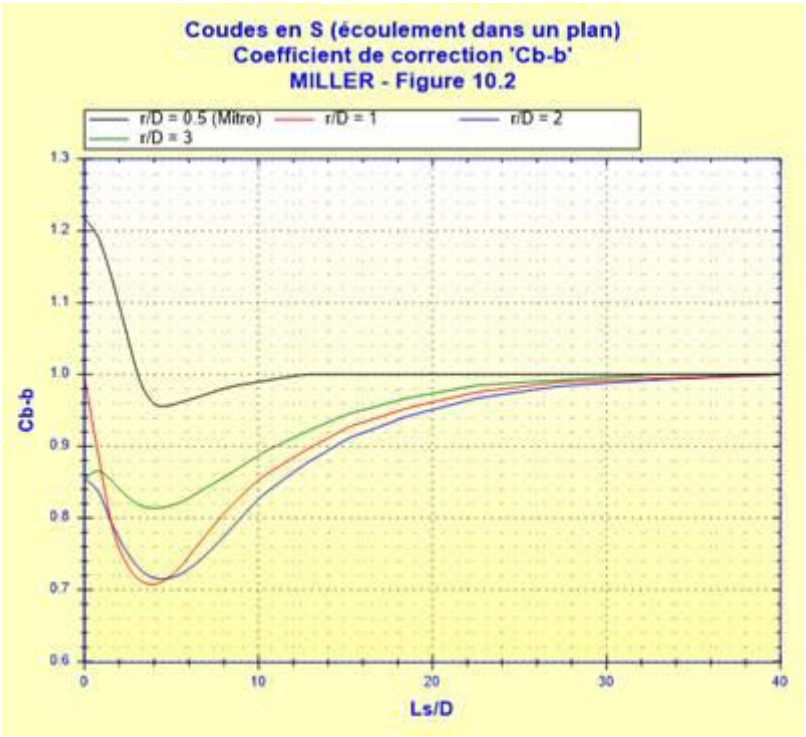
([1] figure 10.4)

- Rapport de cotés 0.7 ≤ b/W ≤ 1.5



([1] figure 10.4)

■ Rapport de cotés b/W > 1.5



([1] figure 10.2)

Coefficient de perte de pression des deux coudes :

■ Rapport de cotés b/W < 0.7

$$K_{b-b} = \left(K_{b1} + K_{b2}\right) \cdot \left[1 - \frac{1 - C_{b-b}}{2}\right]$$

([1] équation 10.1 avec coefficient de correction § 10.4)

■ Rapport de cotés b/W ≥ 0.7

$$K_{b-b} = (K_{b1} + K_{b2}) \cdot C_{b-b}$$ ([1] équation 10.1)

Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes :

$$K_f = f_{rough} \cdot \frac{L_s}{D}$$ ([1] équation 8.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) :

$$K = K_{b-b} + K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$ ([1] équation 8.1b)

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$ ([1] équation 8.1a)

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Longueur droite de perte de pression équivalente (m) :

$$L_{eq} = K_{b-b} \cdot \frac{D}{f_{rough}}$$

Symboles, définitions, unités SI :

W	Hauteur de la section rectangulaire (m)
b	Largeur de la section rectangulaire (m)
D	Diamètre hydraulique du coude (m)
A	Section transversale de passage (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
L_s	Longueur droite entre les deux coudes (m)
L	Longueur totale développée (m)
r	Rayon de courbure (m)
θ_b	Angle de courbure de chaque coude (°)
V	Volume de fluide (m^3)
M	Masse de fluide (kg)
Re	Nombre de Reynolds ()
K_b^*	Coefficients de résistance de base ()
C_{Re}	Coefficient de correction du nombre de Reynolds ()
C_o	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section circulaire ()
C_{or}	Coefficient de correction de longueur droite de tuyauterie en sortie du coude pour section rectangulaire ()
L_0	Longueur droite en sortie du coude (m)
f	Coefficient de friction de Darcy ()
k	Rugosité absolue des parois (m)
C_f	Coefficient de correction de rugosité ()
K_{b1}	Coefficient de résistance corrigé du premier coude ()
K_{b2}	Coefficient de résistance corrigé du second coude ()
C_{b-b}	Coefficient de correction de l'interaction ()
K_{b-b}	Coefficient de perte de pression des deux coudes ()
K_f	Coefficient de perte par friction de la longueur droite entre coudes ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le coude) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
L_{eq}	Longueur droite de perte de pression équivalente (m)

ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du coude
- rapport rayon de courbure / diamètre hydraulique 'r/D' : supérieur ou égal à 0,5 et inférieur ou égal à 10
  pour les rapports 'r/D' supérieurs à 3, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction 'Cb-b' correspondant à un rapport 'r/D' de valeur 3.

- angle de courbure : compris entre 10° et 180°

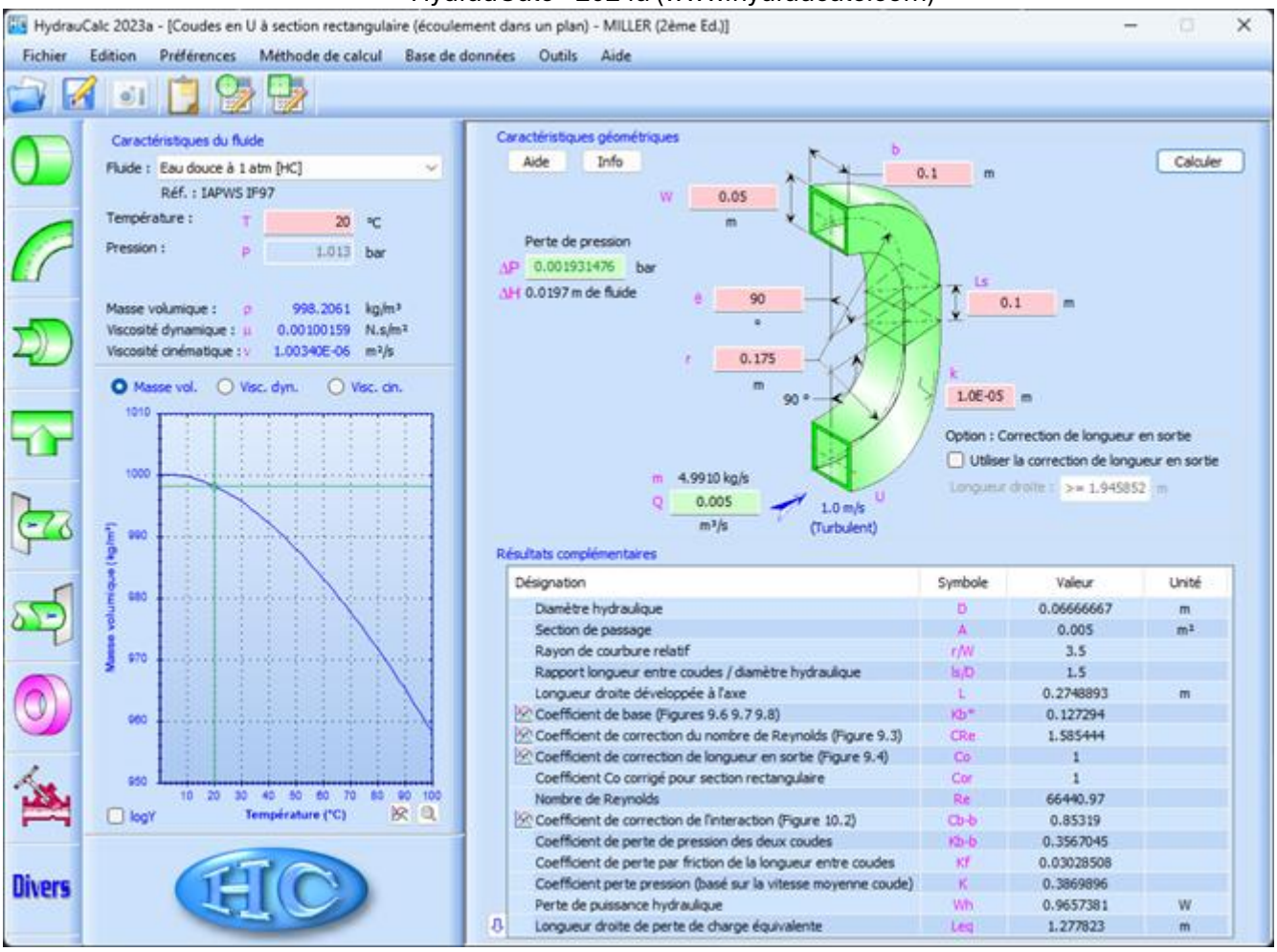
  le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' est applicable pour les angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°.

  pour les angles 'θ_b' inférieurs à 70° ou supérieurs à 90°, le coefficient de perte de pression 'K' est estimé en prenant en compte le coefficient de correction de l'interaction '$C_{b\text{-}b}$' applicable aux angles 'θ_b' compris entre 70° et 90°

- rayon de courbure relatif 'r/W' : compris entre 0.5 et 10
- rapports de cotés 'b/W' : compris entre 0.5 et 2

  nota : pour des rapports de cotés 'b/W' inférieurs à 0.5, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 0,5 et 1.
  pour des rapports de cotés 'b/W' supérieurs à 2, les coefficients de résistance K_b^* sont obtenus par extrapolation linéaire à partir des valeurs de K_b^* calculées pour des rapports de cotés de 1 et 2.

Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

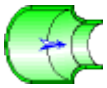
2.3 Changements de section

Cette sous-section regroupe l'ensemble des éléments de transition qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de transition disponibles sont :

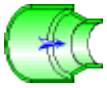
- Elargissement brusque - Section circulaire

- Rétrécissement brusque droit - Section circulaire

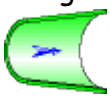
- Rétrécissement brusque arrondi - Section circulaire



- Rétrécissement brusque biseauté - Section circulaire

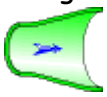


- Elargissement progressif - Section circulaire



- Rétrécissement progressif - Section circulaire

- Elargissement de tube soudé - Section circulaire

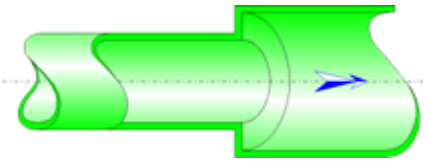


- Rétrécissement de tube soudé- Section circulaire

2.3.1 Elargissement brusque - Section circulaire

Elargissement brusque

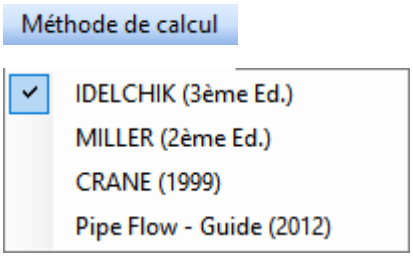
Section circulaire



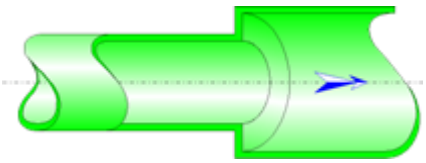
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des élargissements brusques, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.3.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement brusque.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

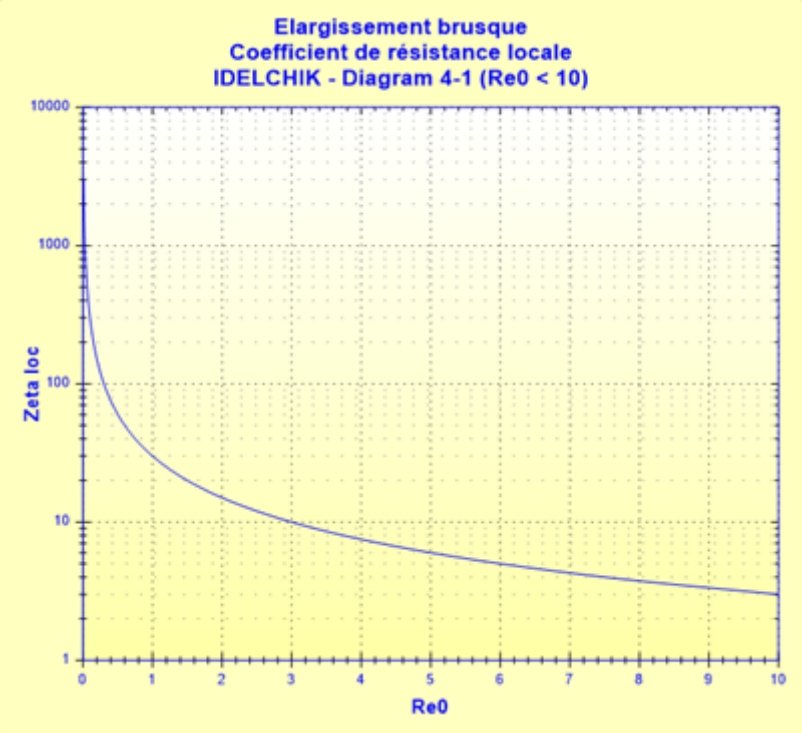
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

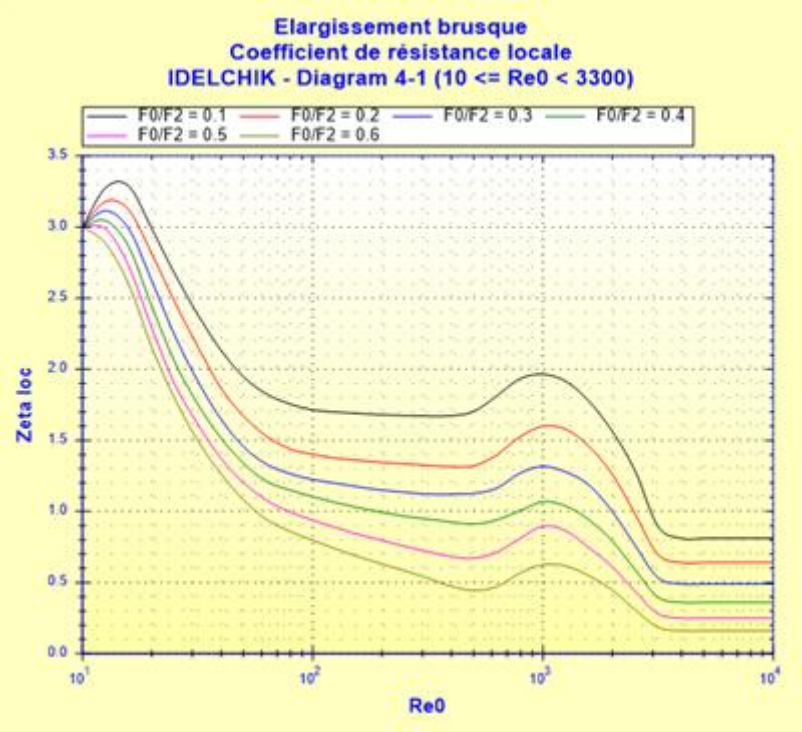
- $\mathrm{Re}_0 < 10$

$$\zeta_{loc} = \frac{30}{\mathrm{Re}_0}$$ ([1] diagramme 4-1)



- $10 \le \mathrm{Re}_0 < 3300$

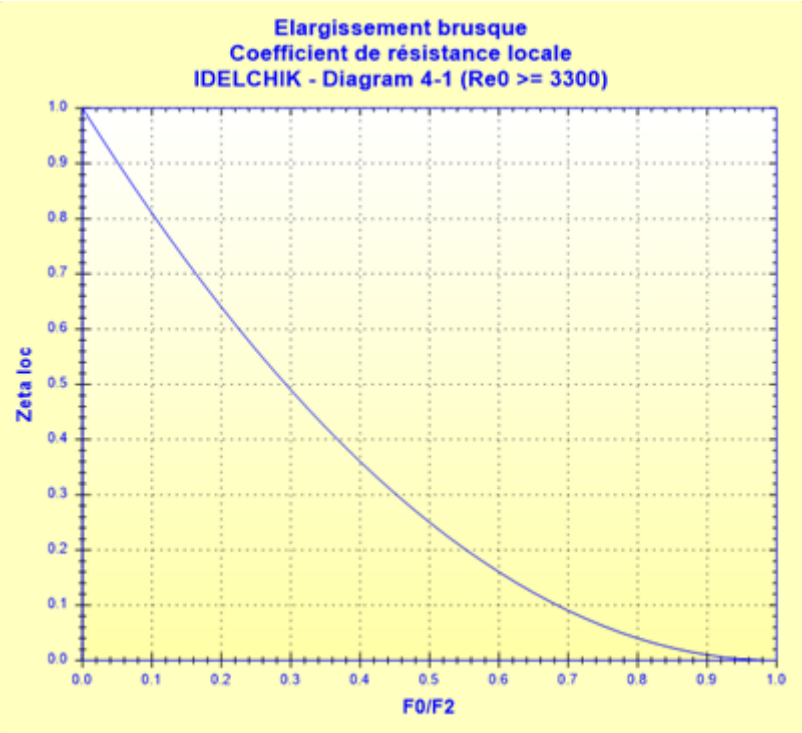
$$\zeta_{loc} = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{F_0}{F_2}\right)$$ ([1] diagramme 4-1)



■ $Re_0 \geq 3300$

$$\zeta_{loc} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2$$

([1] diagramme 4-1)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
F_0	Section de passage du petit diamètre (m^2)
F_2	Section de passage du grand diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
ζ_{loc}	Coefficient résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

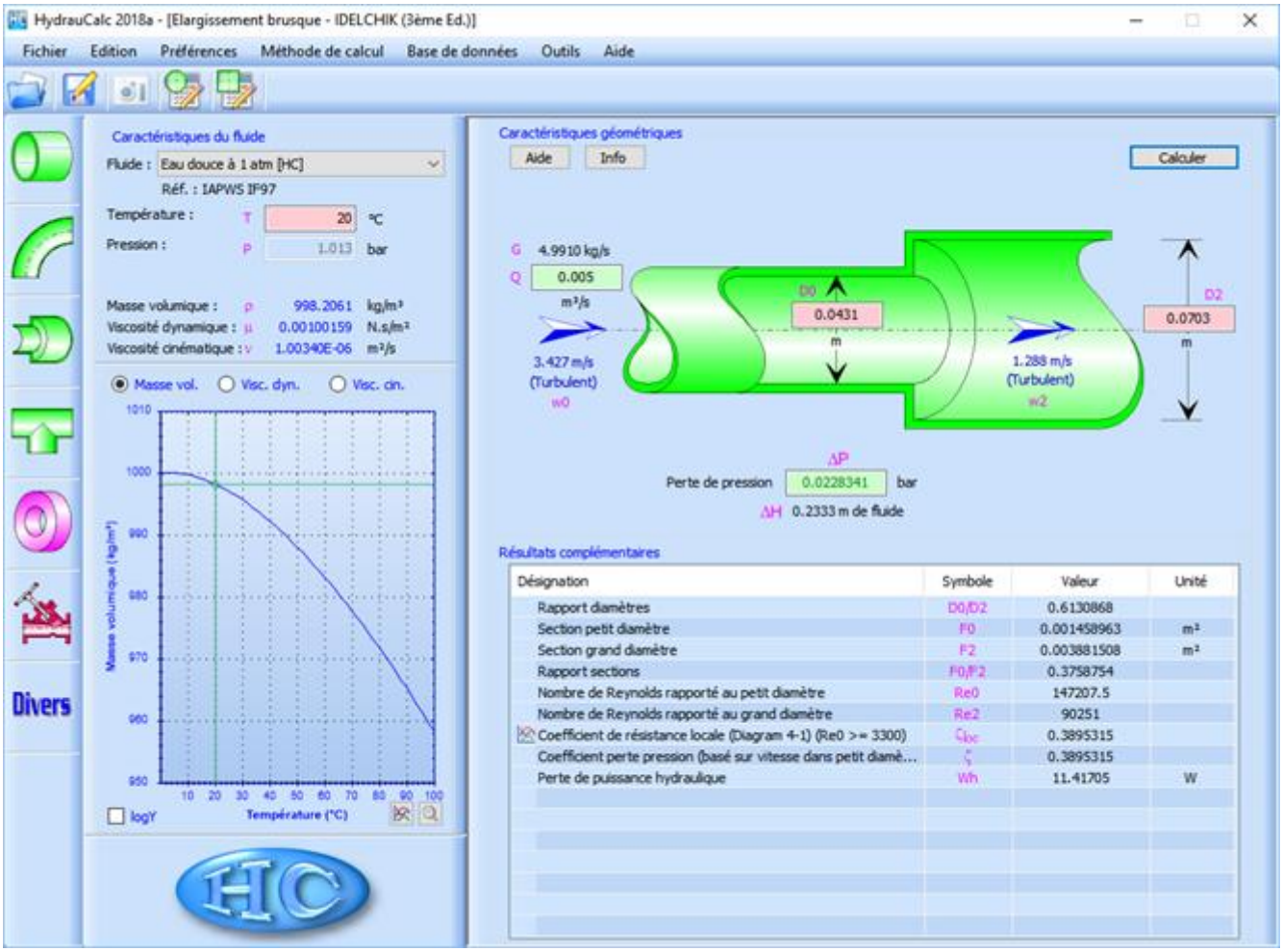
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour des nombres de Reynolds "Re_0" compris entre 10 et 3300, et des rapports de sections "F_0/F_2" inférieurs à 0,1 ou supérieurs à 0,6, le coefficient de perte de pression locale est extrapolé

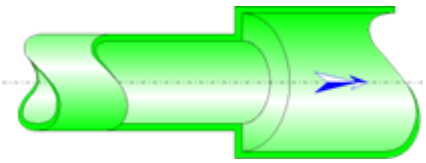
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.3.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement brusque.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

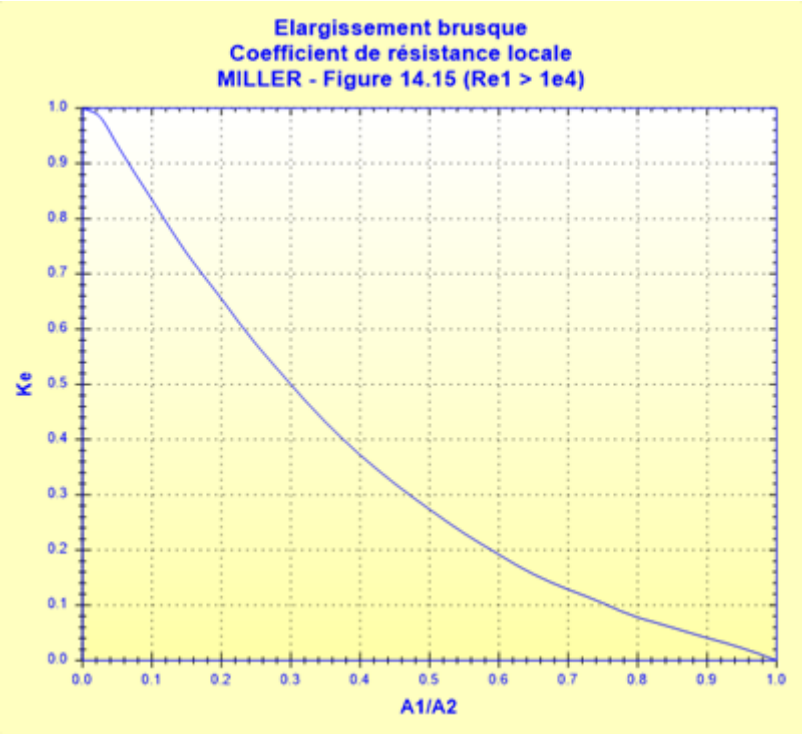
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re}_1 \geq 10^4$

$$K_e = f(A_1 / A_2)$$ ([1] figure 14.15)



- $\mathrm{Re}_1 < 10^4$

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re}_1)$$ ([1] figure 14.31)

où :

K_{turb} est le coefficient de résistance locale en régime turbulent (K_e pour $\mathrm{Re}_1 = 10^4$ - figure 14.15)

Correction du nombre de Reynolds ($Re_1 < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

- régime turbulent ($Re_1 \geq 10^4$) :

$$K = K_e$$

- régime laminaire ($Re_1 < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

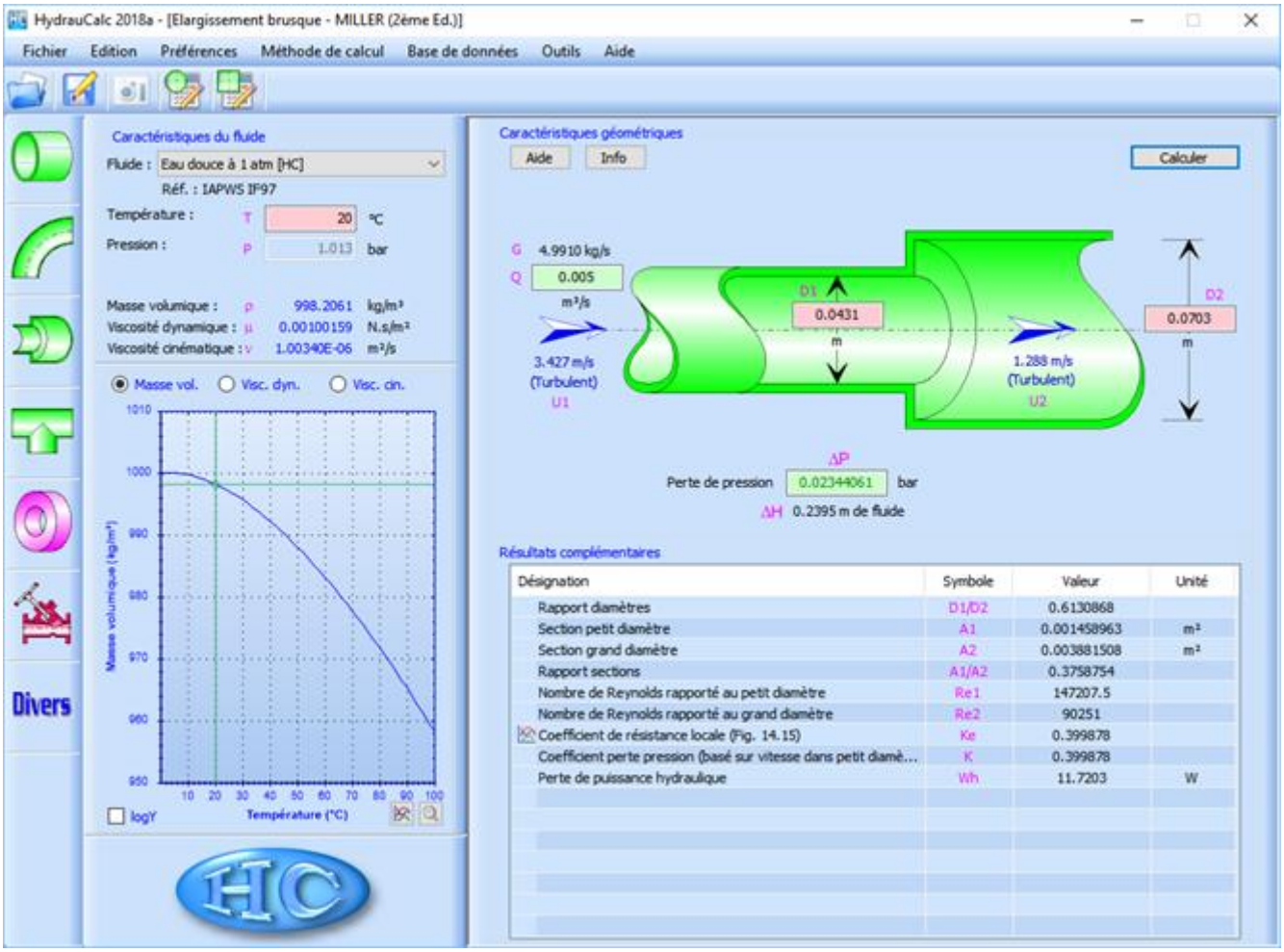
D_1	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
A_1	Section de passage du petit diamètre (m^2)
A_2	Section de passage du grand diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
K_e	Coefficient de résistance locale pour $Re_1 \geq 10^4$ ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re_1 = 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re_1 < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re_1 < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

nota : pour des nombres de Reynolds "Re_1" inférieurs à 10^4, et des coefficients "K_{turb}" inférieurs à 0,5 ou supérieurs à 10, le coefficient de perte de pression laminaire "K_{lam}" est extrapolé

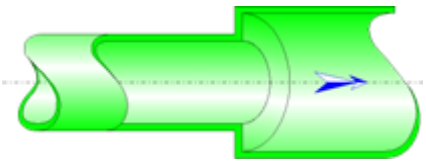
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.3.1.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement brusque.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

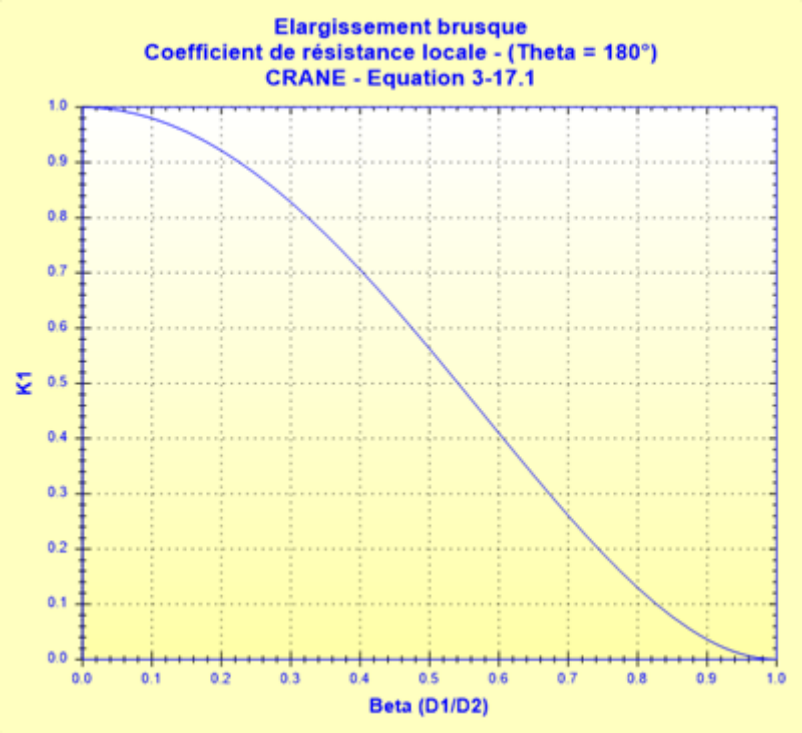
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re_1 \geq 10^4$) :

$$K_1 = \left(1 - \beta^2\right)^2$$

([1] équation 3-17.1 avec θ=180° ou équation 2-9.1)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
A_1	Section de passage du petit diamètre (m^2)
A_2	Section de passage du grand diamètre (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
v_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
v_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

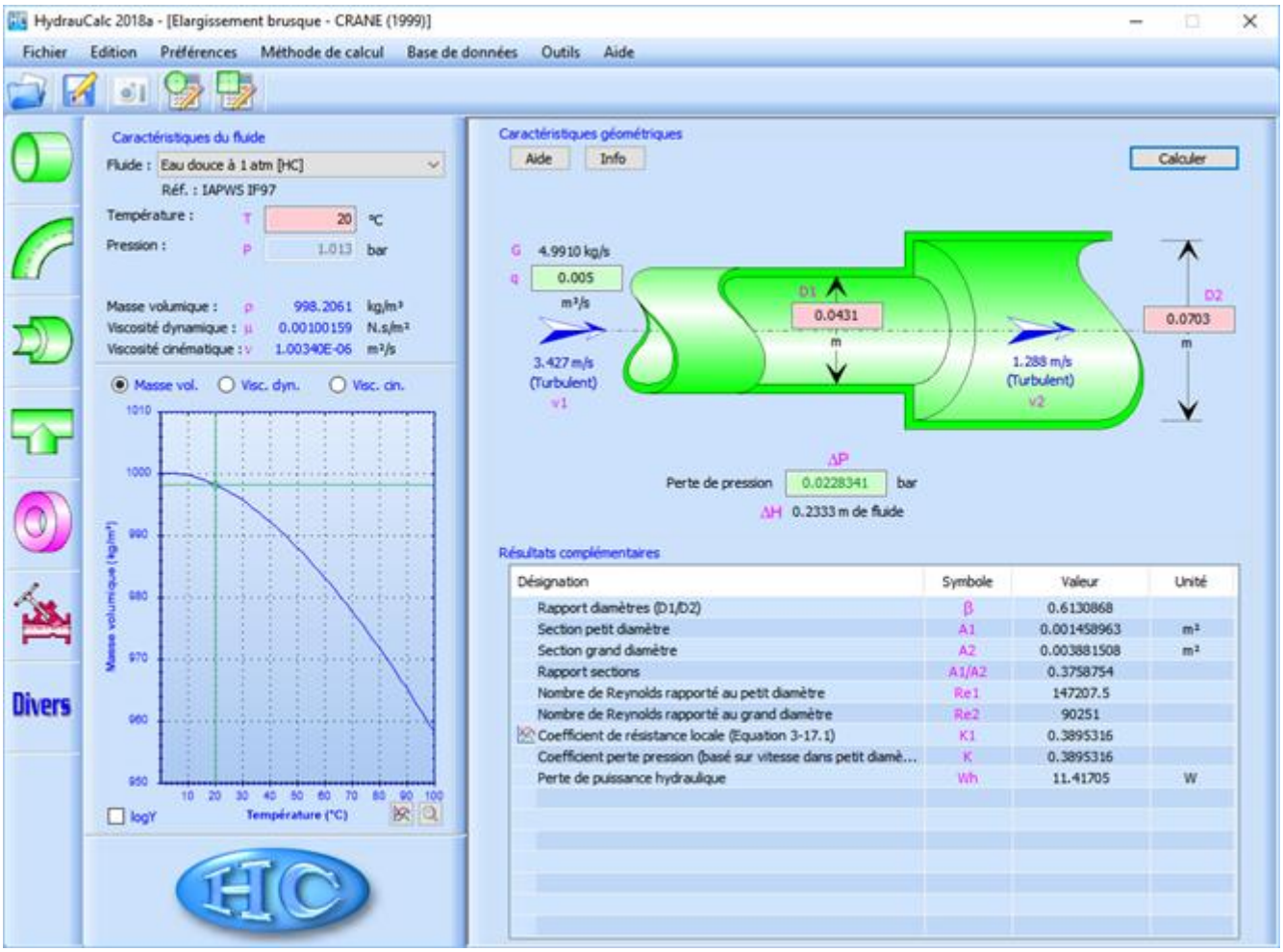
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_1 \geq 10^4$)

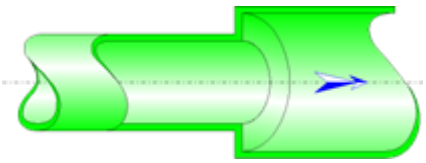
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

2.3.1.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement brusque.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

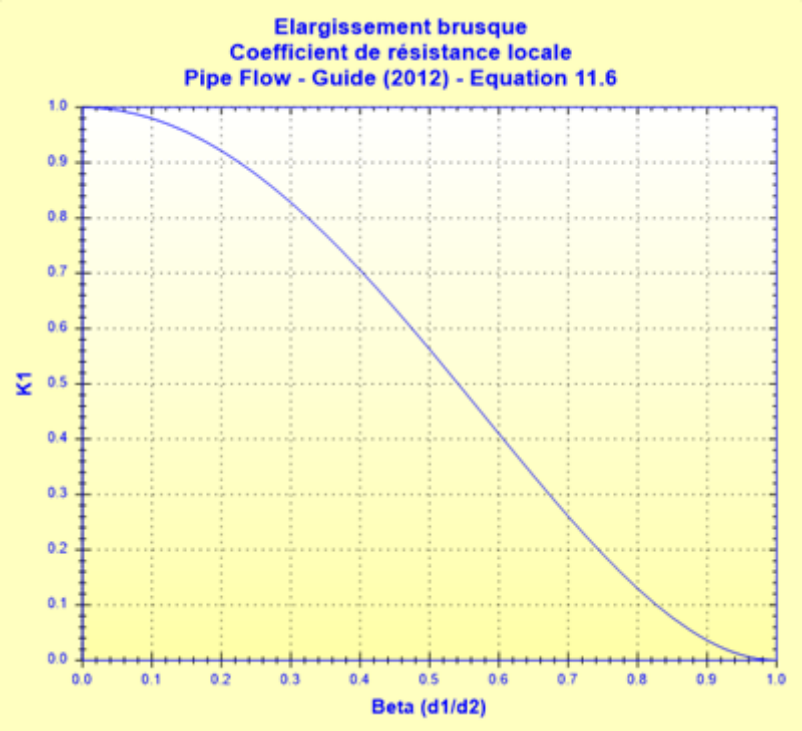
$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re_1 \geq 10^4$) :

$$K_1 = \left(1 - \beta^2\right)^2$$ ([1] équation 11.6) (équation de Borda-Carnot)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1	Petit diamètre (m)
d_2	Grand diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
A_1	Section de passage du petit diamètre (m^2)
A_2	Section de passage du grand diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
K_1	Coefficient de résistance totale ()
K	Coefficient de perte de pression locale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

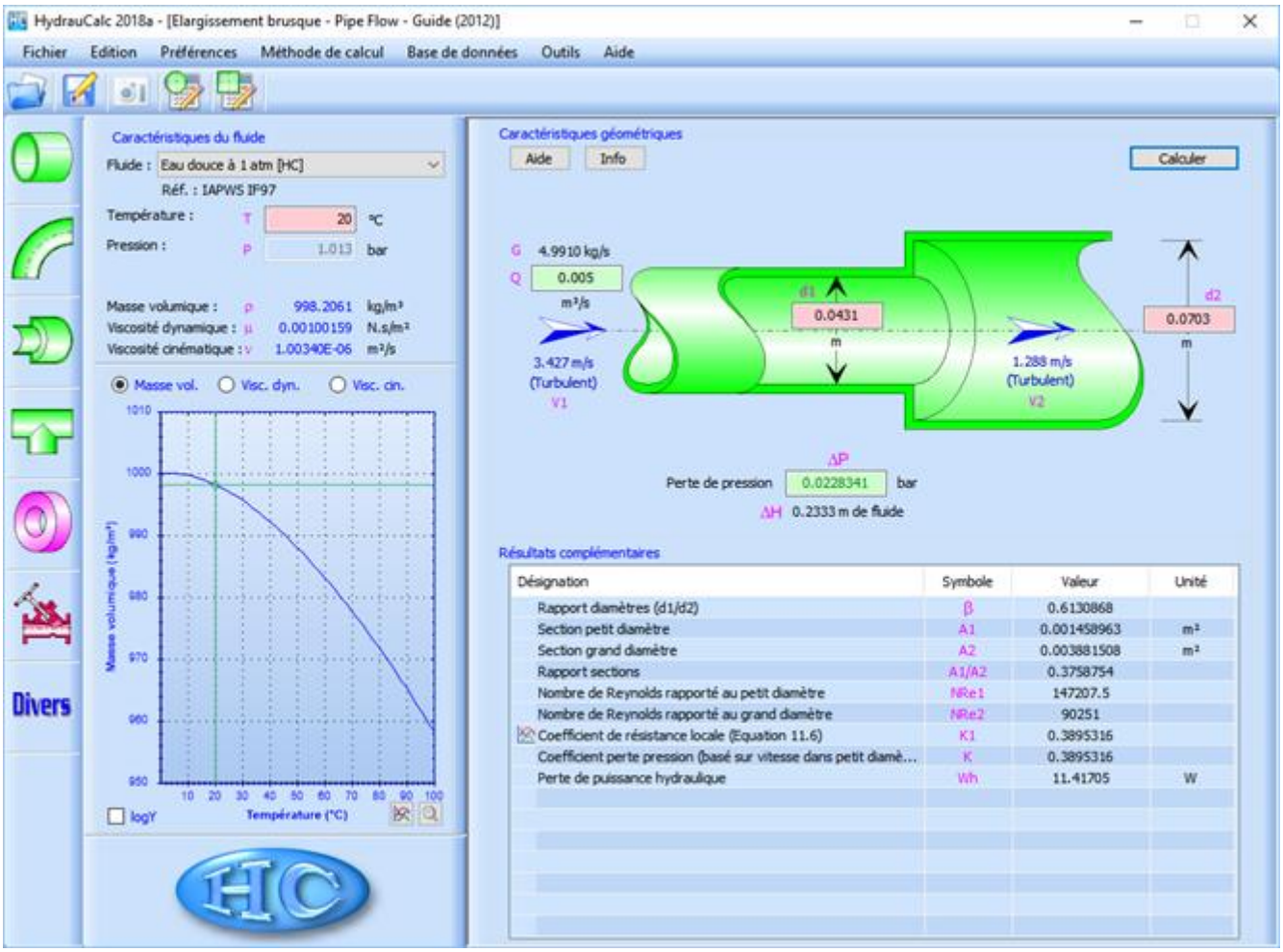
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_1 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



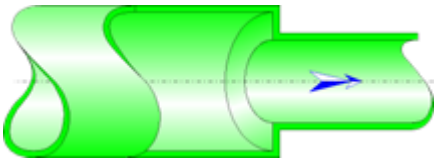
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.2 Rétrécissement brusque droit - Section circulaire

Rétrécissement brusque droit

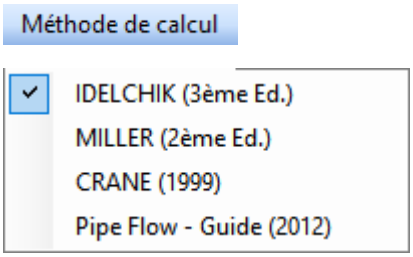
Section circulaire



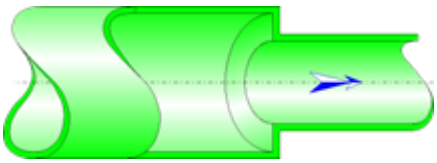
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des rétrécissements brusques droits, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.3.2.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

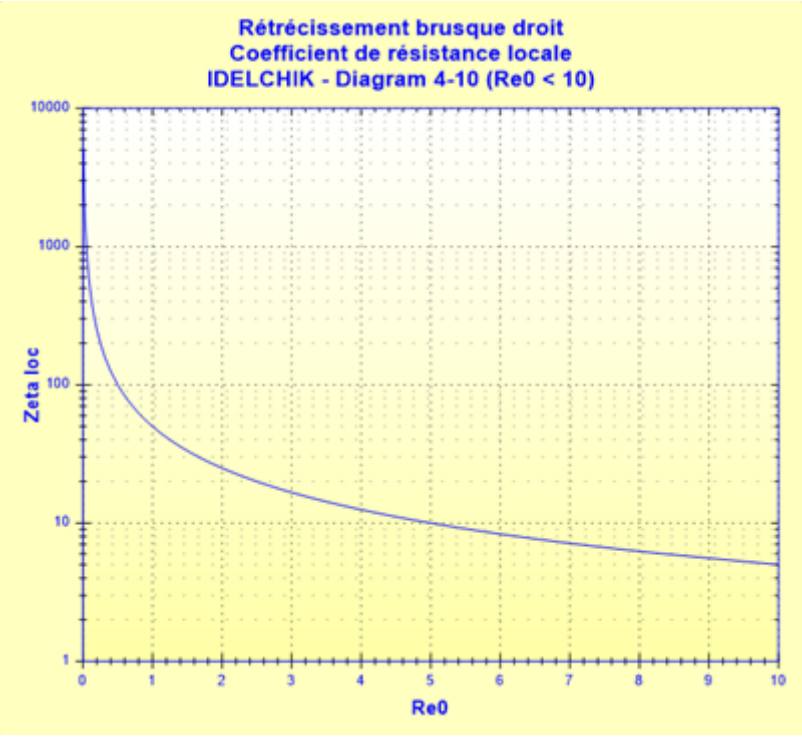
$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re}_0 < 10$

$$\zeta_{loc} = \frac{50}{\mathrm{Re}_0}$$

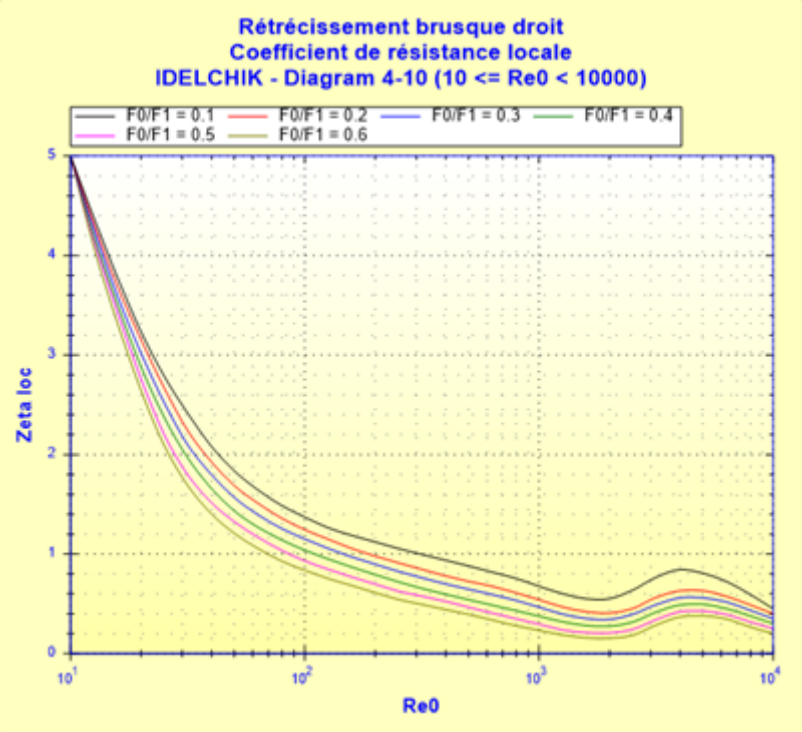
([1] diagramme 4.10)



- $10 \le \mathrm{Re}_0 < 10^4$

$$\zeta_{loc} = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

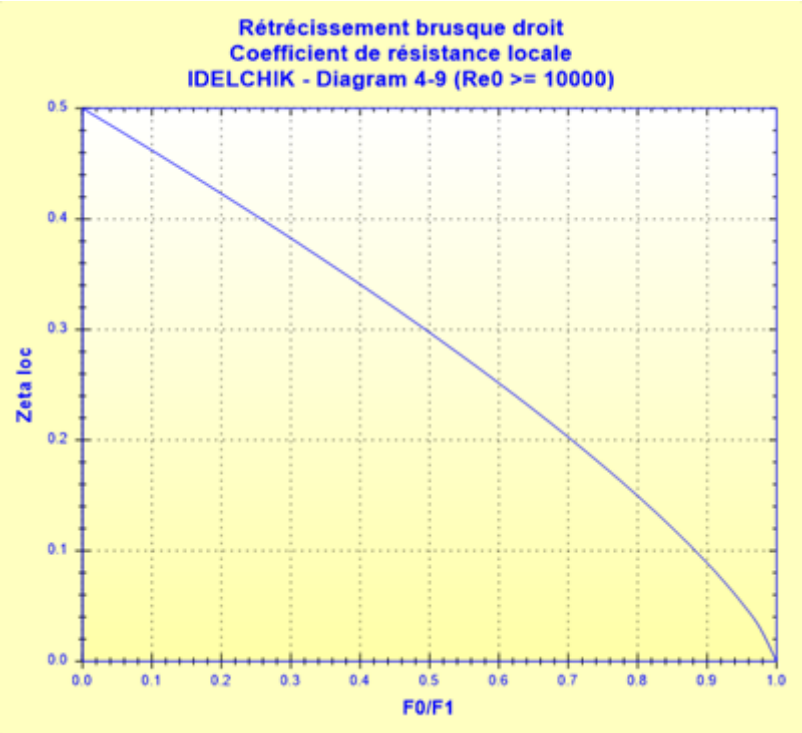
([1] diagramme 4.10)



■ $Re_0 \geq 10^4$

$$\zeta_{loc} = 0.5\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}$$

([1] diagramme 4.9)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0	Petit diamètre (m)
D_1	Grand diamètre (m)
F_0	Section de passage du petit diamètre (m^2)
F_1	Section de passage du grand diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

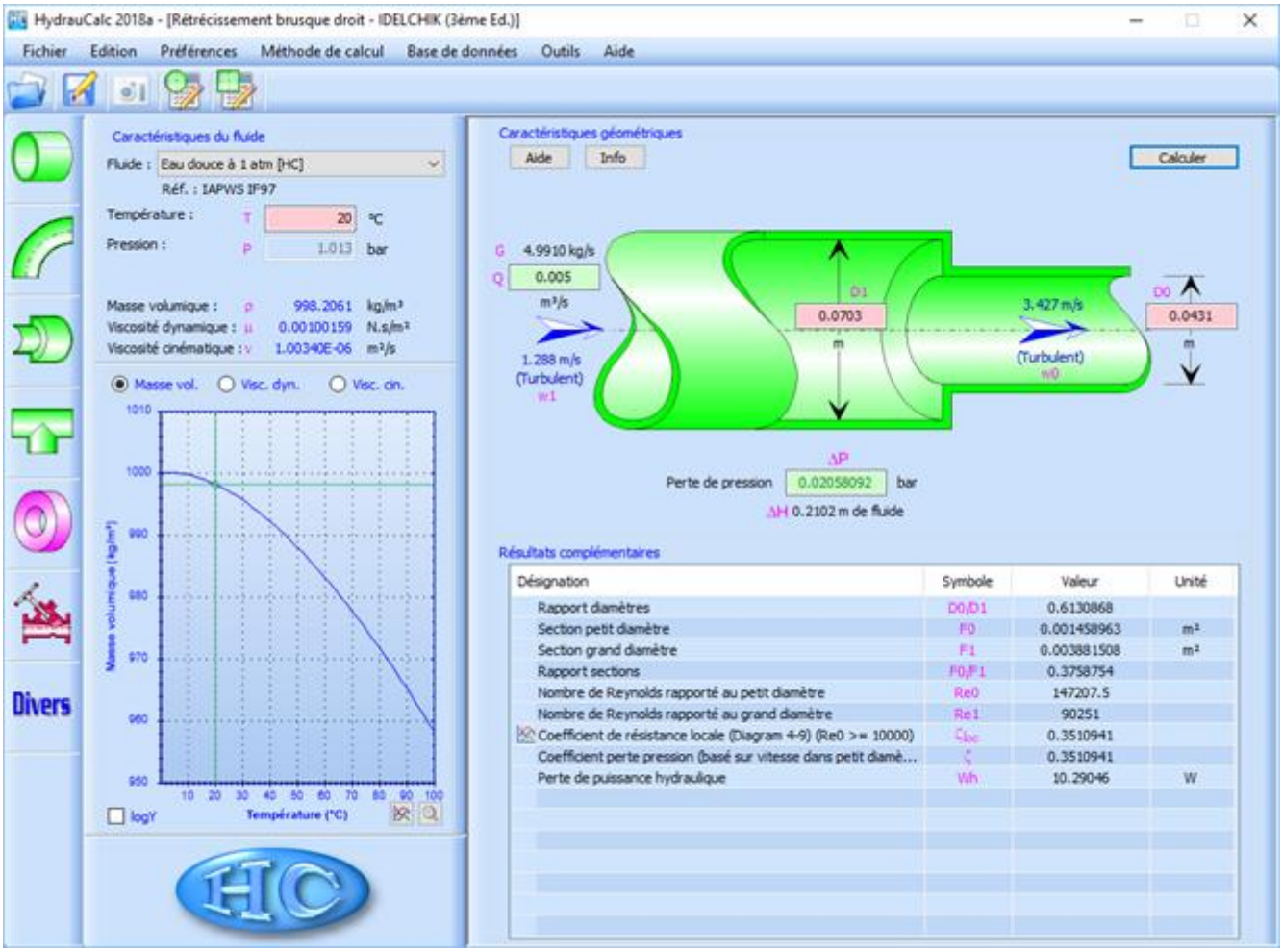
g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour des nombres de Reynolds "Re_0" compris entre 10 et 10^4, et des rapports de sections "F_0/F_1" inférieurs à 0,1 ou supérieurs à 0,6, le coefficient de perte de pression locale est extrapolé

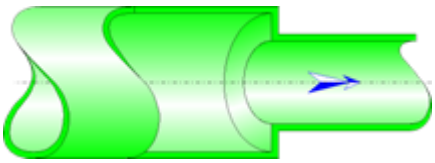
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.3.2.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

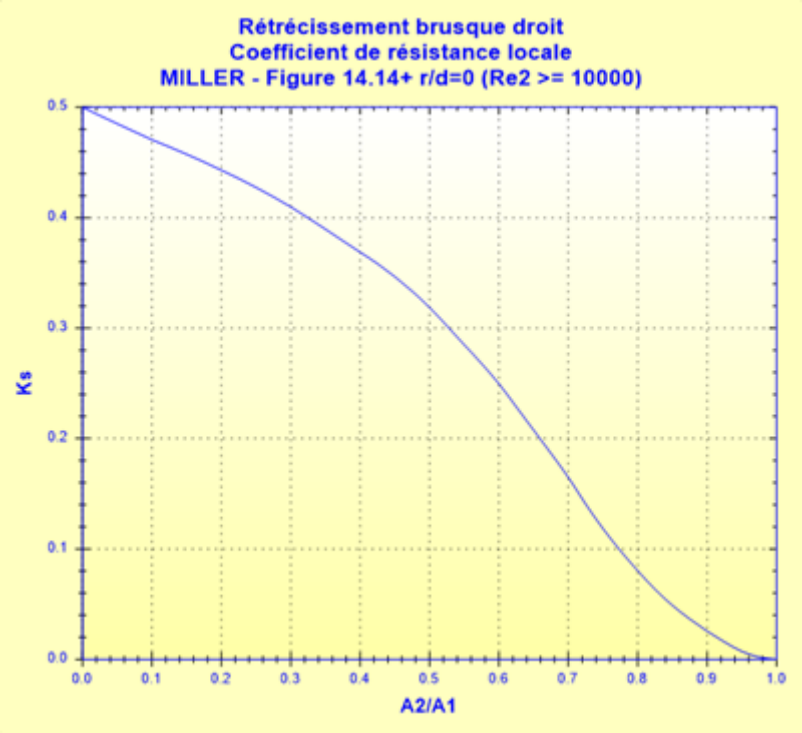
$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re}_2 \geq 10^4$

$$K_S = f\left(\frac{A_2}{A_1}\right)$$

([1] figure 14.14+ r/d=0)



- $\mathrm{Re}_2 < 10^4$

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re}_2)$$

([1] figure 14.31)

où :

K_{turb} est le coefficient de résistance locale en régime turbulent (K_s pour $\mathrm{Re}_2 = 10^4$ - figure 14.14+ r/d=0)

Correction du nombre de Reynolds ($Re_2 < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

- régime turbulent ($Re_2 \geq 10^4$) :

$$K = K_s$$

- régime laminaire ($Re_2 < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot {U_2}^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{{U_2}^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

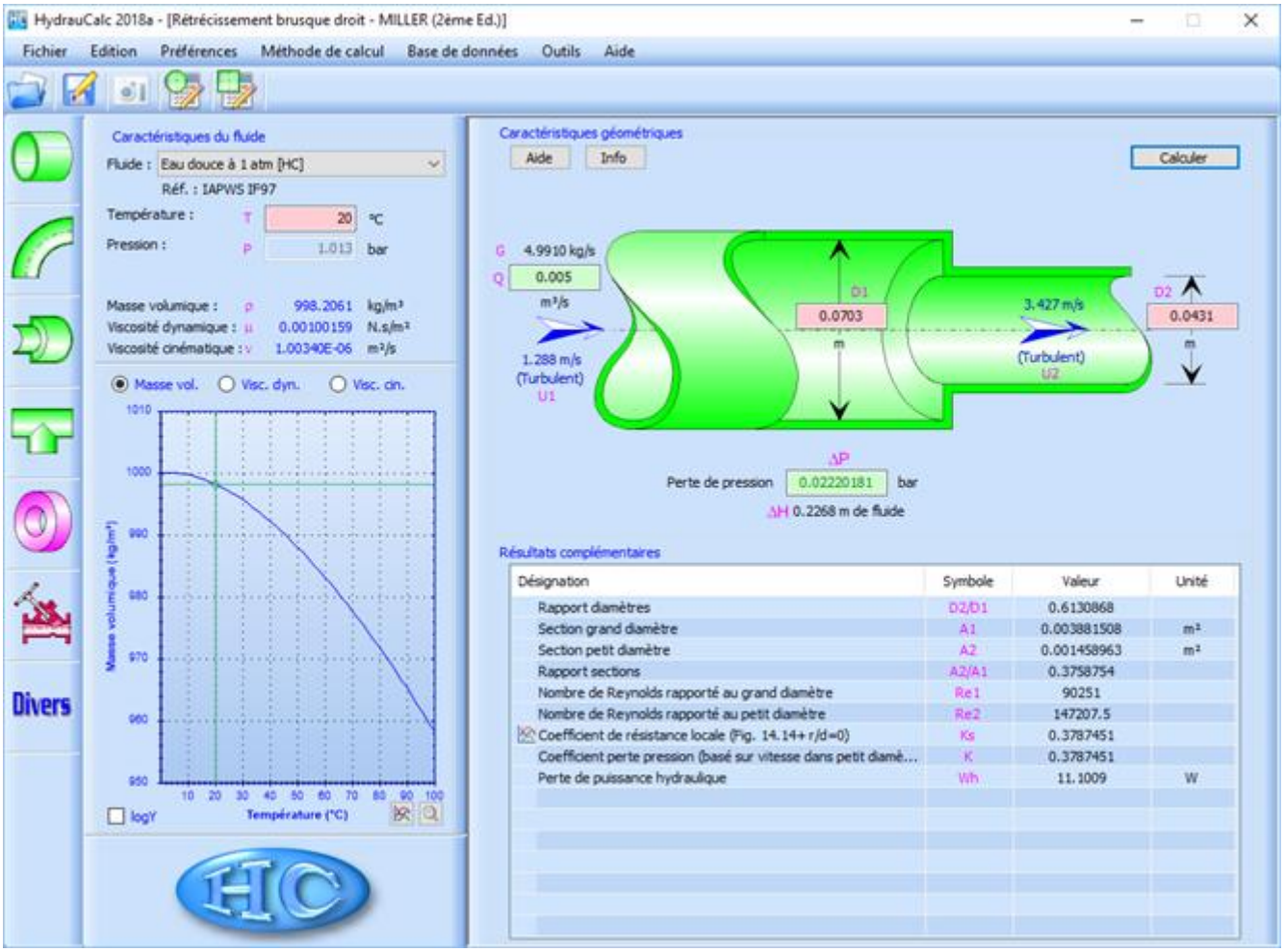
D_1	Grand diamètre (m)
D_2	Petit diamètre (m)
A_1	Section de passage du grand diamètre (m^2)
A_2	Section de passage du petit diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
K_s	Coefficient de résistance locale pour $Re_2 \geq 10^4$ ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re_2 = 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re_2 < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re_2 < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

nota : pour des nombres de Reynolds "Re_2" inférieurs à 10^4, et des coefficients "K_{turb}" inférieurs à 0,5 ou supérieurs à 10, le coefficient de perte de pression laminaire "K_{lam}" est extrapolé

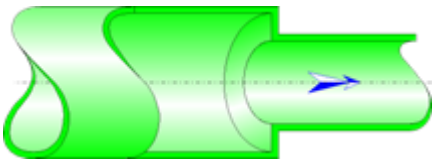
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.3.2.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re_1 \geq 10^4$) :

$$K_1 = 0.5 \cdot \left(1 - \beta^2\right)$$

([1] équation 2-10.1)

ou :

$$K_1 = 0.5 \sqrt{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \left(1 - \beta^2\right)$$

([1] équation 3-18.1 avec θ=180°)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
A_1	Section de passage du petit diamètre (m^2)

A_2 Section de passage du grand diamètre (m^2)

q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

v_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()

K_1 Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

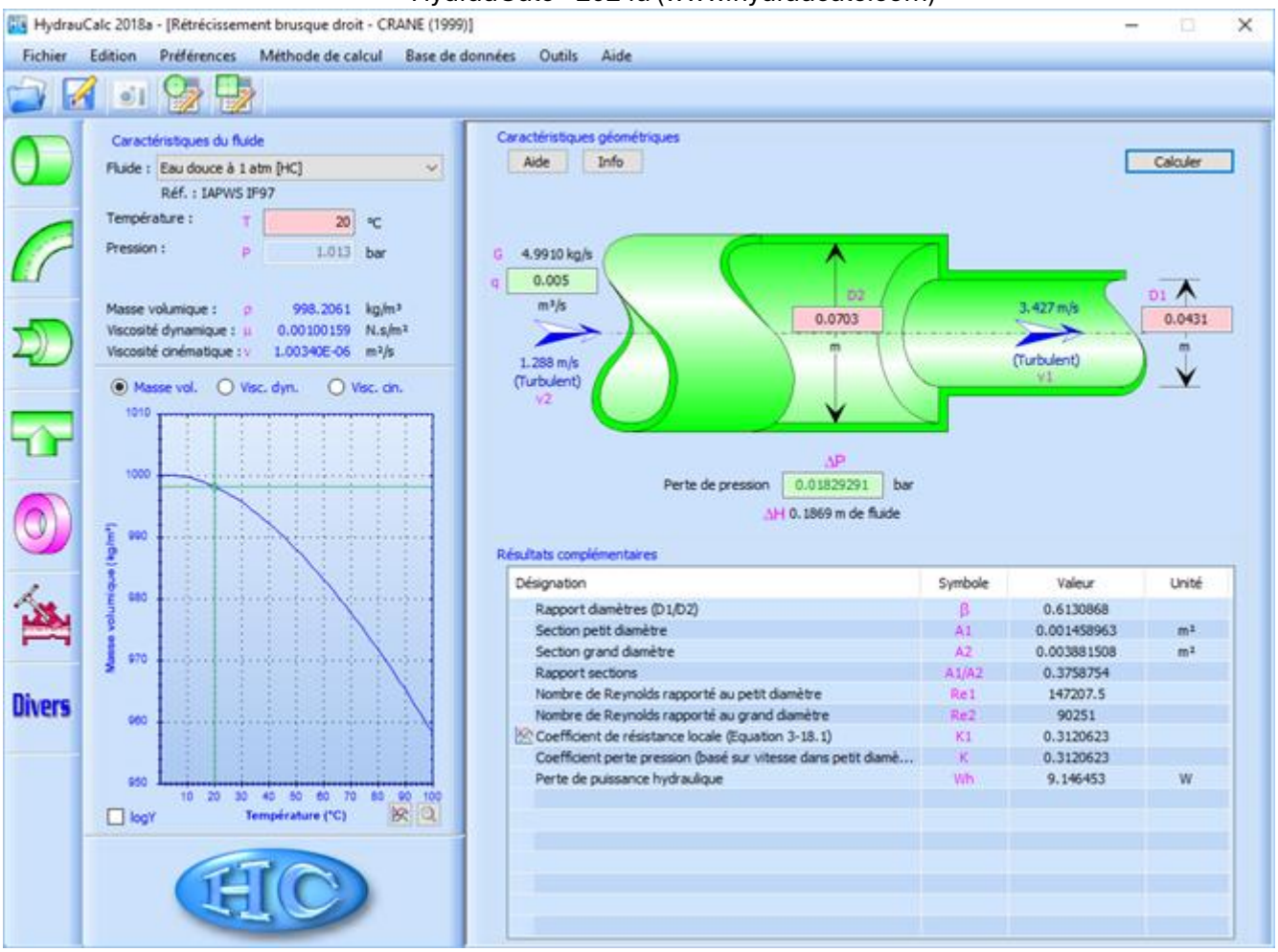
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_1 \geq 10^4$)

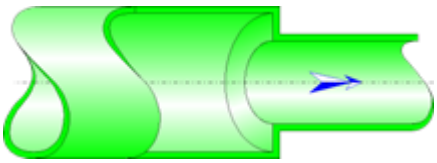
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.3.2.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

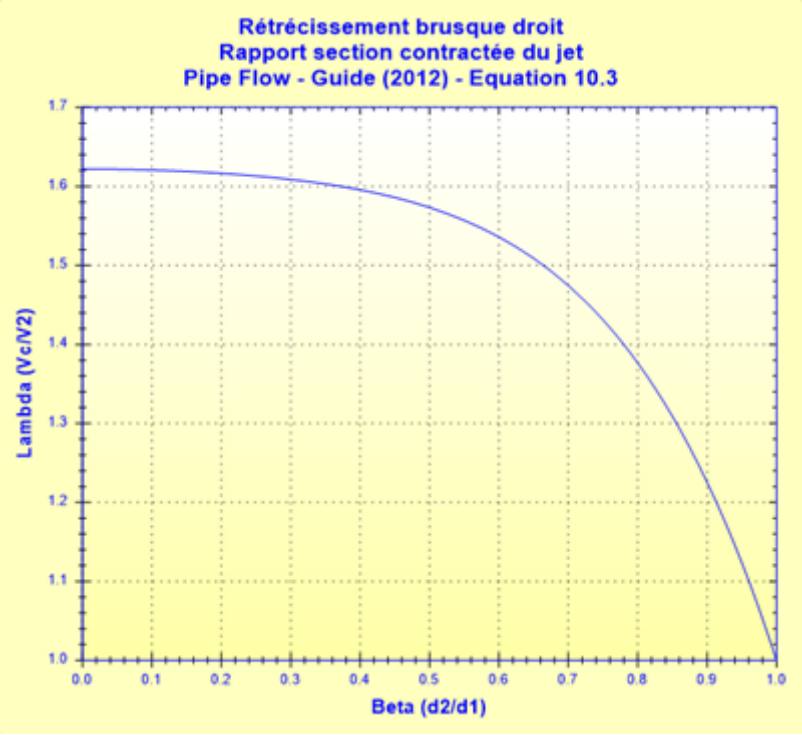
Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$

([1] équation 10.3)



Vitesse d'écoulement dans la section contractée du jet :

$$V_c = V_2 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_2 \geq 10^4$) :

$$K_2 = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2$$

([1] équation 10.4)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot {v_2}^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{{v_2}^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1 Grand diamètre (m)

d_2 Petit diamètre (m)

β Rapport entre le petit et le grand diamètre ()

A_1 Section de passage du grand diamètre (m^2)

A_2 Section de passage du petit diamètre (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)

λ Rapport de vitesse du jet ()

K_2 Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

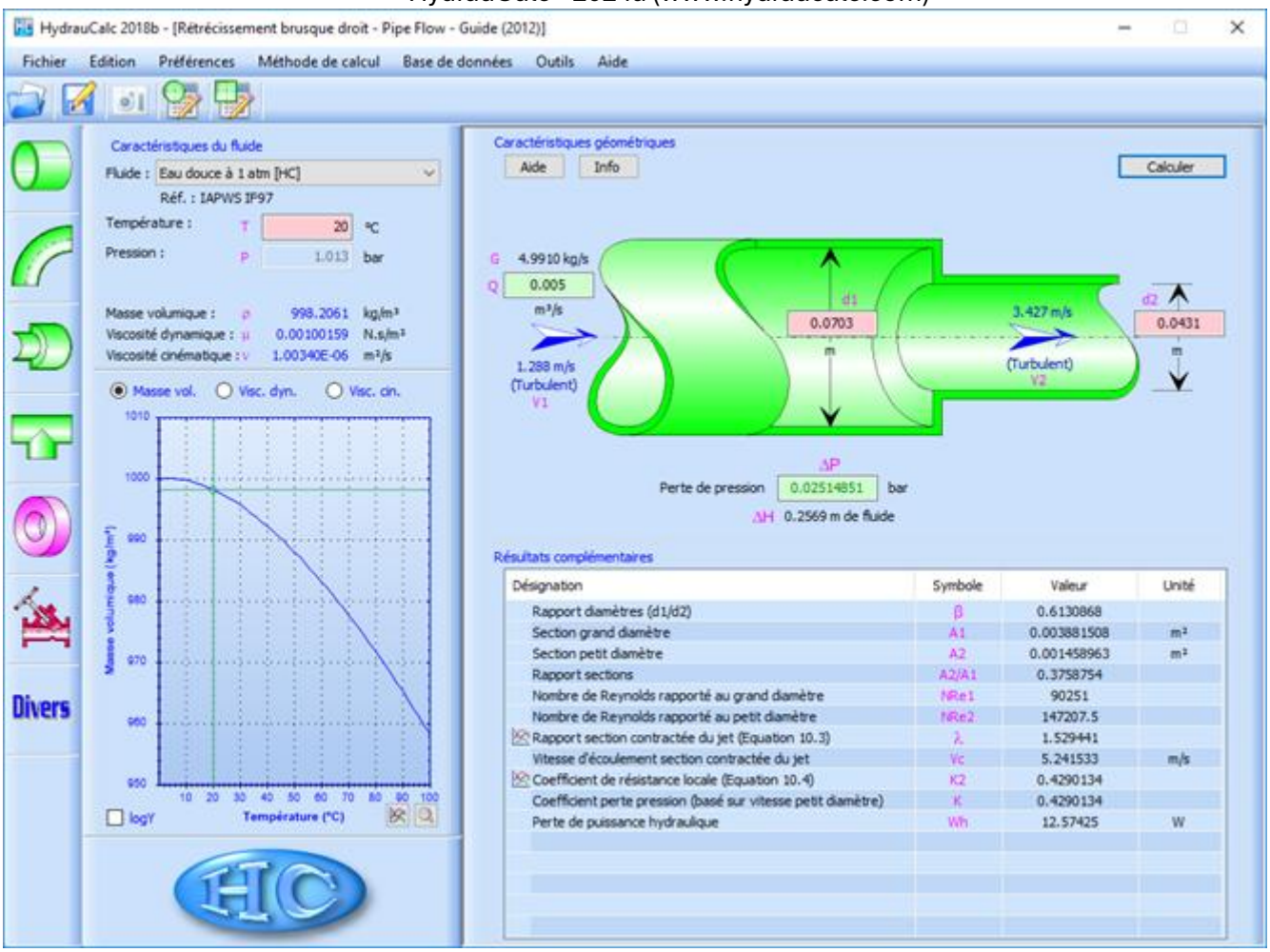
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_2 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



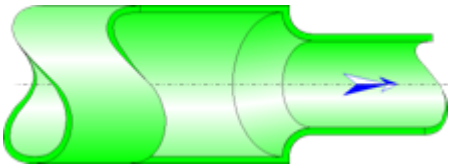
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.3 Rétrécissement brusque arrondi - Section circulaire

Rétrécissement brusque arrondi

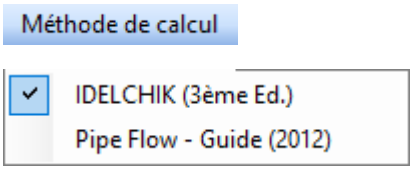
Section circulaire



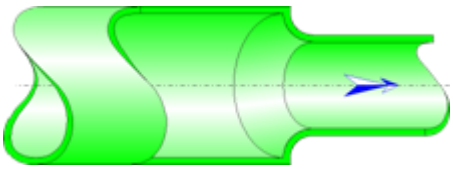
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des rétrécissements brusques arrondis, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.3.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque arrondi.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{D_0}{D_1}$$

Aire de la section du petit diamètre (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

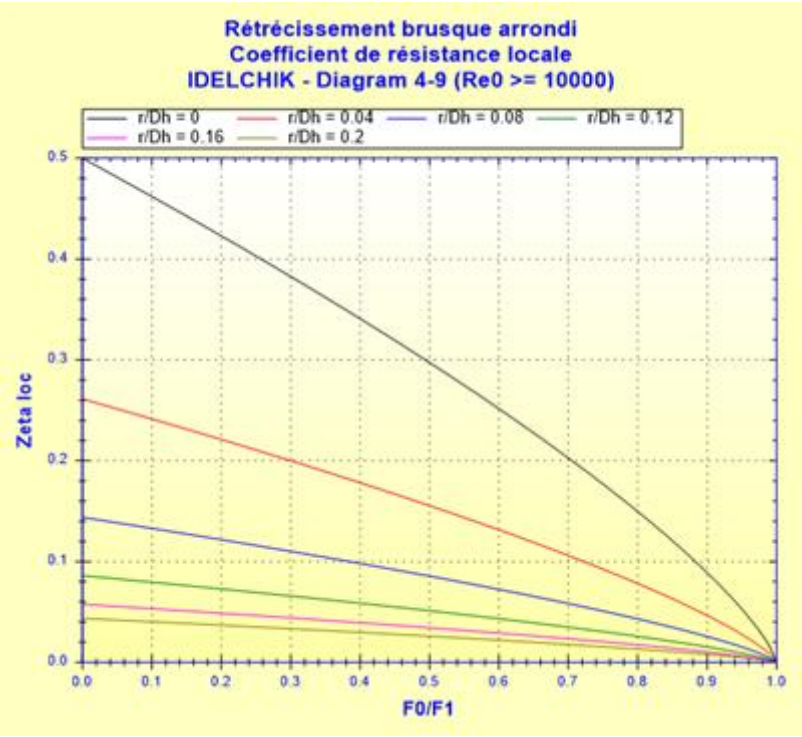
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}$$

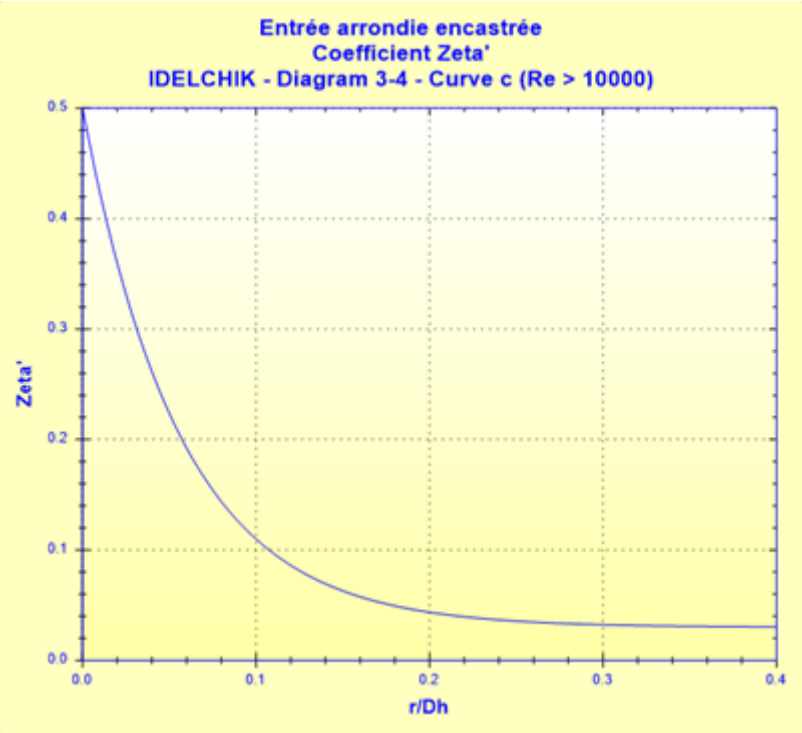
([1] diagramme 4-9)



avec :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagramme 3-4 Courbe c)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0 Petit diamètre (m)

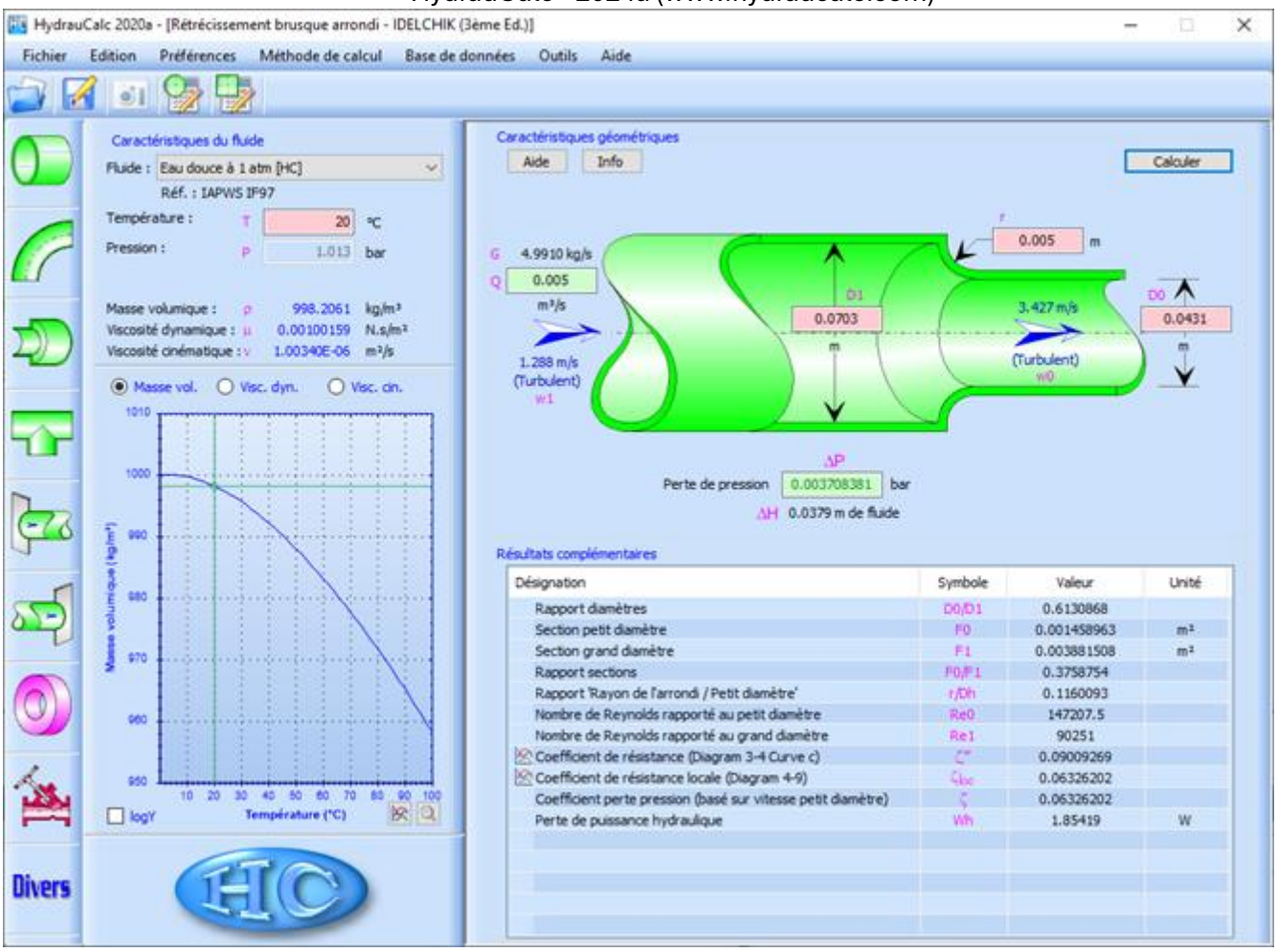
D_1 Grand diamètre (m)

β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
F_0	Section de passage du petit diamètre (m^2)
F_1	Section de passage du grand diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_0 \geq 10^4$)
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (D_1/2-D_0/2)$)

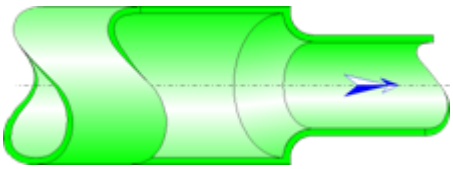
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.3.3.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque arrondi.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

Aire de la section du grand diamètre (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit diamètre (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

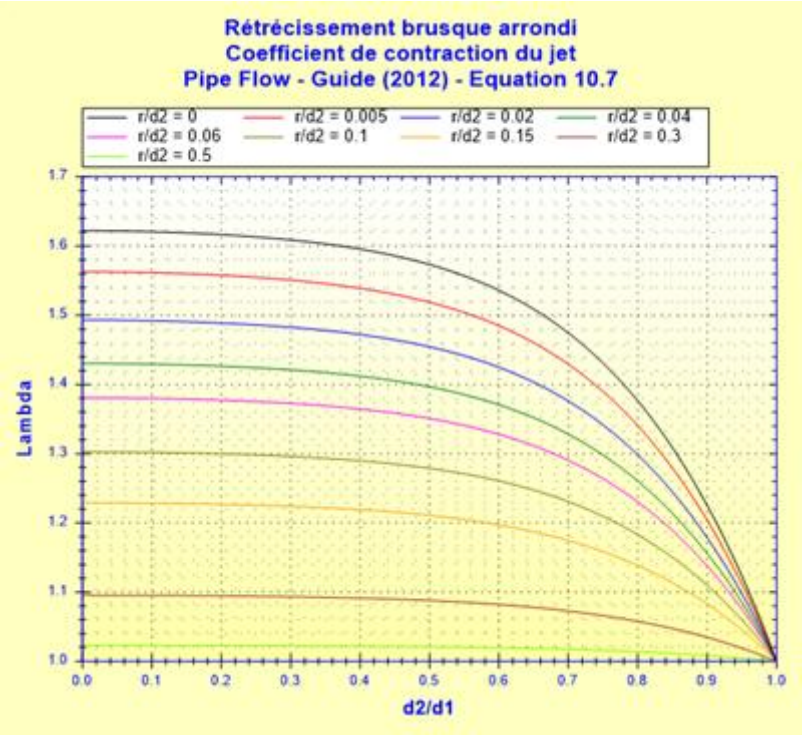
$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de contraction du jet :

- $0 \leq r/d_2 \leq 1$:

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.30 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_2}} - 0.70 \cdot \frac{r}{d_2}\right)^4 \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5\right)$$

([1] équation 10.7)



■ $r/d_2 > 1$:

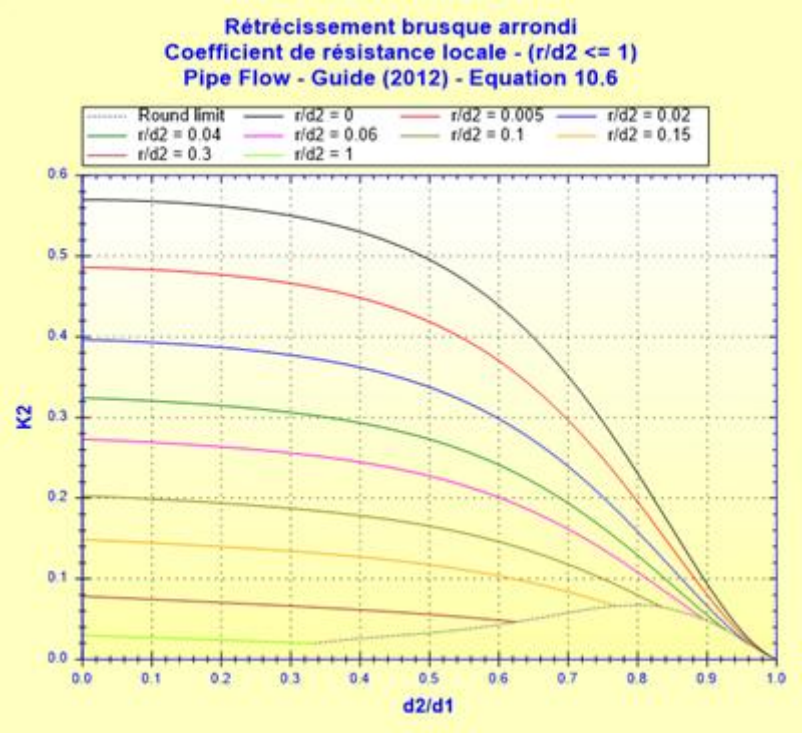
$$\lambda = 1$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_2 \geq 10^4$) :

■ $0 \leq r/d_2 \leq 1$:

$$K_2 = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_2}\right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{r}{d_2}} \cdot \beta\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2$$

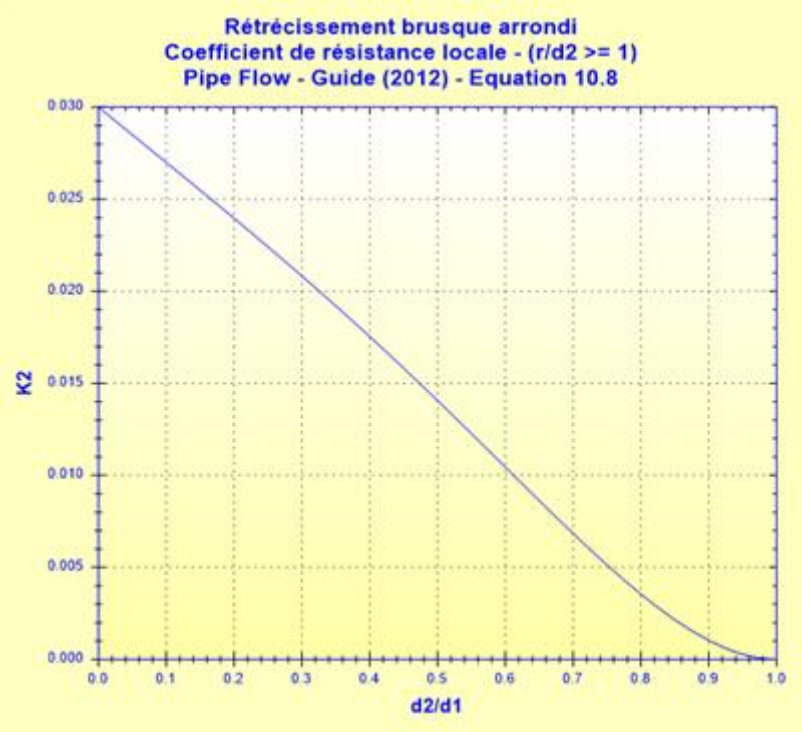
([1] équation 10.6)



■ $r/d_2 > 1$:

$$K_2 = 0.030 \cdot (1 - \beta) \cdot \left(1 - \beta^4\right)$$

([1] équation 10.8)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot {v_2}^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{{v_2}^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1	Grand diamètre (m)
d_2	Petit diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
A_1	Section de passage du grand diamètre (m^2)

A_2 Section de passage du petit diamètre (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

r Rayon de l'arrondi (m)

λ Coefficient de contraction du jet ()

K_2 Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

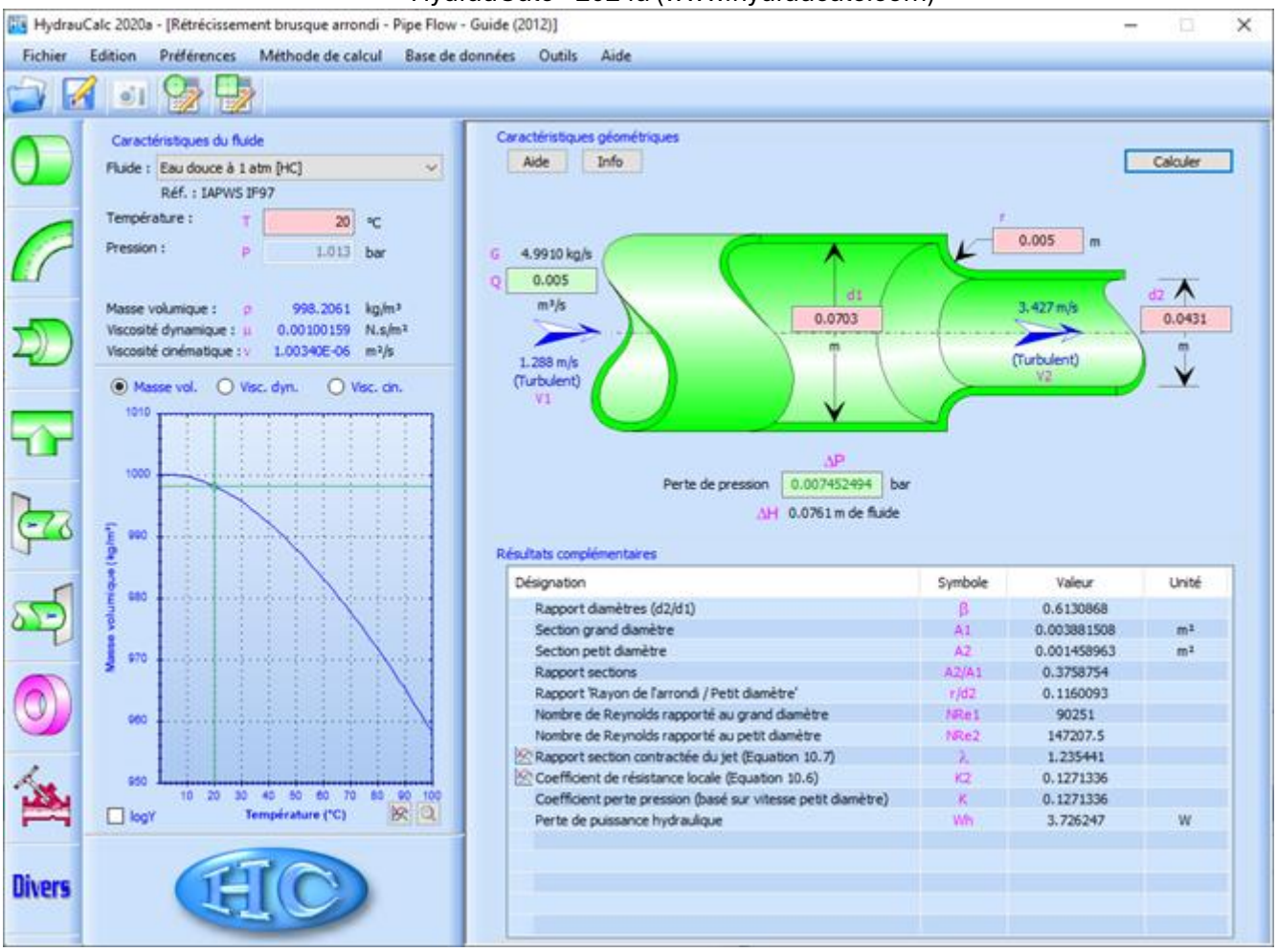
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_2 \geq 10^4$)
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (d_1/2-d_2/2)$)

Exemple d'application :



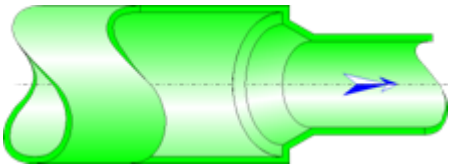
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.4 Rétrécissement brusque biseauté - Section circulaire

Rétrécissement brusque biseauté

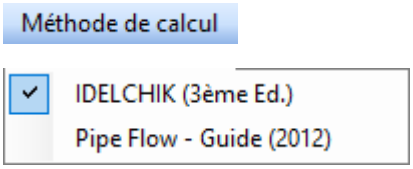
Section circulaire



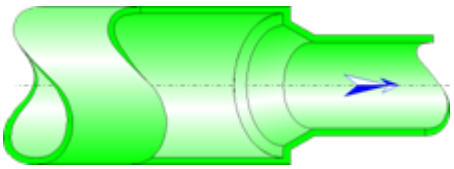
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des rétrécissements brusques biseautés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.3.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque biseauté.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{D_1}{D_0}$$

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{D_2 - D_0}{2 \cdot l}\right)$$

Aire de la section du petit diamètre (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Aire de la section du grand diamètre (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

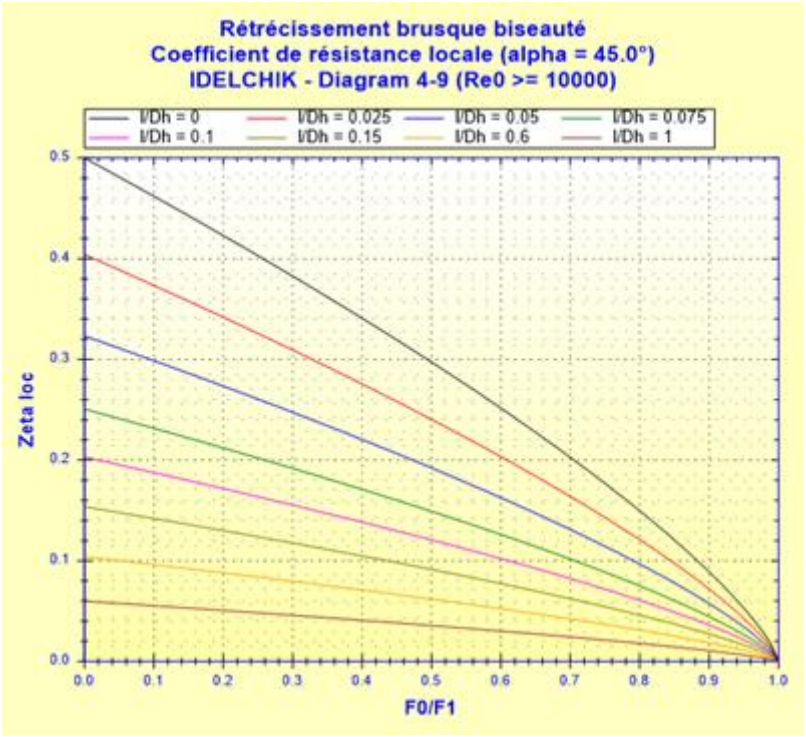
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

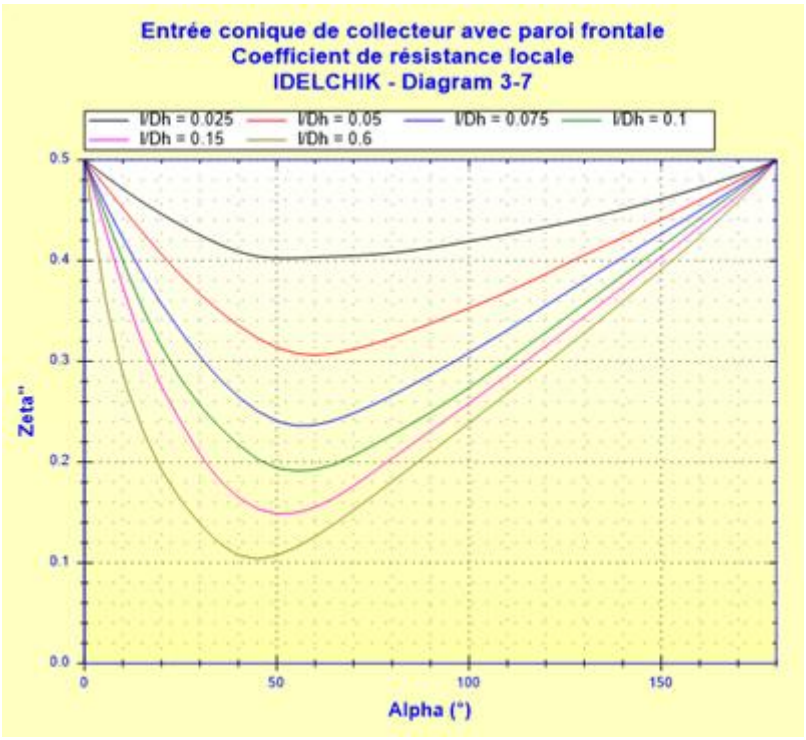
$$\zeta = \zeta'' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}$$

([1] diagramme 4-9)



avec :

$$\zeta'' = f(\alpha, l/D_h)$$ ([1] diagramme 3-7)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0	Petit diamètre (m)
D_1	Grand diamètre (m)
D_2	Diamètre de la base du cône (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
F_0	Section de passage du petit diamètre (m^2)
F_1	Section de passage du grand diamètre (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
α	Angle au sommet du cône (2 x angle du biseau) (°)
l	Longueur du biseau (m)
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

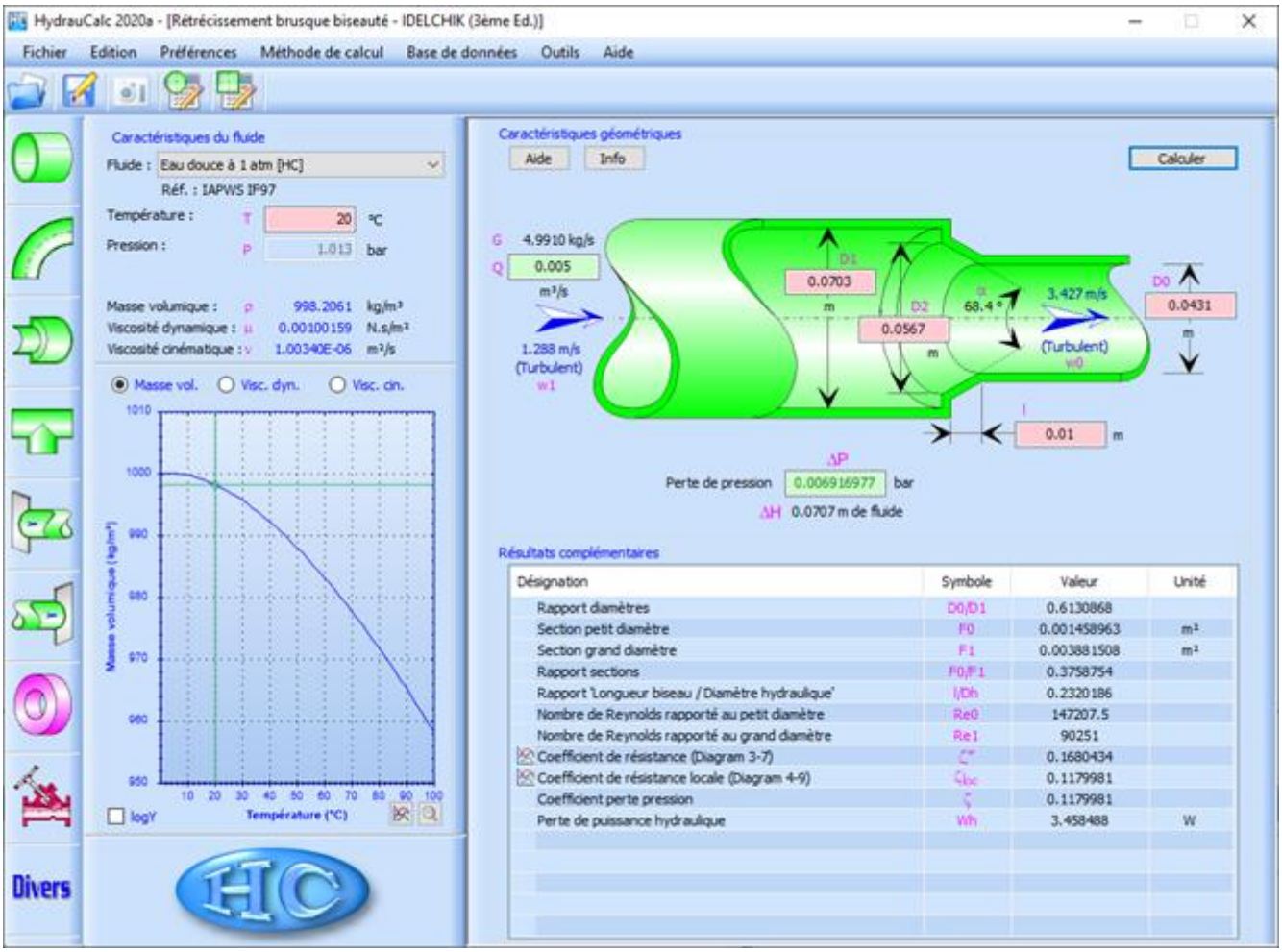
g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_0 \geq 10^4$)
- longueur relative du biseau (l/D_h) inférieure ou égale à 0.6

nota : pour des longueurs relatives du biseau "l/D_h" supérieures à 0,6, le coefficient de perte de pression locale est extrapolé

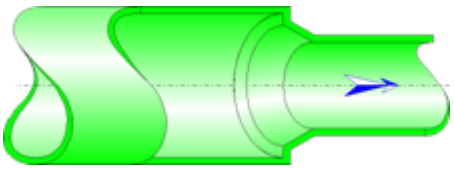
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.3.4.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement brusque biseauté.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{d_0 - d_2}{2 \cdot l}\right)$$

Aire de la section du grand diamètre (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit diamètre (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

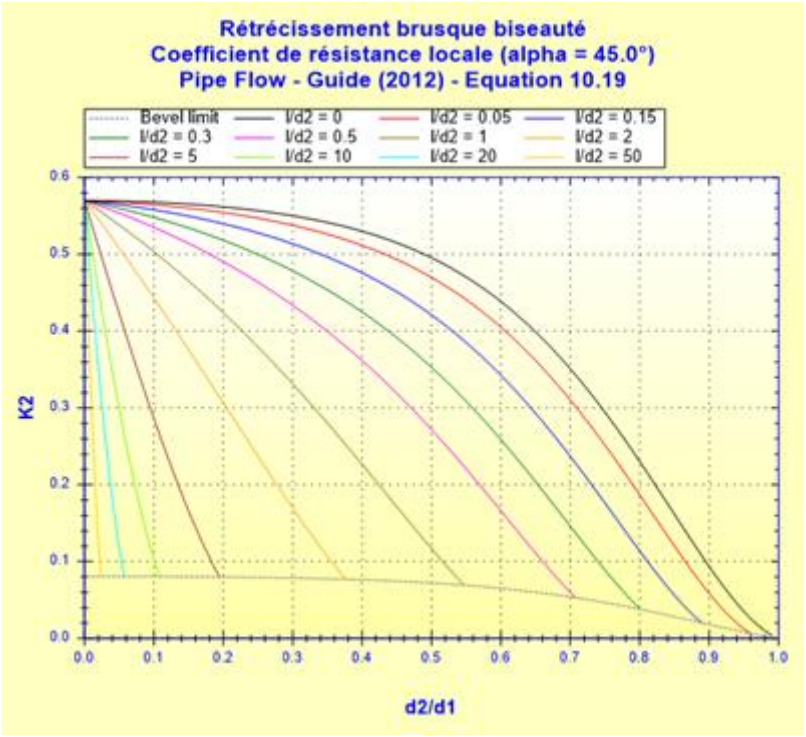
Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 0.0696 \cdot \left[1 + C_B \cdot \left(\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - 1\right)\right] \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2$$

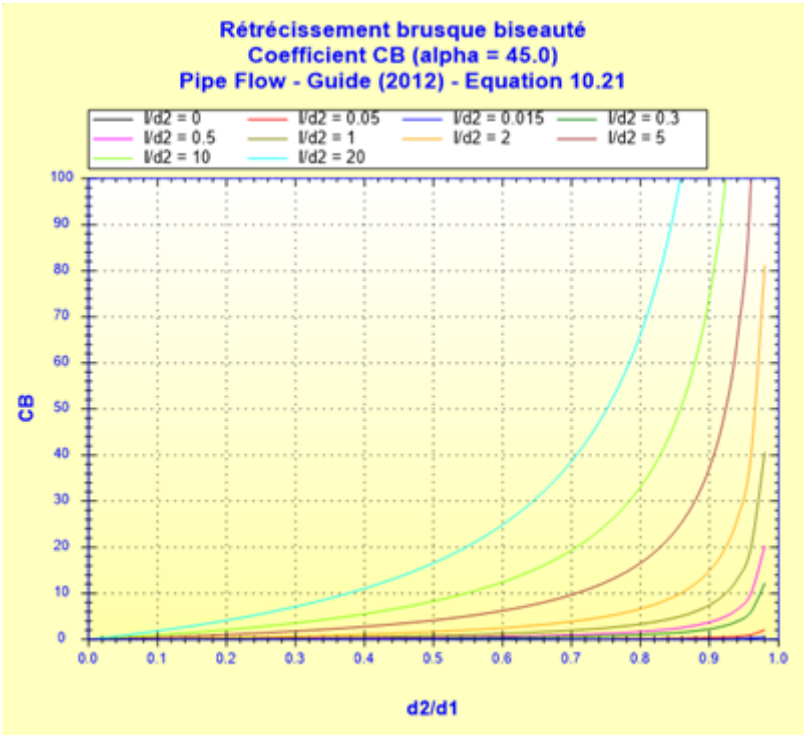
([1] équation 10.19)



avec :

$$C_B = \frac{l}{d_2} \cdot \frac{2 \cdot \beta \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1-\beta}$$

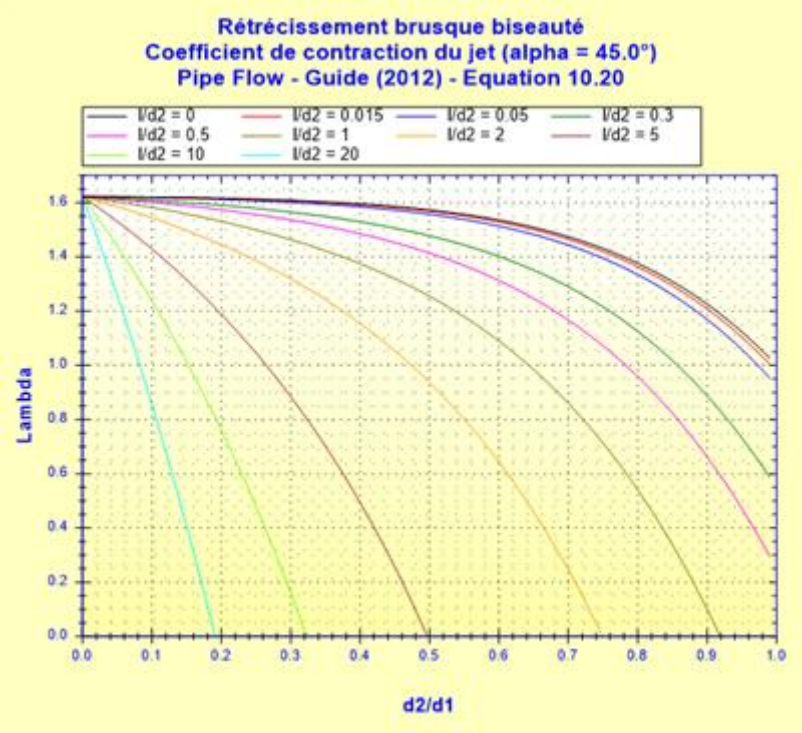
([1] équation 10.21)



et :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 + C_B \cdot \left(\left(\frac{\alpha}{180} \right)^{4/5} - 1 \right) \right] \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] équation 10.20)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot v_2^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1 Grand diamètre (m)

d_2 Petit diamètre (m)

d_0 Diamètre de la base du cône (m)

β Rapport entre le petit et le grand diamètre ()

A_1 Section de passage du grand diamètre (m^2)

A_2 Section de passage du petit diamètre (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

K_2 Coefficient de résistance locale ()

C_B Rapport de la longueur de biseau à la longueur de la contraction conique de rapport de diamètre correspondant et d'angle inclus ()

λ Coefficient de contraction du jet ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

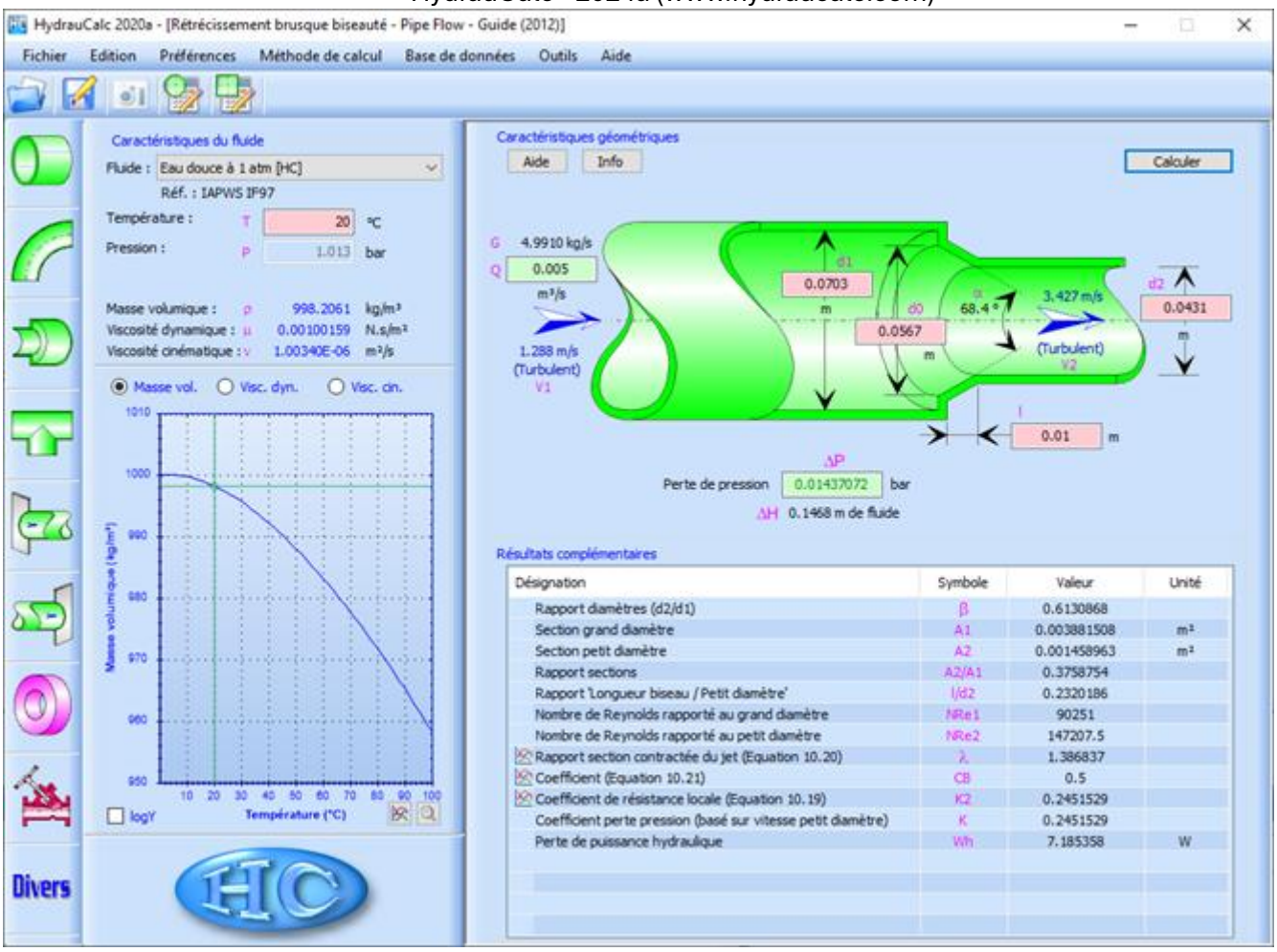
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_2 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



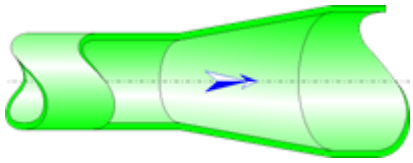
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.5 Elargissement progressif - Section circulaire

Elargissement progressif

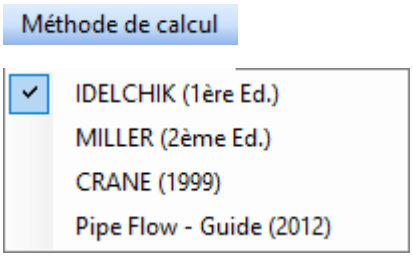
Section circulaire



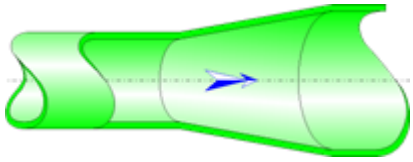
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des élargissements progressifs, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 1st Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (1ère Ed.) ».



2.3.5.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement progressif.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{D_1 - D_0}{2 \cdot l}\right)$$

Aire de la petite section (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Rapport des sections :

$$n_0 = \frac{F_0}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3) :

$$V = l \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{D_0}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_0}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

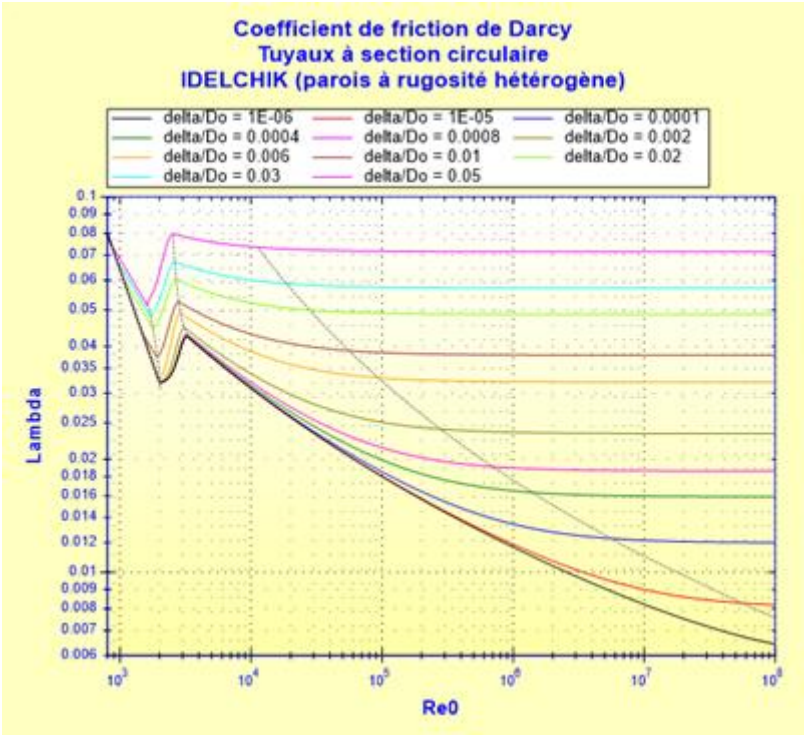
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(Re_0, \frac{\Delta}{D_0} \right)$$

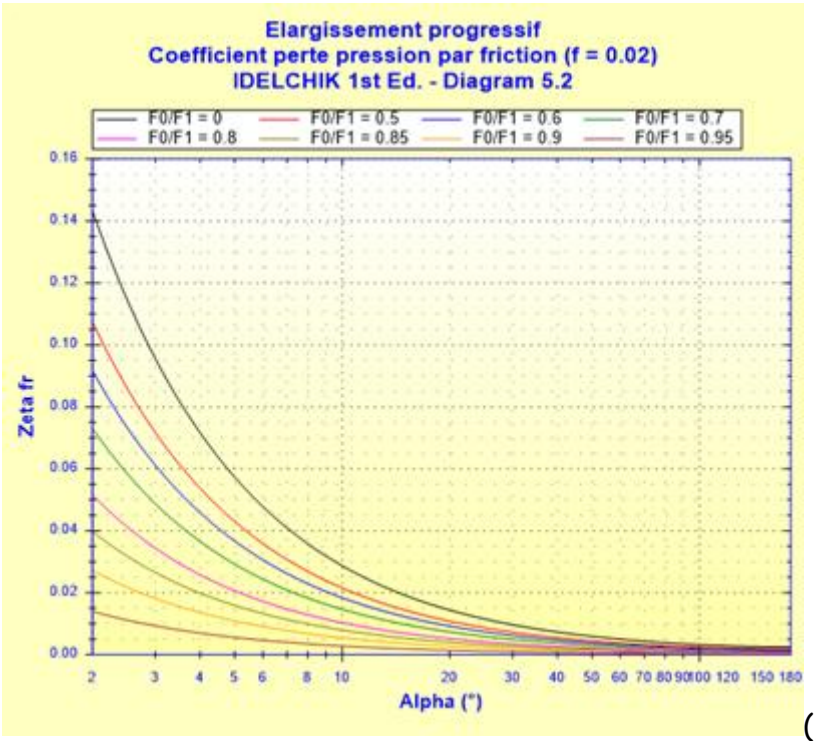
Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de résistance par friction :

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin(\alpha / 2)} \cdot \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\right]$$

([1] diagramme 5.2)

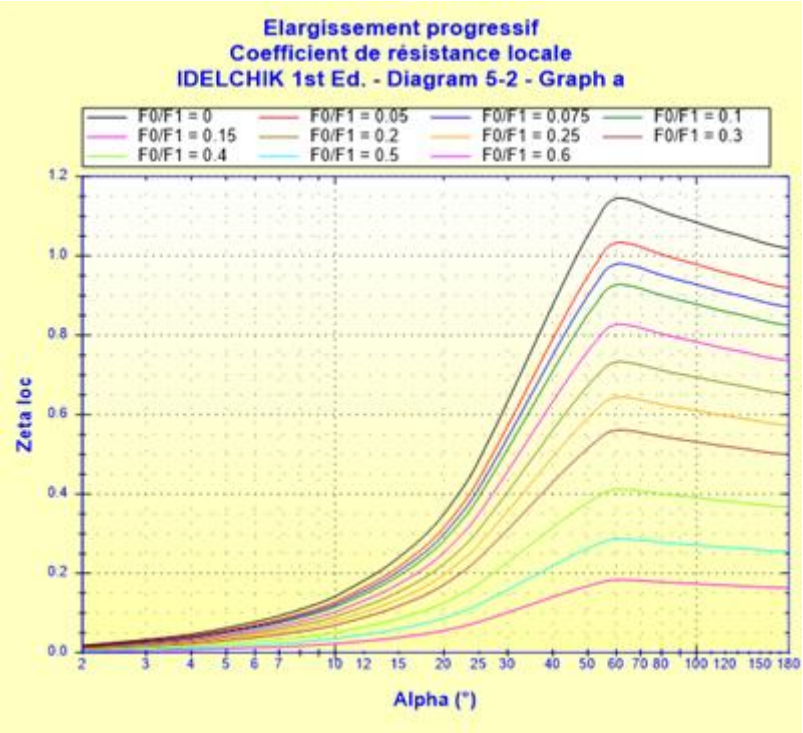


([1] diagramme 5.2 avec λ = 0.02)

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = f(\alpha, \frac{F_0}{F_1})$$

([1] diagramme 5.2 graphique a)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$\zeta = \zeta_{loc} + \zeta_{fr}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0 Petit diamètre (m)

D_1 Grand diamètre (m)

α Angle au sommet du cône (°)

l Longueur du tronc de cône (m)

F_0 Aire de la petite section (m^2)

F_1 Aire de la grande section (m^2)

n_0 Rapport des sections ()

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)

w_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)

M Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)

Re_0 Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

Re_1 Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()

Δ Rugosité absolue des parois (m)

$\overline{\Delta}$ Rugosité relative des parois ()

λ Coefficient de friction de Darcy ()

ζ_{loc} Coefficient de résistance locale ()

ζ_{fr} Coefficient de résistance par friction ()

ζ Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

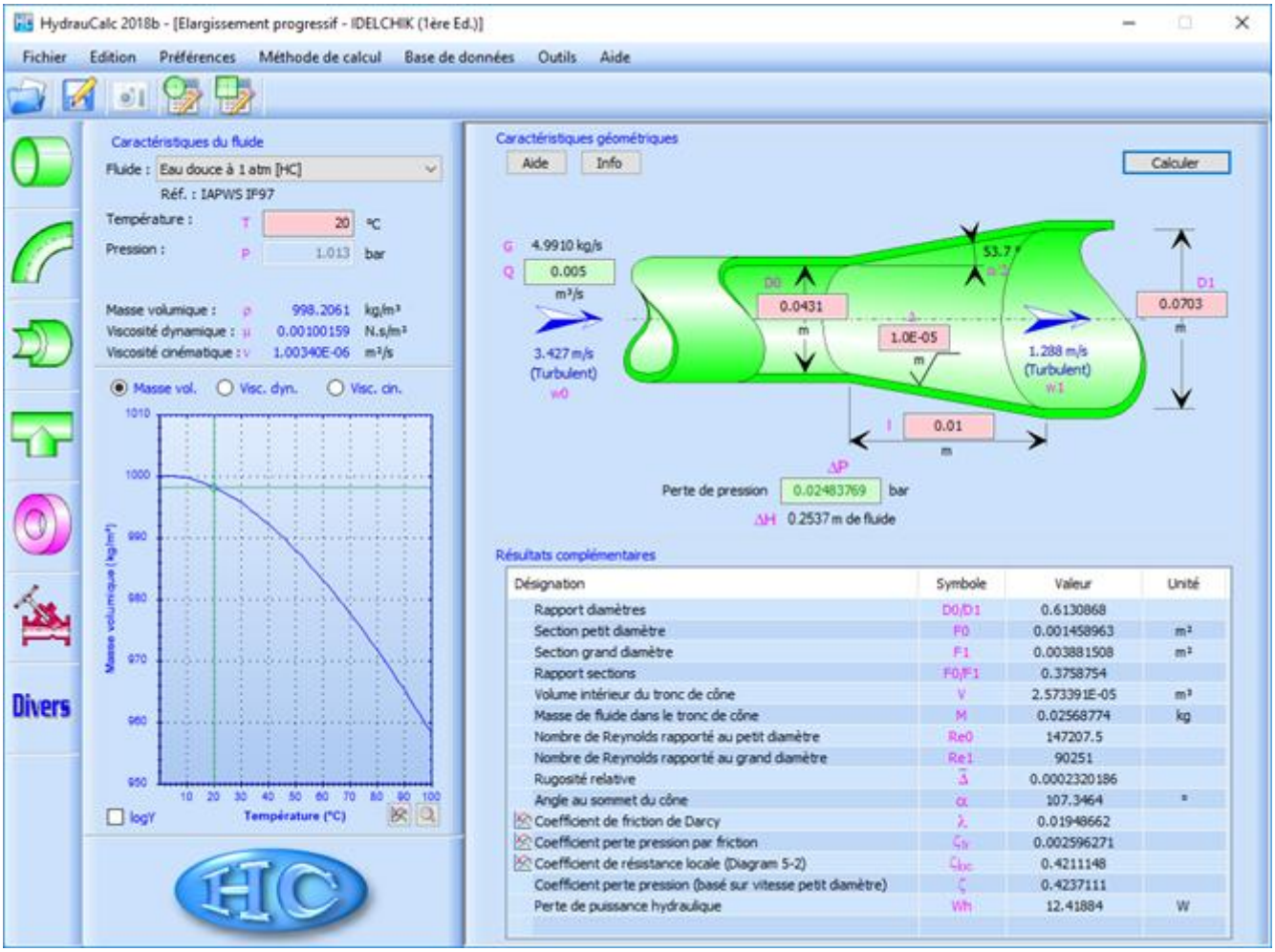
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- Ecoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_0 \geq 10^5$)

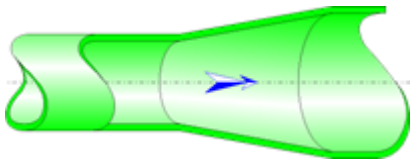
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 1st Edition, I.E. Idelchik

2.3.5.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement progressif.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Demi-angle au sommet du cône (°) :

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot N}\right)$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3) :

$$V = N \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

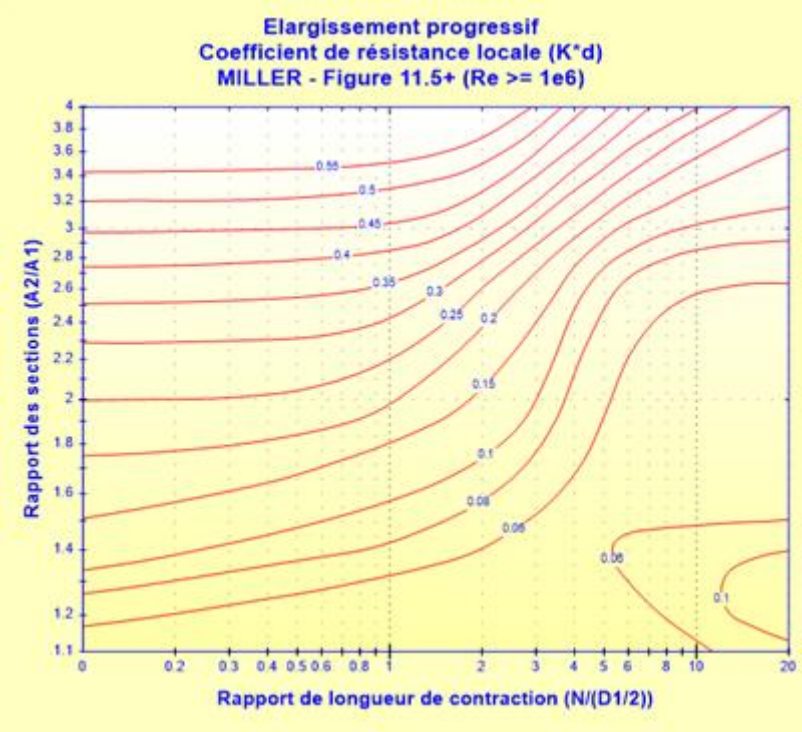
$$Re_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_1 \geq 10^4$

$$K_{*d} = f\left(\frac{N}{D_1/2}, \frac{A_2}{A_1} \right)$$

([1] figure 11.5+)



■ $Re_1 < 10^4$

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re_1)$$ ([1] figure 14.31)

où :

K_{turb} est le coefficient de résistance locale en régime turbulent (K_{*d} pour $Re_1 = 10^4$ - figure 11.5+)

Correction du nombre de Reynolds ($Re_1 < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

- régime turbulent ($Re_1 \geq 10^4$) :

$$K = K_{*d}$$

- régime laminaire ($Re_1 < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
N	Longueur du tronc de cône (m)
θ	Demi-angle au sommet du cône (°)
A_1	Aire de la petite section (m^2)
A_2	Aire de la grande section (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
G	Débit massique (kg/s)

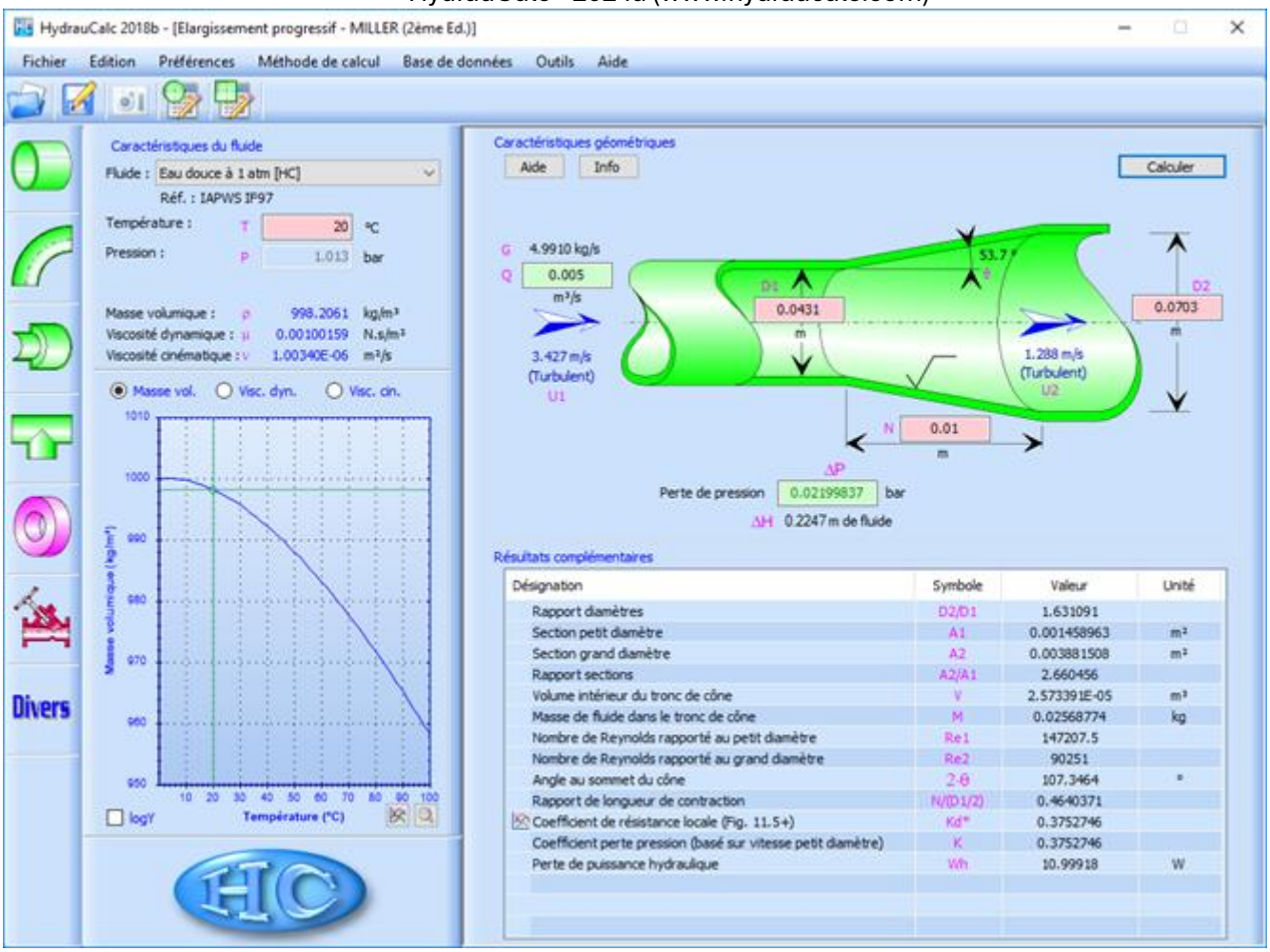
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
K^*_d	Coefficient de résistance locale pour $Re_1 \geq 10^4$ ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re_1 = 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re_1 < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : luminaire et turbulent
- rapport des sections (A2/A1) compris entre 1,1 et 4
- rapport de longueur de contraction (N/(D1/2)) inférieur à 20

nota : pour des nombres de Reynolds "Re_1" inférieurs à 10^4, et des coefficients "K_{turb}" inférieurs à 0,5 ou supérieurs à 10, le coefficient de perte de pression laminaire "K_{lam}" est extrapolé

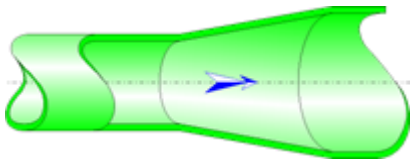
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.3.5.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement progressif.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Demi-angle au sommet du cône (°) :

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot L}\right)$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3) :

$$V = L \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

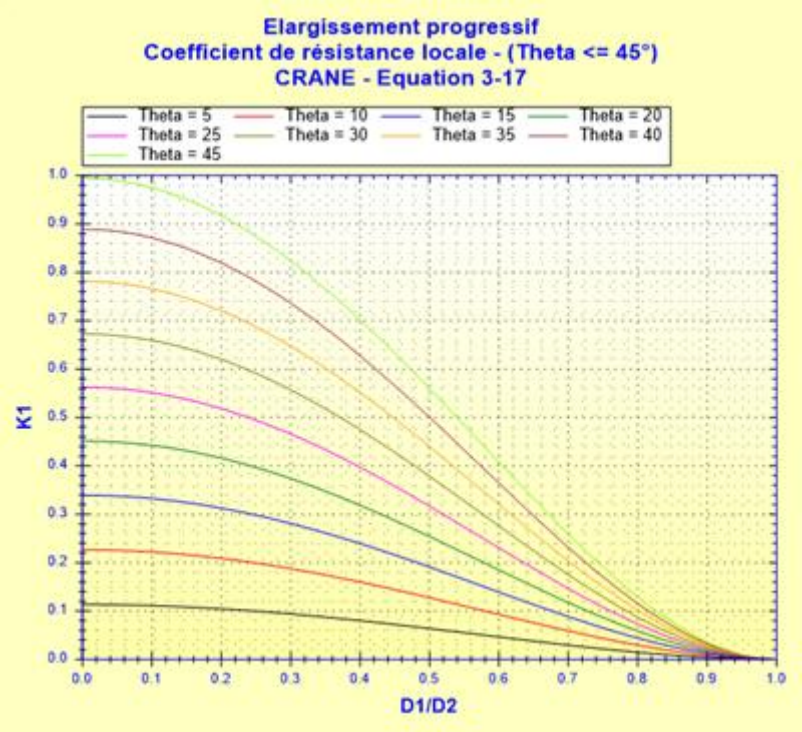
$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\theta \leq 45°$:

$$K_1 = 2.6 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left(1 - \beta^2\right)^2$$

(Equation 3-17)



■ $45° < \theta \leq 180°$:

$$K_1 = \left(1 - \beta^2\right)^2$$ (Equation 3-17.1)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
L	Longueur de l'élargissement (m)
θ	Demi-angle au sommet du cône (°)
A_1	Aire de la petite section (m^2)
A_2	Aire de la grande section (m^2)
v_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
v_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique (kg/m^3)

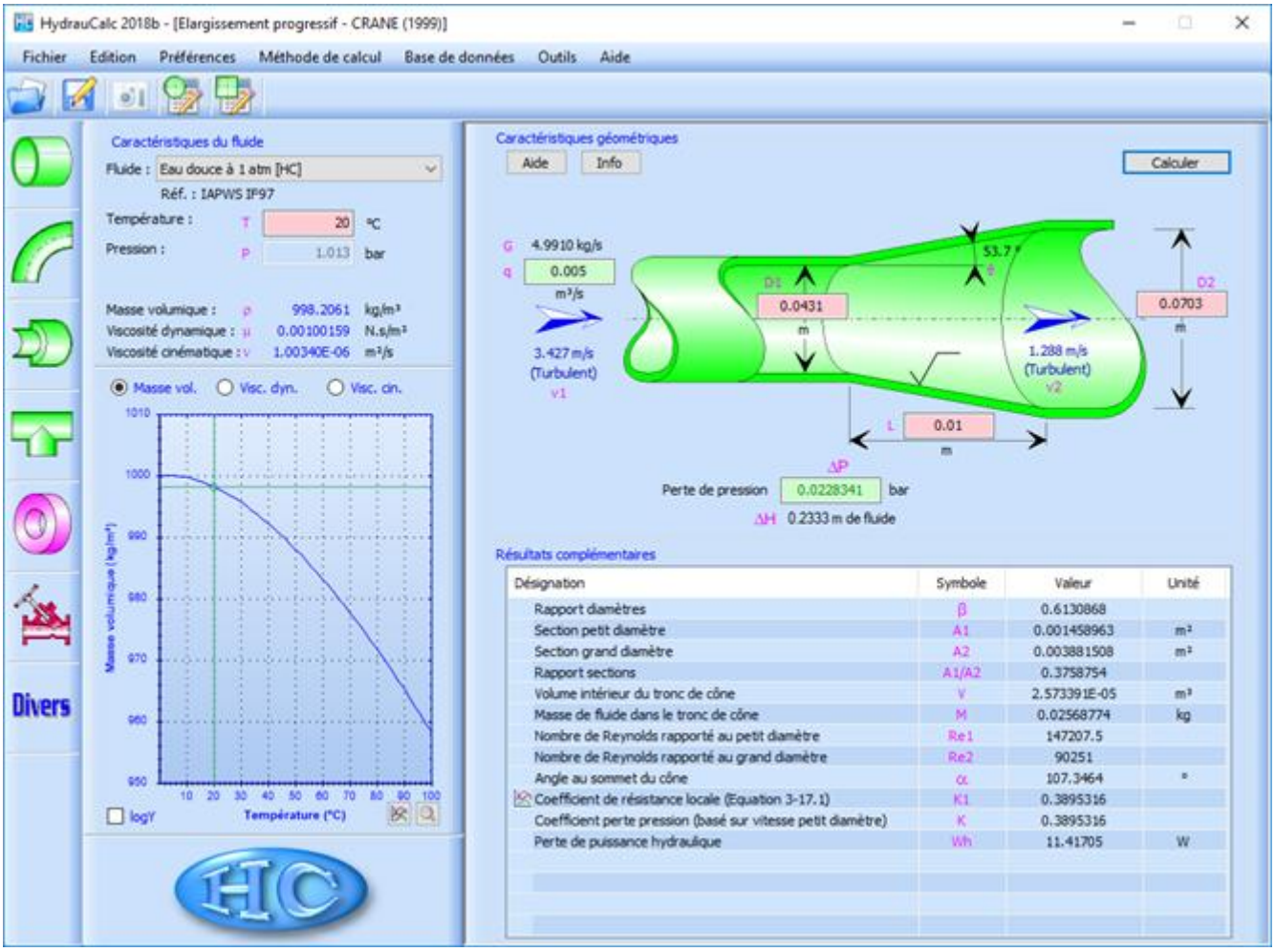
ν Viscosité cinématique (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_1 \geq 10^4$)

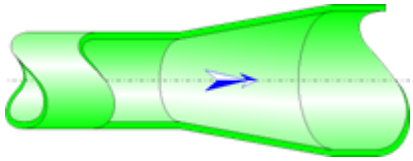
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.3.5.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement progressif. La perte de charge par frottement dans l'élargissement progressif est prise en compte pour des angles de cône est inférieures à 60°, au-delà de cet angle la perte de charge par frottement devient négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot l}\right)$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3) :

$$V = l \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{d_2}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

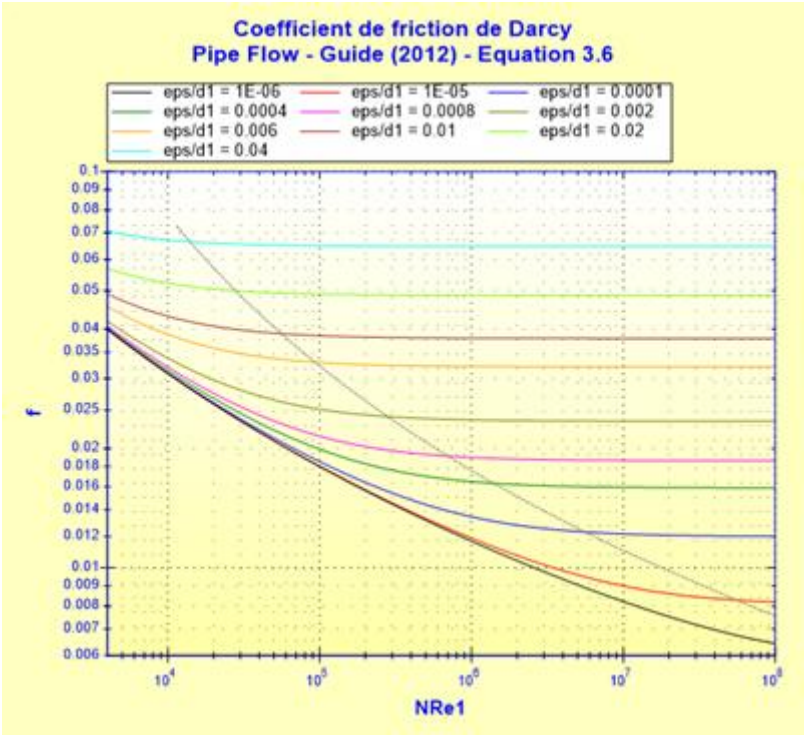
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_1} + \frac{2.51}{N\mathrm{Re}_1 \cdot \sqrt{f}} \right) \right]^2}$$

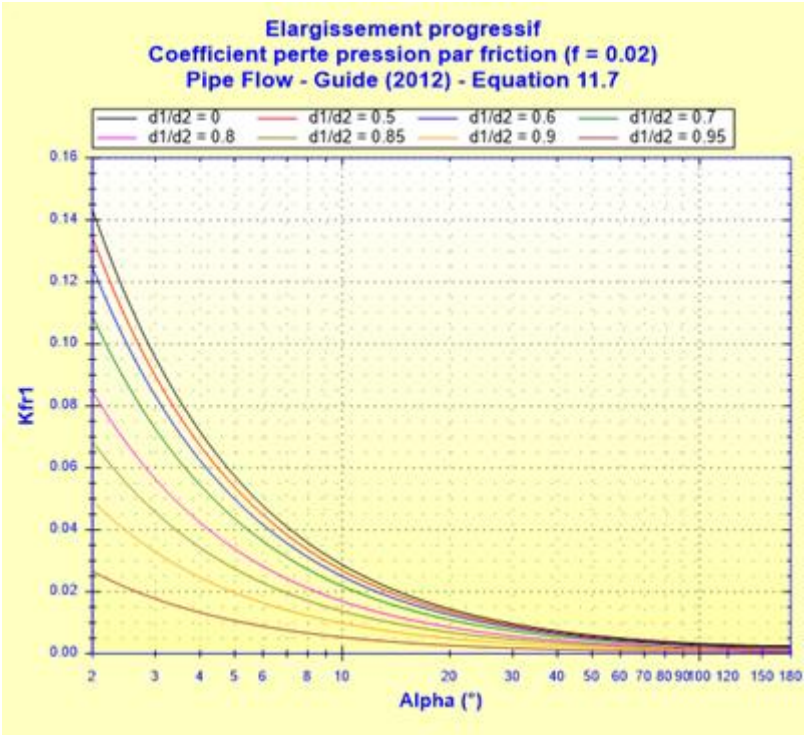
Colebrook-White equation ([1] equation 3.6)



Coefficient de perte de pression par friction

$$K_{fr1} = \frac{f \cdot \left(1 - \beta^4\right)}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

([1] équation 11.7)



([1] équation 11.7 avec f = 0.02)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

■ $0° \le \alpha \le 20°$:

$$K_1 = 8.30 \cdot \left[\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]^{1.75} \cdot \left(1-\beta^2\right)^2 + \frac{f \cdot \left(1-\beta^4\right)}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

([1] équation 11.8)

■ $20° \le \alpha < 60°$:

- $0 \le \beta < 0.5$

$$K_1 = \left\{1.366 \cdot \sin\left(2 \cdot (\alpha - 15)\right)^{1/2} - 0.170 - 3.28 \cdot \left[\left(0.0625 - \beta^4\right) \cdot \sqrt{\frac{\alpha - 20}{40}}\right]\right\} \cdot \left(1-\beta^2\right)^2 + \frac{f \cdot \left(1-\beta^4\right)}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

([1] équation 11.9a)

- $0.5 \le \beta \le 1$

$$K_1 = \left\{1.366 \cdot \sin\left(2 \cdot (\alpha - 15)\right)^{1/2} - 0.170\right\} \cdot \left(1-\beta^2\right)^2 + \frac{f \cdot \left(1-\beta^4\right)}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

([1] équation 11.9b)

■ $60° \le \alpha \le 180°$:

- $0 \le \beta < 0.5$

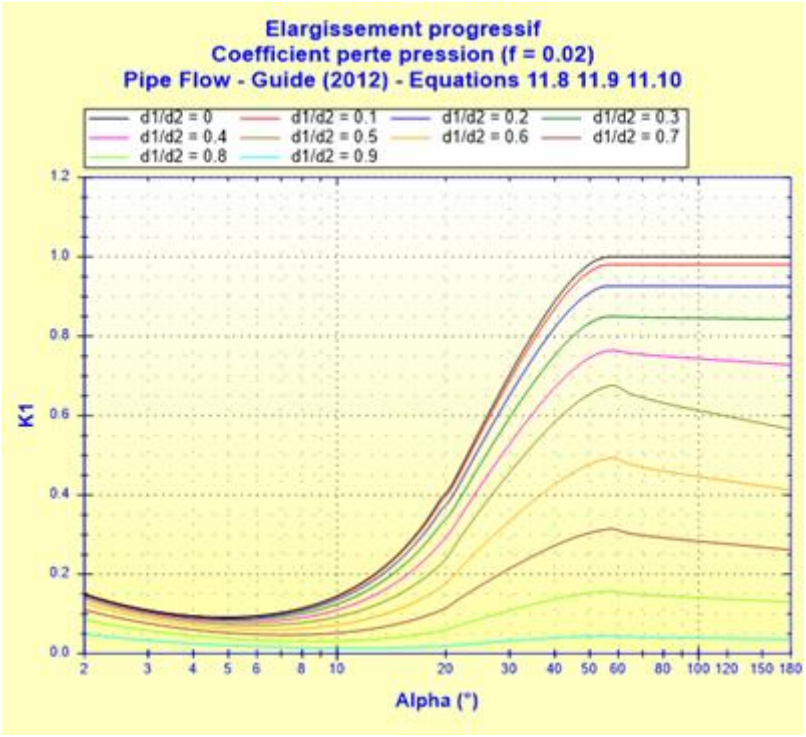
$$K_1 = \left[1.205 - 3.28 \cdot \left(0.0625 - \beta^4\right) - 12.8 \cdot \beta^6 \cdot \sqrt{\frac{\alpha - 60}{120}}\right] \cdot \left(1-\beta^2\right)^2$$

([1] équation 11.10a)

- $0.5 \le \beta \le 1$

$$K_1 = \left[1.205 - 0.20 \cdot \sqrt{\frac{\alpha - 60}{120}}\right] \cdot \left(1-\beta^2\right)^2$$

([1] équation 11.10b)



Coefficient de résistance locale :

- $0° \leq \alpha < 60°$:

$$K_{L1} = K_1 - K_{fr1}$$

- $60° \leq \alpha \leq 180°$:

$$K_{L1} = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_1 \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_1 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1 Petit diamètre (m)

d_2 Grand diamètre (m)

β Rapport entre le petit et le grand diamètre ()

α Angle au sommet du cône (°)

l Longueur du tronc de cône (m)

A_1 Aire de la petite section (m^2)

A_2 Aire de la grande section (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

V_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)

G Débit massique (kg/s)

V Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)

M Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()

f Coefficient de friction de Darcy ()

ε Rugosité absolue de la paroi du cône (m)

K_{fr1} Coefficient de perte de pression par friction ()

K_{L1} Coefficient de résistance locale ()

K_1 Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

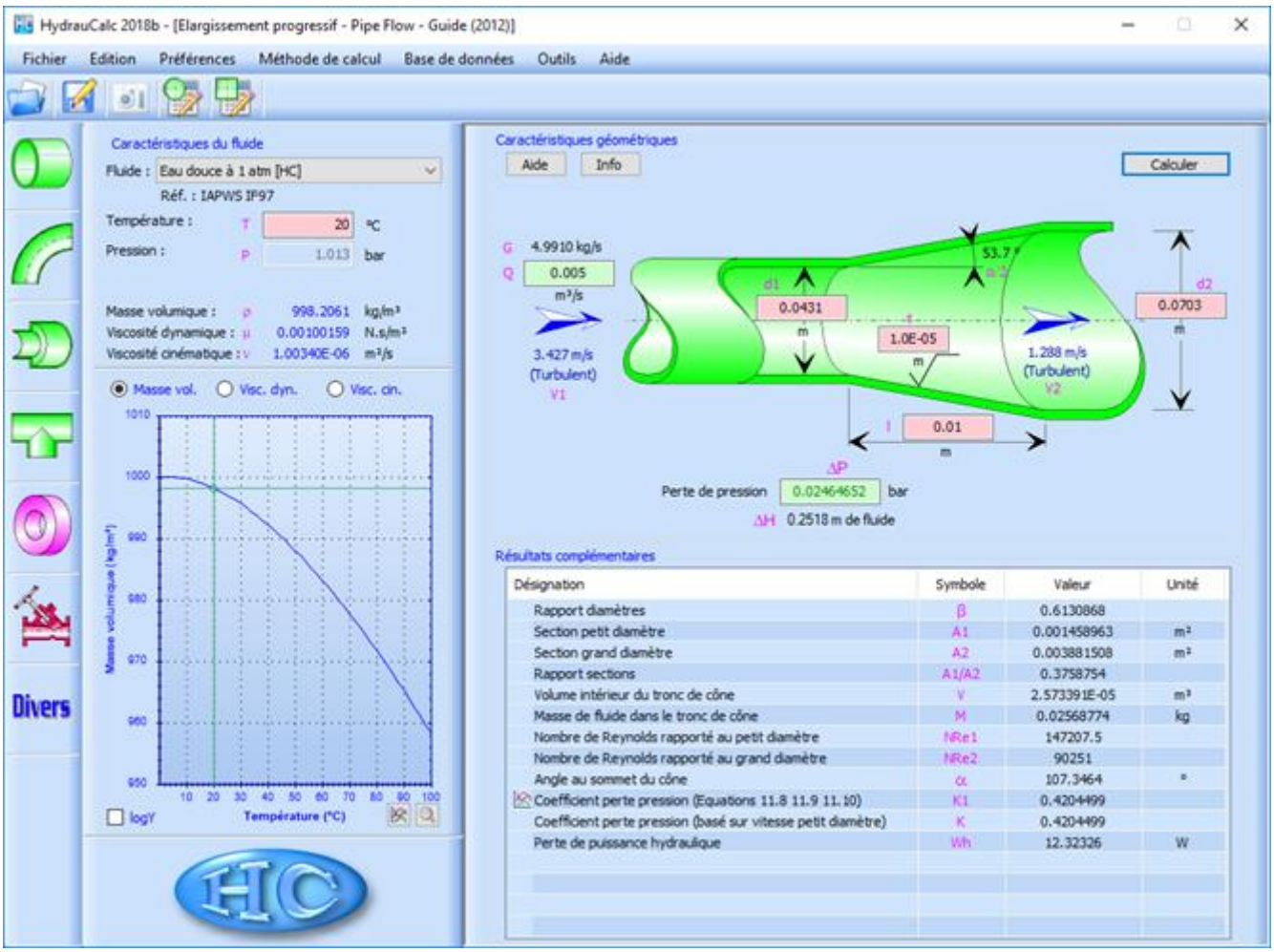
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_1 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



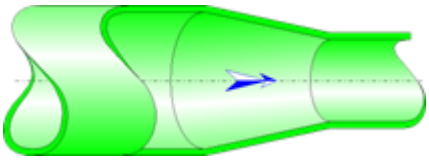
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.6 Rétrécissement progressif - Section circulaire

Rétrécissement progressif

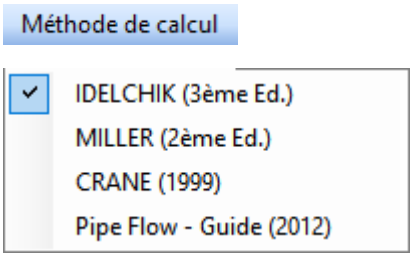
Section circulaire



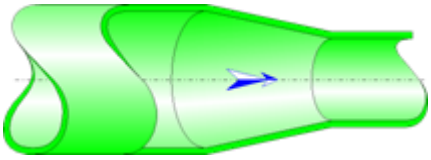
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des rétrécissements progressifs, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.3.6.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement progressif.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{D_1 - D_0}{2 \cdot l}\right)$$

Aire de la petite section (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Rapport des sections :

$$n_0 = \frac{F_0}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3) :

$$V = l \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{D_0}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_0}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

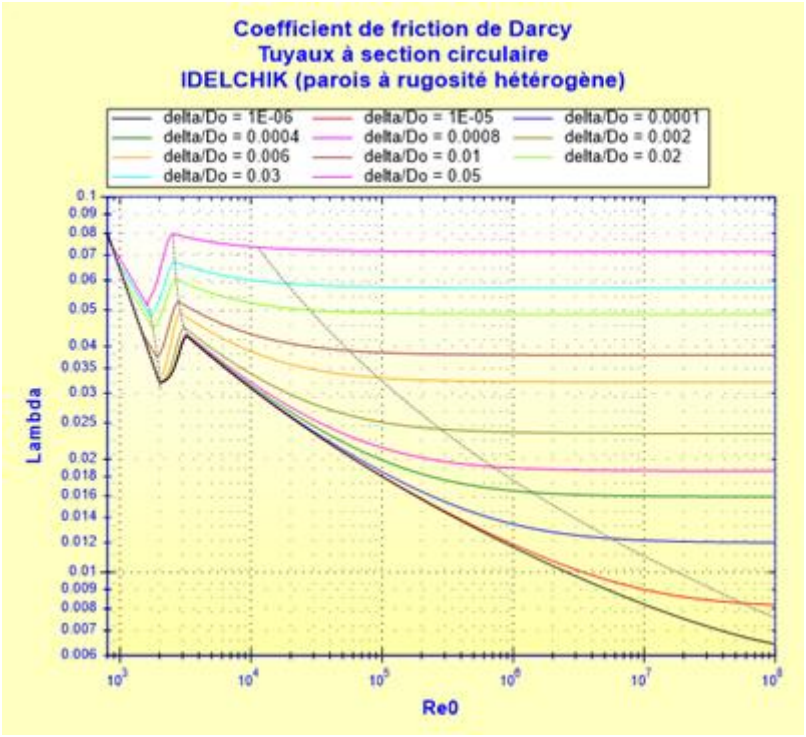
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(Re_0, \frac{\Delta}{D_0} \right)$$

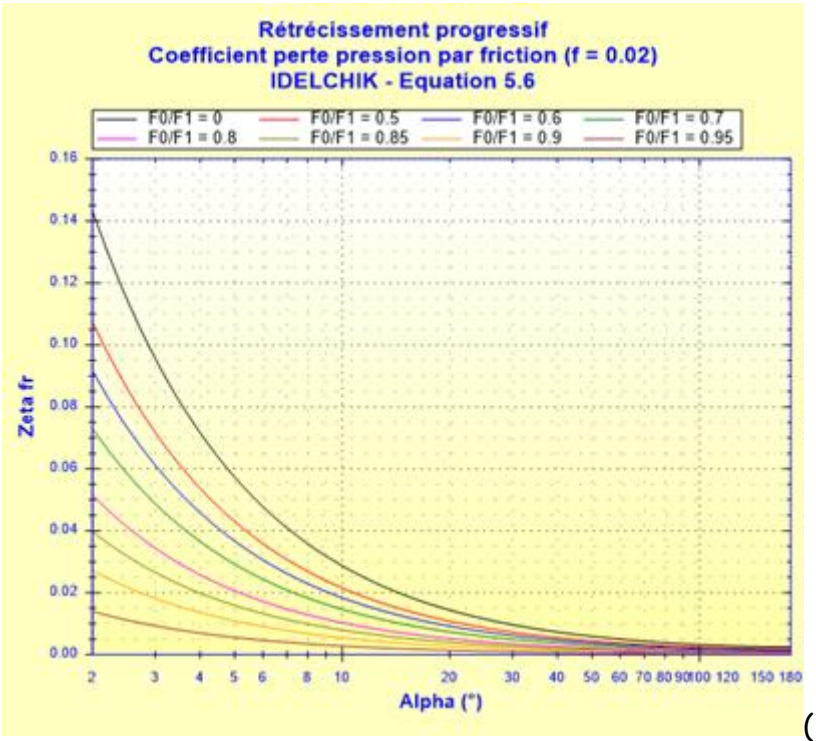
Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de résistance par friction :

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin(\alpha / 2)} \cdot \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\right]$$

([1] équation 5.6)



([1] équation 5.6 avec λ = 0.02)

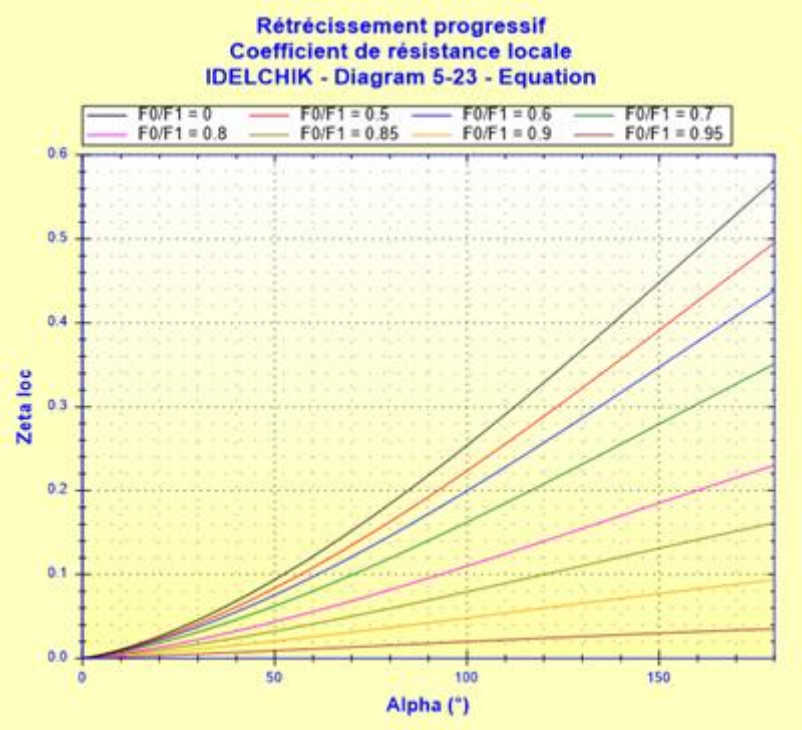
Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = (-0.0125 \cdot n_0^4 + 0.0224 \cdot n_0^3 - 0.00723 \cdot n_0^2 + 0.00444 \cdot n_0 - 0.00745) \cdot (\alpha_r^3 - 2 \cdot \pi \cdot \alpha_r^2 - 10 \cdot \alpha_r)$$

([1] diagramme 5.23 (1))

avec :

$$\alpha_r = 0.01745 \cdot \alpha$$



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$\zeta = \zeta_{loc} + \zeta_{fr}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0	Petit diamètre (m)
D_1	Grand diamètre (m)
α	Angle au sommet du cône (°)
l	Longueur du tronc de cône (m)
F_0	Aire de la petite section (m^2)
F_1	Aire de la grande section (m^2)
n_0	Rapport des sections ()
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
Δ	Rugosité absolue des parois (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ_{fr}	Coefficient de résistance par friction ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

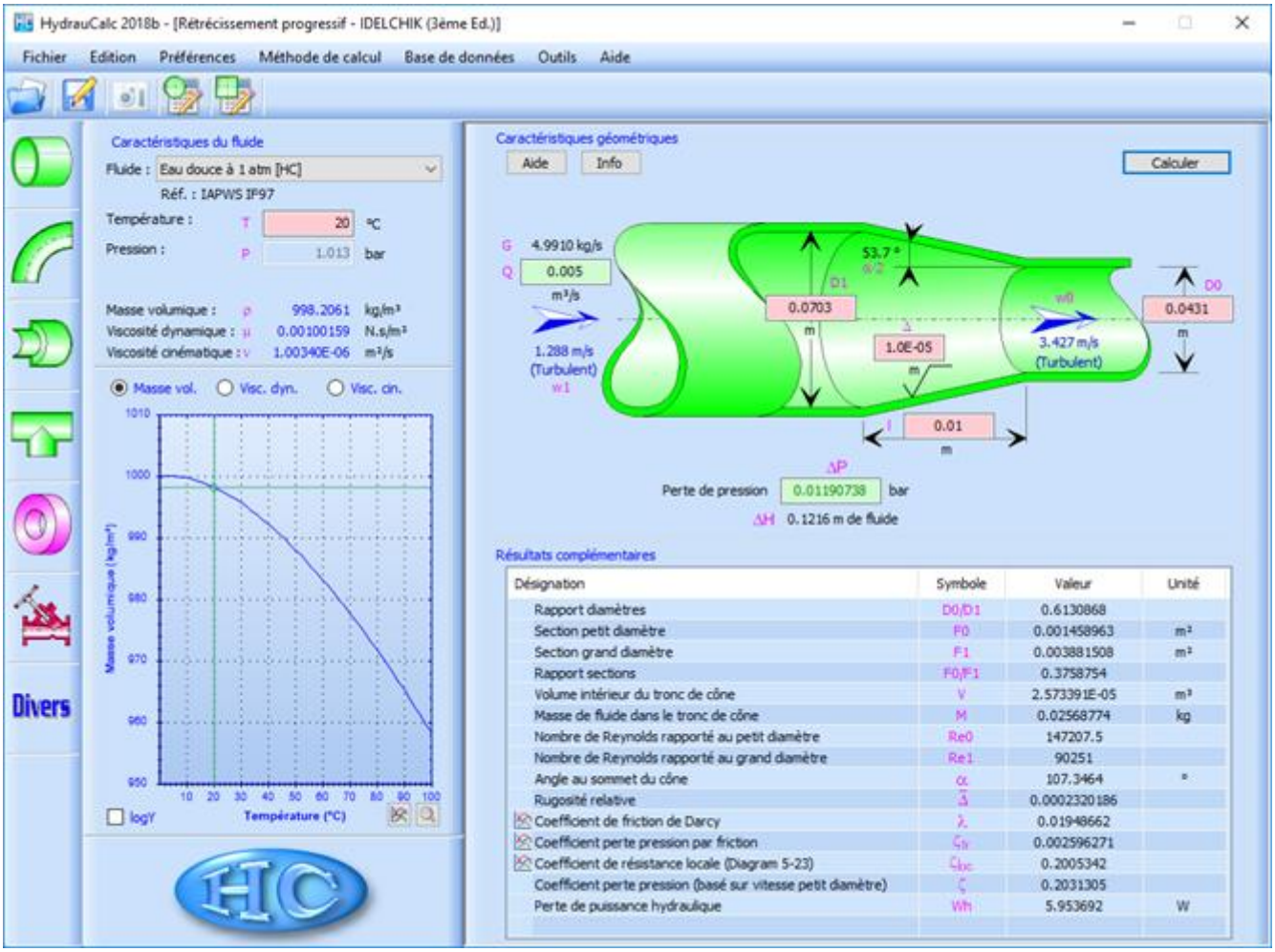
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_0 \geq 10^5$)

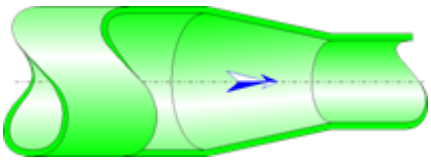
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.3.6.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement progressif.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Demi-angle au sommet du cône (°) :

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot N}\right)$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m³) :

$$V = N \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{D_0}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_0}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$Re_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

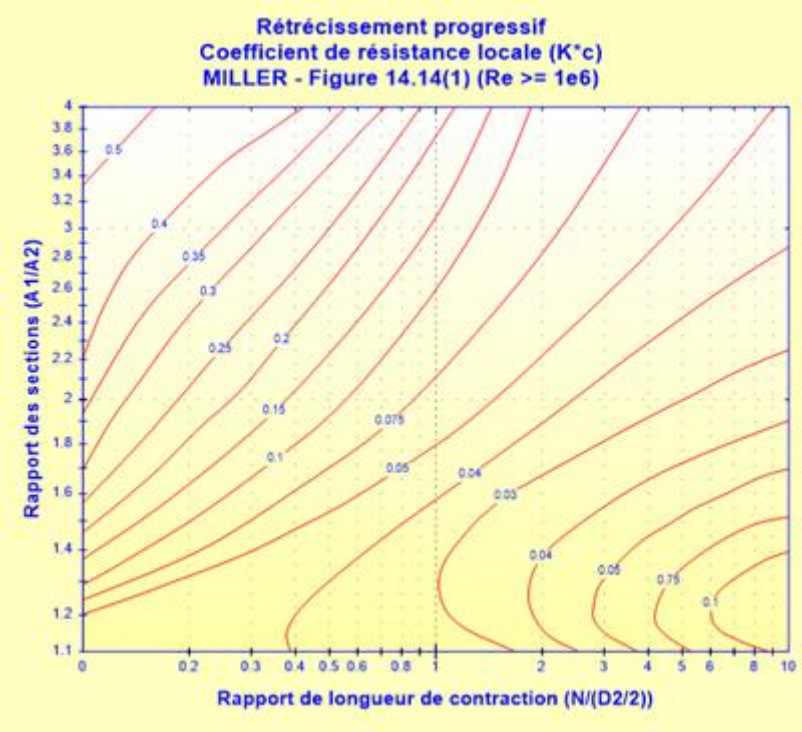
$$Re_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_2 \geq 10^4$

$$K^*_c = f\left(\frac{N}{D_2/2}, \frac{A_1}{A_2} \right)$$

([1] figure 14.14+)



■ $Re_2 < 10^4$

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re_2)$$ ([1] figure 14.31)

où :

K_{turb} est le coefficient de résistance locale en régime turbulent (K_s pour $Re_2 = 10^4$ - figure 14.14+)

Correction du nombre de Reynolds ($Re_1 < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

- régime turbulent ($Re_2 \geq 10^4$) :

$$K = K^*_c$$

- régime laminaire ($Re_2 < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U_2^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U_2^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Grand diamètre (m)
D_2	Petit diamètre (m)
N	Longueur du rétrécissement (m)
θ	Demi-angle au sommet du cône (°)
A_1	Aire de la grande section (m^2)
A_2	Aire de la petite section (m^2)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
Q	Débit volumique (m^3/s)

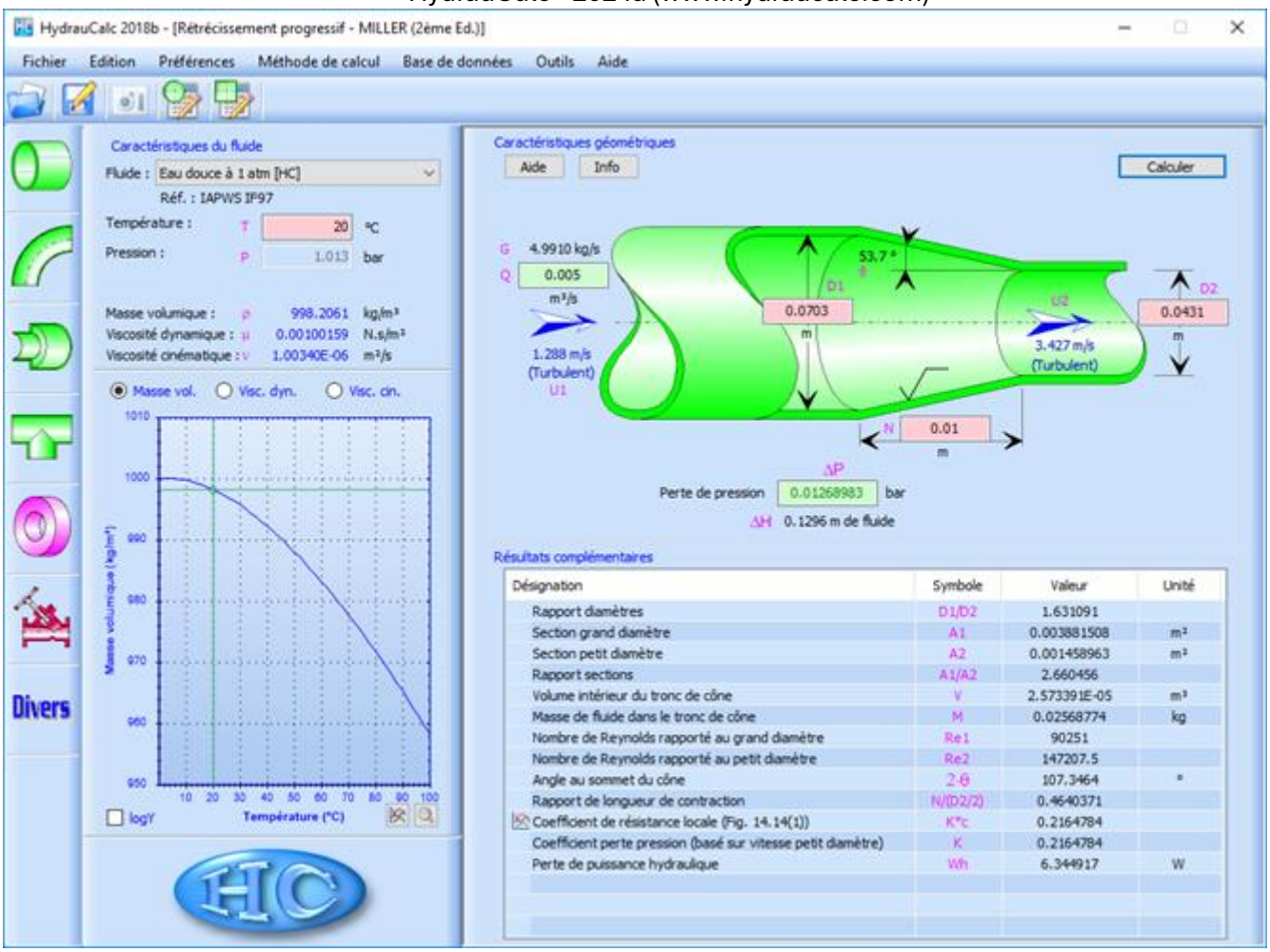
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
K^*_c	Coefficient de résistance locale pour $Re_2 \geq 10^4$ ()
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re_2 = 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re_2 < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : luminaire et turbulent
- rapport des sections (A1/A2) compris entre 1,1 et 4
- rapport de longueur de contraction (N/(D2/2)) inférieur à 10

nota : pour des nombres de Reynolds "Re_2" inférieurs à 10^4, et des coefficients "K_{turb}" inférieurs à 0,5 ou supérieurs à 10, le coefficient de perte de pression laminaire "K_{lam}" est extrapolé

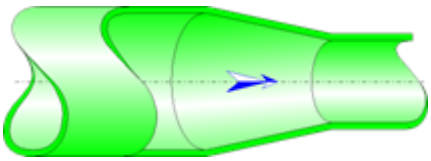
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.3.6.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement Progressif.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Demi-angle au sommet du cône (°) :

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot L}\right)$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3) :

$$V = L \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

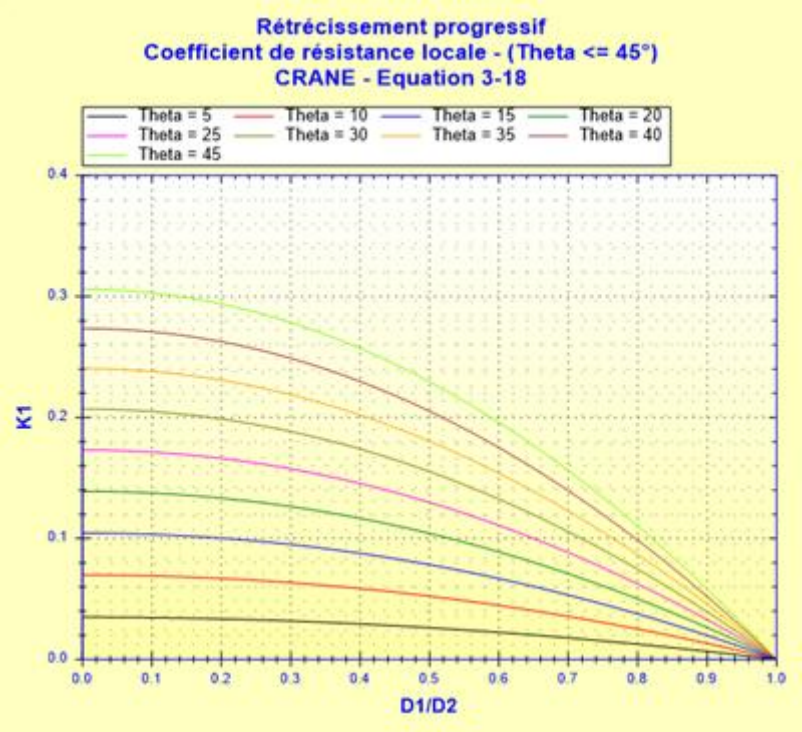
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\theta \leq 45°$:

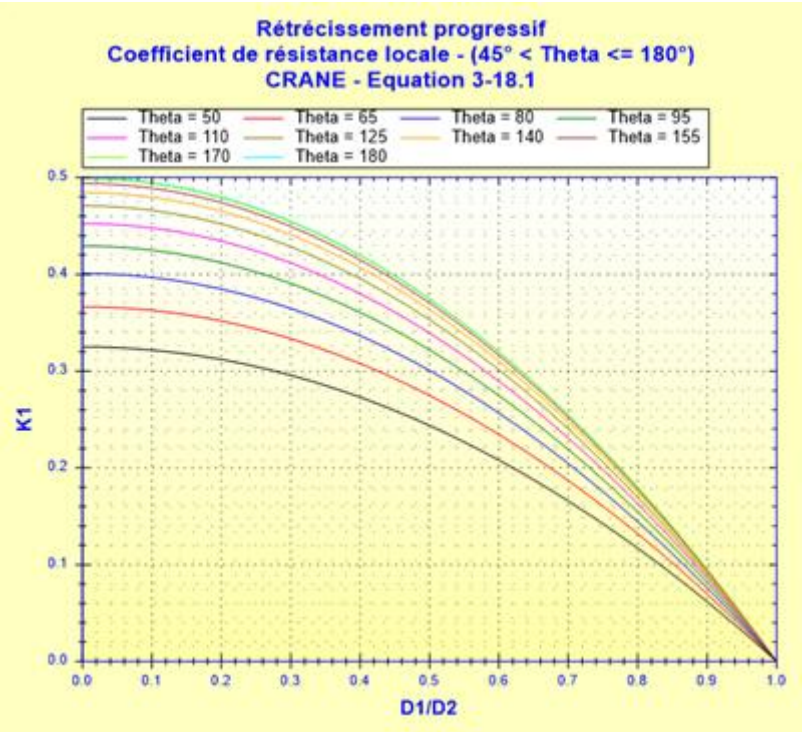
$$K_1 = 0.8 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)\left(1 - \beta^2\right)$$ (Equation 3-18)



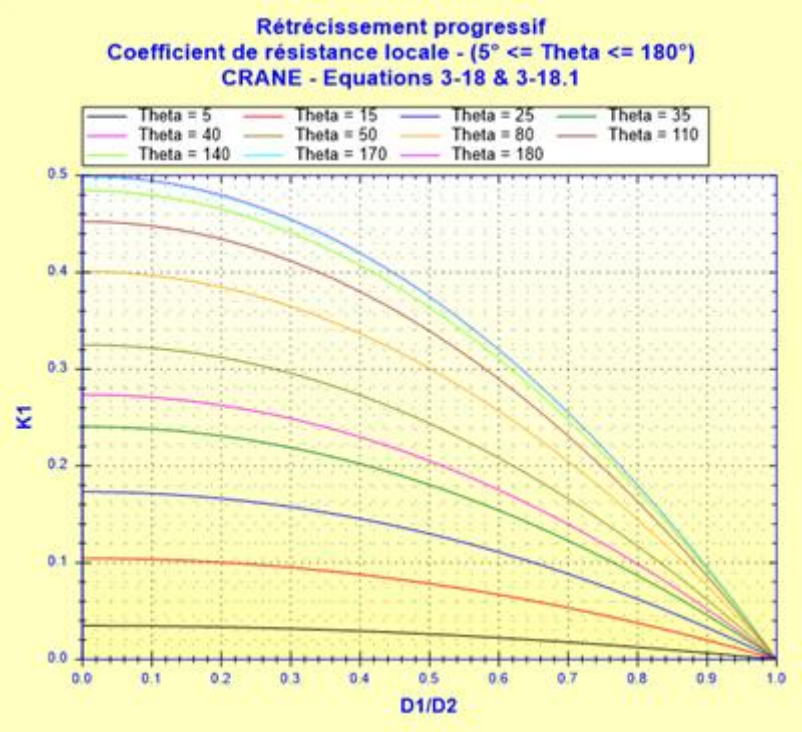
■ 45° < θ ≤ 180°:

$$K_1 = 0.5\sqrt{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}\left(1-\beta^2\right)$$

(Equation 3-18.1)



■ 5° ≤ θ ≤ 180°:



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

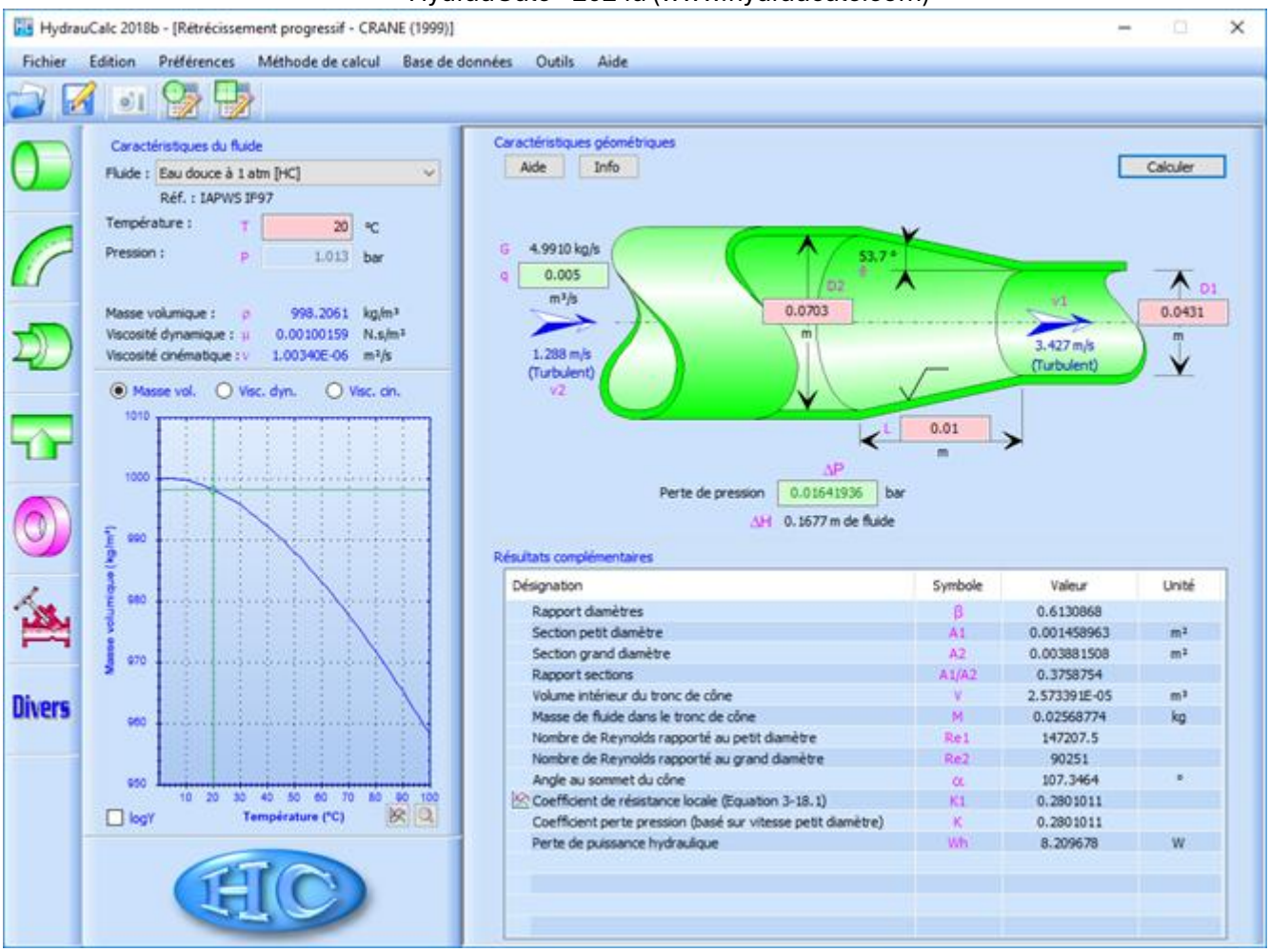
D_1	Petit diamètre (m)
D_2	Grand diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
L	Longueur du rétrécissement (m)

θ	Demi-angle au sommet du cône (°)
A_1	Aire de la petite section (m^2)
A_2	Aire de la grande section (m^2)
v_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
v_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($Re_1 \geq 10^4$)

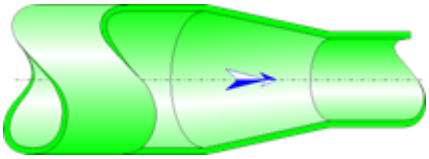
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.3.6.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement progressif. La perte de charge par frottement dans le rétrécissement progressif est également prise en compte.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{d_1 - d_2}{2 \cdot l}\right)$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m³) :

$$V = l \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{d_2}{2} \right) \right)$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

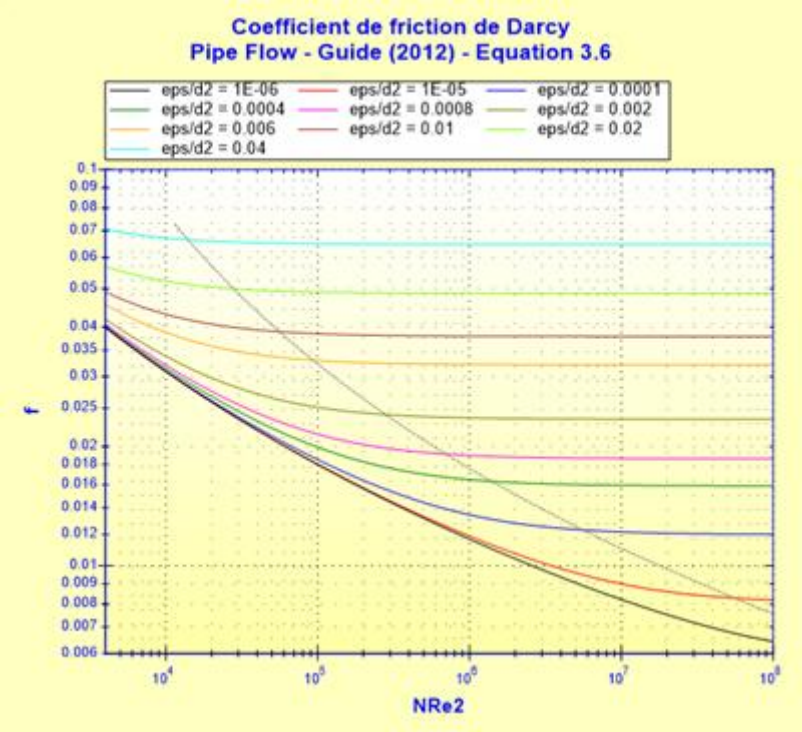
Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_2} + \frac{2.51}{NRe_2 \cdot \sqrt{f}} \right) \right]^2}$$

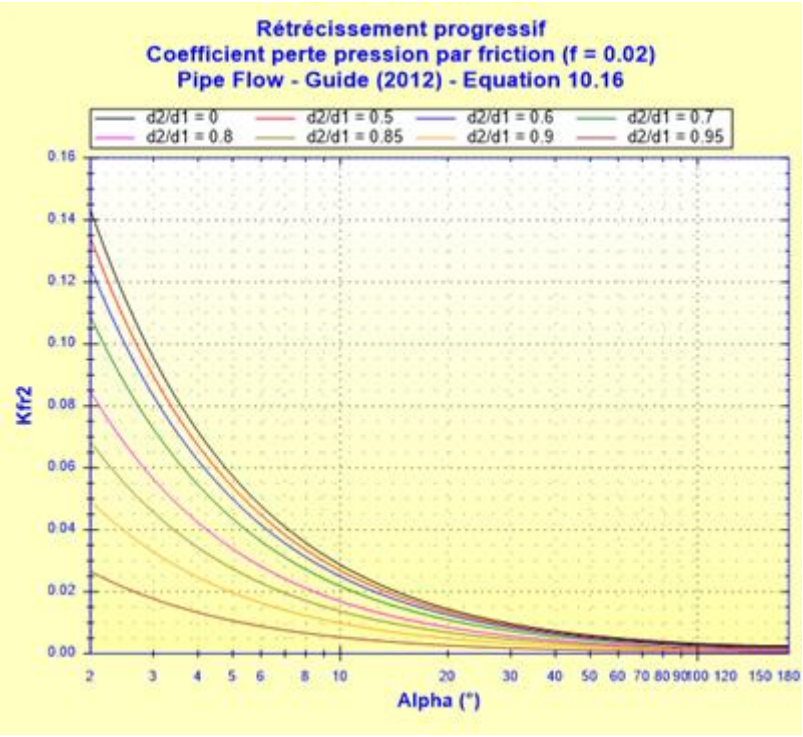
Colebrook-White equation ([1] equation 3.6)



Coefficient de perte de pression par friction

$$K_{fr2} = \frac{f \cdot \left(1 - \beta^4\right)}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

([1] équation 10.16)

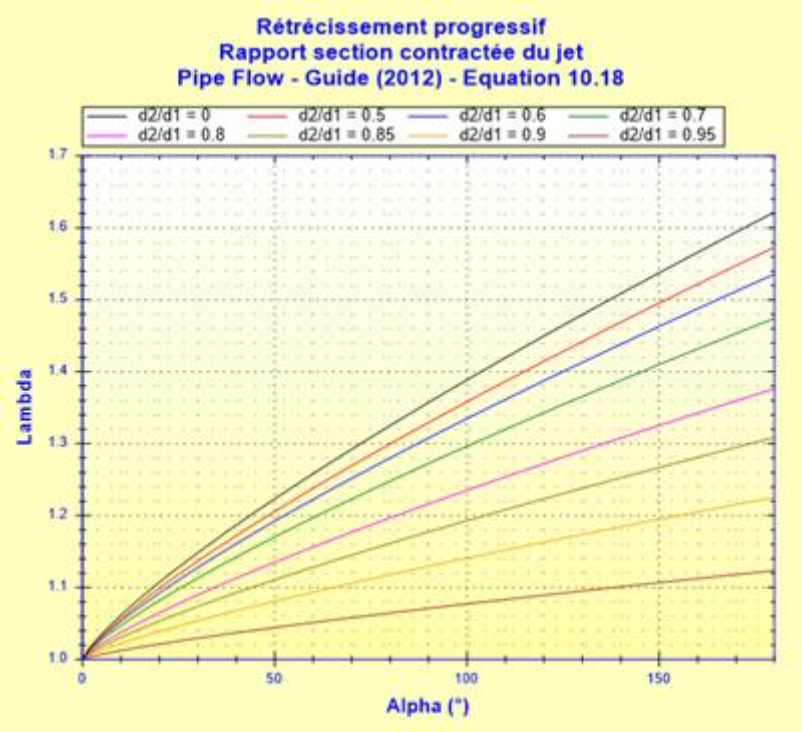


([1] équation 10.16 avec f = 0.02)

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(\frac{\alpha}{180}\right)^{\frac{4}{5}} \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$

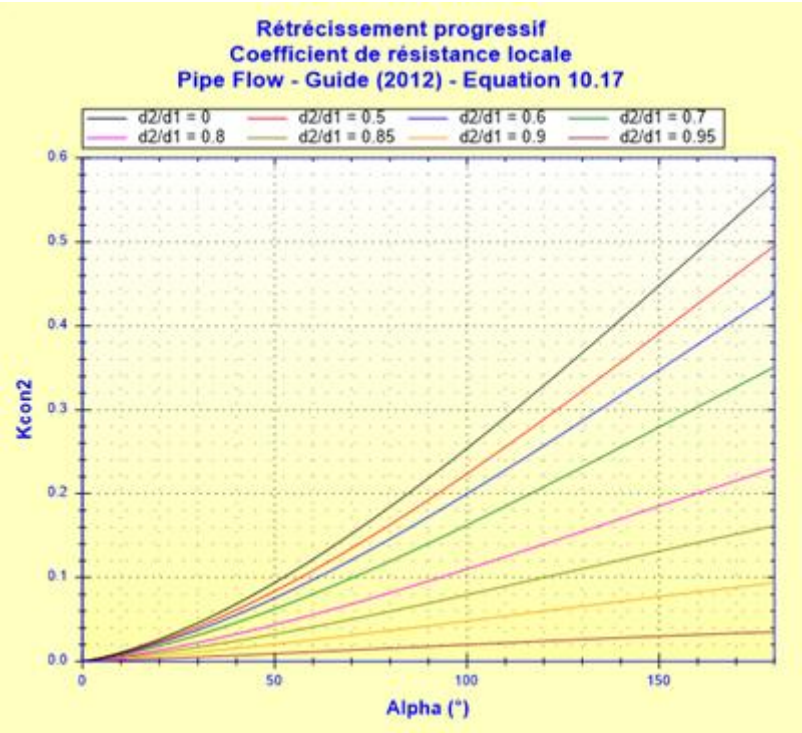
([1] équation 10.18)



Coefficient de résistance locale :

$$K_{con2} = 0.0696 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2$$

([1] équation 10.17)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K_2 = K_{fr2} + K_{con2}$$

([1] équation 10.11)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_2 \cdot \frac{\rho_m \cdot {v_2}^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_2 \cdot \frac{{v_2}^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

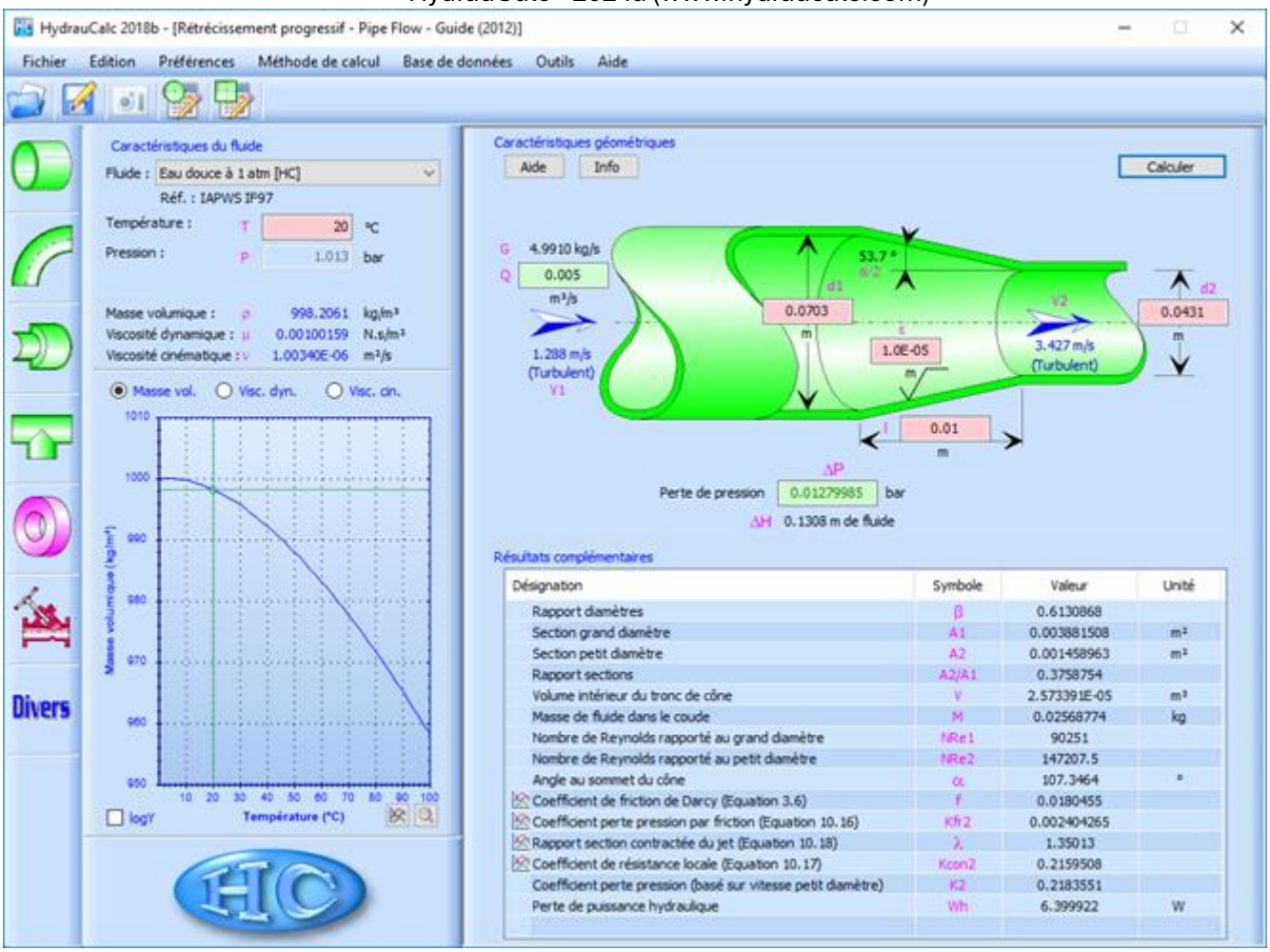
d_1	Grand diamètre (m)
d_2	Petit diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
l	Longueur du rétrécissement (m)
α	Angle au sommet du cône (°)
A_1	Aire de la grande section (m^2)
A_2	Aire de la petite section (m^2)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()

f	Coefficient de friction de Darcy ()
ε	Rugosité absolue de la paroi du cône (m)
Kfr_2	Coefficient de perte de pression par friction ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
$Kcon_2$	Coefficient de résistance locale ()
K_2	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_2 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



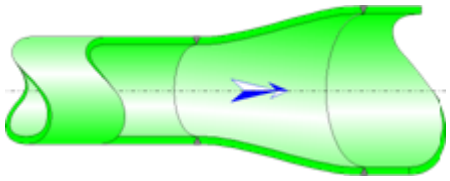
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.7 Elargissement de tuyau soudé - Section circulaire

Elargissement de tuyau soudé

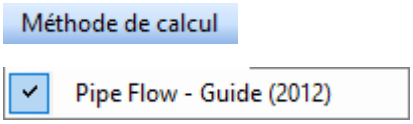
Section circulaire



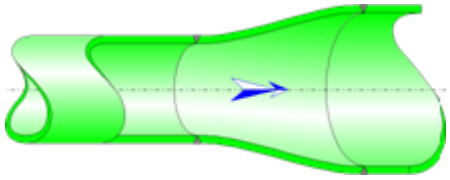
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'un élargissement de tuyau soudé (réduction de tuyau standard ANSI) est décrite dans le document de référence suivant :

- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.3.7.1 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un élargissement de tuyau soudé (réduction de tuyau standard ANSI).

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha \approx 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{d_1 - d_2}{1.2 \cdot l}\right)$$ ([1] §11.5)

Aire de la petite section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la grande section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m³) :

$$V \approx 0.2 \cdot l \cdot \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} + 0.6 \cdot l \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{d_2}{2} \right) \right) + 0.2 \cdot l \cdot \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

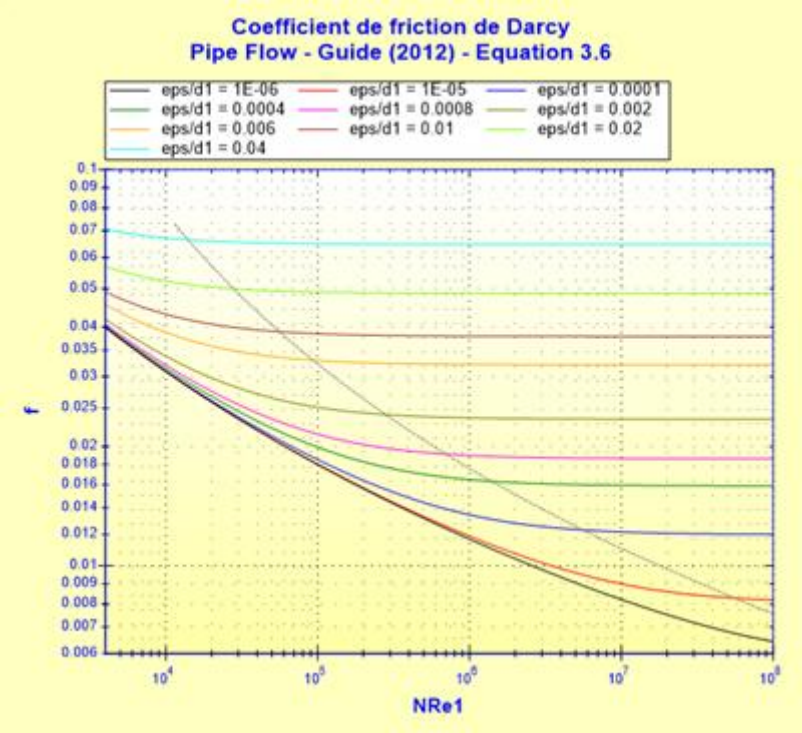
Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy (équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)) :

$$f_1 = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_1} + \frac{2.51}{N\mathrm{Re}_1 \cdot \sqrt{f_1}} \right) \right]^2}$$

$$f_2 = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_2} + \frac{2.51}{NRe_2 \cdot \sqrt{f_2}}\right)\right]^2}$$



Coefficient de perte de pression par friction

$$K_f = f_1 \cdot \frac{0.2 \cdot l}{d_1} + \frac{f_1 \cdot (1-\beta)}{8 \cdot \sin\left(\alpha/2\right)} + f_2 \cdot \frac{0.2 \cdot l}{d_2} \cdot \beta^4$$

([1] equation 11.13)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K_1 = K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_1 \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_1 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

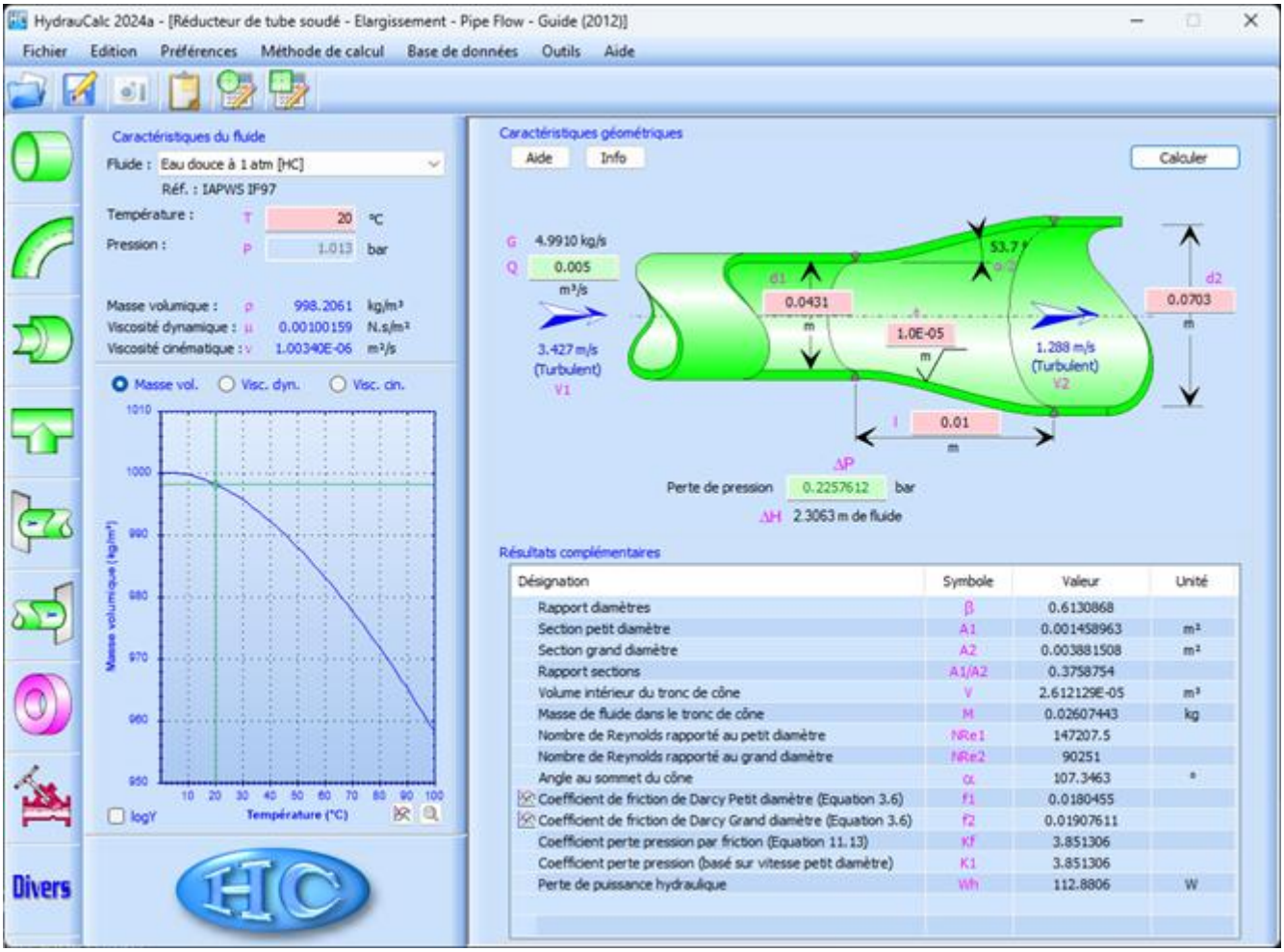
d_1	Petit diamètre (m)
d_2	Grand diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
α	Angle au sommet du cône (°)
l	Longueur totale de la réduction (m)
A_1	Aire de la petite section (m^2)
A_2	Aire de la grande section (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
f_1	Coefficient de friction de Darcy du petit diamètre ()
f_2	Coefficient de friction de Darcy du grand diamètre ()
ε	Rugosité absolue de la paroi du cône (m)
K_f	Coefficient de perte de pression par friction ()
K_1	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_1 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



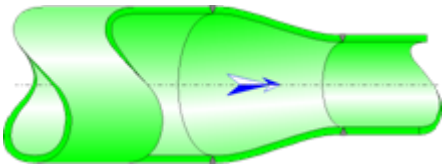
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.3.8 Rétrécissement de tuyau soudé - Section circulaire

Rétrécissement de tuyau soudé

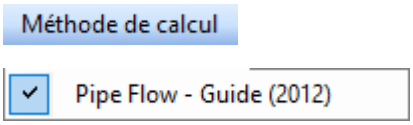
Section circulaire



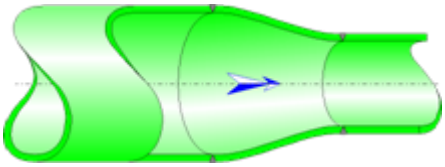
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'un rétrécissement de tuyau soudé (réduction de tuyau standard ANSI) est décrite dans le document de référence suivant :

- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.3.8.1 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge (chute de pression) générée par l'écoulement dans un rétrécissement de tuyau soudé (réduction de tuyau standard ANSI).

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le petit et le grand diamètre :

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

Angle au sommet du cône (°) :

$$\alpha \approx 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{d_1 - d_2}{1.2 \cdot l}\right)$$ ([1] §11.5)

Aire de la grande section (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la petite section (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Volume de fluide dans le tronc de cône (m³) :

$$V \approx 0.2 \cdot l \cdot \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} + 0.6 \cdot l \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{d_2}{2} \right) \right) + 0.2 \cdot l \cdot \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Masse de fluide dans le tronc de cône (kg) :

$$M = V \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le grand diamètre :

$$N_{Re_1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

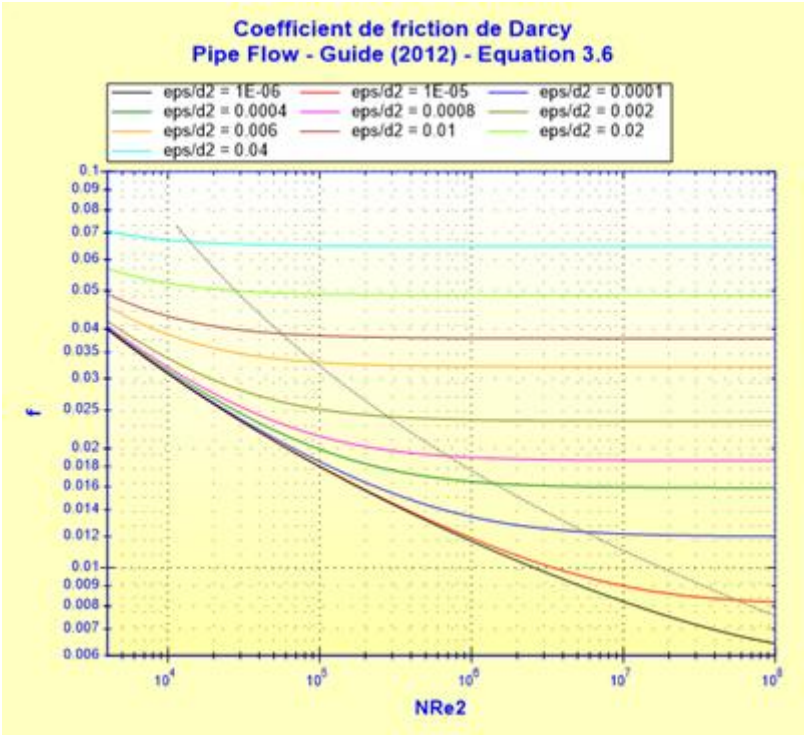
Nombre de Reynolds dans le petit diamètre :

$$N_{Re_2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy (équation de Colebrook-White) :

$$f = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_2} + \frac{2.51}{NRe_2 \cdot \sqrt{f}} \right) \right]^2}$$

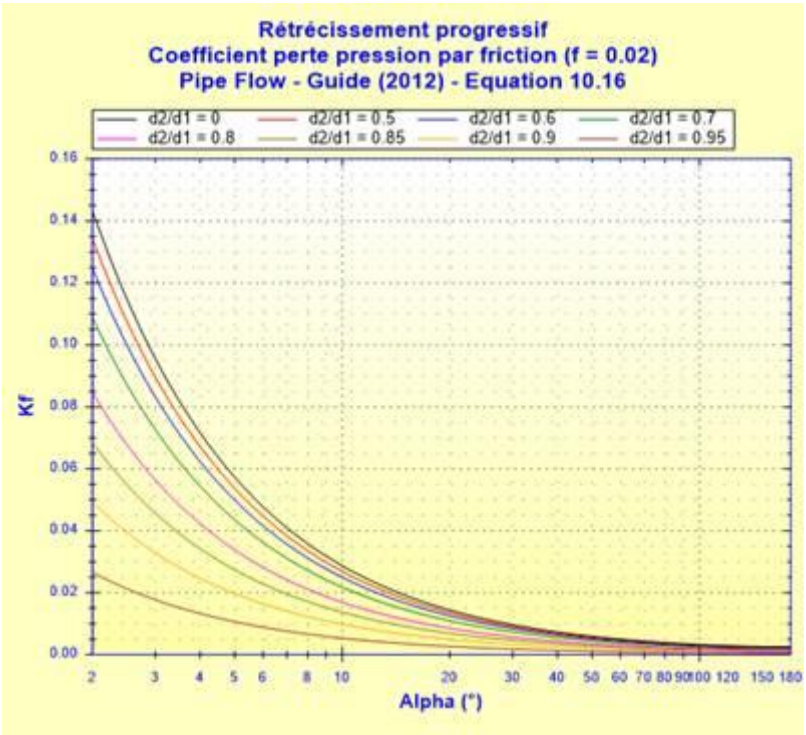
([1] équation 3.6)



Coefficient de perte de pression par friction

$$K_f = \frac{f \cdot \left(1 - \beta^4\right)}{8 \cdot \sin\left(\alpha/2\right)}$$

([1] équation 10.16)



([1] équation 10.16 avec f = 0.02)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) :

$$K_2 = K_f$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K_2 \cdot \frac{\rho_m \cdot {v_2}^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K_2 \cdot \frac{{v_2}^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1	Grand diamètre (m)
d_2	Petit diamètre (m)
β	Rapport entre le petit et le grand diamètre ()
l	Longueur du rétrécissement (m)
α	Angle au sommet du cône (°)
A_1	Aire de la grande section (m^2)
A_2	Aire de la petite section (m^2)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand diamètre (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit diamètre (m/s)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Volume de fluide dans le tronc de cône (m^3)
M	Masse de fluide dans le tronc de cône (kg)
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le grand diamètre ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le petit diamètre ()
f	Coefficient de friction de Darcy du petit diamètre ()
ε	Rugosité absolue de la paroi du cône (m)

Kf Coefficient de perte de pression par friction ()

K_2 Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le petit diamètre) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

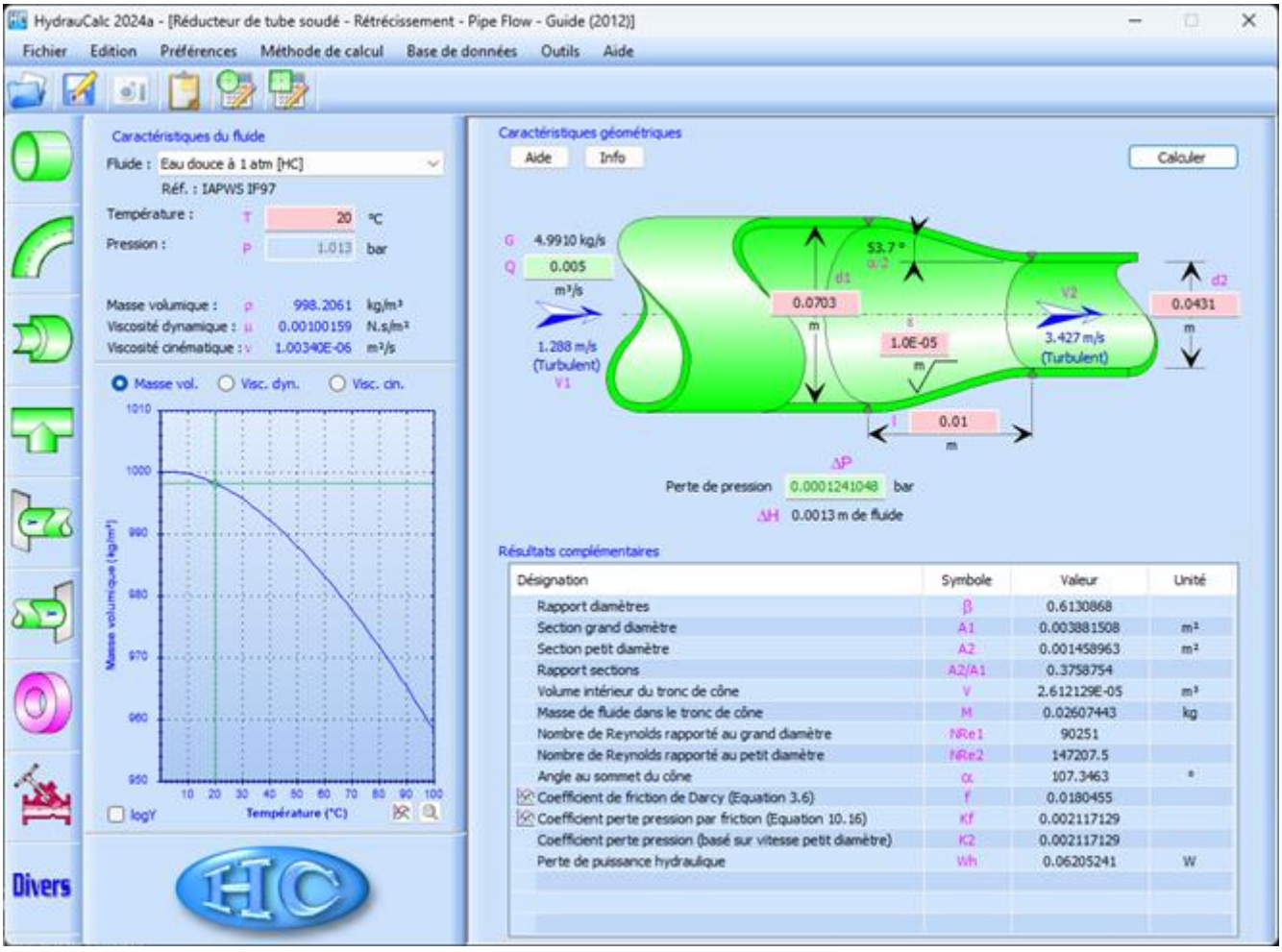
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le petit diamètre ($NRe_2 \geq 10^4$)

Exemple d'application :



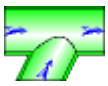
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

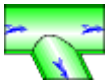
2.4 Bifurcations

Cette sous-section regroupe l'ensemble des bifurcations qui peuvent être modélisées et calculées. Les types de bifurcation disponibles sont :

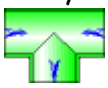
- Jonction brusque avec réunion des courants



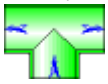
- Jonction brusque avec séparation des courants



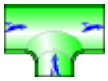
- Té symétrique brusque avec réunion des courants



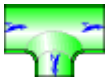
- Té symétrique brusque avec séparation des courants



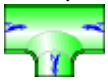
- Té arrondi avec réunion des courants



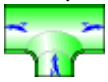
- Té arrondi avec séparation des courants



- Té symétrique arrondi avec réunion des courants



- Té symétrique arrondi avec séparation des courants



- Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et réunion des courants

- Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et séparation des courants

- Y symétrique avec branches de sections inégales et réunion des courants

- Y symétrique avec branches de sections inégales et séparation des courants

- Y symétrique avec branches de sections égales et réunion des courants

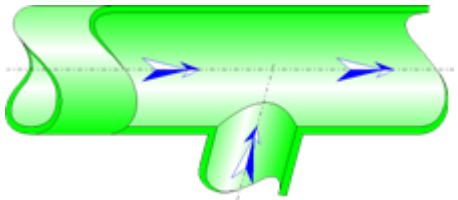
- Y symétrique avec branches de sections égales et séparation des courants

- Quatre voies avec branches de sections inégales et réunion des courants

- Quatre voies avec branches de sections inégales et séparation des courants

2.4.1 Jonction brusque avec réunion des courants

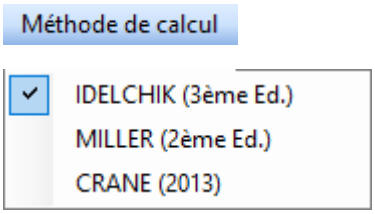
Section circulaire



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des jonctions brusques avec réunion des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 2013

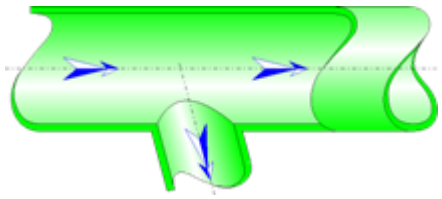
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.4.1.1 IDELCHIK

Section circulaire

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction brusque avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$F_s = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_s + Q_{st}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$W_s = \frac{Q_s}{F_s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$W_{st} = \frac{Q_{st}}{F_c}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche latérale(kg/s) :

$$G_s = Q_s \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_{st} = Q_{st} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_s = \frac{W_s \cdot D_s}{\nu}$$

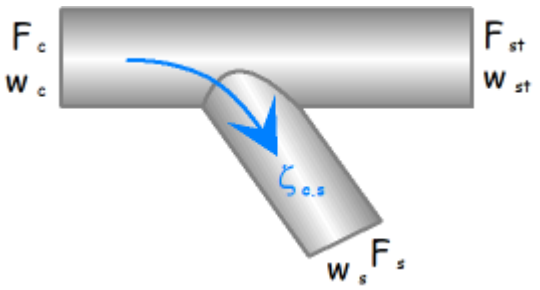
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_{st} = \frac{W_{st} \cdot D_c}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

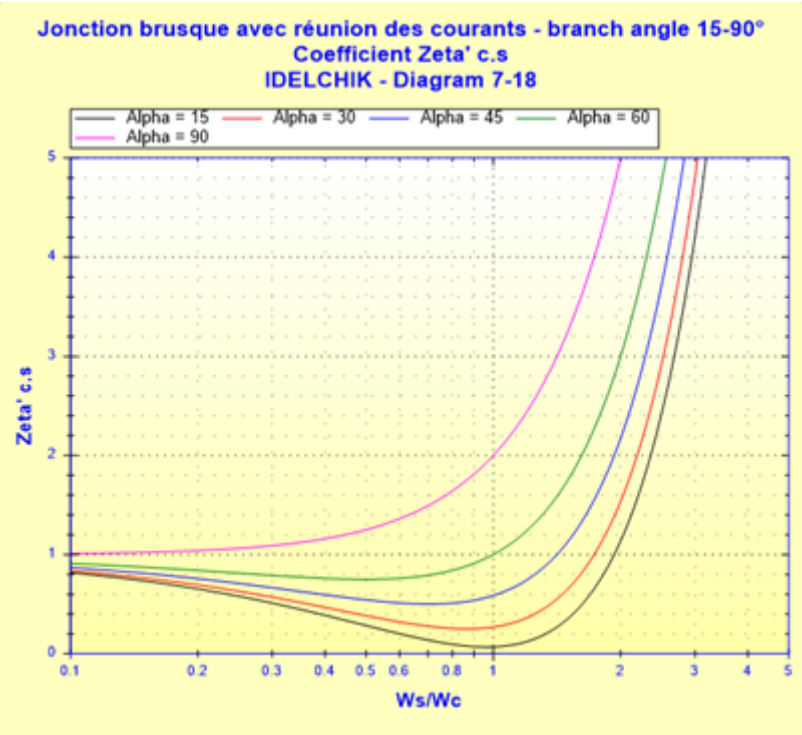
Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ $Re_c \geq 4000$

$$\zeta'_{c.s} = 1 + \left(\frac{W_s}{W_c}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{W_s}{W_c}\right) \cdot \cos(\alpha)$$

([1] diagram 7-18)



● $\alpha < 60°$

$$\zeta_{c.s} = A' \cdot \zeta'_{c.s}$$

([1] diagram 7-18)

avec :

Valeurs de A'

F_s / F_c	≤ 0.35		> 0.35	
Q_s / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A'	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.6

([1] table 7-4)

- $\alpha = 90°$
  - $D_s/D_c \leq 2/3$

$$\zeta_{c.s} = \zeta'_{c.s}$$

([1] diagram 7-18)

  - $D_s/D_c = 1$

$$\zeta_{c.s} = \zeta'_{c.s} \cdot \left[1 + 0.3 \cdot \left(\frac{w_s}{w_c}\right)^2\right]$$

([1] diagram 7-18)

  - $2/3 < D_s/D_c < 1$

    Pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' à 90° est estimée par interpolation.

- $60° \leq \alpha < 90°$

  Pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°.

■ $Re_c \leq 2000$

$$\zeta_{c.s} = (k_1 + 1) \cdot \zeta^t_{c.s} + \frac{150}{Re_c}$$

([1] équation §31)

avec :

Valeurs de k_1

Q_s/Q_c	Alpha			
	30°	45°	60°	90°
0	0.9	0.9	0.9	0.9
0.2	1.8	1.8	1.5	1.1
0.4	3.4	2.9	2.2	1.3
0.6	6.1	4.3	3	1.5
0.8	7.2	4.3	2.7	1.4
1	6	3.6	2.3	1.3

([1] table 7-7)

$$\zeta^t_{c.s} = A' \cdot \left[1 + \left(\frac{w_s}{w_c}\right)^2 - 2 \cdot \frac{w_s}{w_c} \cdot \cos(\alpha)\right] - K'_{st} \cdot \left(\frac{w_s}{w_c}\right)^2$$

([1] équation 7.3)

avec :

Valeurs de A'

F_s / F_c	≤ 0.35		> 0.35	
Q_s / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A'	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.6

([1] table 7-4)

$$K'_{st} = 0$$

■ $2000 < Re_c < 4000$

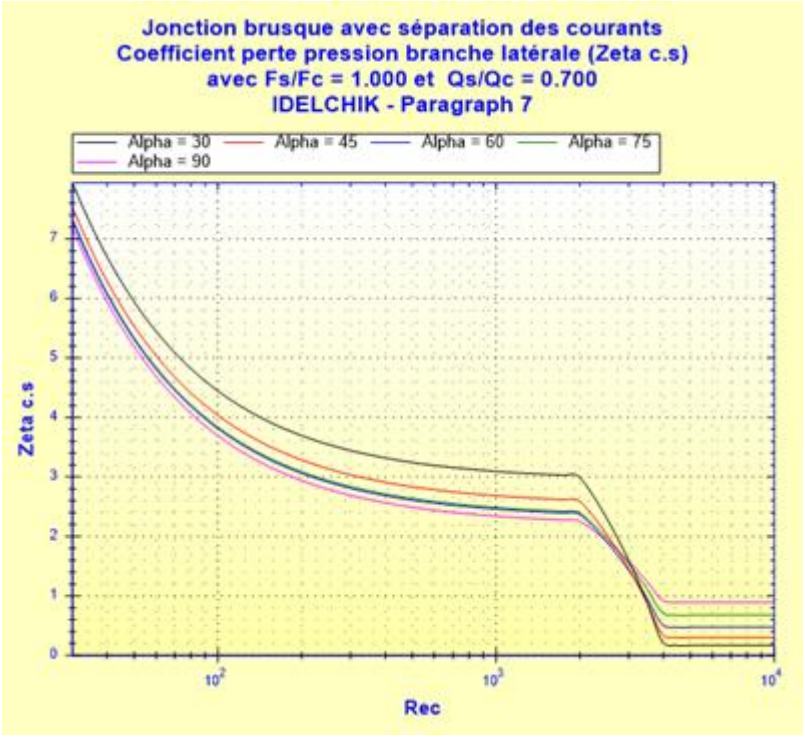
interpolation linéaire

$$\zeta_{c.s} = \zeta^{l}_{c.s} \cdot \left(1 - \frac{Re_c - 2000}{2000}\right) + \zeta^{t}_{c.s} \cdot \left(\frac{Re_c - 2000}{2000}\right)$$

avec :

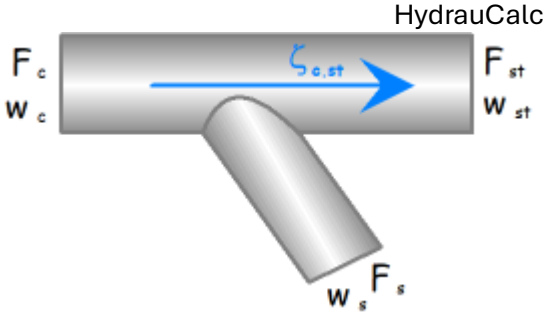
$\zeta^{l}_{c.s}$ = coefficient laminaire obtenu avec Re_c = 2000

$\zeta^{t}_{c.s}$ = coefficient turbulent obtenu avec Re_c = 4000



$\zeta_{c.s}$ pour Re_c < 4000 et avec F_s/F_c = 1 et Q_s/Q_c = 0.7

Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ $Re_c \geq 4000$

$$\zeta_{c.st} = \tau_{st} \cdot \left(\frac{Q_s}{Q_c}\right)^2$$

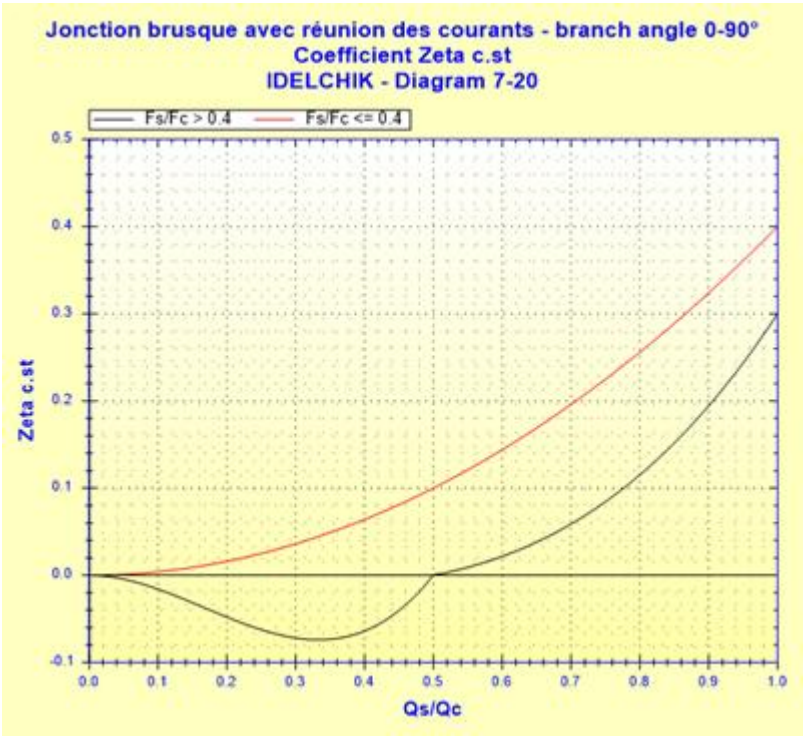
([1] diagram 7-20)

avec :

Valeurs de τ_{st}

F_s / F_c	≤ 0.4	> 0.4	
Q_s / Q_c	0 - 1.0	≤ 0.5	> 0.5
τ_{st}	0.4	$2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$	$0.3 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$

([1] diagram 7-20)



■ $Re_c \leq 2000$

$$\zeta_{c.st} = 3 \cdot \zeta^t_{c.st} + \frac{33}{Re_c}$$

([1] équation §31)

avec :

$$\zeta^{t}_{c.st} = \tau_{st} \cdot \left(\frac{Q_s}{Q_c}\right)^2$$

([1] équation 7-4)

avec :

Valeurs de τ_{st}

F_s / F_c	≤ 0.4	> 0.4	
Q_s / Q_c	0 - 1.0	≤ 0.5	> 0.5
τ_{st}	0.4	$2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$	$0.3 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$

([1] diagram 7-20)

■ $2000 < Re_c < 4000$

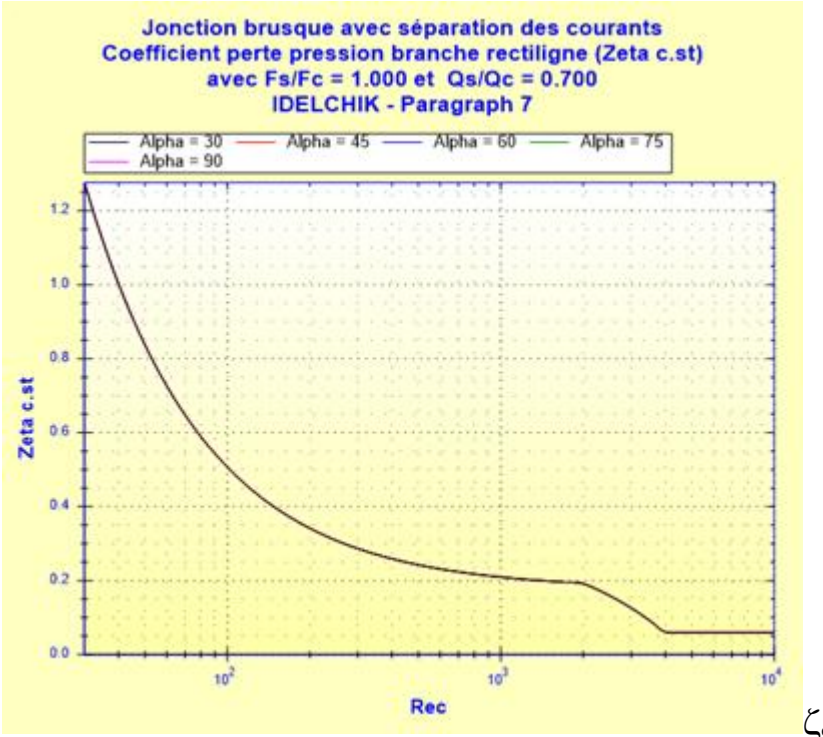
interpolation linéaire

$$\zeta_{c.st} = \zeta^{l}_{c.st} \cdot \left(1 - \frac{Re_c - 2000}{2000}\right) + \zeta^{t}_{c.st} \cdot \left(\frac{Re_c - 2000}{2000}\right)$$

avec :

$\zeta^{l}_{c.st}$ = coefficient laminaire obtenu avec Re_c = 2000

$\zeta^{t}_{c.st}$ = coefficient turbulent obtenu avec Re_c = 4000



$\zeta_{c.st}$ pour Re_c < 4000 et avec F_s/F_c = 1 et Q_s/Q_c = 0.7

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{c.s} = \zeta_{c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{c.s} = \zeta_{c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_s = \Delta P_{c.s} \cdot Q_s$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{st} = \Delta P_{c.st} \cdot Q_{st}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_s	Diamètre de la branche latérale (m)
D_c	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
F_s	Section de passage de la branche latérale (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_s	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
w_s	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_{st}	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
w_{st}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)

G_s Débit massique dans la branche latérale (kg/s)

G_{st} Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)

G_c Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_s Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()

Re_{st} Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

α Angle de la branche latérale (°)

$\zeta^l_{c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche latérale en écoulement laminaire ()

$\zeta^t_{c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche latérale en écoulement turbulent ()

$\zeta^t_{c.st}$ Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne en écoulement turbulent ()

$\zeta'_{c.s}$ Coefficient de la branche latérale ()

$\zeta_{c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{c.st}$ Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_s Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔP_{st} Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔH_s Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

ΔH_{st} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

Wh_s Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

Wh_{st} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

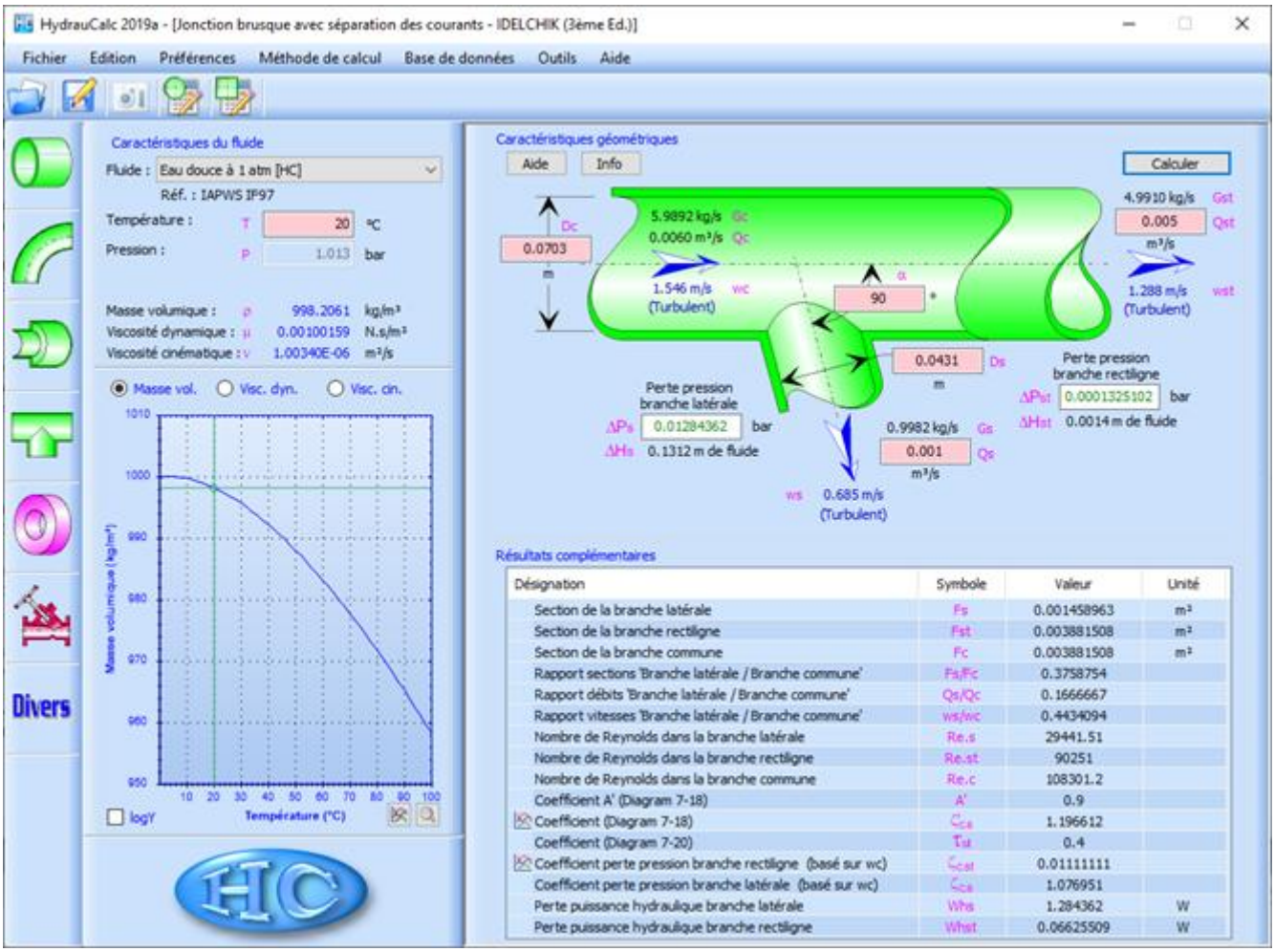
Domaine de validité :

- angle de la branche latérale : compris entre 30° et 90°

  nota : pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°,

pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' à 90° est estimée par interpolation.

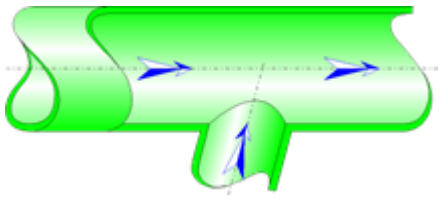
Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction brusque avec réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_3}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

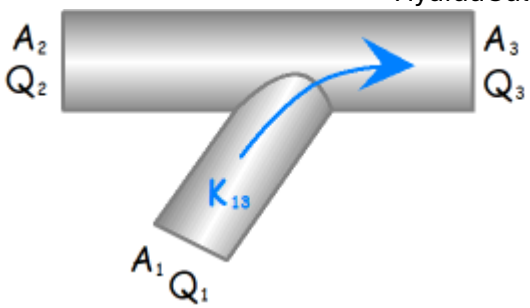
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_3}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

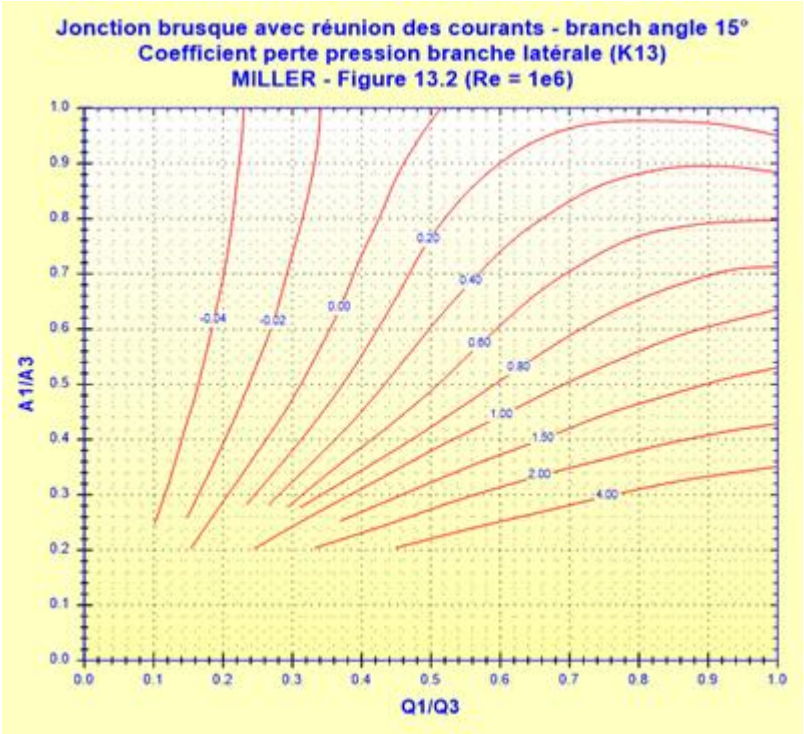
Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ Angle $\theta = 15°$

$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

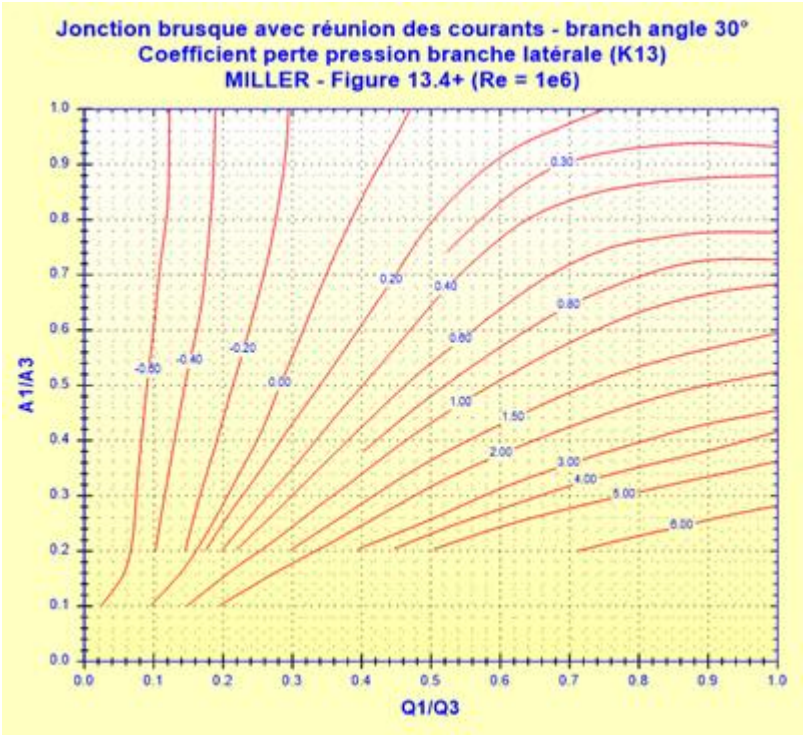
([1] figure 13.2)



■ Angle $\theta = 30°$

$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

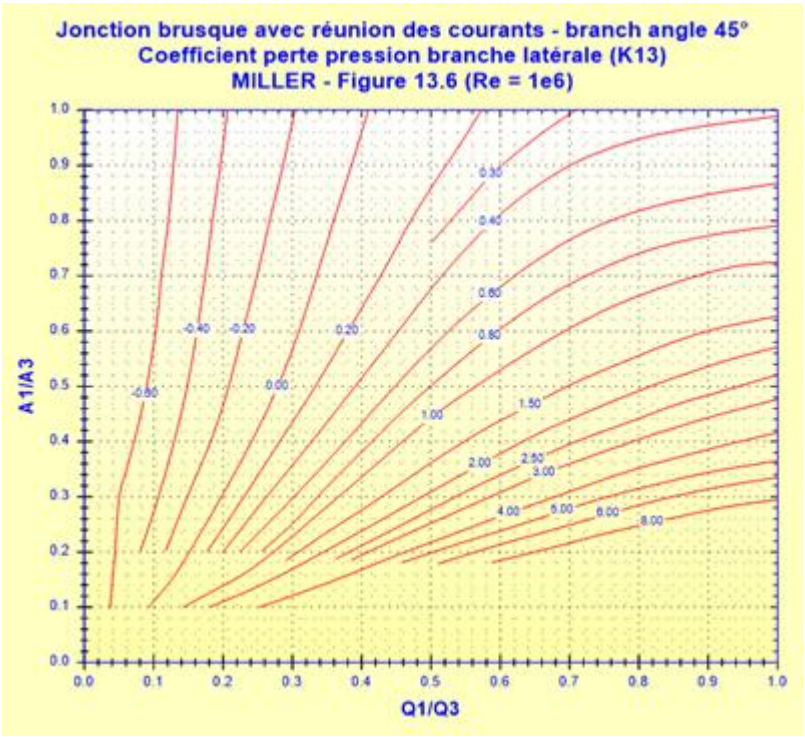
([1] figure 13.4+)



■ Angle $\theta = 45°$

$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

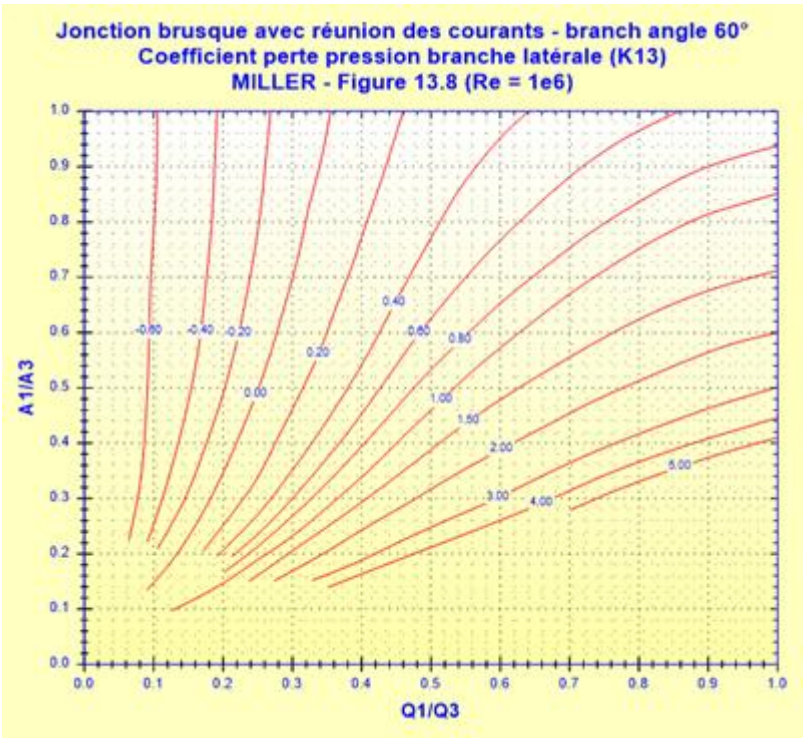
([1] figure 13.6)



■ Angle $\theta = 60°$

$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

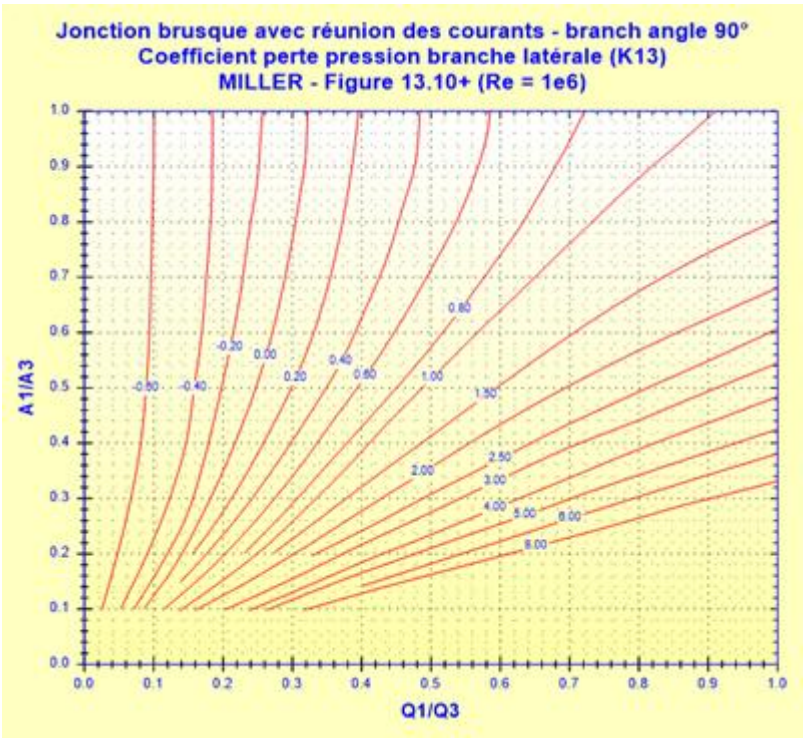
([1] figure 13.8)



■ Angle $\theta = 90°$

$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

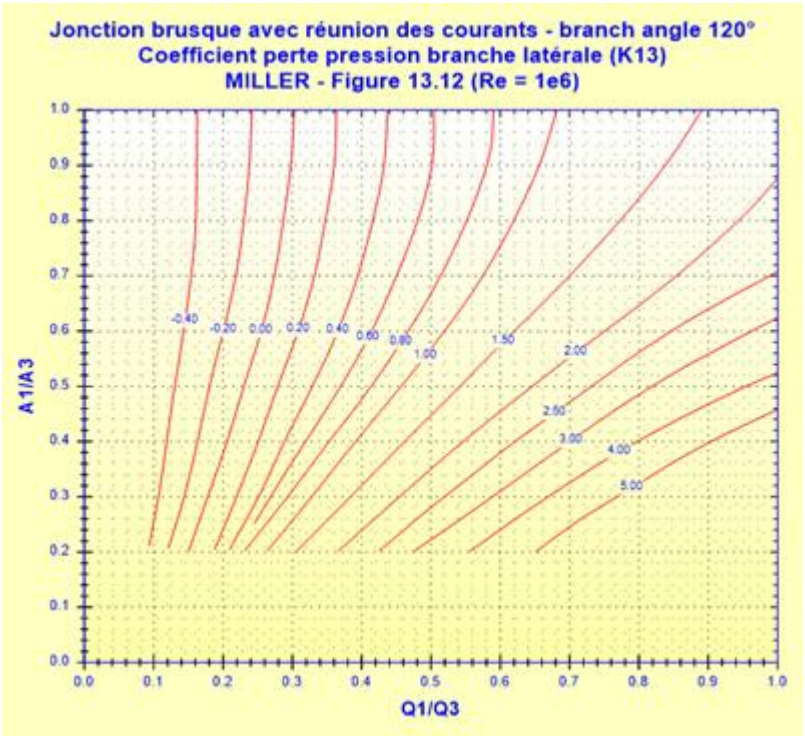
([1] figure 13.10+)



■ Angle $\theta = 120°$

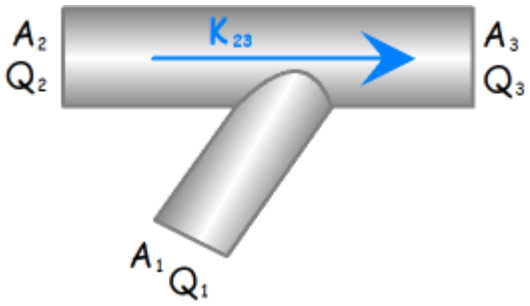
$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

([1] figure 13.12)



Pour les angles θ quelconques compris entre 15° et 120°, le coefficient K_{13} est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de K_{13} calculées à 15°, 30°, 45°, 60°, 90° et 120°.

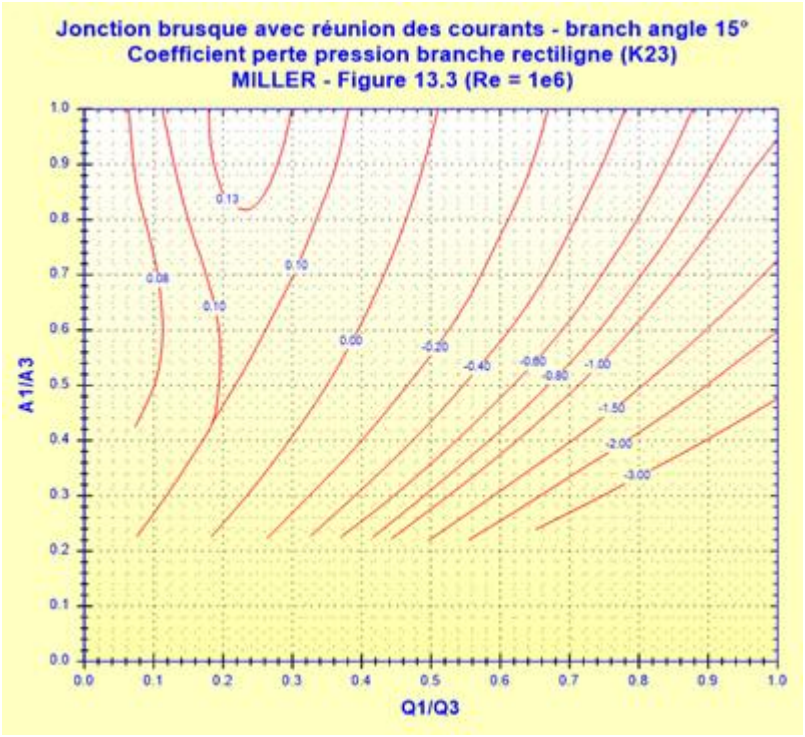
Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ Angle $\theta = 15°$

$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

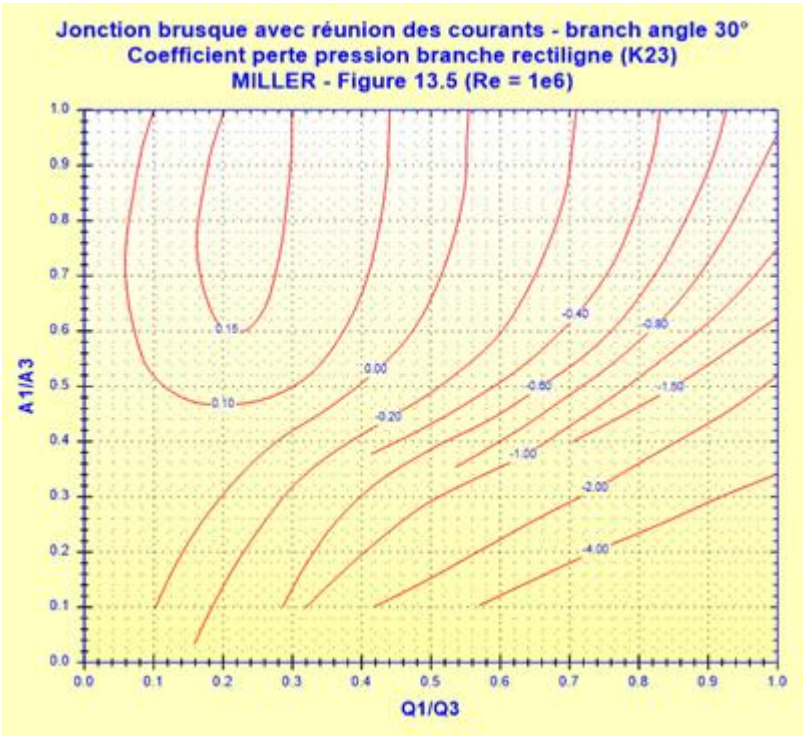
([1] figure 13.3)



■ Angle $\theta = 30°$

$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

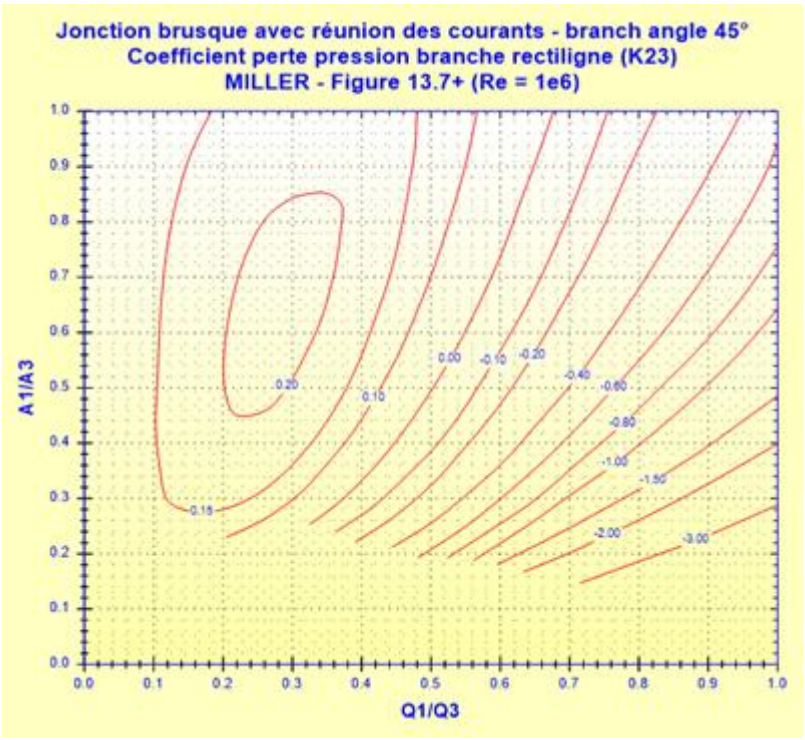
([1] figure 13.5)



■ Angle $\theta = 45°$

$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

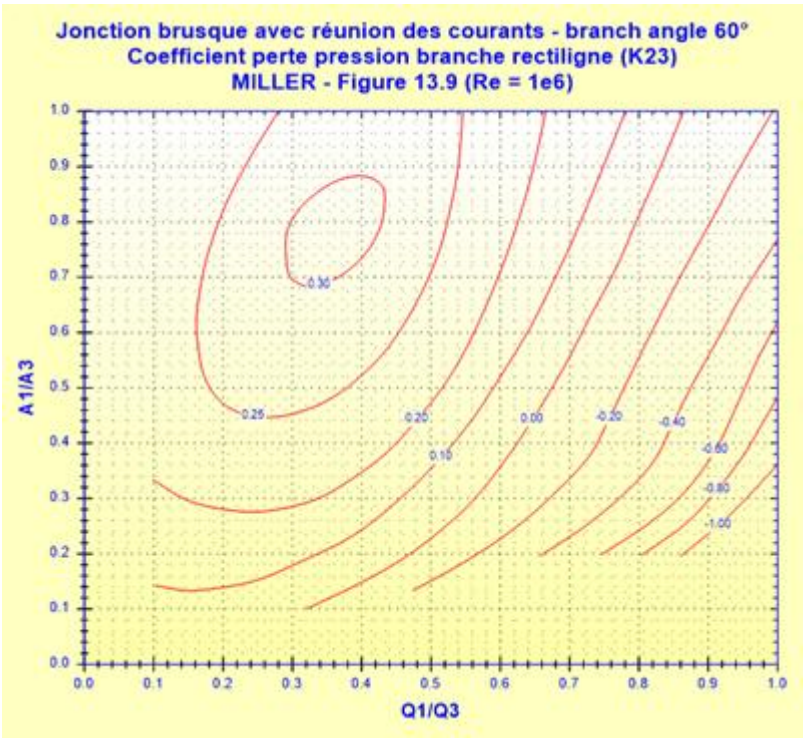
([1] figure 13.7+)



■ Angle $\theta = 60°$

$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

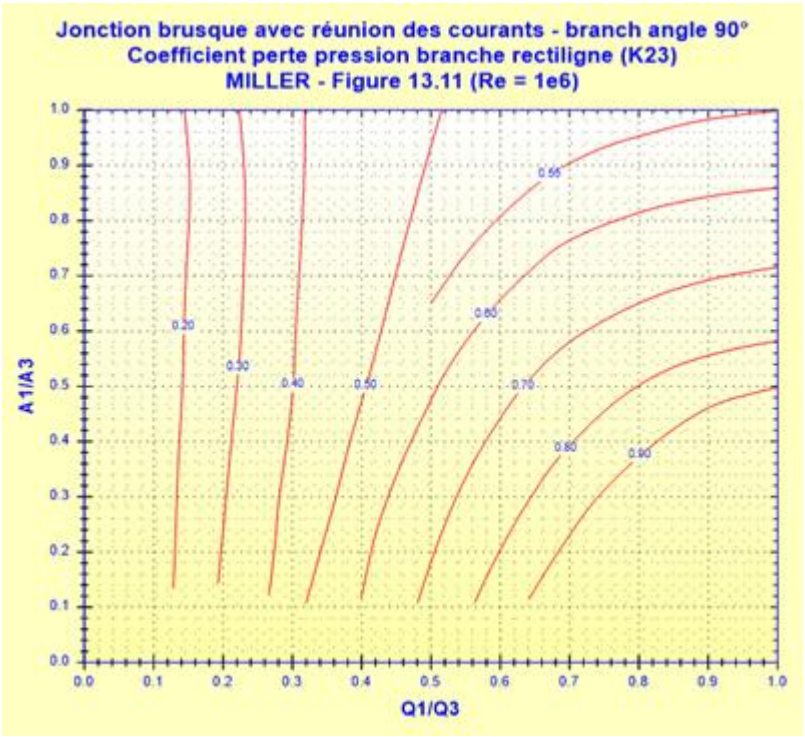
([1] figure 13.9)



■ Angle $\theta = 90°$

$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

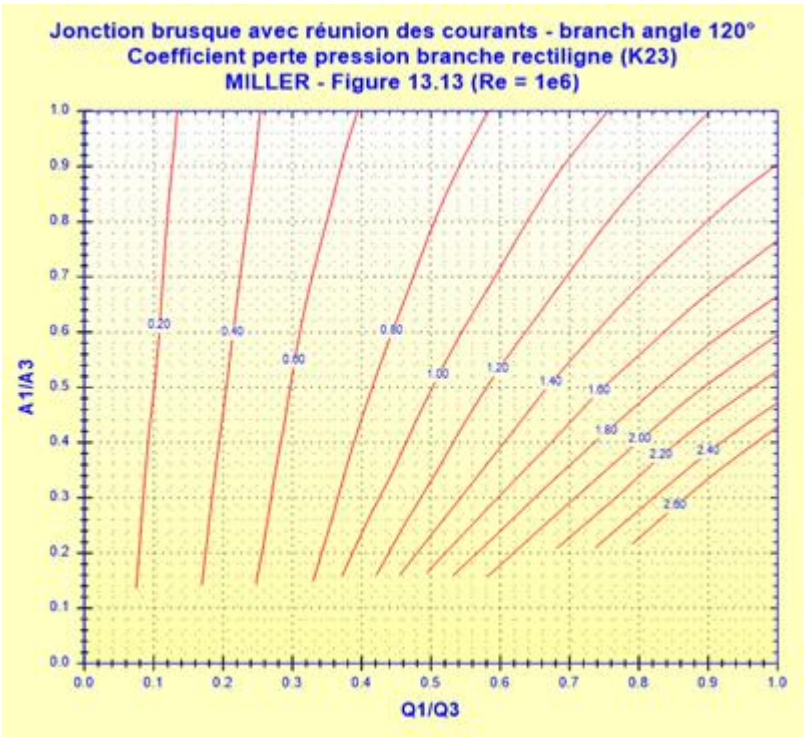
([1] figure 13.11)



■ Angle $\theta = 120°$

$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

([1] figure 13.13)



Pour les angles θ quelconques compris entre 15° et 120°, le coefficient K_{23} est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de K_{23} calculées à 15°, 30°, 45°, 60°, 90° et 120°.

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de la branche latérale (m)
D_3	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
A_1	Section de passage de la branche latérale (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)

Q_2 Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)

U_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)

Q_3 Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)

U_3 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)

G_1 Débit massique dans la branche latérale (kg/s)

G_2 Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)

G_3 Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()

Re_3 Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

θ Angle de la branche latérale (°)

K_{13} Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{23} Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{13} Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔP_{23} Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

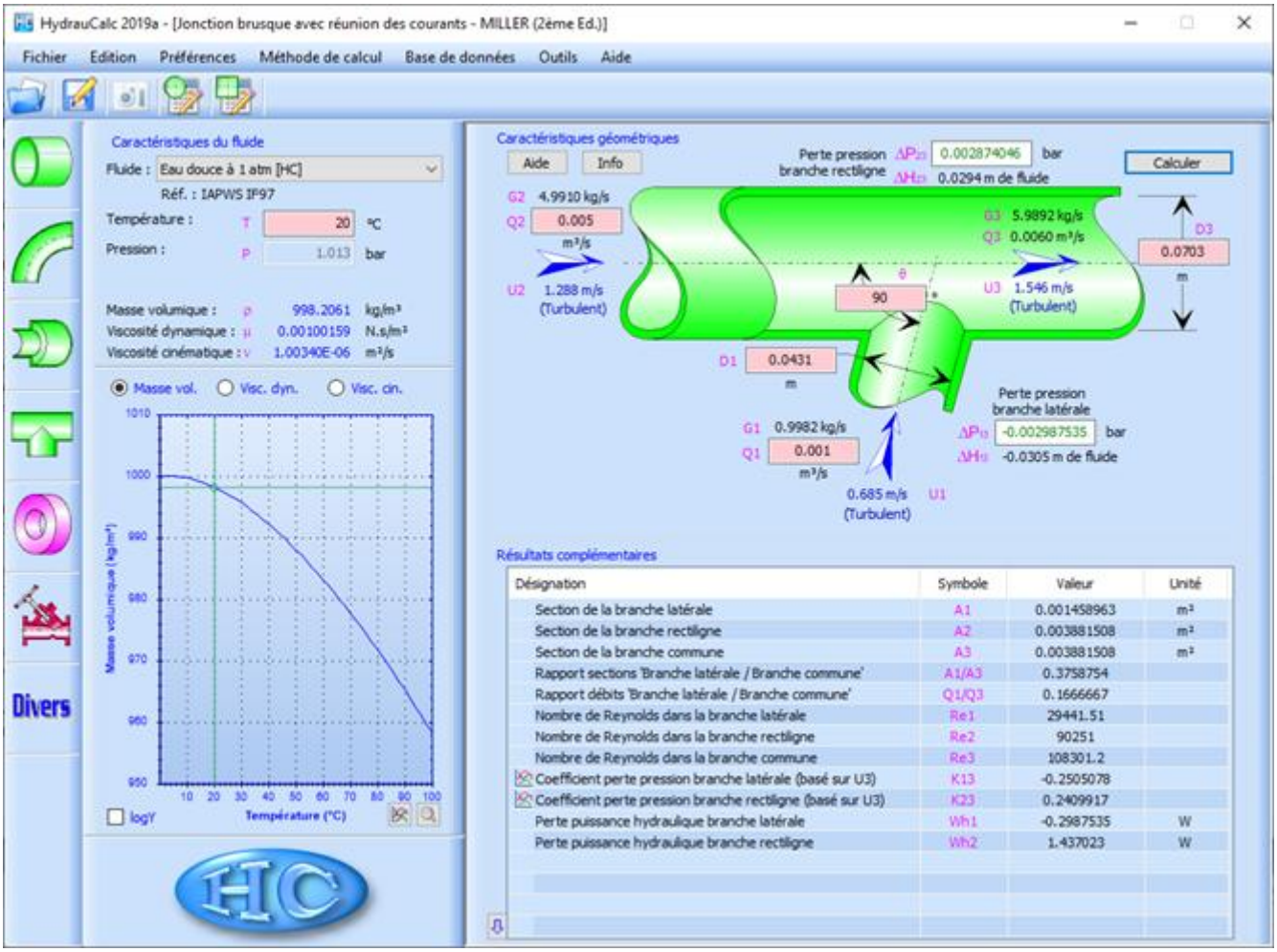
Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- angle de la branche latérale : compris entre 15° et 120°
- rapport de sections $A_1/A_3 \geq 0.2$

nota : pour des rapports de sections A_1/A_3 inférieurs à 0.2 les coefficients de perte de pression "K_{13}" et "K_{23}" sont extrapolés

---

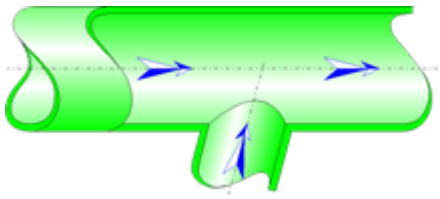
Exemple d'application :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.1.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction brusque avec réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le diamètre de la branche latérale et celui de la branche rectiligne :

$$\beta_b = \frac{d_b}{d_c}$$

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_b = \pi \cdot \frac{d_b^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_c = \pi \cdot \frac{d_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_b + Q_r$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$v_b = \frac{Q_b}{A_b}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$v_r = \frac{Q_r}{A_c}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$v_c = \frac{Q_c}{A_c}$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$G_b = Q_b \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_r = Q_r \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_b = \frac{v_b \cdot d_b}{\nu}$$

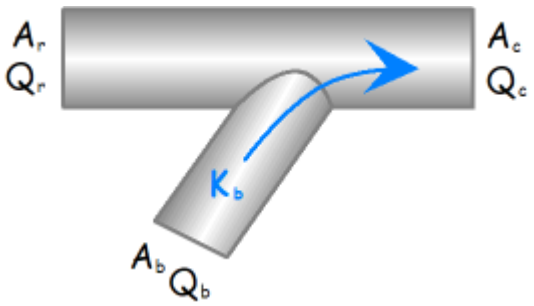
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_r = \frac{v_r \cdot d_c}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_c = \frac{v_c \cdot d_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_b = C_b \cdot \left[1 + D_b \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \cdot \frac{1}{\beta_b^2} \right)^2 - E_b \cdot \left(1 - \frac{Q_b}{Q_c} \right)^2 - F_b \cdot \frac{1}{\beta_b^2} \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \right)^2 \right]$$

([1] équation 2-35)

avec :

Valeurs de D_b, E_b, F_b

Angle	D_b	E_b	F_b
30°	1	2	1.74
45°	1	2	1.41
60°	1	2	1
90°	1	2	0

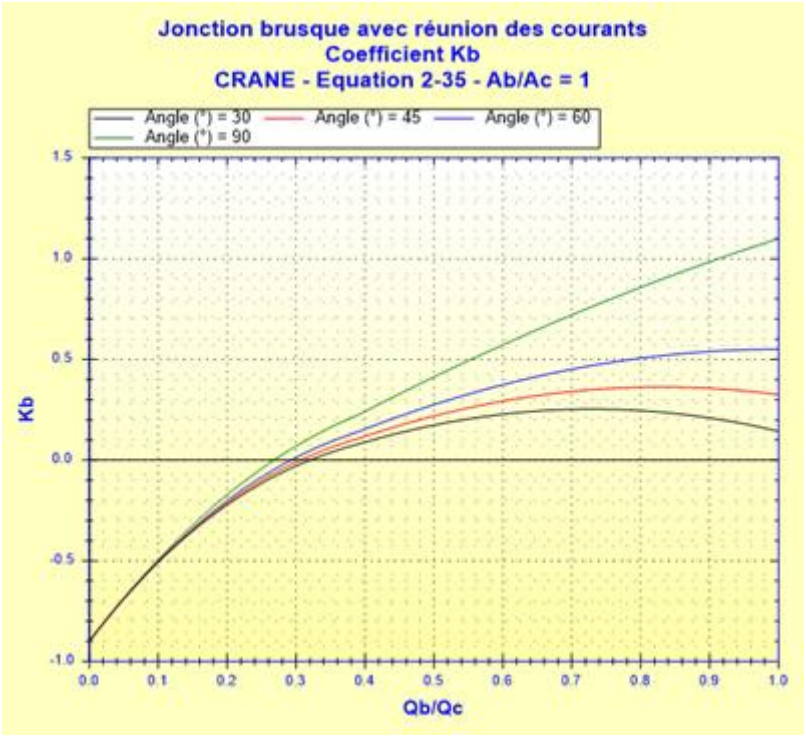
([1] table 2-1)

Pour les angles quelconques compris entre 30° et 90°, les coefficients D_b, E_b, F_b sont obtenus par interpolation linéaire des coefficients de la table 2-1.

Valeurs de C_b

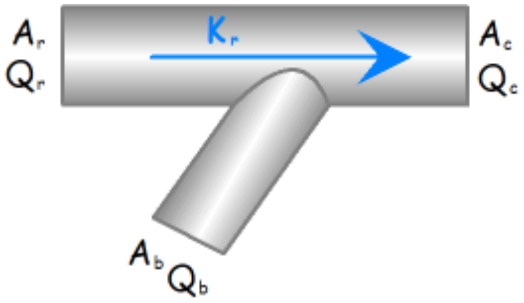
Q_b / Q_c	≤ 0.4		> 0.4	
β^2_b	≤ 0.35	> 0.35	≤ 0.35	> 0.35
C_b	1	$0.9 \cdot \left(1 - \frac{Q_b}{Q_c} \right)$	1	0.55

([1] table 2-2)



([1] équation 2-35 avec Ab/Ac = 1)

Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ Angle ≤ 60°

$$K_r = C_r \cdot \left[1 + D_r \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \cdot \frac{1}{\beta_b^2} \right)^2 - E_r \cdot \left(1 - \frac{Q_b}{Q_c} \right)^2 - F_r \cdot \frac{1}{\beta_b^2} \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \right)^2 \right]$$

([1] équation 2-35)

avec :

Valeurs de C_r , D_r, E_r ,F_r

Angle	C_r	D_r	E_r	F_r
30°	1	0	1	1.74
45°	1	0	1	1.41
60°	1	0	1	1

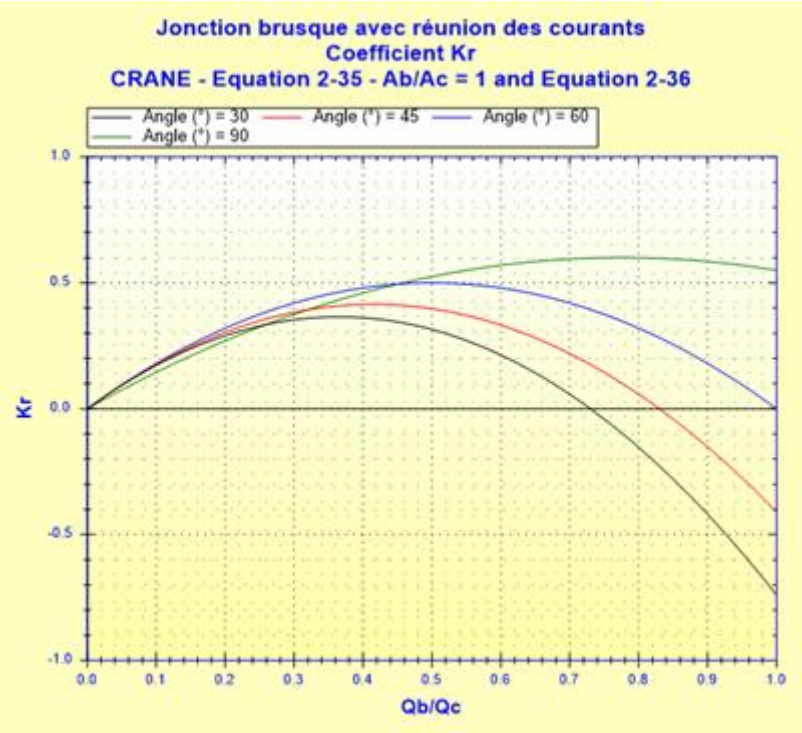
([1] table 2-1)

Pour les angles quelconques compris entre 30° et 60°, les coefficients C_r , D_r, E_r ,F_r sont obtenus par interpolation linéaire des coefficients de la table 2-1.

■ Angle = 90°

$$K_r = 1.55 \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c}\right) - \left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)^2$$

([1] équation 2-36)



([1] équations 2-35 avec Ab/Ac = 1 et 2-36)

Pour les angles quelconques compris entre 60° et 90°, le coefficient K_r est obtenu par interpolation linéaire entre la valeur de K_r calculée à 60° et celle calculée à 90°.

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_b = K_b \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2}$$

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_r = K_r \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_b = K_b \cdot \frac{V_c^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_r = K_r \cdot \frac{v_c^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_b = \Delta P_b \cdot Q_b$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_r = \Delta P_r \cdot Q_r$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_b	Diamètre de la branche latérale (m)
d_c	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
β_b	Rapport entre le diamètre de la branche latérale et celui de la branche commune ()
A_b	Section de passage de la branche latérale (m^2)
A_c	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_b	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
v_b	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_r	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
v_r	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
v_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_b	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
G_r	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_b	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
Re_r	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
α	Angle de la branche latérale (°)
K_b	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_r Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_b Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔP_r Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔH_b Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

ΔH_r Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

Wh_b Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

Wh_r Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

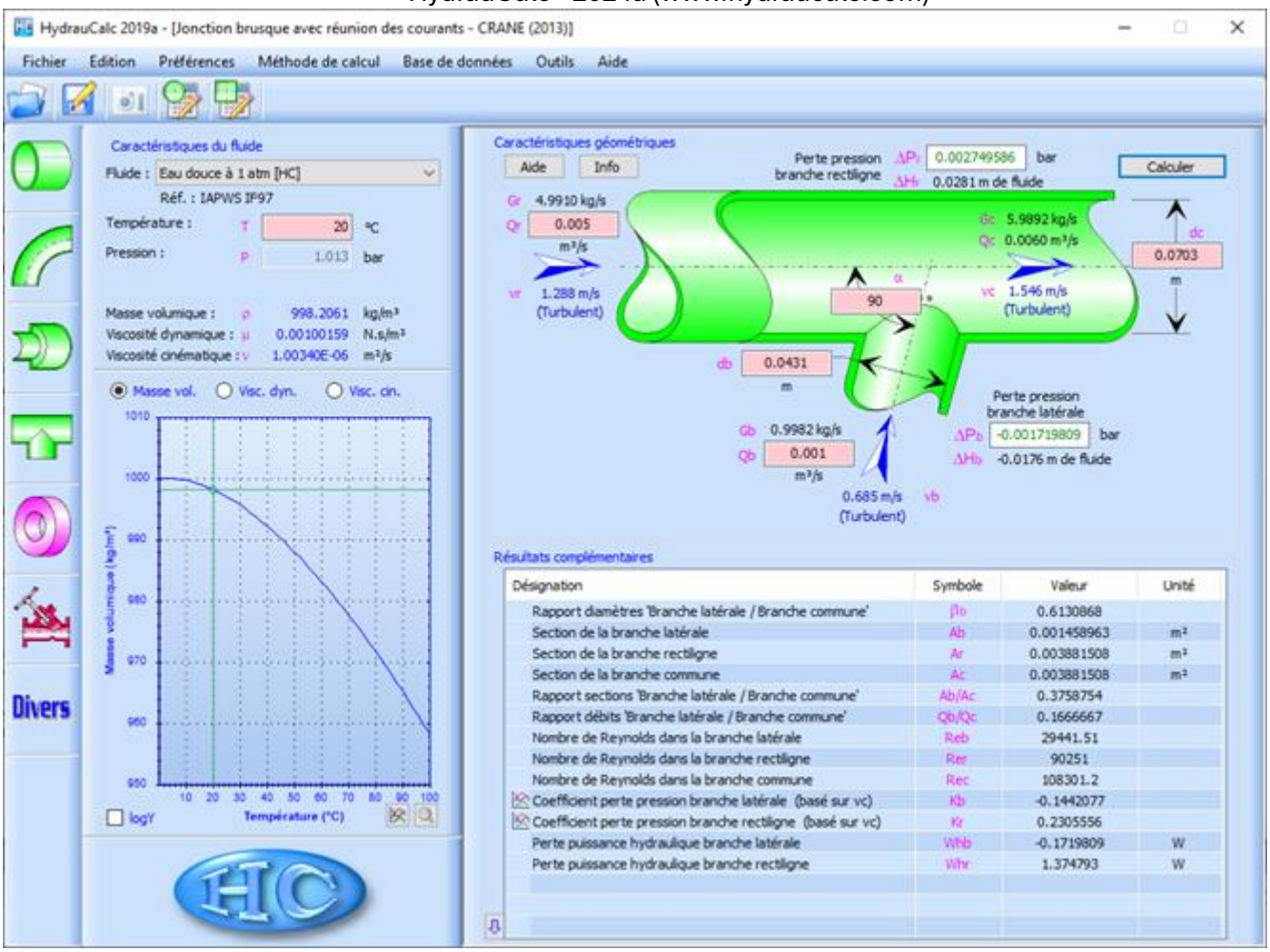
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

nota : les indices $_{b}$, $_{r}$ et $_{c}$ correspondent respectivement aux indices $_{branch}$, $_{run}$ and $_{combined}$ du document de référence.

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle de la branche latérale : compris entre 30° et 90°

Exemple d'application :

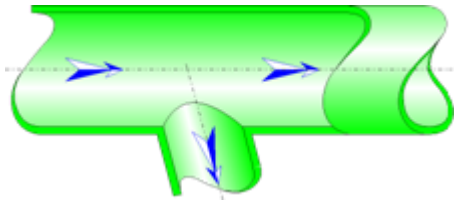


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 2013

2.4.2 Jonction brusque avec séparation des courants

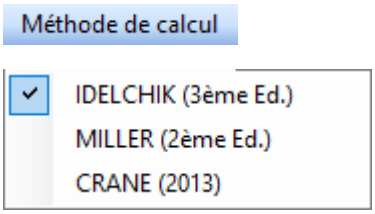
Section circulaire



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des jonctions brusques avec séparation des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 2013

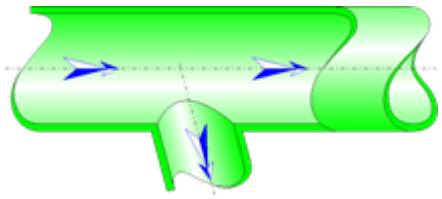
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.4.2.1 IDELCHIK

Section circulaire

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction brusque avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$F_s = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_s + Q_{st}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$W_s = \frac{Q_s}{F_s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$W_{st} = \frac{Q_{st}}{F_c}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche latérale(kg/s) :

$$G_s = Q_s \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_{st} = Q_{st} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_s = \frac{W_s \cdot D_s}{\nu}$$

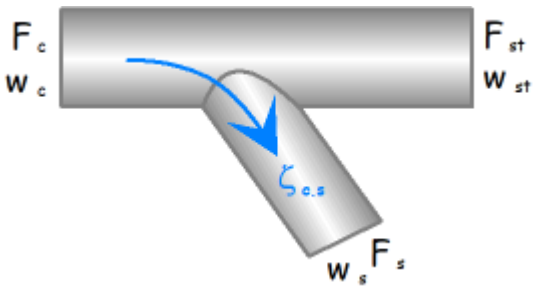
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_{st} = \frac{W_{st} \cdot D_c}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

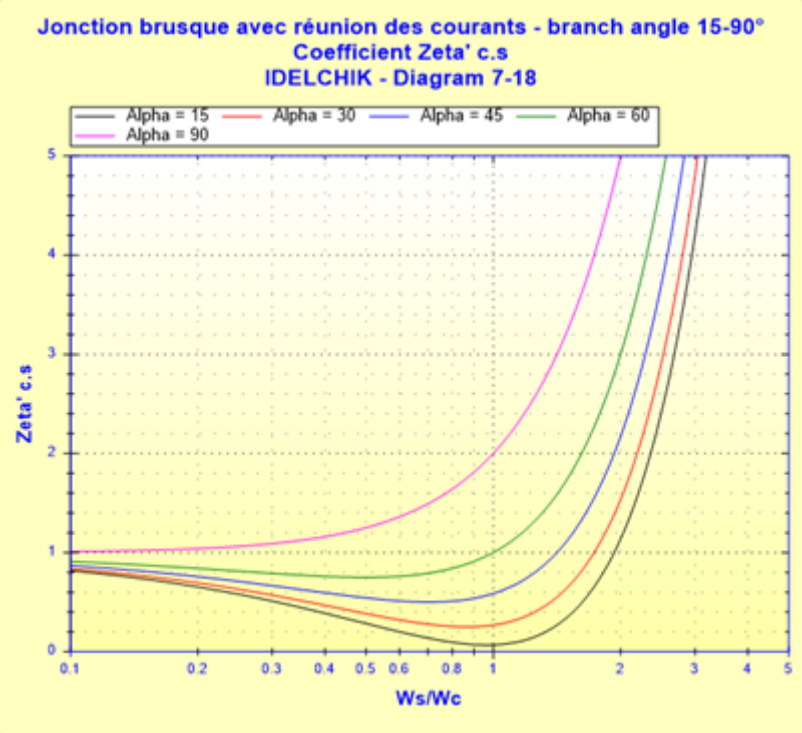
Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ $Re_c \geq 4000$

$$\zeta'_{c.s} = 1 + \left(\frac{W_s}{W_c}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{W_s}{W_c}\right) \cdot \cos(\alpha)$$

([1] diagram 7-18)



● $\alpha < 60°$

$$\zeta_{c.s} = A' \cdot \zeta'_{c.s}$$

([1] diagram 7-18)

avec :

Valeurs de A'

F_s / F_c	≤ 0.35		> 0.35	
Q_s / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A'	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.6

([1] table 7-4)

- $\alpha = 90°$
  - $D_s/D_c \leq 2/3$

$$\zeta_{c.s} = \zeta'_{c.s}$$

([1] diagram 7-18)

  - $D_s/D_c = 1$

$$\zeta_{c.s} = \zeta'_{c.s} \cdot \left[1 + 0.3 \cdot \left(\frac{w_s}{w_c}\right)^2\right]$$

([1] diagram 7-18)

  - $2/3 < D_s/D_c < 1$

    Pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' à 90° est estimée par interpolation.

- $60° \leq \alpha < 90°$

  Pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°.

■ $Re_c \leq 2000$

$$\zeta_{c.s} = (k_1 + 1) \cdot \zeta^t_{c.s} + \frac{150}{Re_c}$$

([1] équation §31)

avec :

Valeurs de k_1

Q_s/Q_c	Alpha			
	30°	45°	60°	90°
0	0.9	0.9	0.9	0.9
0.2	1.8	1.8	1.5	1.1
0.4	3.4	2.9	2.2	1.3
0.6	6.1	4.3	3	1.5
0.8	7.2	4.3	2.7	1.4
1	6	3.6	2.3	1.3

([1] table 7-7)

$$\zeta^t_{c.s} = A' \cdot \left[1 + \left(\frac{w_s}{w_c}\right)^2 - 2 \cdot \frac{w_s}{w_c} \cdot \cos(\alpha)\right] - K'_{st} \cdot \left(\frac{w_s}{w_c}\right)^2$$

([1] équation 7.3)

avec :

Valeurs de A'

F_s / F_c	≤ 0.35		> 0.35	
Q_s / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A'	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_s}{Q_c}$	0.6

([1] table 7-4)

$$K'_{st} = 0$$

■ $2000 < Re_c < 4000$

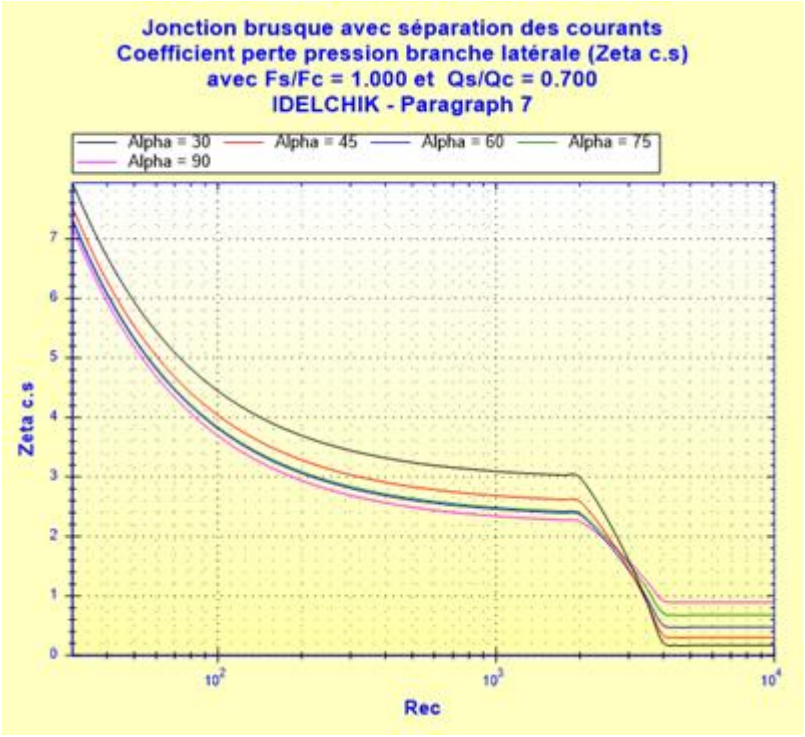
interpolation linéaire

$$\zeta_{c.s} = \zeta^{l}_{c.s} \cdot \left(1 - \frac{Re_c - 2000}{2000}\right) + \zeta^{t}_{c.s} \cdot \left(\frac{Re_c - 2000}{2000}\right)$$

avec :

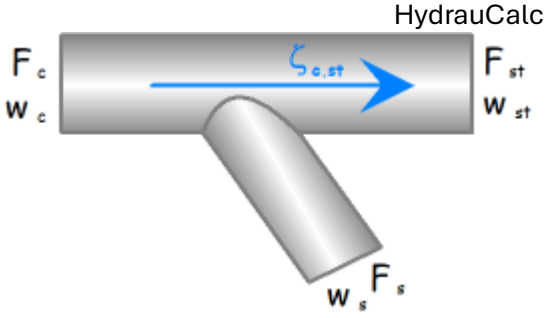
$\zeta^{l}_{c.s}$ = coefficient laminaire obtenu avec Re_c = 2000

$\zeta^{t}_{c.s}$ = coefficient turbulent obtenu avec Re_c = 4000



$\zeta_{c.s}$ pour Re_c < 4000 et avec F_s/F_c = 1 et Q_s/Q_c = 0.7

Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ $Re_c \geq 4000$

$$\zeta_{c.st} = \tau_{st} \cdot \left(\frac{Q_s}{Q_c}\right)^2$$

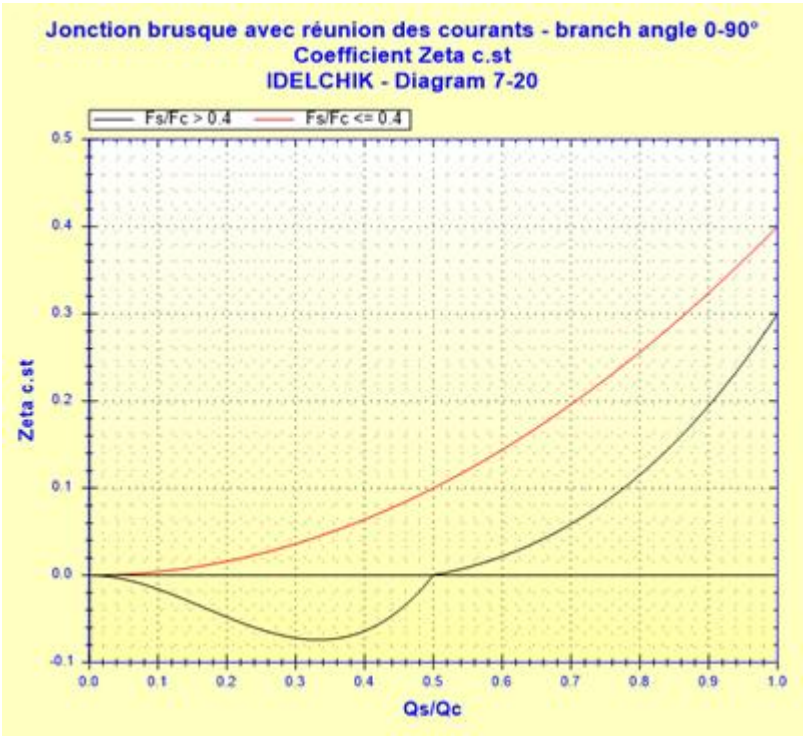
([1] diagram 7-20)

avec :

Valeurs de τ_{st}

F_s / F_c	≤ 0.4	> 0.4	
Q_s / Q_c	0 - 1.0	≤ 0.5	> 0.5
τ_{st}	0.4	$2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$	$0.3 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$

([1] diagram 7-20)



■ $Re_c \leq 2000$

$$\zeta_{c.st} = 3 \cdot \zeta^t_{c.st} + \frac{33}{Re_c}$$

([1] équation §31)

avec :

$$\zeta^{t}_{c.st} = \tau_{st} \cdot \left(\frac{Q_s}{Q_c}\right)^2$$

([1] équation 7-4)

avec :

Valeurs de τ_{st}

F_s / F_c	≤ 0.4	> 0.4	
Q_s / Q_c	0 - 1.0	≤ 0.5	> 0.5
τ_{st}	0.4	$2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$	$0.3 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$

([1] diagram 7-20)

■ $2000 < Re_c < 4000$

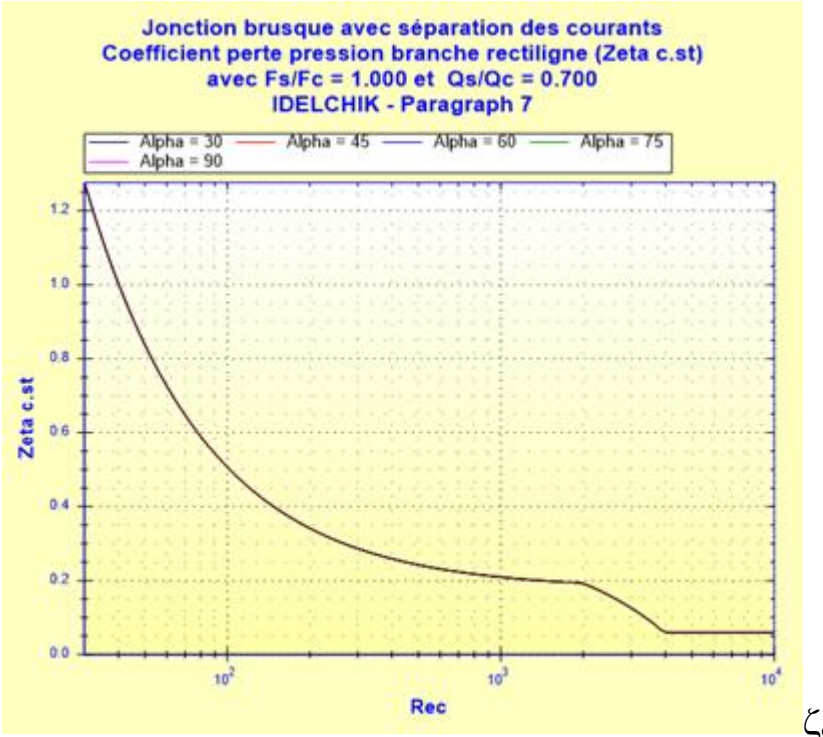
interpolation linéaire

$$\zeta_{c.st} = \zeta^{l}_{c.st} \cdot \left(1 - \frac{Re_c - 2000}{2000}\right) + \zeta^{t}_{c.st} \cdot \left(\frac{Re_c - 2000}{2000}\right)$$

avec :

$\zeta^{l}_{c.st}$ = coefficient laminaire obtenu avec Re_c = 2000

$\zeta^{t}_{c.st}$ = coefficient turbulent obtenu avec Re_c = 4000



$\zeta_{c.st}$ pour Re_c < 4000 et avec F_s/F_c = 1 et Q_s/Q_c = 0.7

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{c.s} = \zeta_{c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{c.s} = \zeta_{c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_s = \Delta P_{c.s} \cdot Q_s$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{st} = \Delta P_{c.st} \cdot Q_{st}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_s	Diamètre de la branche latérale (m)
D_c	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
F_s	Section de passage de la branche latérale (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_s	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
w_s	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_{st}	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
w_{st}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)

G_s Débit massique dans la branche latérale (kg/s)

G_{st} Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)

G_c Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_s Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()

Re_{st} Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

α Angle de la branche latérale (°)

$\zeta^l_{c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche latérale en écoulement laminaire ()

$\zeta^t_{c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche latérale en écoulement turbulent ()

$\zeta^t_{c.st}$ Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne en écoulement turbulent ()

$\zeta'_{c.s}$ Coefficient de la branche latérale ()

$\zeta_{c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{c.st}$ Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_s Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔP_{st} Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔH_s Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

ΔH_{st} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

Wh_s Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

Wh_{st} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

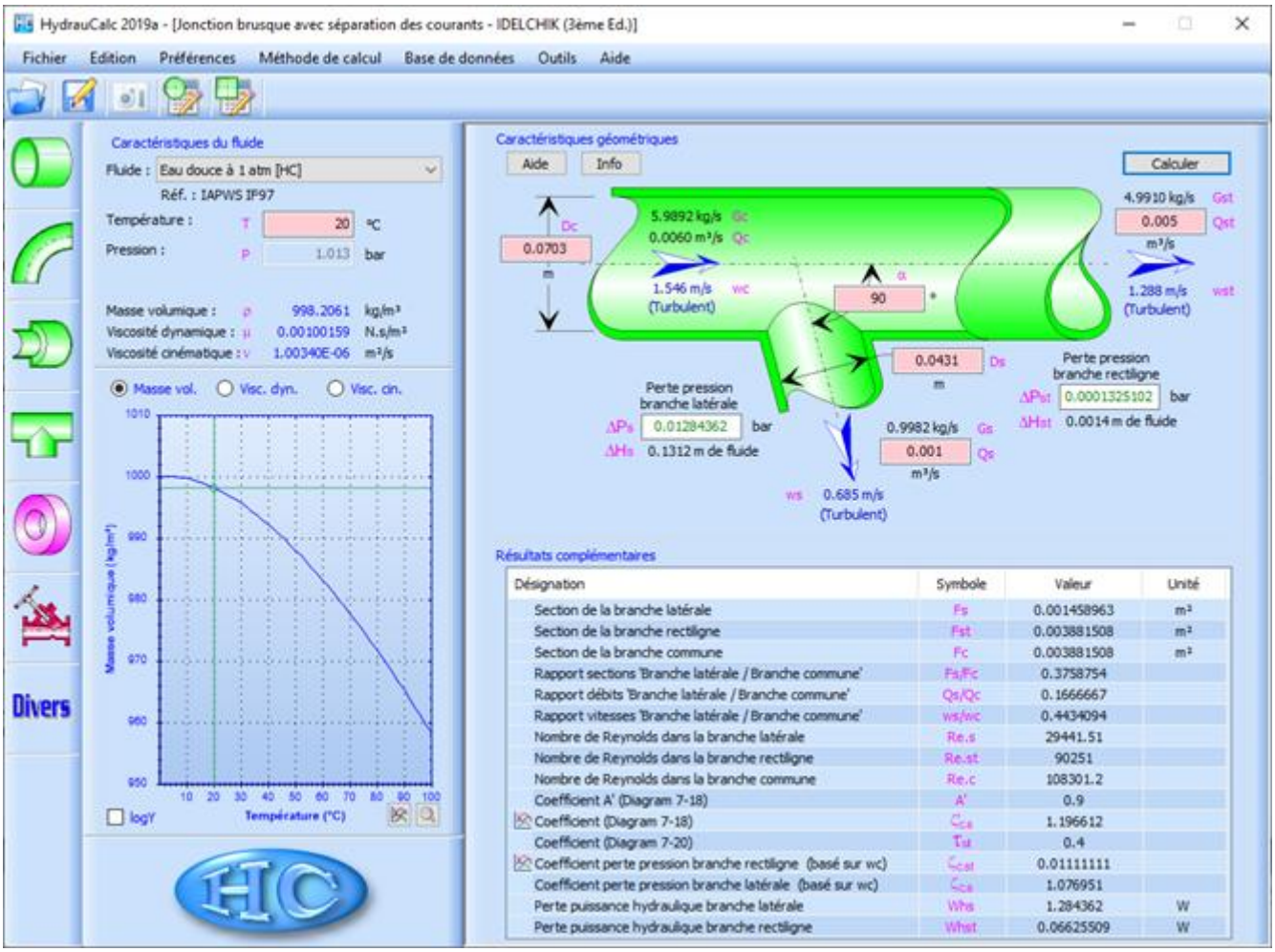
Domaine de validité :

- angle de la branche latérale : compris entre 30° et 90°

  nota : pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°,

pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{c.s}$' à 90° est estimée par interpolation.

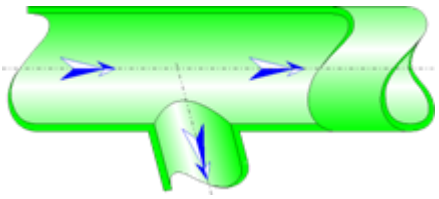
Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.2.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction brusque avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_3}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

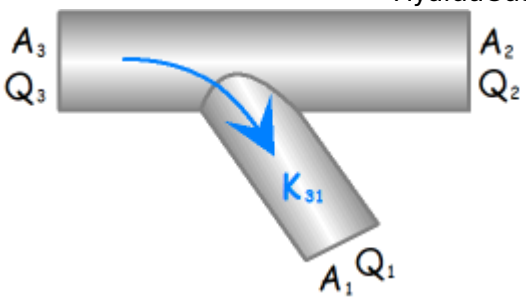
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_3}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

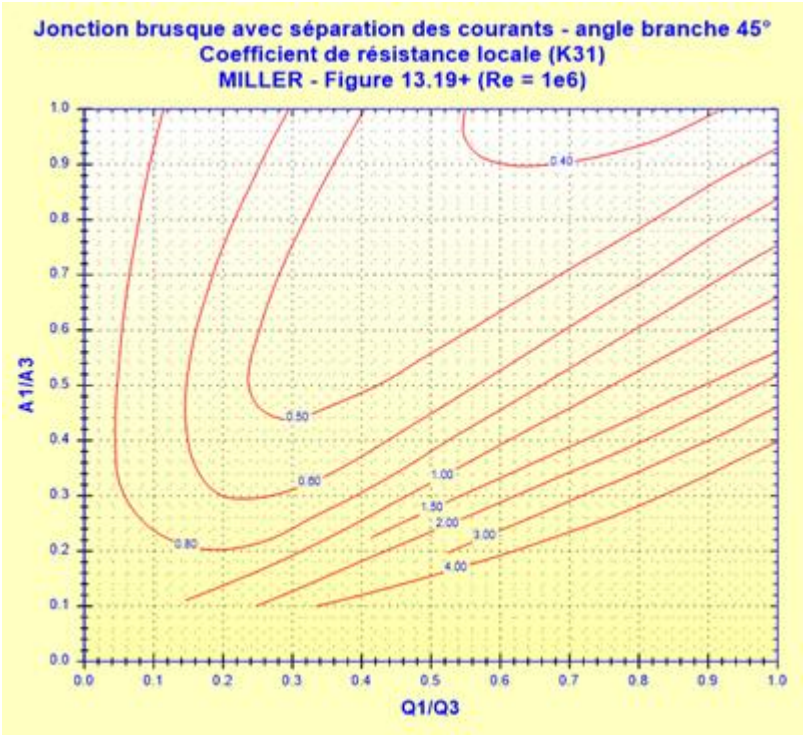
Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ Angle $\theta = 45°$

$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

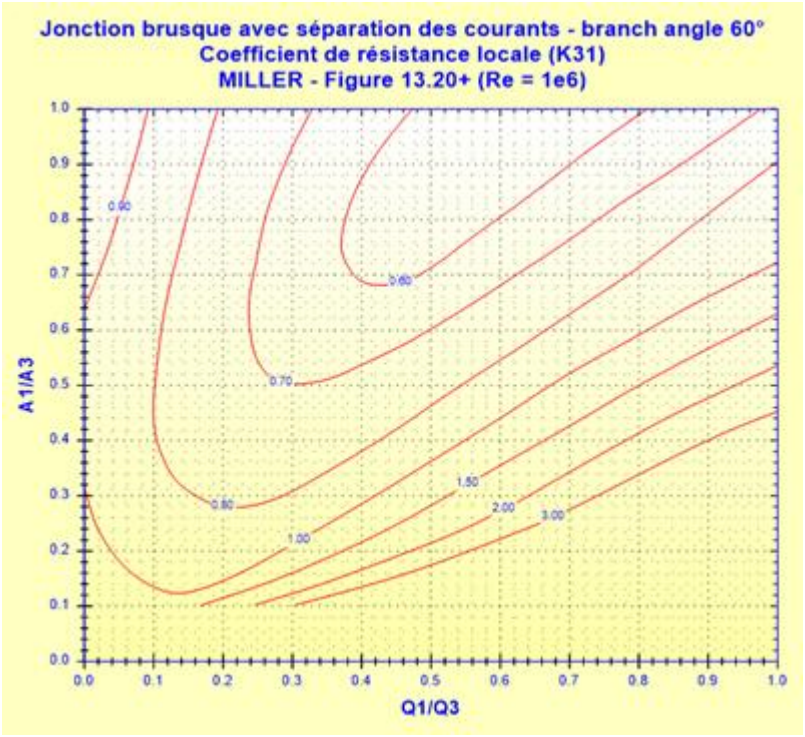
([1] figure 13.19+)



■ Angle $\theta = 60°$

$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

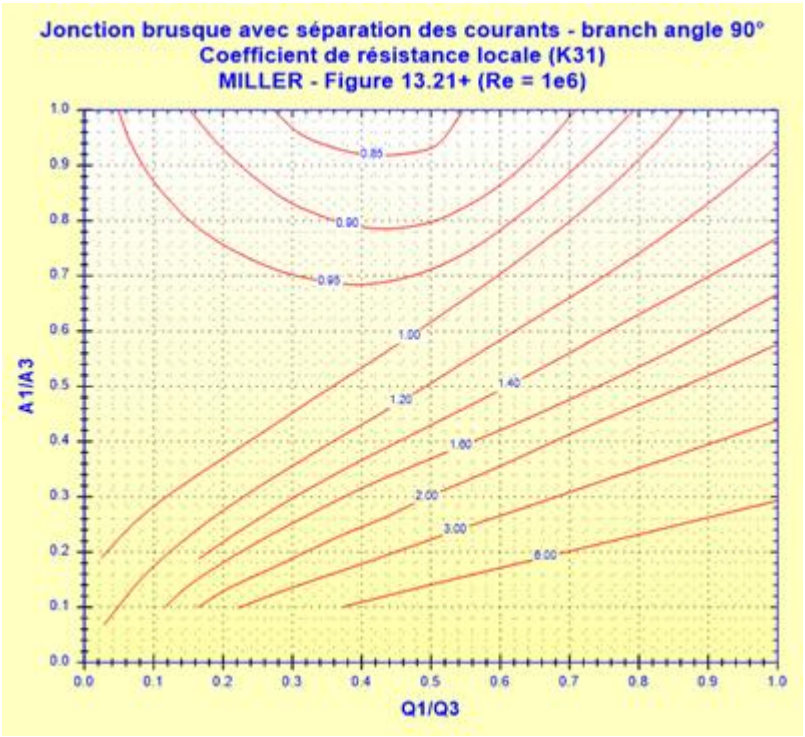
([1] figure 13.20+)



■ Angle $\theta = 90°$

$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

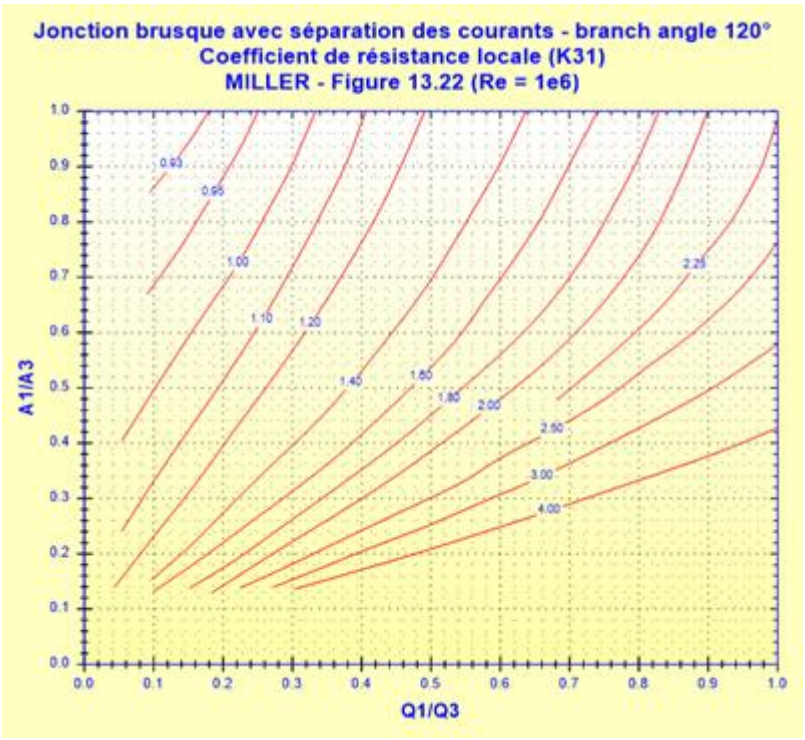
([1] figure 13.21+)



■ Angle $\theta = 120°$

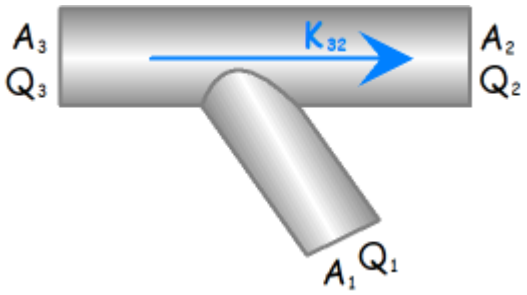
$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

([1] figure 13.22)



Pour les angles θ quelconques compris entre 45° et 120°, le coefficient K_{31} est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de K_{31} calculées à 45°, 60°, 90° et 120°.

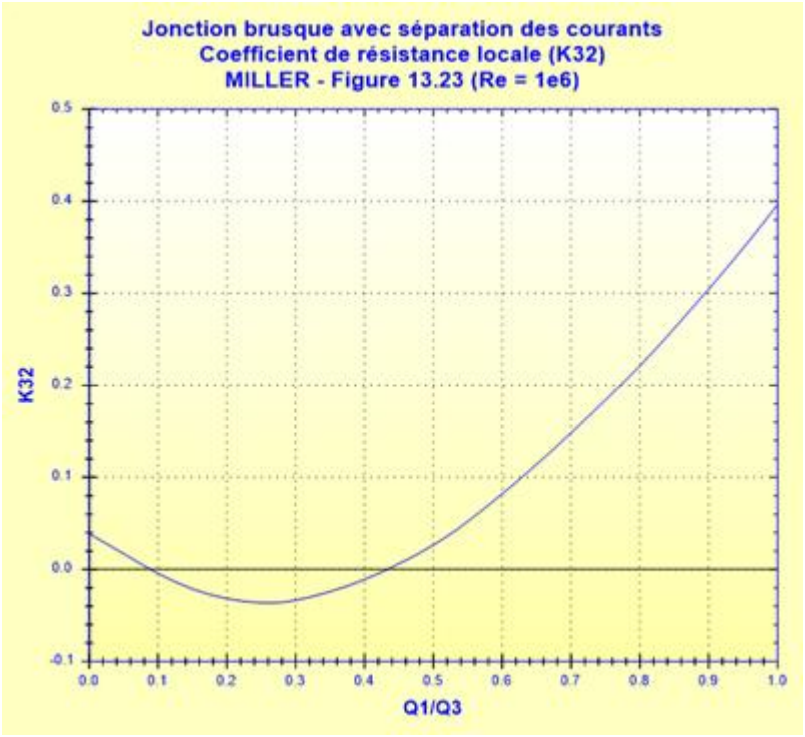
Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



■ Angle θ = 45° - 90°

$$K_{32} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)$$

([1] figure 13.23)



Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{31} = K_{31} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.3)

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{32} = K_{32} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.4)

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{31} = K_{31} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{32} = K_{32} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_{31} = \Delta P_{31} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{32} = \Delta P_{32} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de la branche latérale (m)
D_3	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
A_1	Section de passage de la branche latérale (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
θ	Angle de la branche latérale (°)
K_{31}	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{32}	Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{31}	Perte de pression de la branche latérale (Pa)
ΔP_{32}	Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)
ΔH_{31}	Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)
ΔH_{32}	Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)
Wh_{31}	Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)
Wh_{32}	Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

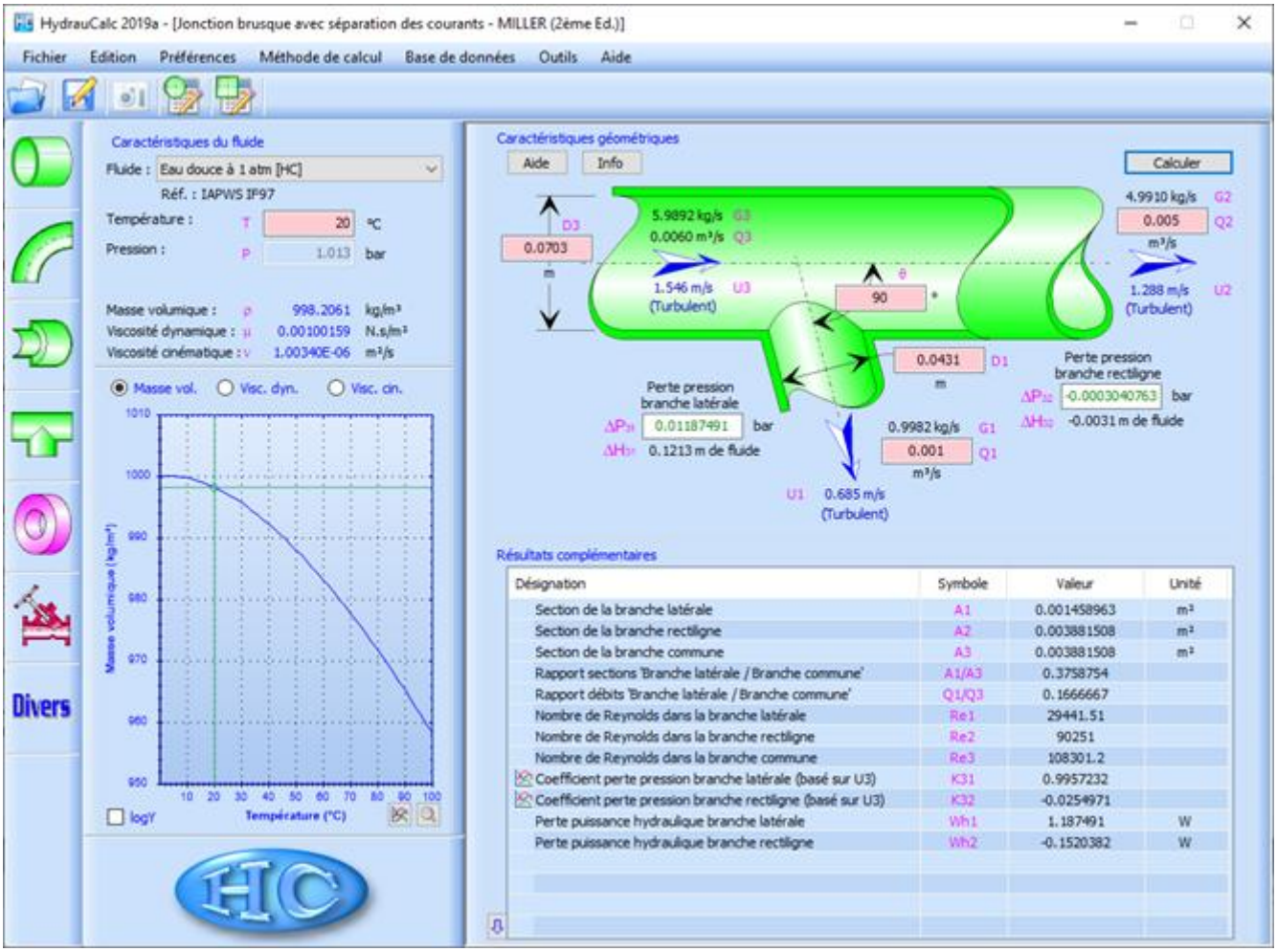
g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- angle de la branche latérale :
  compris entre 45° et 120° pour le coefficient de perte de pression "K_{31}"
  compris entre 45° et 90° pour le coefficient de perte de pression "K_{32}"
- rapport de sections $A_1/A_3 \geq 0,1$
  nota : pour des rapports de sections A_1/A_3 inférieurs à 0,1 les coefficients de perte de pression "K_{31}" et "K_{32}" sont extrapolés

---

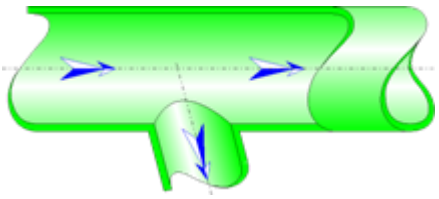
Exemple d'application :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.2.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction brusque avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre le diamètre de la branche latérale et celui de la branche rectiligne :

$$\beta_b = \frac{d_b}{d_c}$$

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_b = \pi \cdot \frac{d_b^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_c = \pi \cdot \frac{d_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_b + Q_r$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$v_b = \frac{Q_b}{A_b}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$v_r = \frac{Q_r}{A_c}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$v_c = \frac{Q_c}{A_c}$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$G_b = Q_b \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_r = Q_r \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_b = \frac{v_b \cdot d_b}{\nu}$$

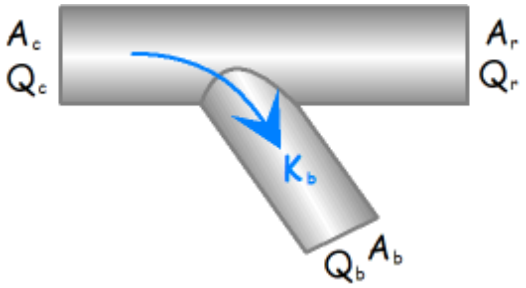
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_r = \frac{v_r \cdot d_c}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_c = \frac{v_c \cdot d_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_b = G \cdot \left[1 + H \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \cdot \frac{1}{\beta_b^2} \right)^2 - J \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \cdot \frac{1}{\beta_b^2} \right) \cdot \cos(\alpha) \right]$$

([1] équation 2-37)

avec :

Valeurs de G, H, J

Angle	β	G	H	J
30° - 60°		Table 2-4	1	2
90°	≤ 2/3	1	1	2
	1	$1 + 0.3 \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c} \right)^2$	0.3	0

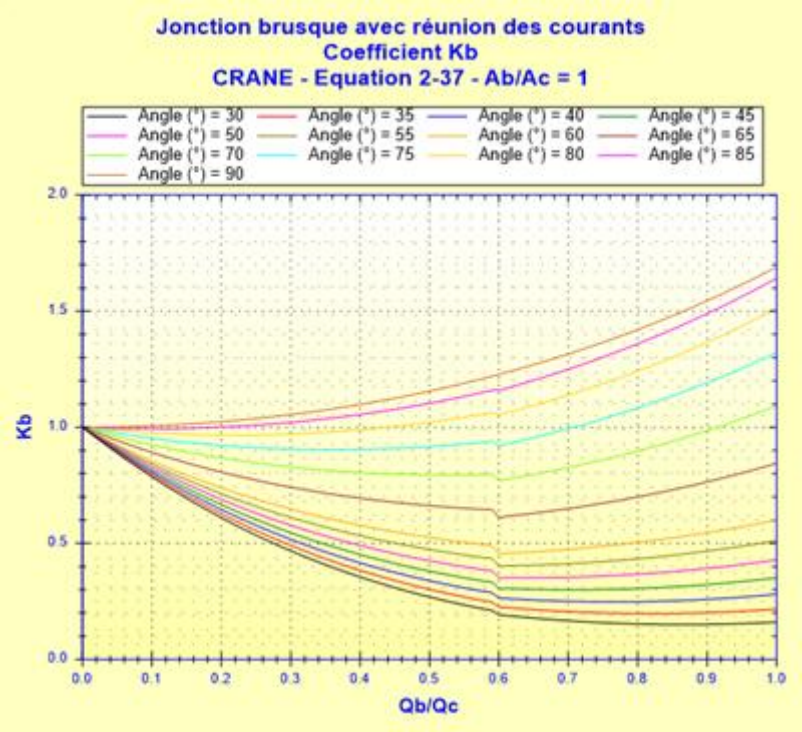
([1] table 2-3)

Valeurs de G pour angle ≤ 60°

β^2_b	≤ 0.35		> 0.35	
Q_b / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
G	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_b}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_b}{Q_c}$	0.6

([1] table 2-4)

Pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° les valeurs des coefficients 'G', 'H' et 'J' sont estimées par interpolation entre les valeurs calculées à 60° et celles calculées à 90°.
Pour des rapports de diamètres 'β' compris entre 2/3 et 1, les valeurs des coefficients à 90° sont estimées par interpolation.

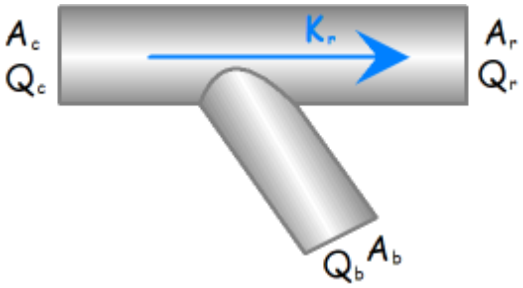


([1] équation 2-37 avec Ab/Ac = 1)

Pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° les valeurs des coefficients 'G', 'H' et 'J' sont estimées par interpolation entre les valeurs calculées à 60° et celles calculées à 90°.

Pour des rapports de diamètres 'β' compris entre 2/3 et 1, les valeurs des coefficients 'G', 'H' et 'J' à 90° sont estimées par interpolation.

Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_r = M \cdot \left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)^2$$

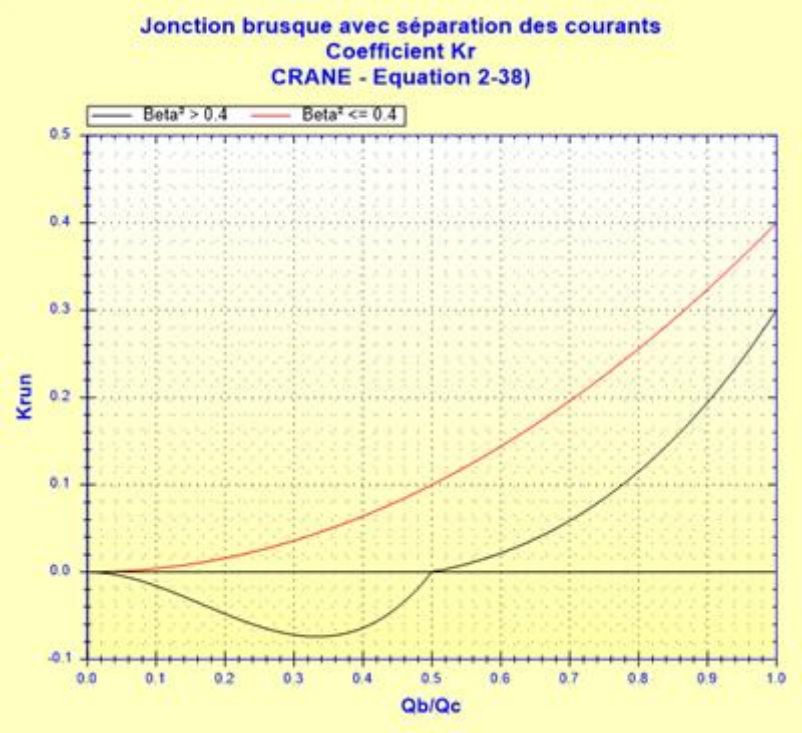
([1] équation 2-38)

avec :

Valeurs de M

Q_b / Q_c	≤ 0.5		> 0.5	
β^2_b	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.4	> 0.4
M	0.4	$2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_b}{Q_c} - 1\right)$	0.4	$0.3 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_b}{Q_c} - 1\right)$

([1] table 2-5)



([1] équation 2-38)

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_b = K_b \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2}$$

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_r = K_r \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_b = K_b \cdot \frac{V_c^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_r = K_r \cdot \frac{v_c^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_b = \Delta P_b \cdot Q_b$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_r = \Delta P_r \cdot Q_r$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_b	Diamètre de la branche latérale (m)
d_c	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
β_b	Rapport entre le diamètre de la branche latérale et celui de la branche commune ()
A_b	Section de passage de la branche latérale (m^2)
A_c	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_b	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
v_b	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_r	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
v_r	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
v_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_b	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
G_r	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_b	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
Re_r	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
α	Angle de la branche latérale (°)
K_b	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_r Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_b Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔP_r Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔH_b Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

ΔH_r Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

Wh_b Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

Wh_r Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

nota : les indices $_b$, $_r$ et $_c$ correspondent respectivement aux indices $_{branch}$, $_{run}$ and $_{combined}$ du document de référence.

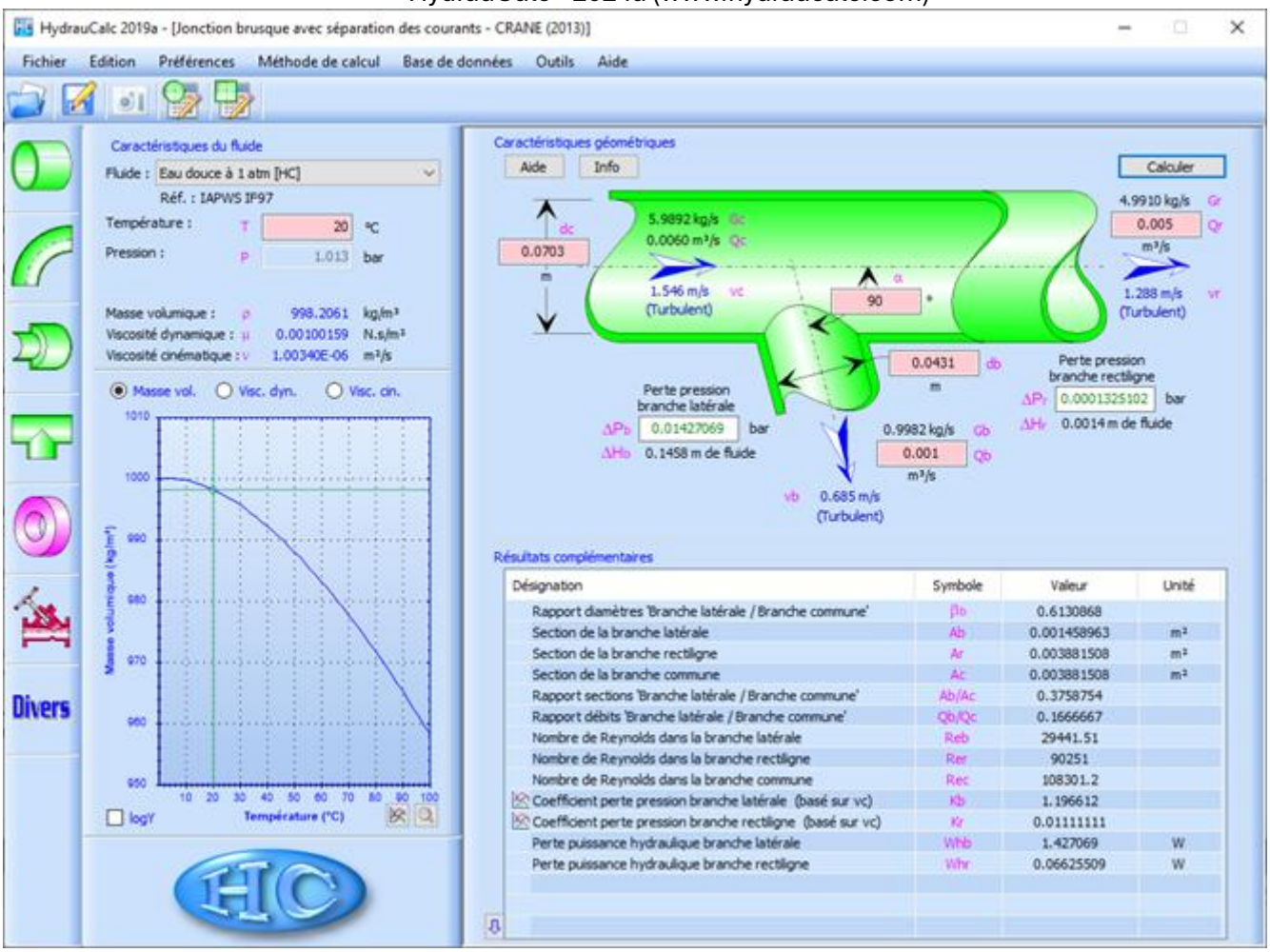
Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle de la branche latérale : compris entre 30° et 90°

nota : pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° les valeurs des coefficients 'G', 'H' et 'J' sont estimées par interpolation entre les valeurs calculées à 60° et celles calculées à 90°,

pour des rapports de diamètres 'β' compris entre 2/3 et 1, les valeurs des coefficients 'G', 'H' et 'J' à 90° sont estimées par interpolation.

Exemple d'application :

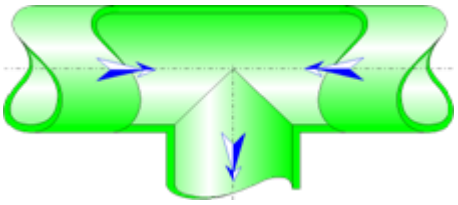


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 2013

2.4.3 Té symétrique brusque avec réunion des courants

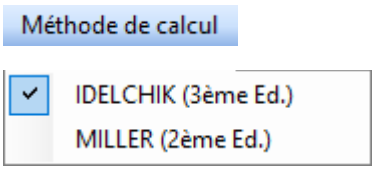
Section circulaire



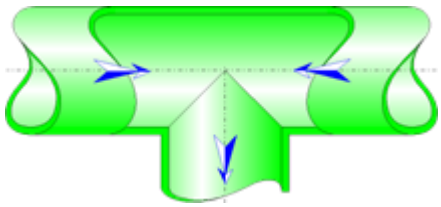
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés symétriques brusques avec réunion des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.4.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique brusque avec réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

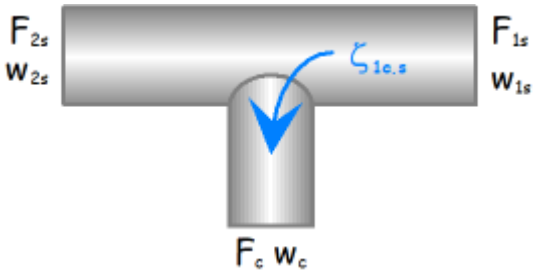
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_{2s} = \frac{W_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

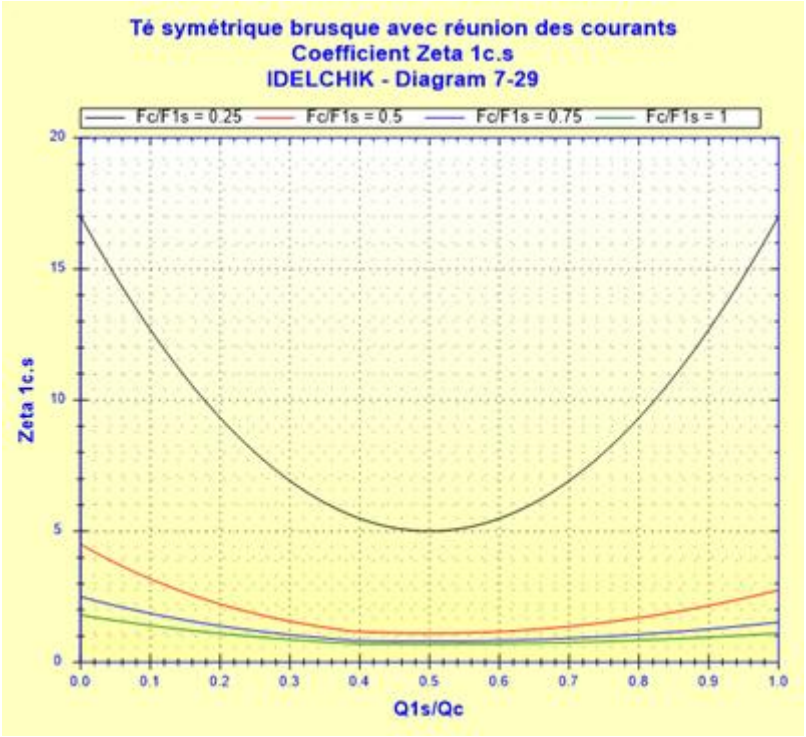
$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta_{1c.s} = A_{1s} \cdot \zeta'_{1c.s}$$

([1] diagramme 7.29 – Réunion des courants sans cloison)



avec :

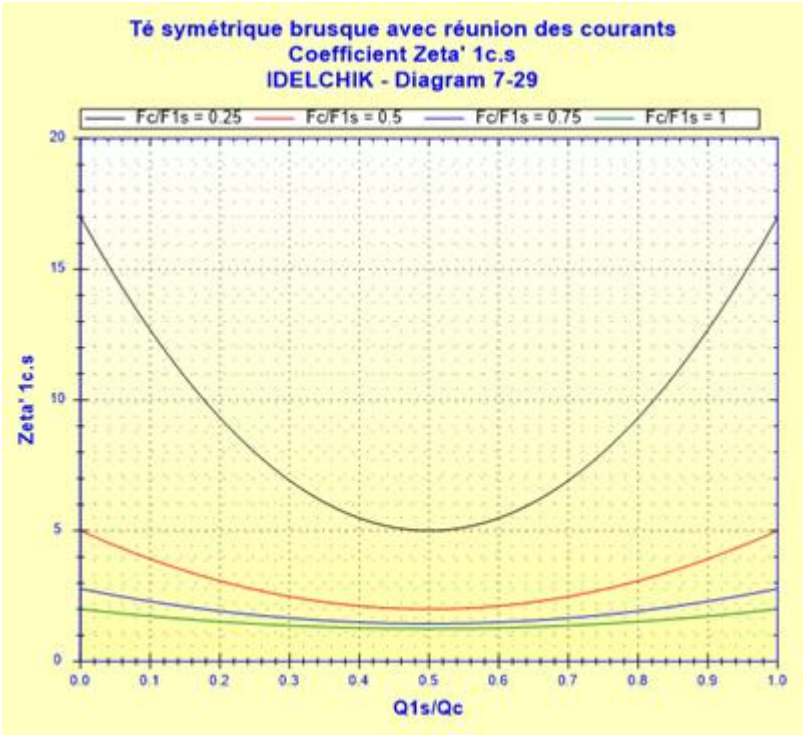
Valeurs de A_{1s}

F_c / F_{1s}	≤ 0.35	> 0.35	
Q_{1s} / Q_c	≤ 1	≤ 0.4	> 0.4
A_{1s}	1	$0.9 \cdot \left(1 - \frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)$	0.55

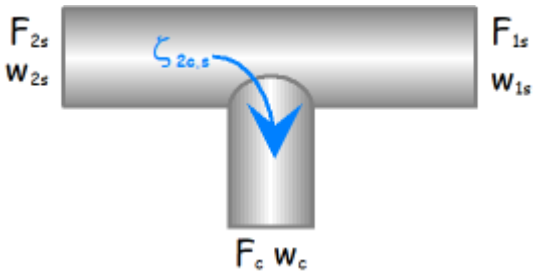
([1] table 7-1)

$$\zeta'_{1c.s} = 1 + \left(\frac{F_{1s}}{F_c}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F_{1s}}{F_c}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)\right]$$

([1] diagram 7.29)



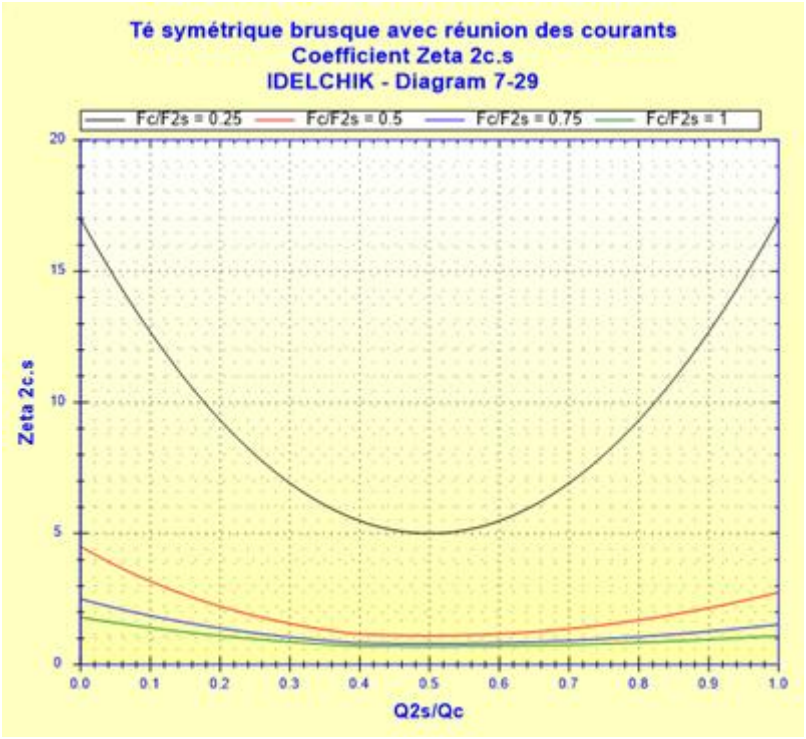
Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



Nota : pour la branche gauche, les formules sont les mêmes que celles de la branche droite, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

$$\zeta_{2c.s} = A_{2s} \cdot \zeta'_{2c.s}$$

([1] diagramme 7.29 – Réunion des courants sans cloison)



avec :

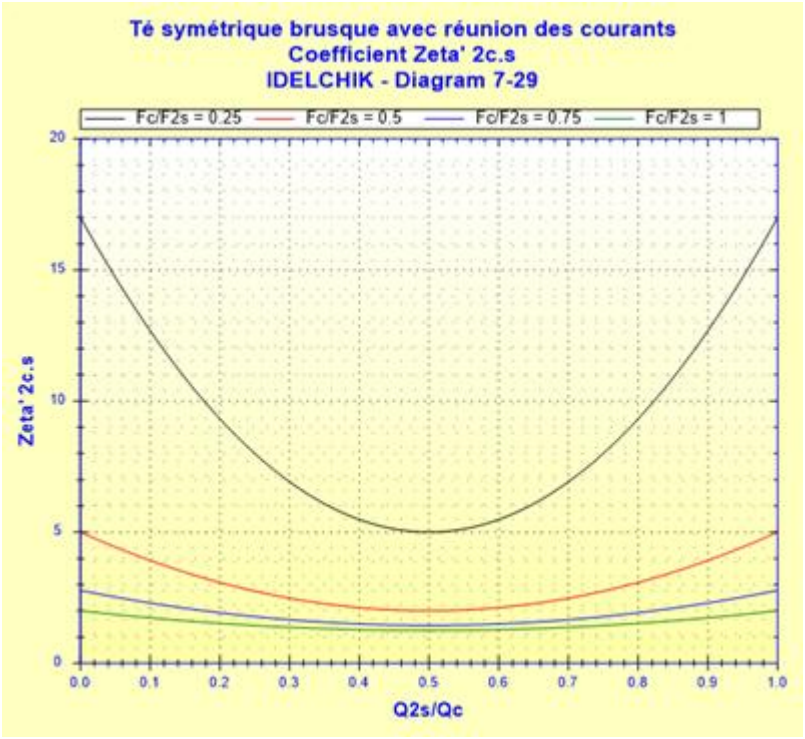
Valeurs de A_{2s}

F_c / F_{2s}	≤ 0.35	> 0.35	
Q_{2s} / Q_c	≤ 1	≤ 0.4	> 0.4
A_{2s}	1	$0.9 \cdot \left(1 - \frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)$	0.55

([1] table 7-1)

$$\zeta'_{2c.s} = 1 + \left(\frac{F_{2s}}{F_c}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F_{2s}}{F_c}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)\right]$$

([1] diagram 7.29)



Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_s	Diamètre des branches droite et gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_{2s}	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
$\zeta_{1c.s}$	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
$\zeta_{2c.s}$	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{1s}	Perte de pression de la branche droite (Pa)
ΔP_{2s}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)
ΔH_{1s}	Perte de charge de fluide de la branche droite (m)
ΔH_{2s}	Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)
Wh_{1s}	Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)
Wh_{2s}	Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

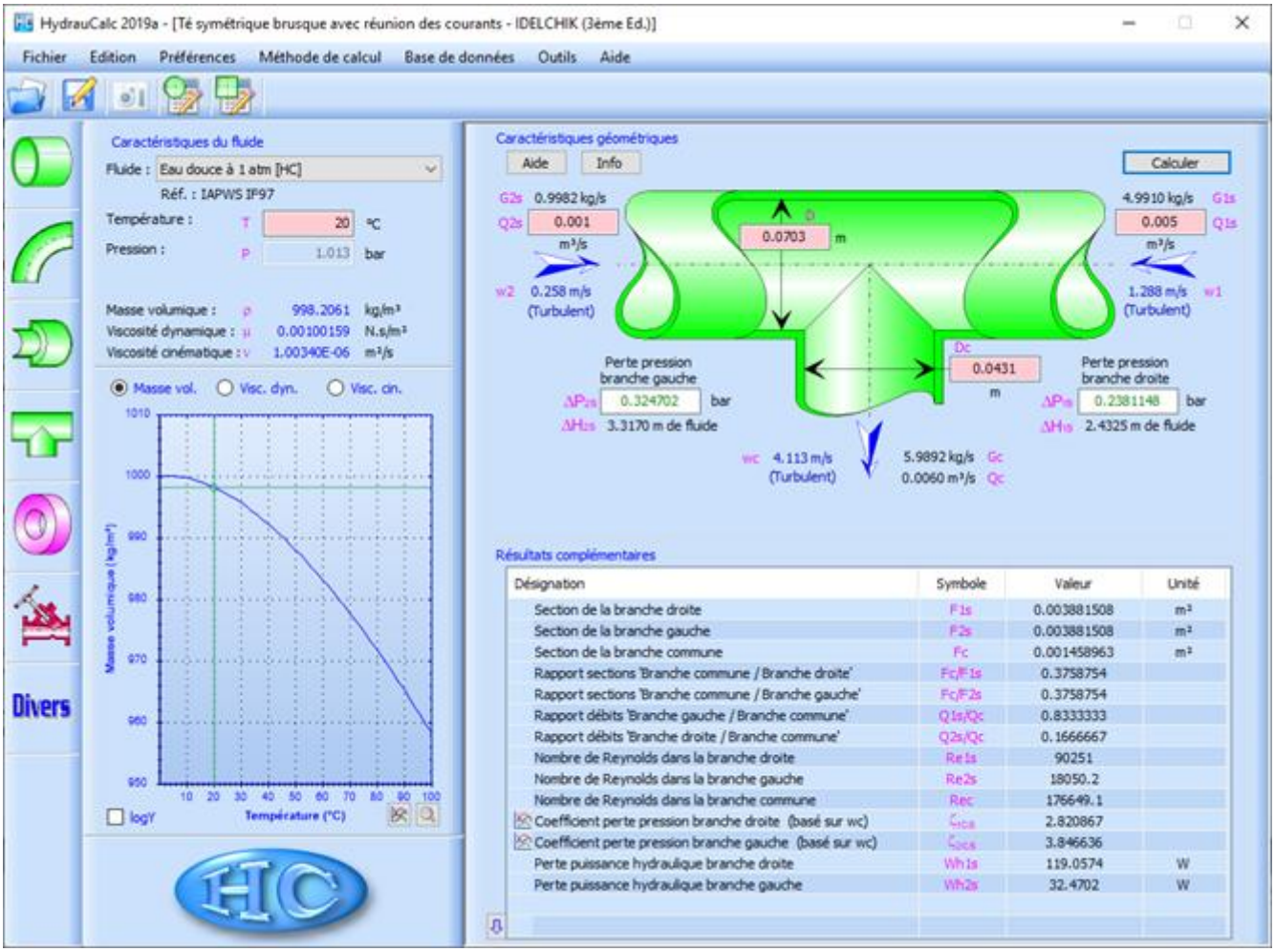
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- diamètre branche latérale commune (D_c) ≤ diamètre branches droite et gauche (D_s)

Exemple d'application :



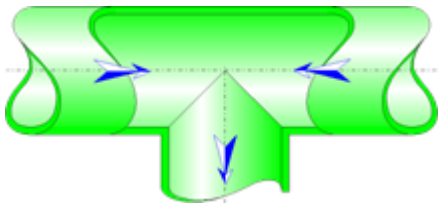
Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

Nota : Le diagramme 7-29 du document de référence comporte des anomalies :
Dans la formule du coefficient $\zeta_{1c,s}$ le rapport des sections (F_c/F_{1s}) doit être remplacé par le rapport (F_{1s}/F_c).

Dans le tableau présentant les valeurs de $\zeta_{1c.s}$ le rapport des sections (F_{1s}/F_c) doit être remplacé par le rapport (F_c/F_{1s}).
Dans le graphique des valeurs de $\zeta_{c.s}$ le rapport des sections (F_s/F_c) doit être remplacé par le rapport (F_c/F_s).

2.4.3.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique brusque avec réunion des courants avec les trois branches de même section.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

avec $D_1 = D_2 = D_3 = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

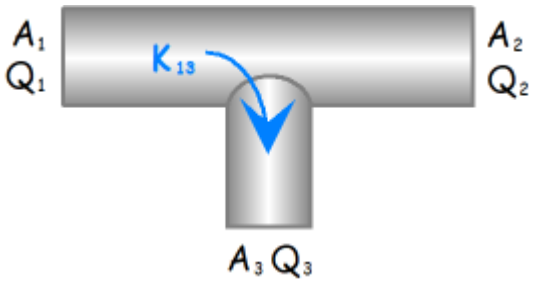
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

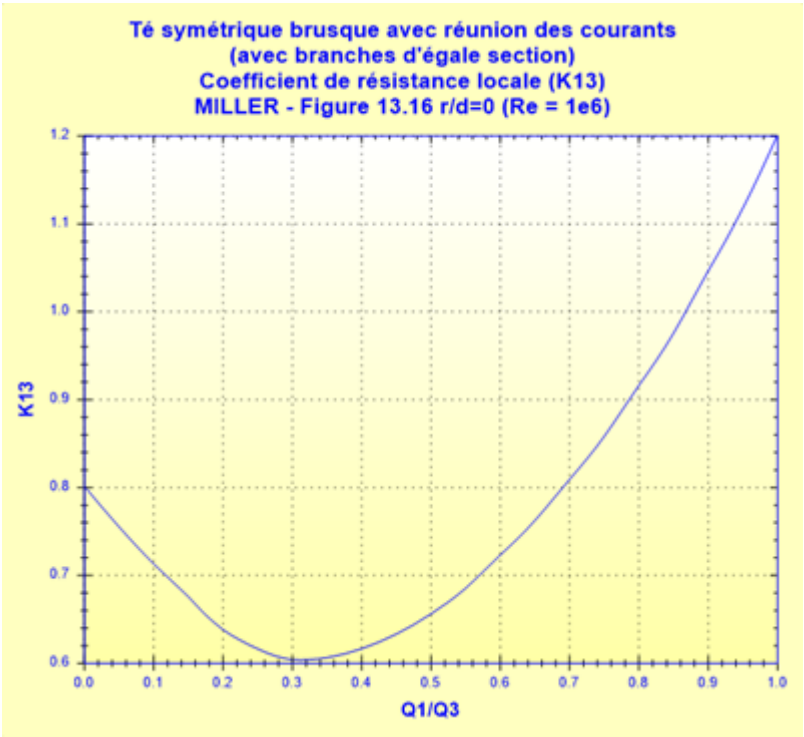
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

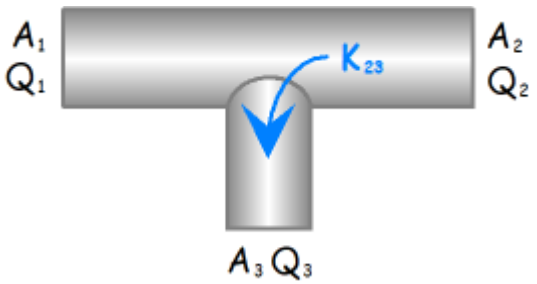


$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)$$

([1] figure 13.16 avec r/d = 0)

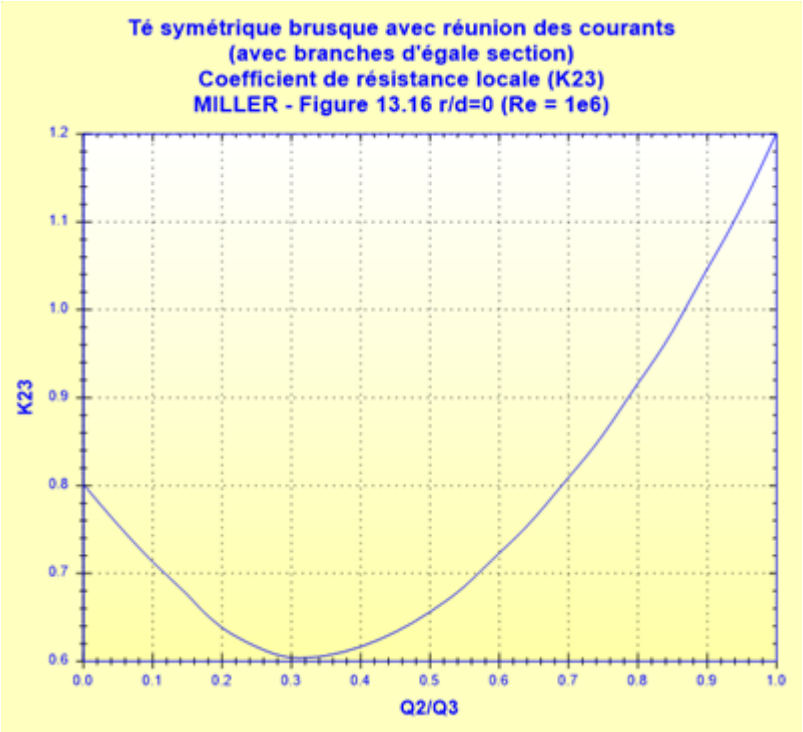


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{23} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)$$

([1] figure 13.16 avec r/d = 0)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche gauche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
K_{13}	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{23}	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{13}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)
ΔP_{23}	Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

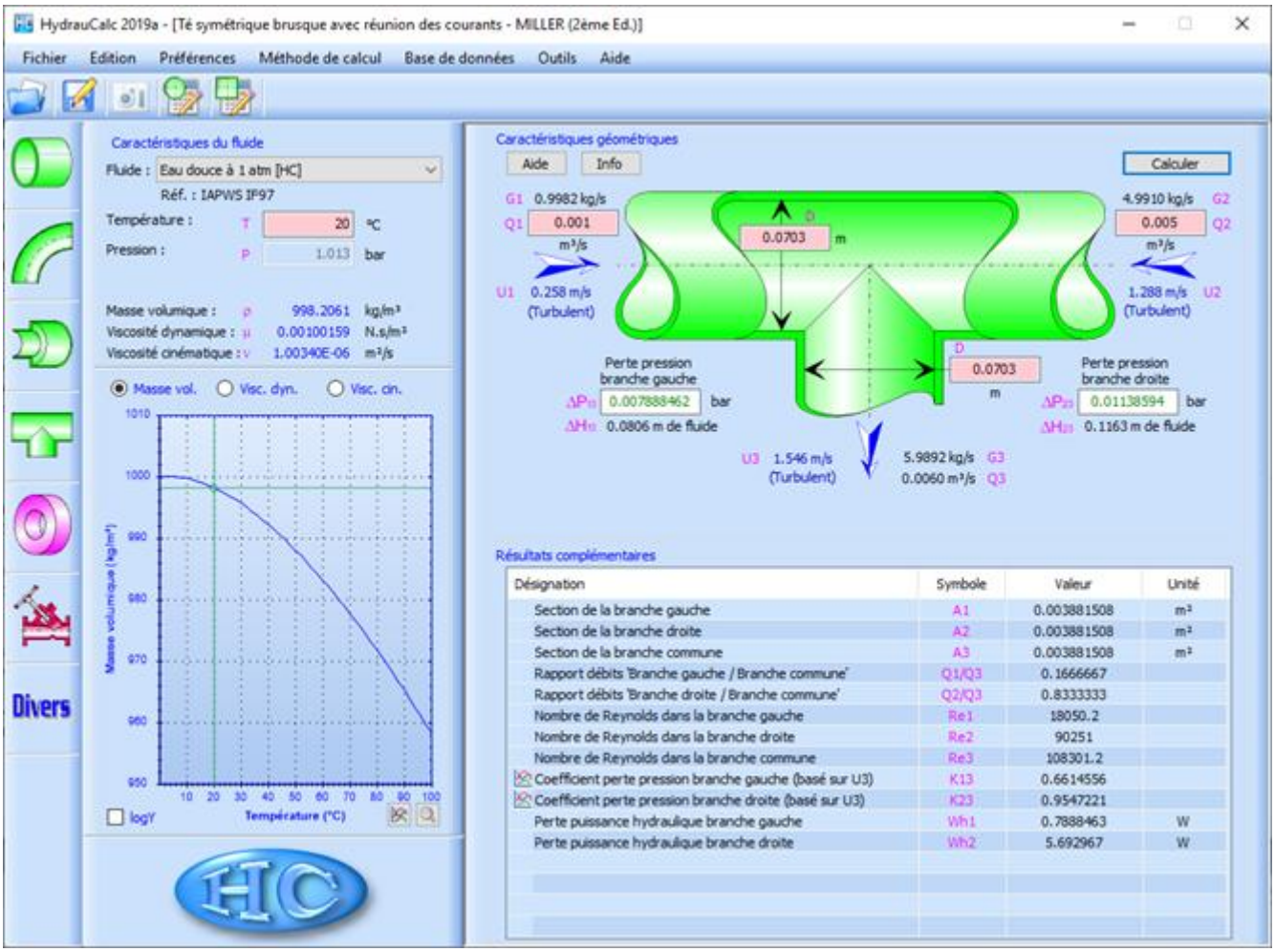
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- les trois branches de même section ($D_1 = D_2 = D_3$)

Exemple d'application :

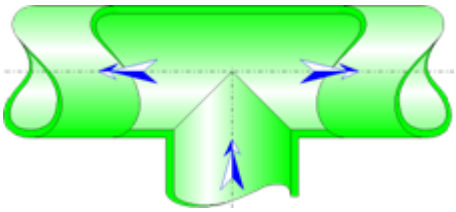


Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.4 Té symétrique brusque avec séparation des courants

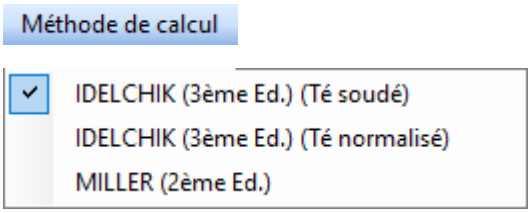
Section circulaire



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés symétriques brusques avec séparation des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) (Té soudé) ».



Nota : Le document de référence « Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik » propose des formulations pour deux types de jonction :

- Té soudé
- Té normalisé

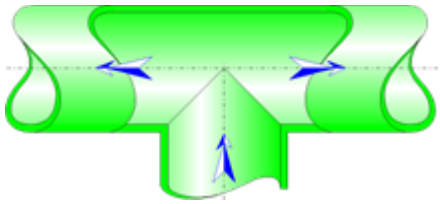
2.4.4.1 IDELCHIK (Té soudé)

Té symétrique brusque avec séparation des courants

(type soudé)

Section circulaire

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique brusque avec séparation des courants de type soudé.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m³/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$Re_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

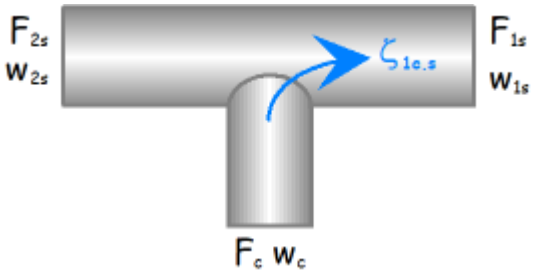
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$Re_{2s} = \frac{w_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$Re_c = \frac{w_c \cdot D_c}{\nu}$$

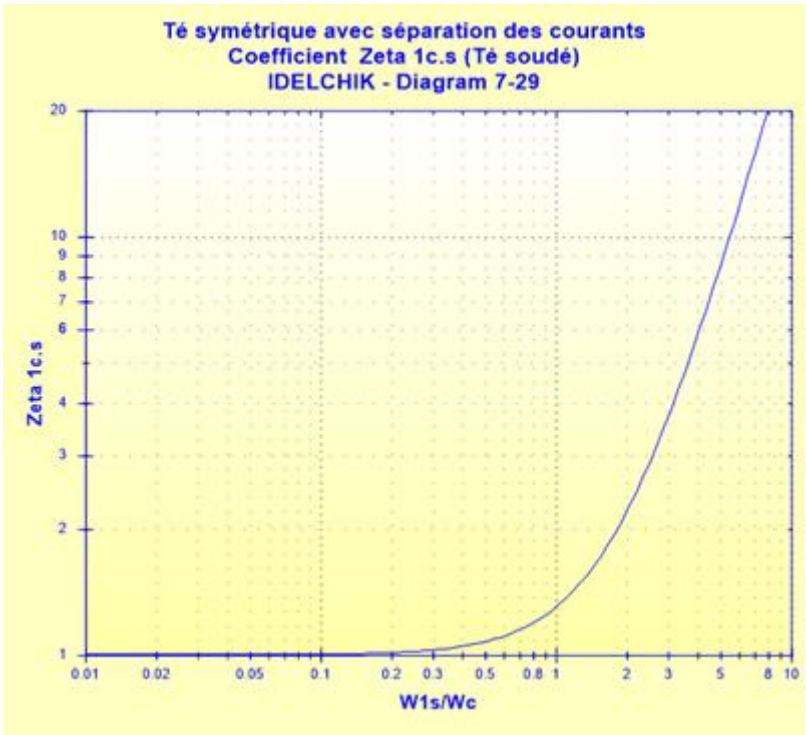
Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



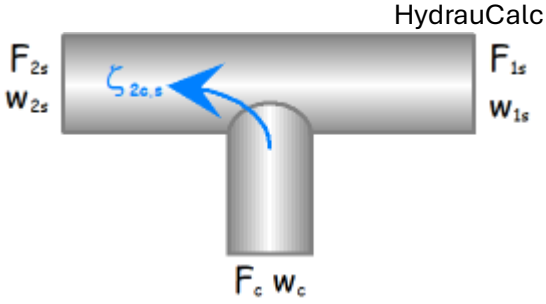
$$\zeta_{1c.s} = 1 + k_1 \cdot \left(\frac{w_{1s}}{w_c}\right)^2$$

([1] diagramme 7.29 – Séparation des courants)

avec : $k_1 = 0,3$



Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

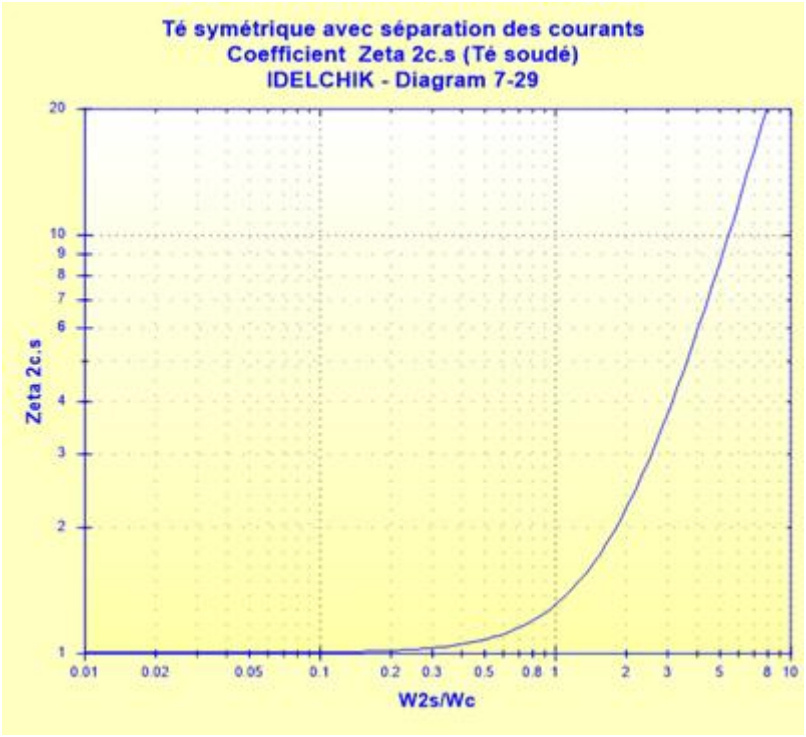


Nota : pour la branche gauche, les formules sont les mêmes que celles de la branche droite, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

$$\zeta_{2c.s} = 1 + k_2 \cdot \left(\frac{W_{2s}}{W_c} \right)^2$$

([1] diagramme 7.29 – Séparation des courants)

avec : $k_2 = 0,3$



Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_s	Diamètre des branches droite et gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_{2s}	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

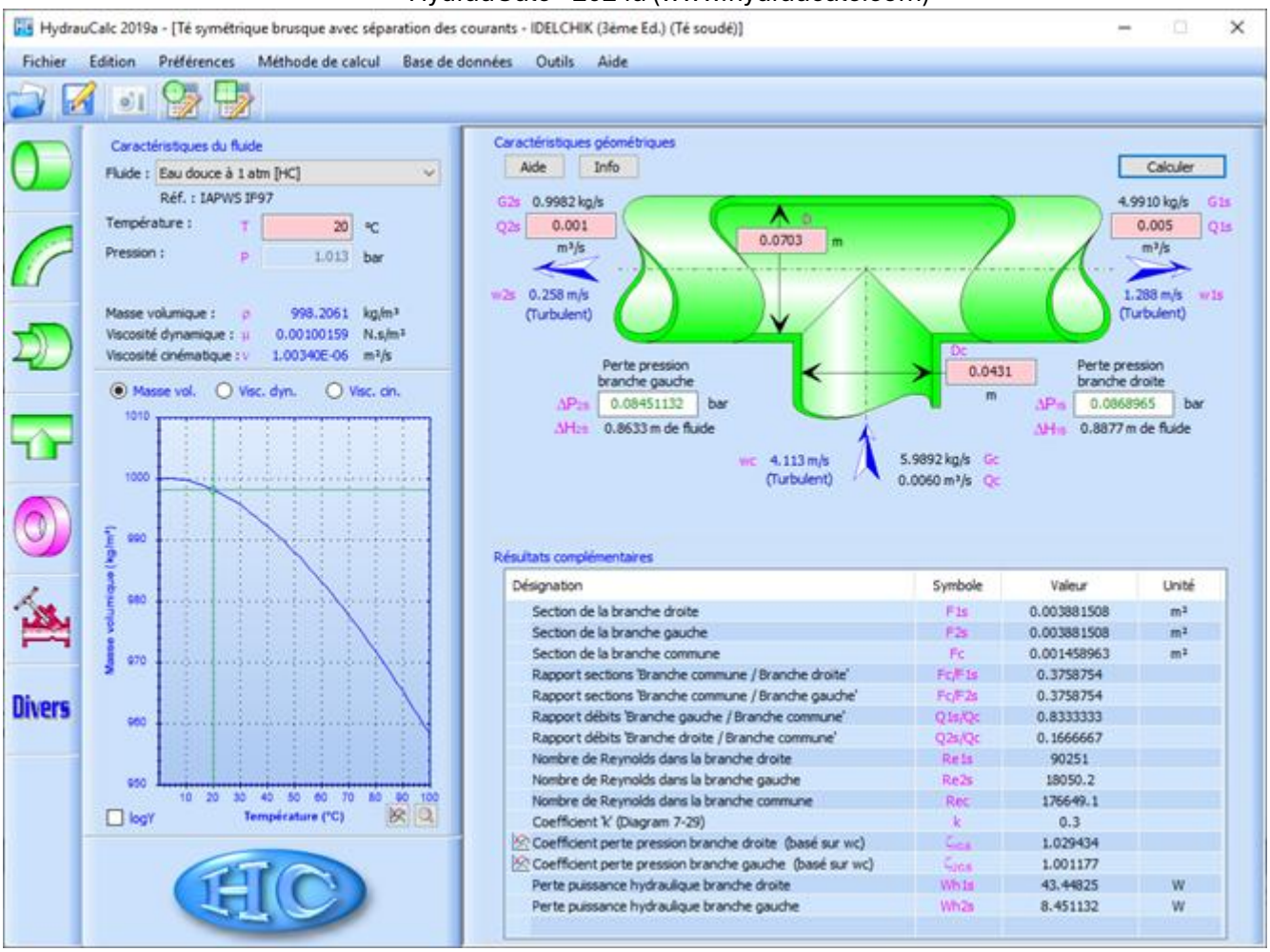
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- diamètre branche latérale commune (D_c) ≤ diamètre branches droite et gauche (D_s)

Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

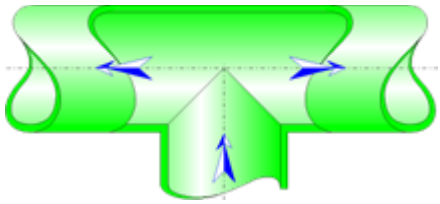
2.4.4.2 IDELCHIK (Té normalisé)

Té symétrique brusque avec séparation des courants

(type normalisé)

Section circulaire

(IDELCHIK)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique brusque avec séparation des courants de type normalisé.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m³/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$Re_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

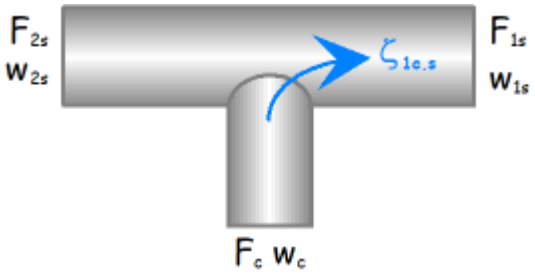
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$Re_{2s} = \frac{w_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$Re_c = \frac{w_c \cdot D_c}{\nu}$$

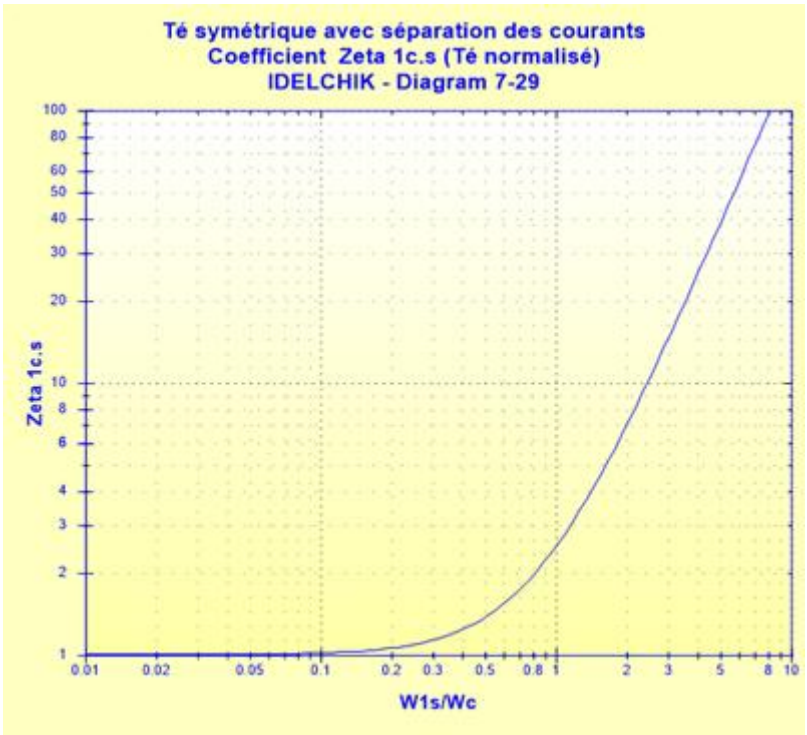
Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



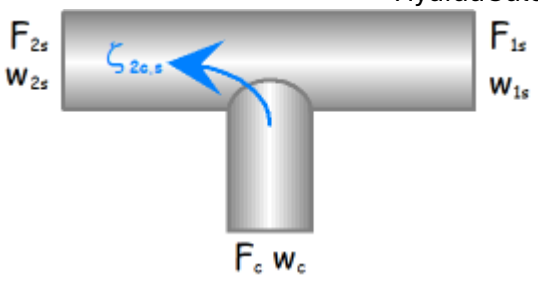
$$\zeta_{1c.s} = 1 + k_1 \cdot \left(\frac{w_{1s}}{w_c} \right)^2$$

([1] diagramme 7.29 – Séparation des courants)

avec : $k_1 = 1,5$



Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

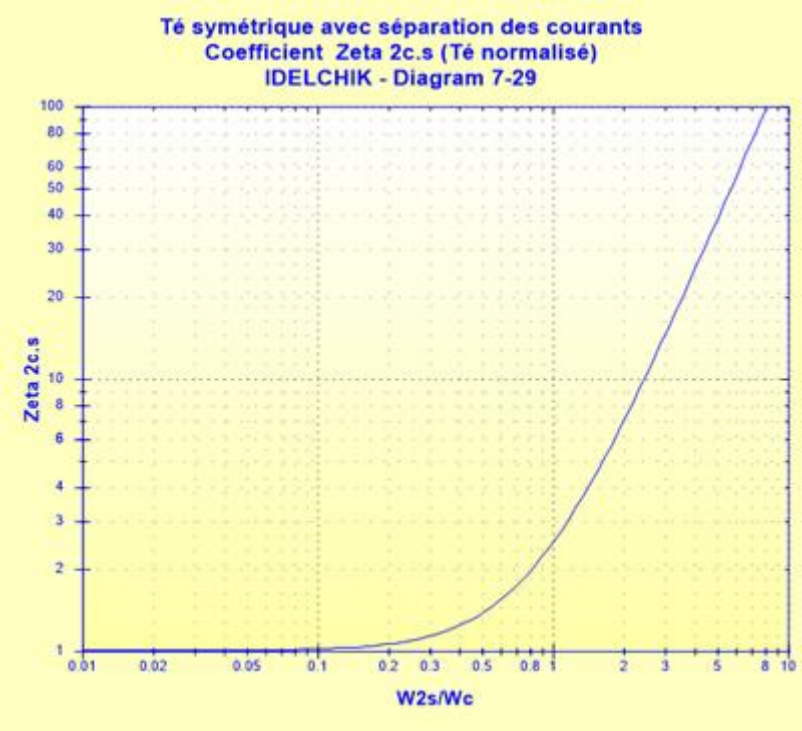


Nota : pour la branche gauche, les formules sont les mêmes que celles de la branche droite, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

$$\zeta_{2c.s} = 1 + k_2 \cdot \left(\frac{W_{2s}}{W_c} \right)^2$$

([1] diagramme 7.29 – Séparation des courants)

avec : $k_2 = 1,5$



Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_s	Diamètre des branches droite et gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_{2s}	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

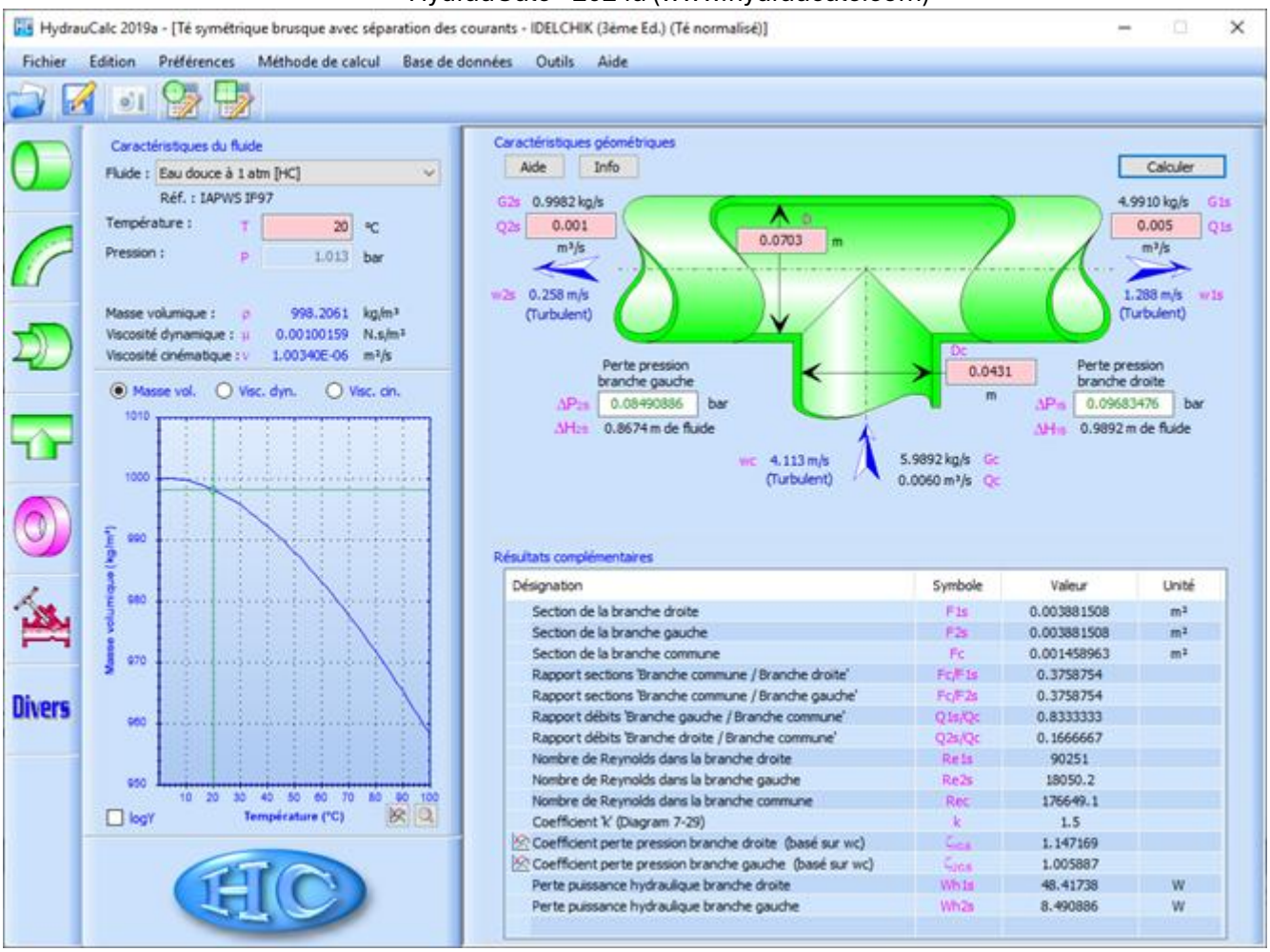
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- diamètre branche latérale commune (D_c) ≤ diamètre branches droite et gauche (D_s)

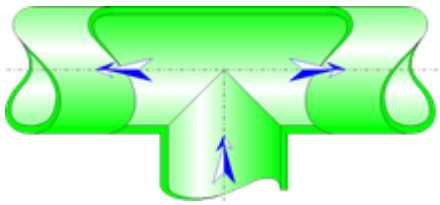
Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.4.3 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique brusque avec séparation des courants avec les trois branches de même section.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

avec $D_1 = D_2 = D_3 = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

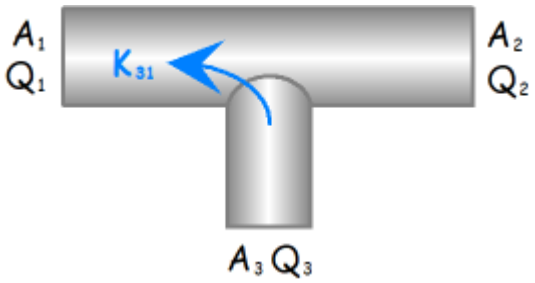
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

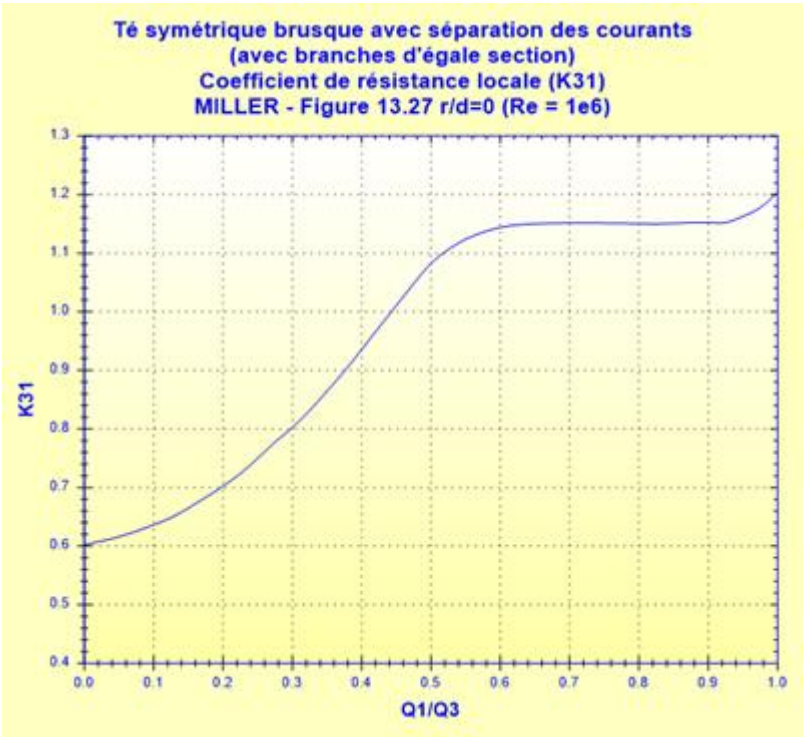
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

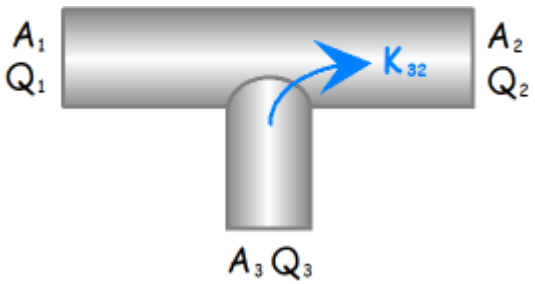


$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)$$

([1] figure 13.27 avec r/d = 0)

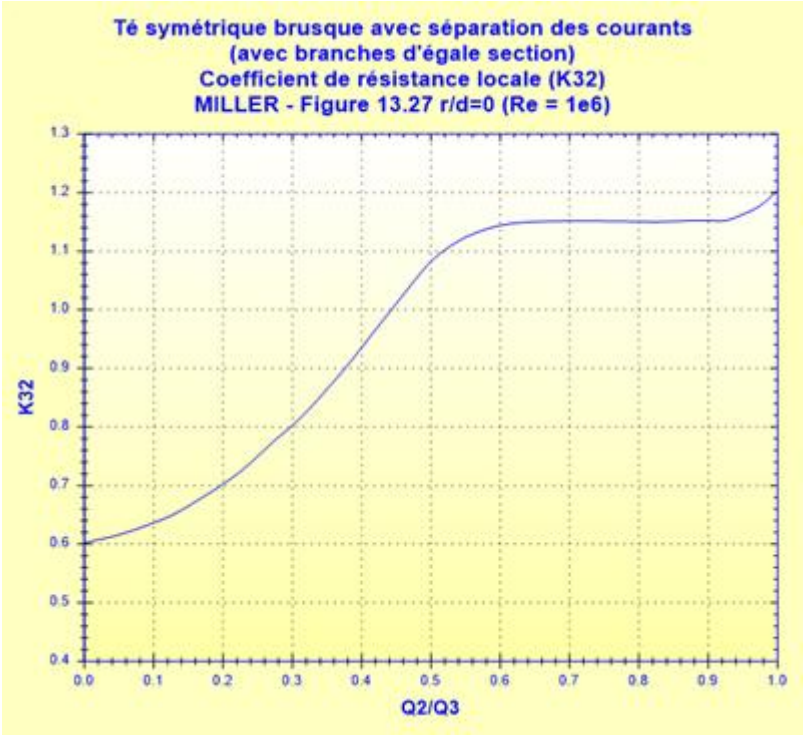


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{32} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)$$

([1] figure 13.27 avec r/d = 0)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{31} = K_{31} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.3)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{32} = K_{32} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.4)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{31} = K_{31} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{32} = K_{32} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{31} = \Delta P_{31} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{32} = \Delta P_{32} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche gauche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
K_{31}	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{32}	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{31}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)
ΔP_{32}	Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{31} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{32} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{31} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{32} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

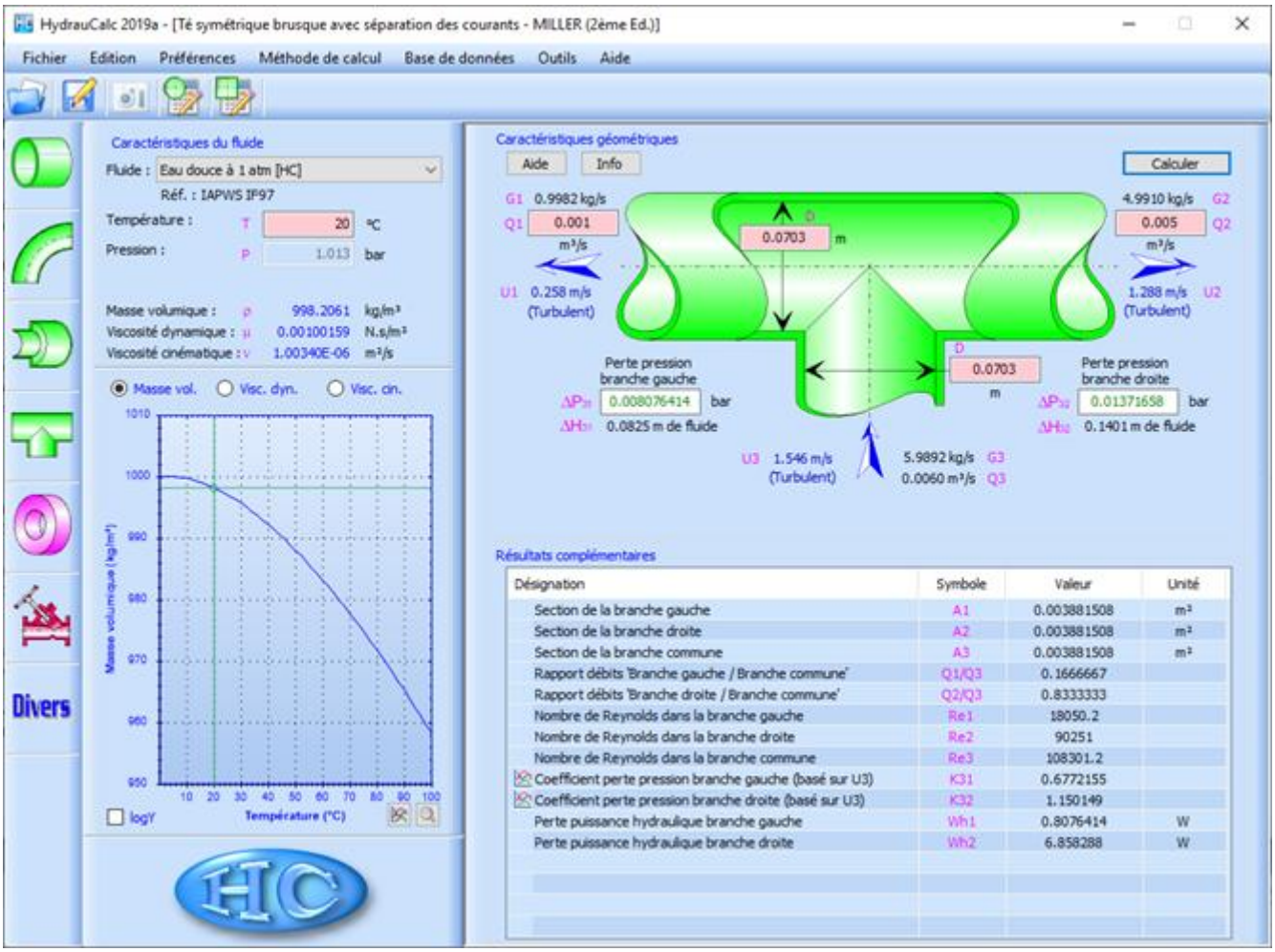
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- les trois branches de même section ($D_1 = D_2 = D_3$)

Exemple d'application :

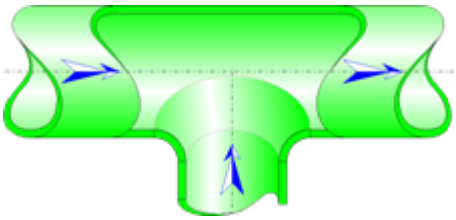


Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.5 Té arrondi avec réunion des courants

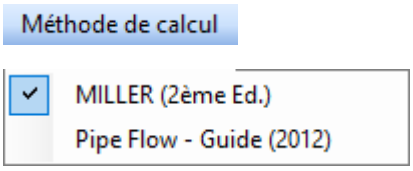
Section circulaire



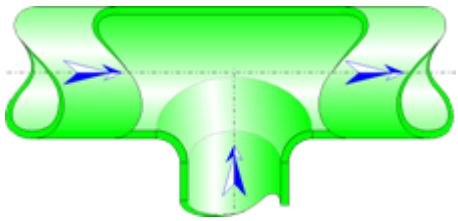
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés arrondis avec réunion des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « MILLER (2ème Ed.) ».



2.4.5.1 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té arrondi avec réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_2}$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

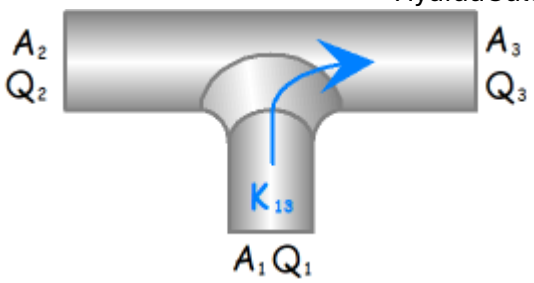
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

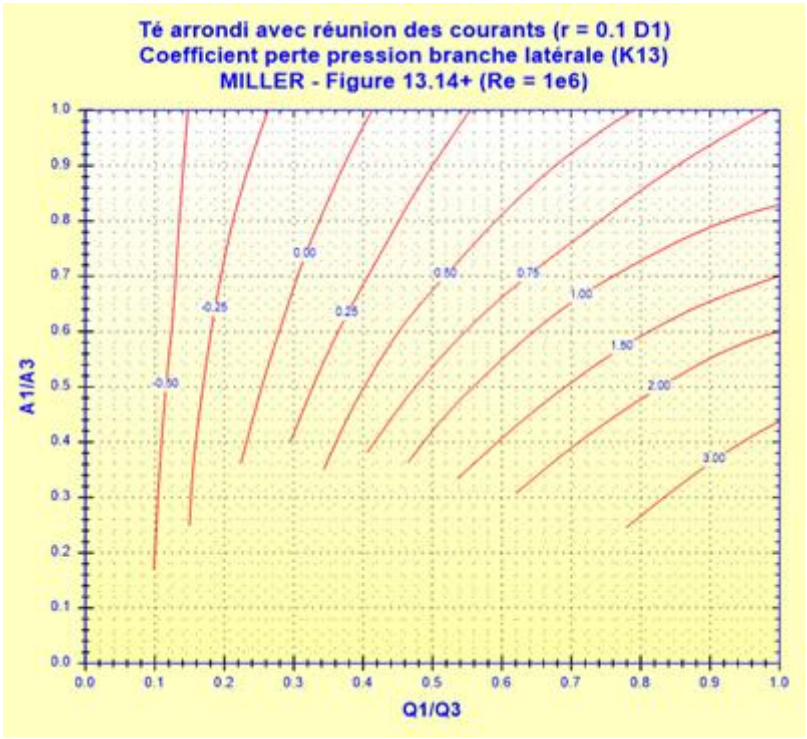
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

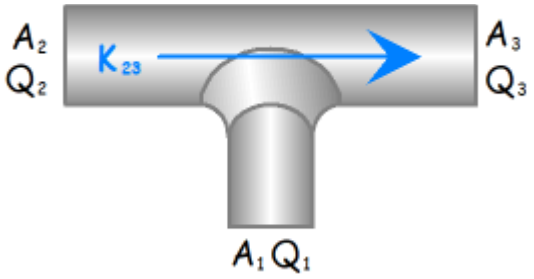


$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

([1] figure 13.14+)

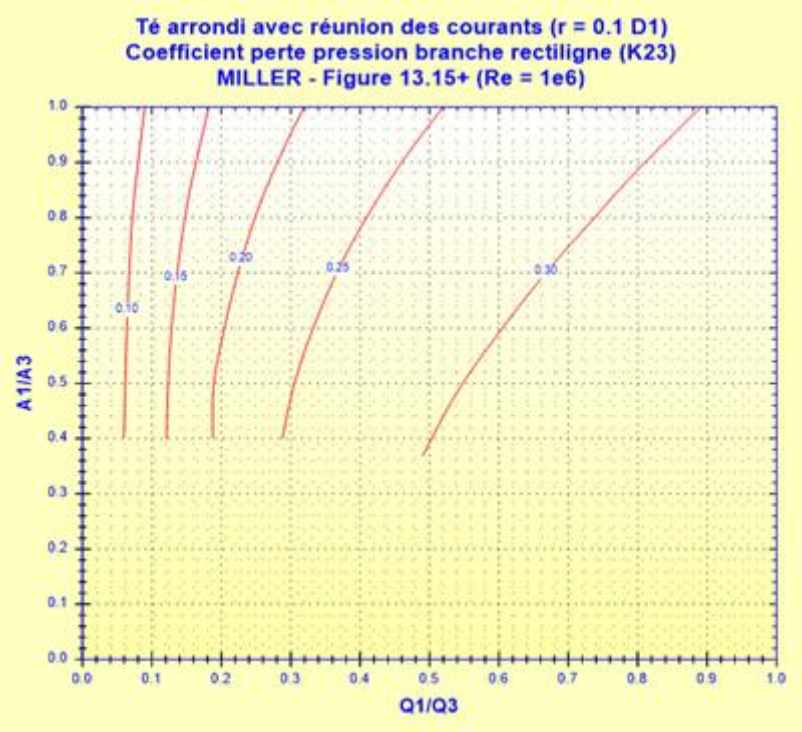


Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{23} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

([1] figure 13.15+)



Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de la branche latérale (m)
D_2	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
A_1	Section de passage de la branche latérale (m^2)
A_2	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
K_{13}	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{23}	Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{13}	Perte de pression de la branche latérale (Pa)
ΔP_{23}	Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)
ΔH_{13}	Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)
ΔH_{23}	Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)
Wh_{13}	Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)
Wh_{23}	Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

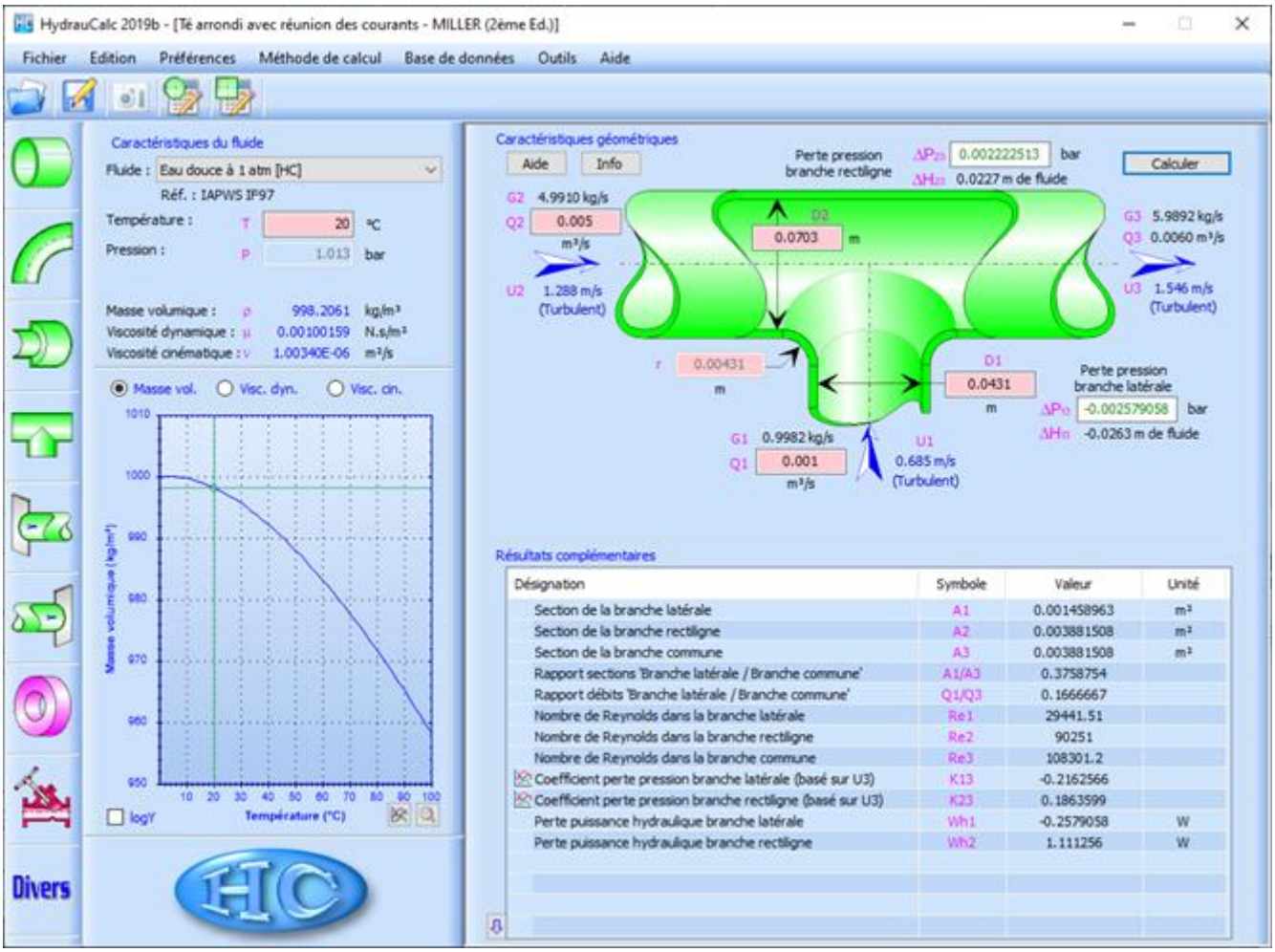
Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- rayon de l'arrondi égal à 0,1 diamètre de la branche latérale ($r = 0{,}1\ D_1$)
- rapport des sections supérieur ou égal à 0,3 ($A_1/A_2 \geq 0{,}3$)

  nota : pour des rapports de sections inférieurs à 0,3 les coefficients de perte de pression "K_{13}" et "K_{23}" sont extrapolés

---

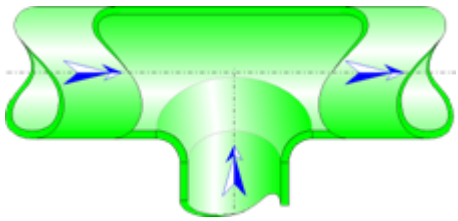
Exemple d'application :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.5.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té arrondi avec réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche commune (m²) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Section de passage de la branche rectiligne (m²) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Section de passage de la branche latérale (m²) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{d_3^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m³/s) :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$W_1 = Q_1 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$W_2 = Q_2 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$W_3 = Q_3 \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$N\mathrm{Re}_1 = \frac{V_1 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$N\mathrm{Re}_2 = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

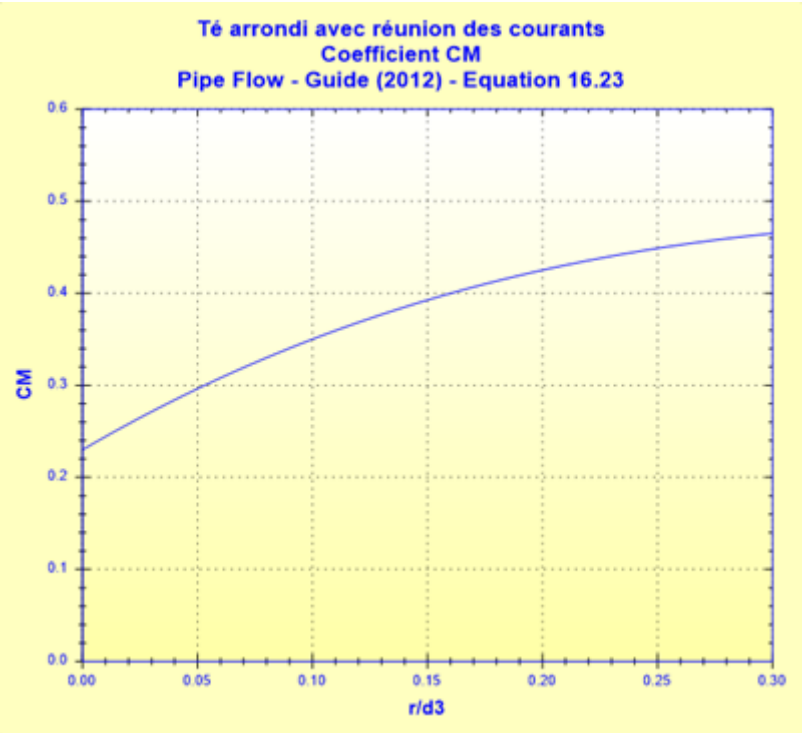
Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$N\mathrm{Re}_3 = \frac{V_3 \cdot d_3}{\nu}$$

Coefficient C_M :

$$C_M = 0.23 + 1.46 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right) - 2.75 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^2 + 1.65 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^3$$

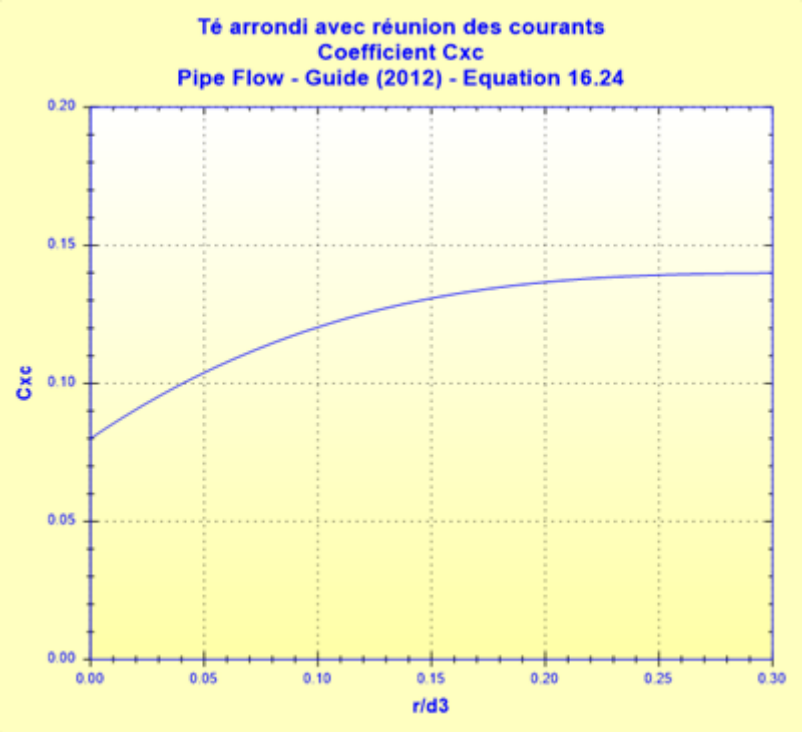
([1] équation 16.23)



Coefficient C_{xC} :

$$C_{xC} = 0.08 + 0.56 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right) - 1.75 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^2 + 1.83 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^3$$

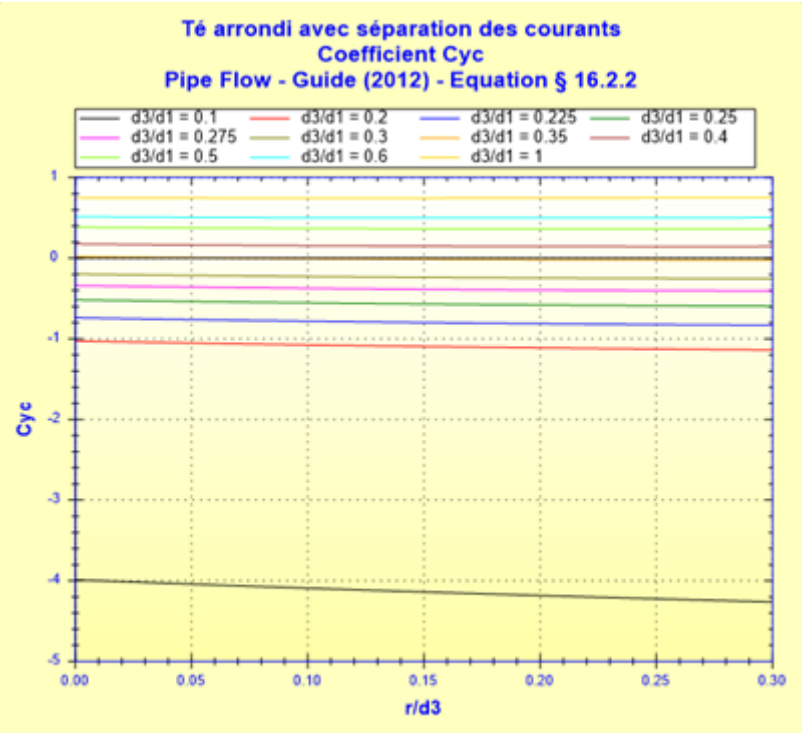
([1] équation 16.24)



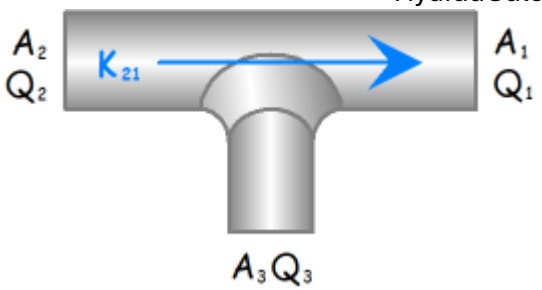
Coefficient C_{yC} :

$$C_{yC} = 1 - 0.25 \cdot \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^{1.3} - \left(0.11 \cdot \frac{r}{d_3} - 0.65 \cdot \frac{r^2}{d_3^{\,2}} + 0.83 \cdot \frac{r^3}{d_3^{\,3}}\right) \cdot \frac{d_3^{\,2}}{d_1^{\,2}}$$

([1] équation §16.2.2)



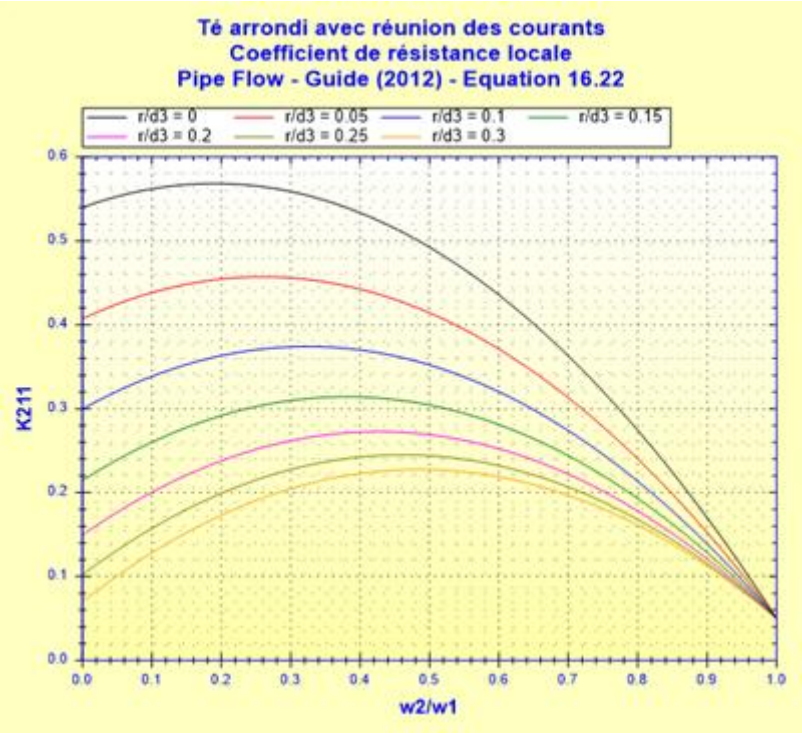
Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne :



Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{21_1} = 1 - 0.95 \cdot \frac{W_2^2}{W_1^2} - 2 \cdot C_{xC} \cdot \left(\frac{W_2}{W_1} - \frac{W_2^2}{W_1^2} \right) - 2 \cdot C_M \cdot \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)$$

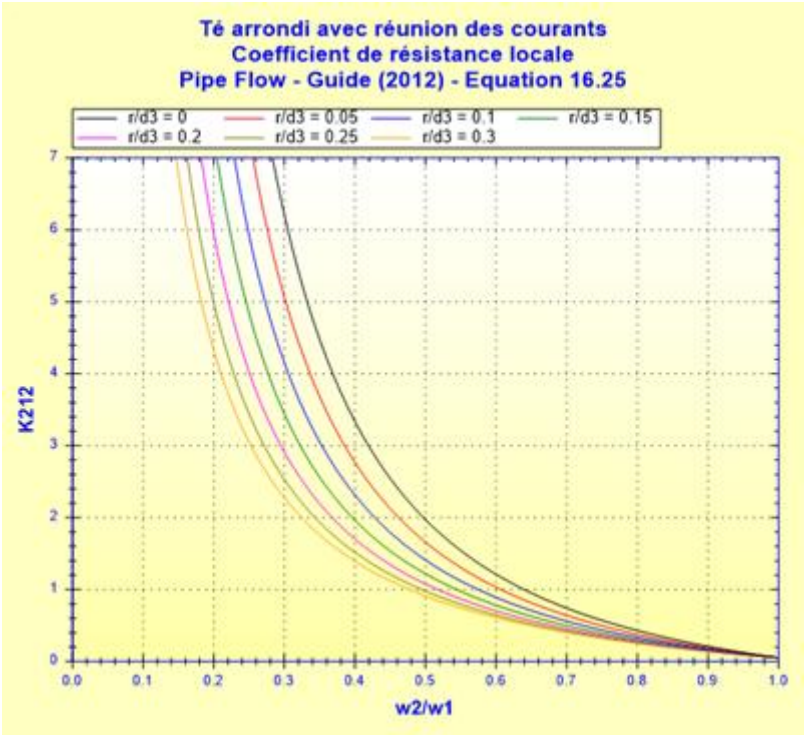
([1] équation 16.22)



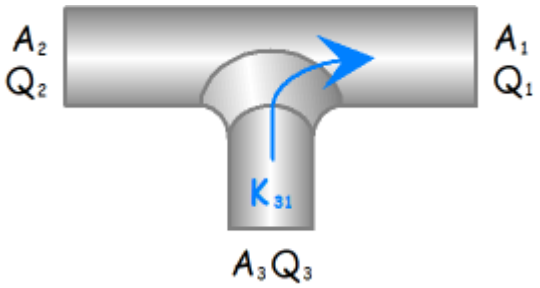
Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche rectiligne :

$$K_{21_2} = \frac{W_1^2}{W_2^2} - 0.95 - 2 \cdot C_{xC} \cdot \left(\frac{W_1}{W_2} - 1 \right) - 2 \cdot C_M \cdot \left(\frac{W_1^2}{W_2^2} - \frac{W_1}{W_2} \right)$$

([1] équation 16.25)



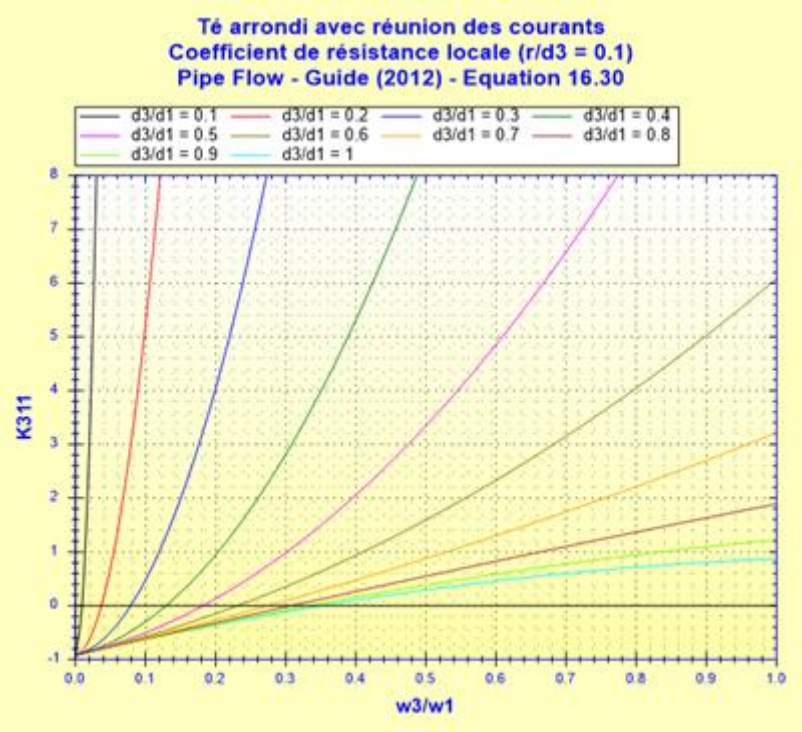
Coefficient de perte de pression de la branche latérale :



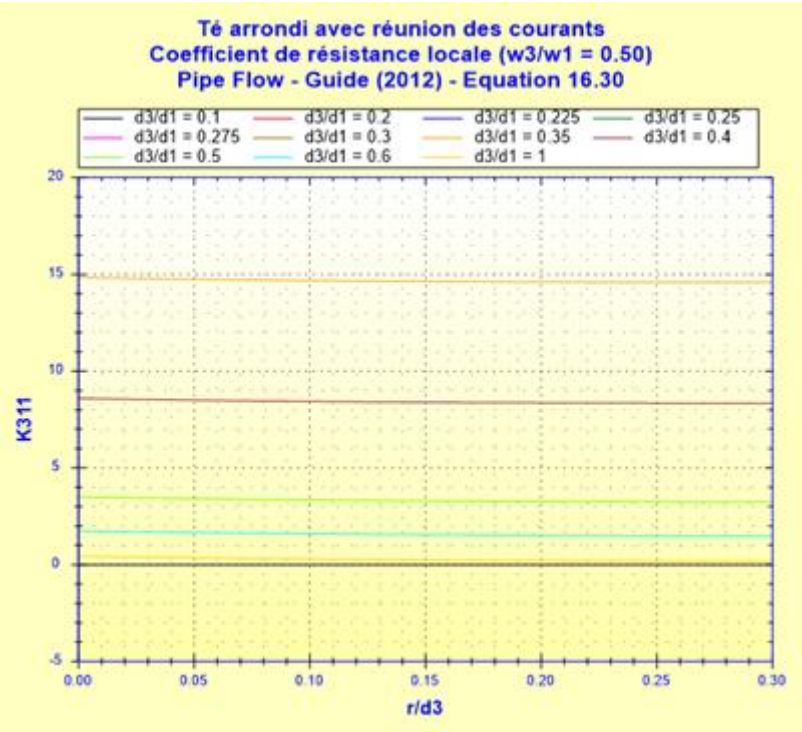
Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{31_1} = -0.92 + 2 \cdot (2 - C_{xC} - C_M) \cdot \frac{W_3}{W_1} + \left[(2 \cdot C_{yC} - 1) \cdot \frac{d_1^4}{d_3^4} + 2 \cdot (C_{xC} - 1) \right] \cdot \frac{W_3^2}{W_1^2}$$

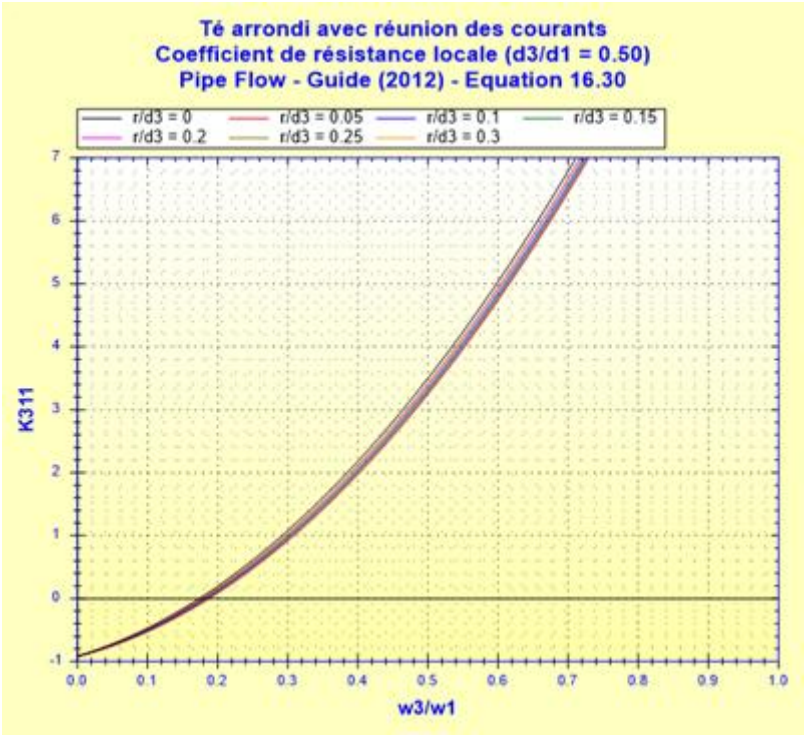
([1] équation 16.30)



([1] équation 16.30 avec r/d3 = 0.1)



([1] équation 16.30 avec w3/w1 = 0.5)

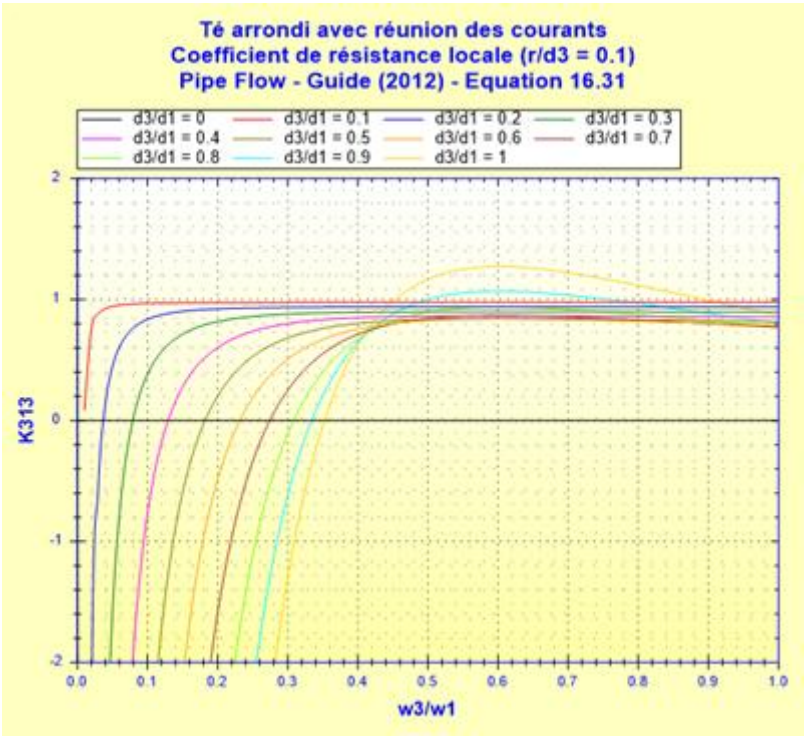


([1] équation 16.30 avec d3/d1 = 0.5)

Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche rectiligne :

$$K_{31_3} = 2 \cdot C_{yC} - 1 + \frac{d_3^4}{d_1^4} \cdot \left[2 \cdot (C_{xC} - 1) + 2 \cdot (2 - C_{xC} - C_M) \cdot \frac{W_1}{W_3} - 0.92 \cdot \frac{W_1^2}{W_3^2} \right]$$

([1] équation 16.31)



Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{21} = K_{21_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{31} = K_{31_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{21} = K_{21_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{31} = K_{31_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{21} = \Delta P_{21} \cdot Q_2$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_{31} = \Delta P_{31} \cdot Q_3$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_2	Diamètre des branches droite et gauche (m)
d_3	Diamètre de la branche latérale (m)
A_1	Section de passage de la branche commune (m^2)
A_2	Section de passage de la branche rectiligne (m^2)
A_3	Section de passage de la branche latérale (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)

V_3 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)

w_1 Débit massique dans la branche commune (kg/s)

w_2 Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)

w_3 Débit massique dans la branche latérale (kg/s)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()

NRe_3 Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()

r Rayon de l'arrondi (m)

C_M Coefficient ()

C_{xC} Coefficient ()

C_{yC} Coefficient ()

K_{211} Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{311} Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{212} Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche rectiligne) ()

K_{313} Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche latérale) ()

ΔP_{21} Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔP_{31} Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔH_{21} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

ΔH_{31} Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

Wh_{21} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

Wh_{31} Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

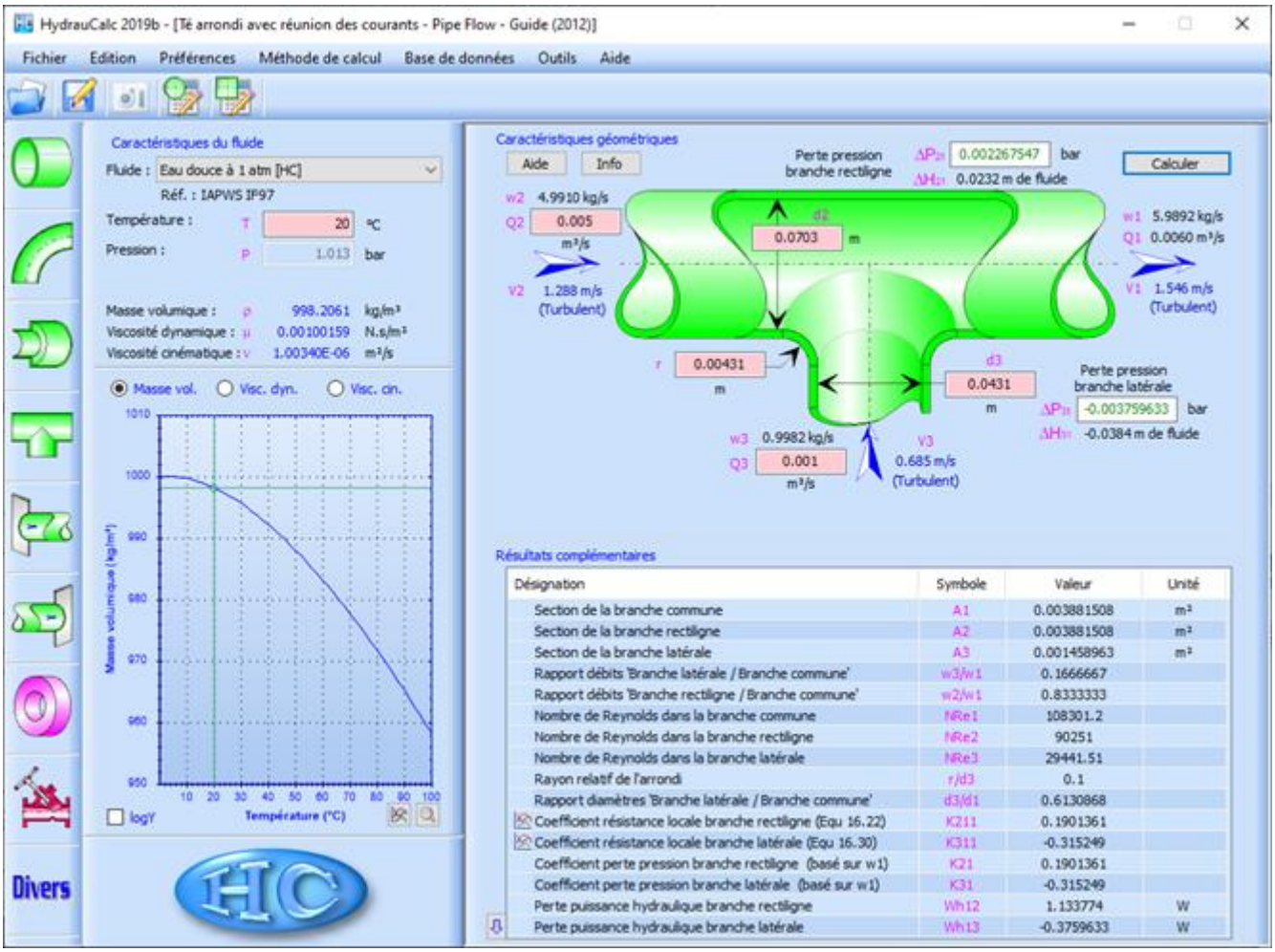
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($NRe_1 \geq 10^4$)
- diamètre de la branche commune inférieur ou égal au diamètre des branches droite et gauche ($d_3 \leq d_2$)
- rapport d'arrondi inférieur ou égal à 0,4 ($r/d_3 \leq 0,4$)

Exemple d'application :

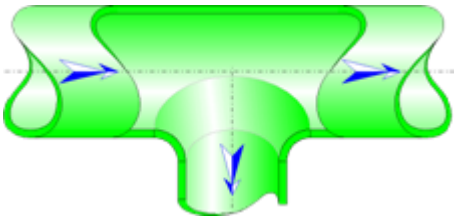


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.4.6 Té arrondi avec séparation des courants

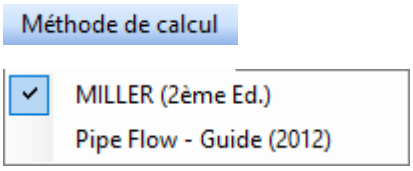
Section circulaire



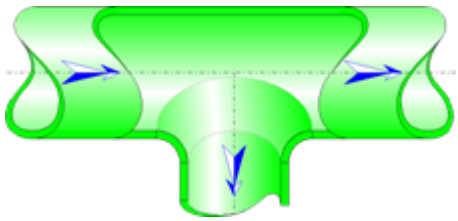
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés arrondis avec réunion des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « MILLER (2ème Ed.) ».



2.4.6.1 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té arrondi avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_3}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

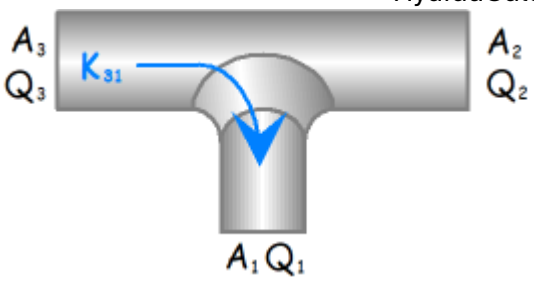
Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_3}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

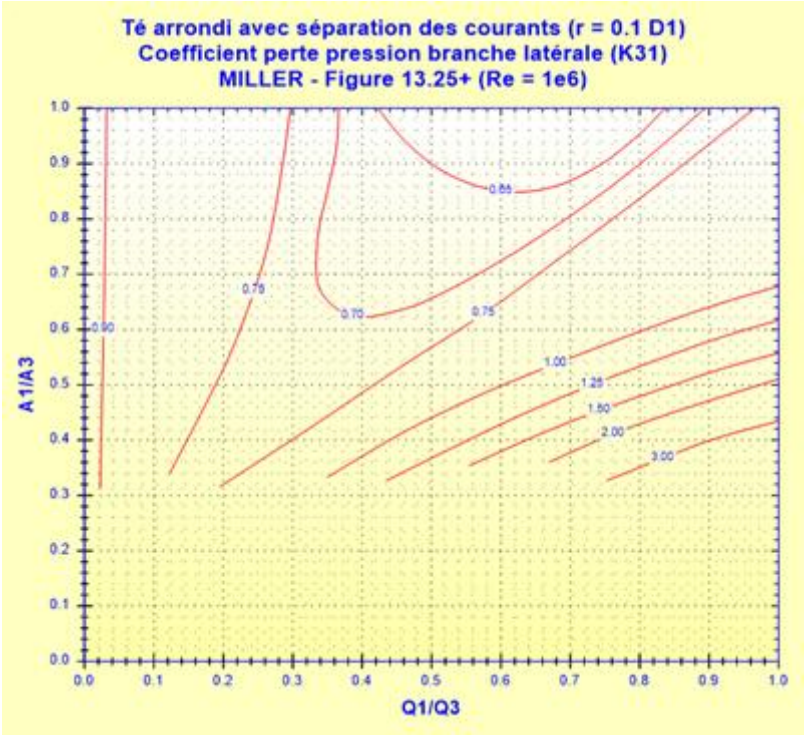
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

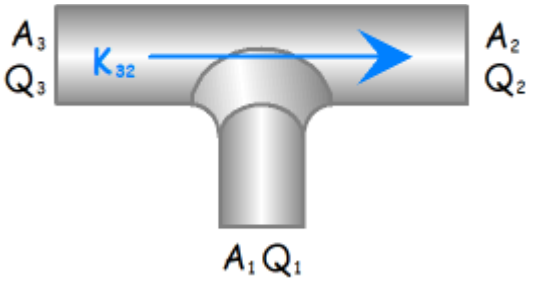


$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{A_1}{A_3}\right)$$

([1] figure 13.25+)

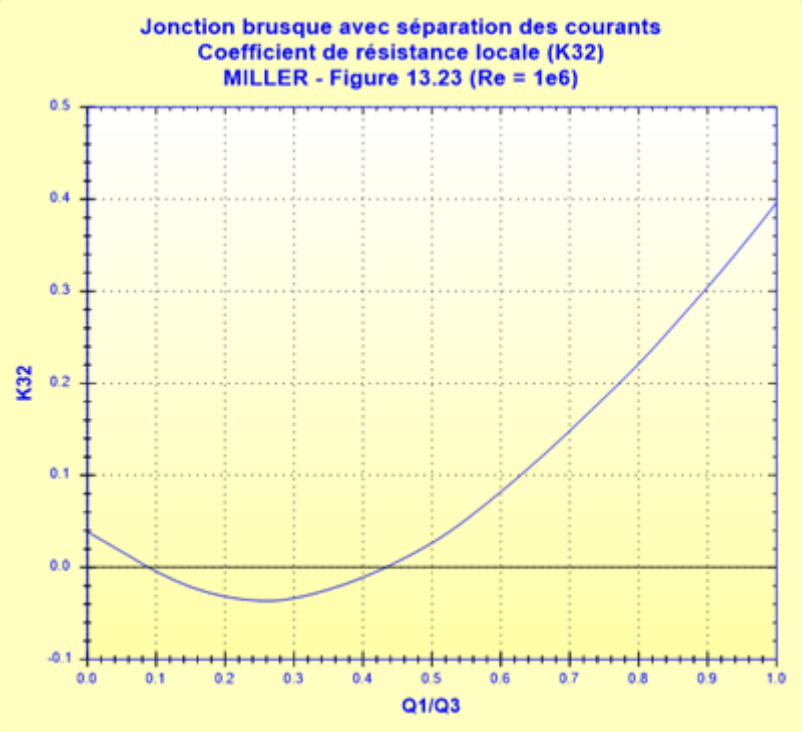


Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{32} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)$$

([1] figure 13.23)



Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{31} = K_{31} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.3)

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{32} = K_{32} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.4)

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{31} = K_{31} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{32} = K_{32} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_{31} = \Delta P_{31} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{32} = \Delta P_{32} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de la branche latérale (m)
D_3	Diamètre de la branche commune et de la branche rectiligne (m)
A_1	Section de passage de la branche latérale (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune et de la branche rectiligne (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
r	Rayon de l'arrondi
K_{31}	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{32}	Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{31}	Perte de pression de la branche latérale (Pa)
ΔP_{32}	Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)
ΔH_{31}	Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)
ΔH_{32}	Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)
Wh_{31}	Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)
Wh_{32}	Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

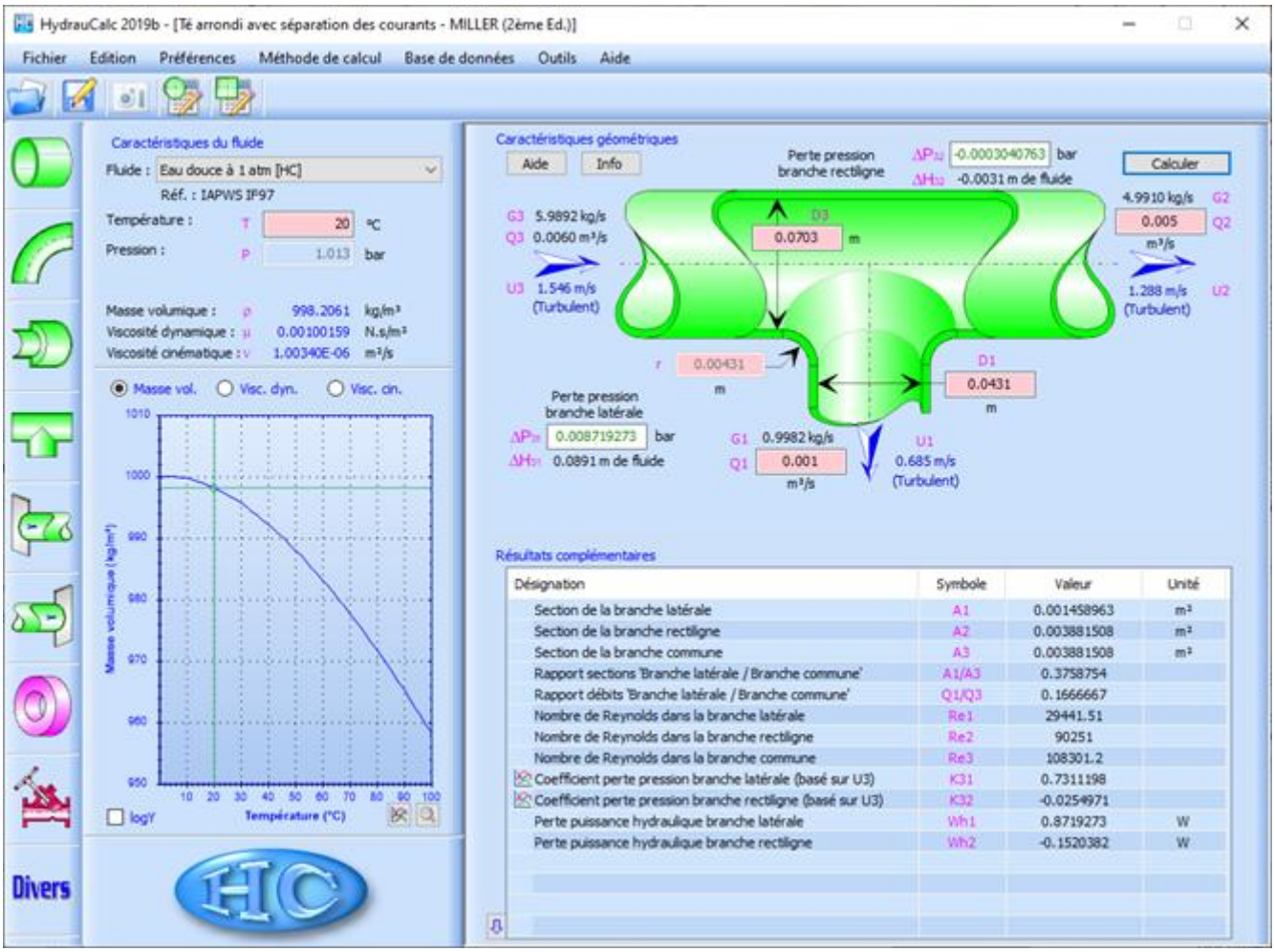
g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- rayon de l'arrondi égal à 0,1 diamètre de la branche latérale ($r = 0{,}1\ D_1$)
- rapport des sections supérieur ou égal à 0,3 ($A_1/A_3 \geq 0{,}3$)

  nota : pour des rapports de sections inférieurs à 0,3 le coefficient de perte de pression "K_{31}" est extrapolé

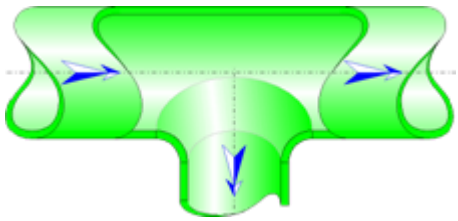
Exemple d'application :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.6.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té arrondi avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche rectiligne (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche latérale (m^2) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{d_3^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s) :

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$W_1 = Q_1 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$W_2 = Q_2 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche latérale (kg/s) :

$$W_3 = Q_3 \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$N\mathrm{Re}_1 = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$N\mathrm{Re}_2 = \frac{V_2 \cdot d_1}{\nu}$$

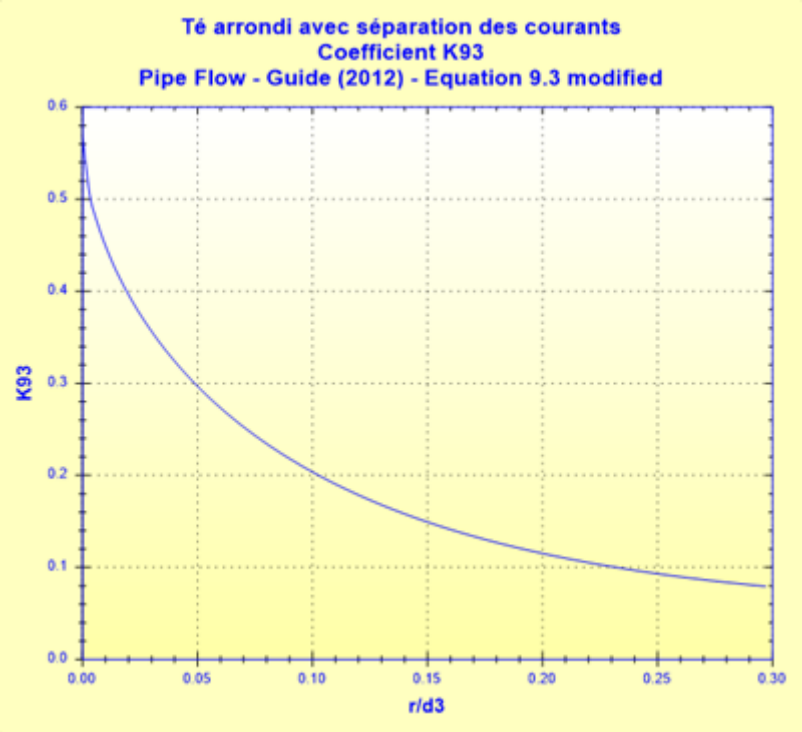
Nombre de Reynolds dans la branche latérale :

$$N\mathrm{Re}_3 = \frac{V_3 \cdot d_3}{\nu}$$

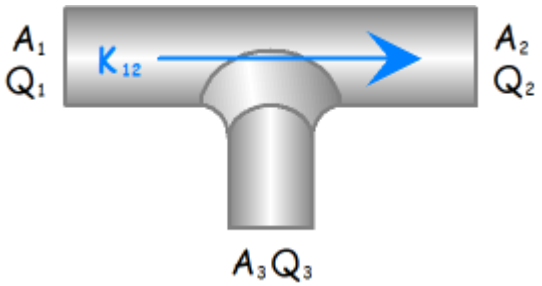
Coefficient K_{93}:

$$K_{93} = 0.57 - 1.07 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^{1/2} - 2.13 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right) + 8.24 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^{3/2} - 8.48 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^{2} + 2.9 \cdot \left(\frac{r}{d_3}\right)^{5/2}$$

([1] équation §16.1.2)



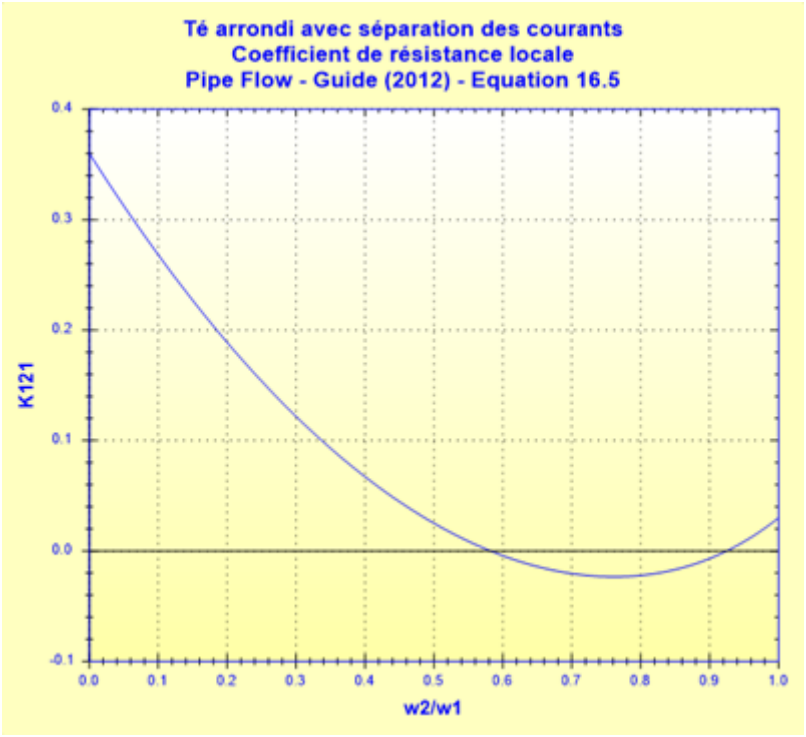
Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne :



Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{12_1} = 0.36 - 0.98 \cdot \frac{W_2}{W_1} + 0.62 \cdot \frac{W_2^{\,2}}{W_1^{\,2}} + 0.03 \cdot \frac{W_2^{\,8}}{W_1^{\,8}}$$

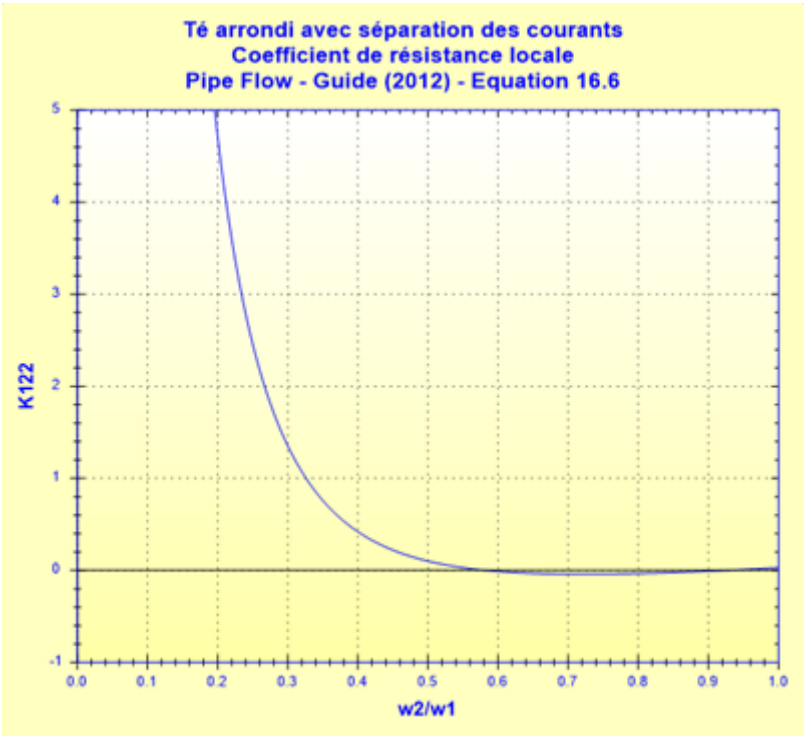
([1] équation 16.5)



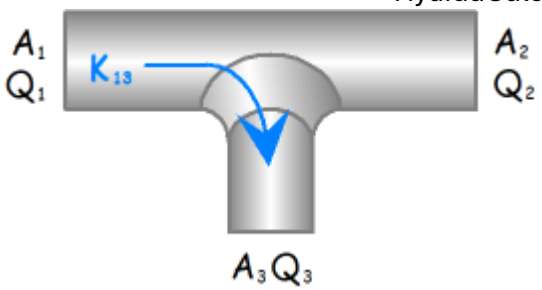
Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche rectiligne :

$$K_{12_2} = 0.62 - 0.98 \cdot \frac{W_1}{W_2} + 0.36 \cdot \frac{W_1^2}{W_2^2} + 0.03 \cdot \frac{W_2^6}{W_1^6}$$

([1] équation 16.6)



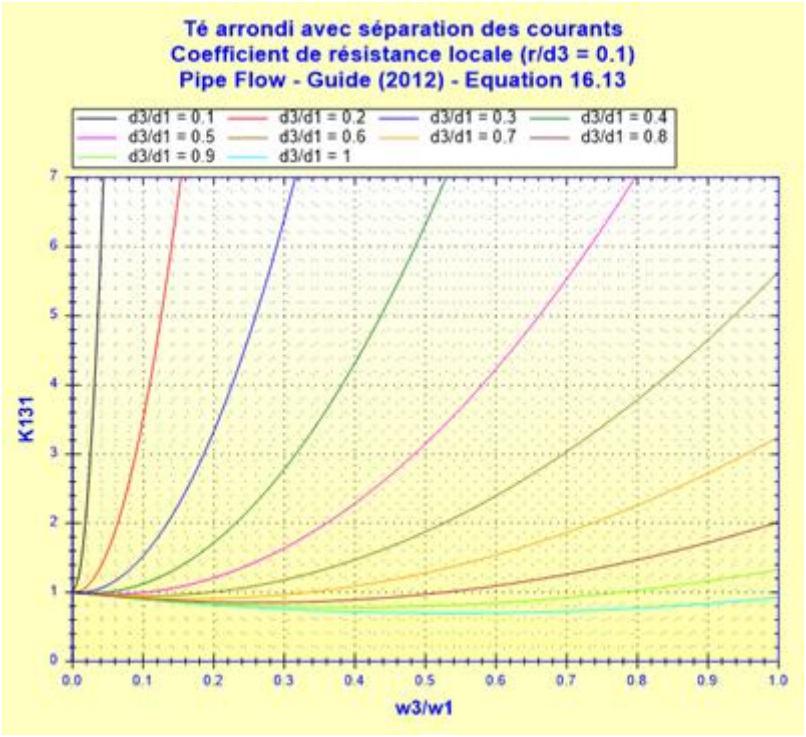
Coefficient de perte de pression de la branche latérale :



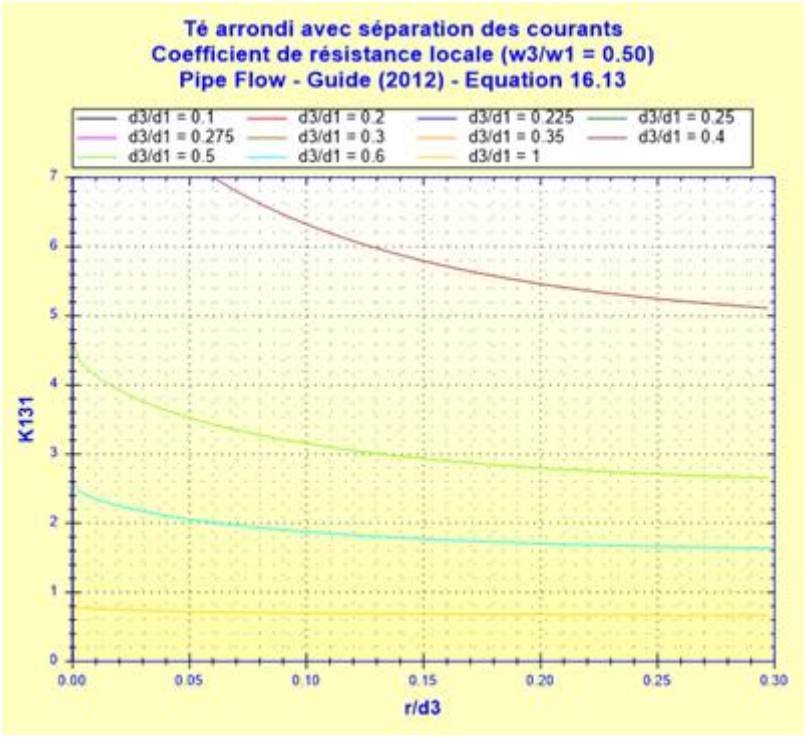
Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{13_1} = 1 - 1.13 \cdot \frac{W_3}{W_1} + \left[0.81 + \left(1.12 \cdot \frac{d_3}{d_1} - 1.08 \cdot \frac{d_3^3}{d_1^3} + K_{93} \right) \cdot \frac{d_1^4}{d_3^4} \right] \cdot \frac{W_3^2}{W_1^2}$$

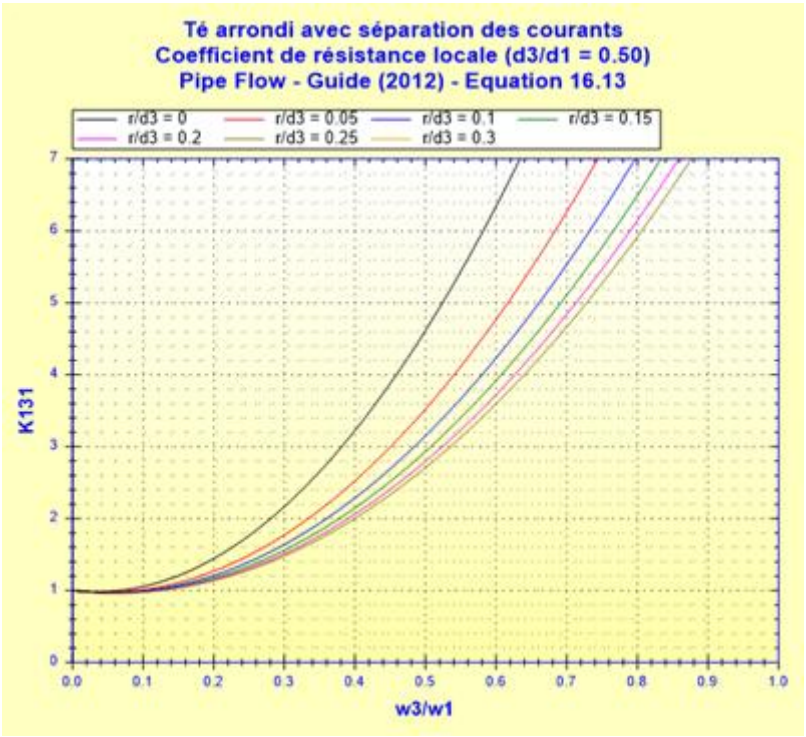
([1] équation 16.13)



([1] équation 16.13 avec $r/d_3 = 0.1$)



([1] équation 16.13 with $w_3/w_1 = 0.5$)

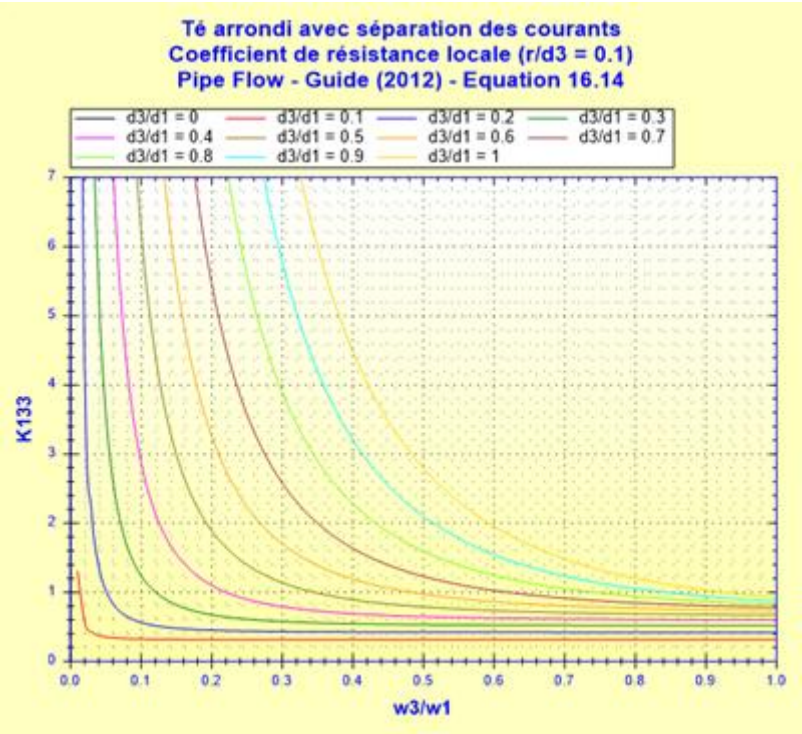


([1] équation 16.13 with $d_3/d_1 = 0.5$)

Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche rectiligne :

$$K_{13_3} = \left(0.81 - 1.13 \cdot \frac{W_1}{W_3} + \frac{W_1^2}{W_3^2}\right) \cdot \frac{d_3^4}{d_1^4} + 1.12 \cdot \frac{d_3}{d_1} - 1.08 \cdot \frac{d_3^3}{d_1^3} + K_{93}$$

([1] équation 16.14)



([1] équation 16.14 avec $r/d_3 = 0.1$)

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{12} = K_{12_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de pression de la branche latérale (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{12} = K_{12_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche latérale (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{12} = \Delta P_{12} \cdot Q_2$$

Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_3$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_1	Diamètre des branches commune et rectiligne (m)
d_3	Diamètre de la branche latérale (m)
A_1	Section de passage de la branche commune (m^2)
A_2	Section de passage de la branche rectiligne (m^2)
A_3	Section de passage de la branche latérale (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche latérale (m^3/s)
V_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche latérale (m/s)
w_1	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
w_2	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
w_3	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
NRe_1	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
NRe_3	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
K_{93}	Coefficient ()
K_{121}	Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{131}	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{122}	Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche rectiligne) ()
K_{133}	Coefficient de perte de pression de la branche latérale (basé sur la vitesse moyenne dans la branche latérale) ()
ΔP_{12}	Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔP_{13} Perte de pression de la branche latérale (Pa)

ΔH_{12} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche latérale (m)

Wh_{12} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche latérale (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

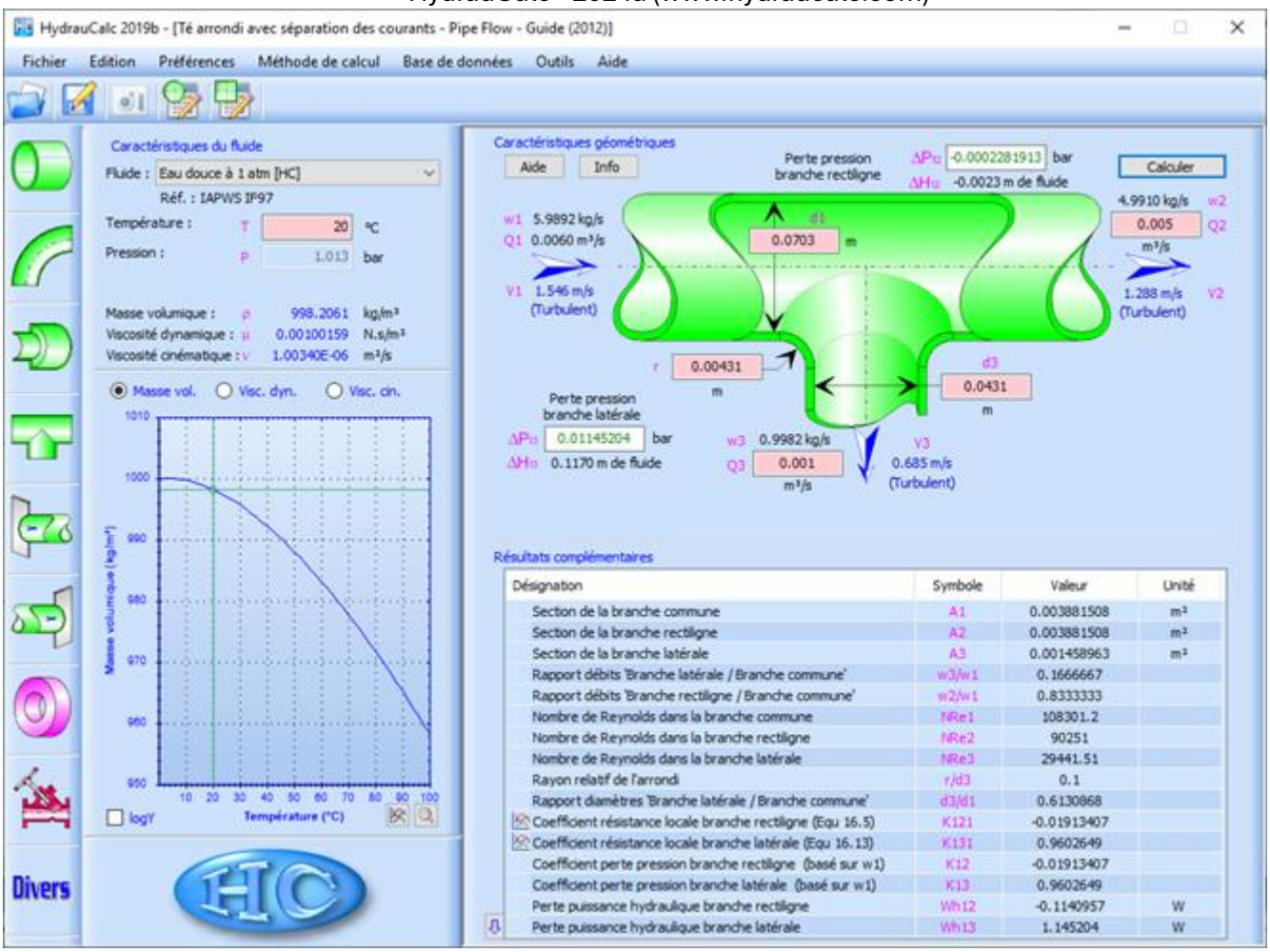
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($NRe_1 \geq 10^4$)
- diamètre de la branche latérale inférieur ou égal au diamètre des branches commune et rectiligne ($d_3 \leq d_1$)
- rapport d'arrondi inférieur ou égal à 1 ($r/d_3 \leq 1$)

Exemple d'application :

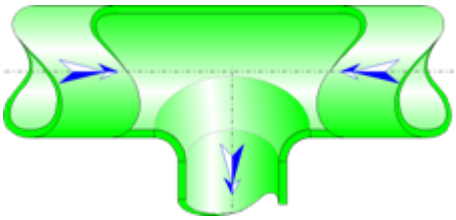


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.4.7 Té symétrique arrondi avec réunion des courants

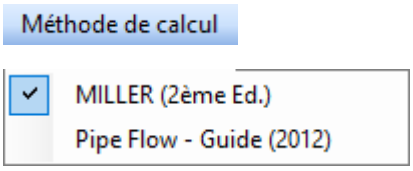
Section circulaire



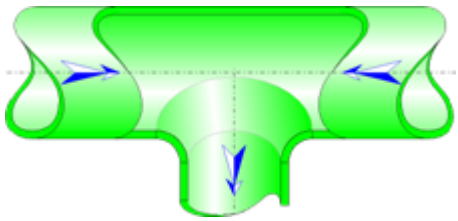
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés symétriques arrondis avec réunion des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « MILLER (2ème Ed.) ».



2.4.7.1 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique arrondi avec réunion des courants avec les trois branches de même section.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

avec $D_1 = D_2 = D_3 = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

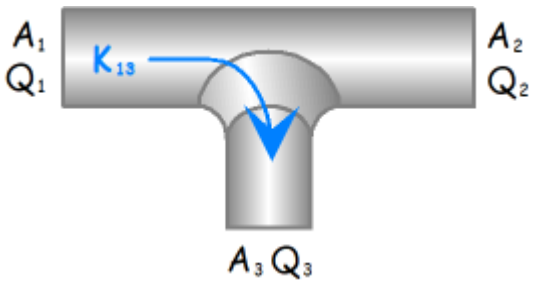
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

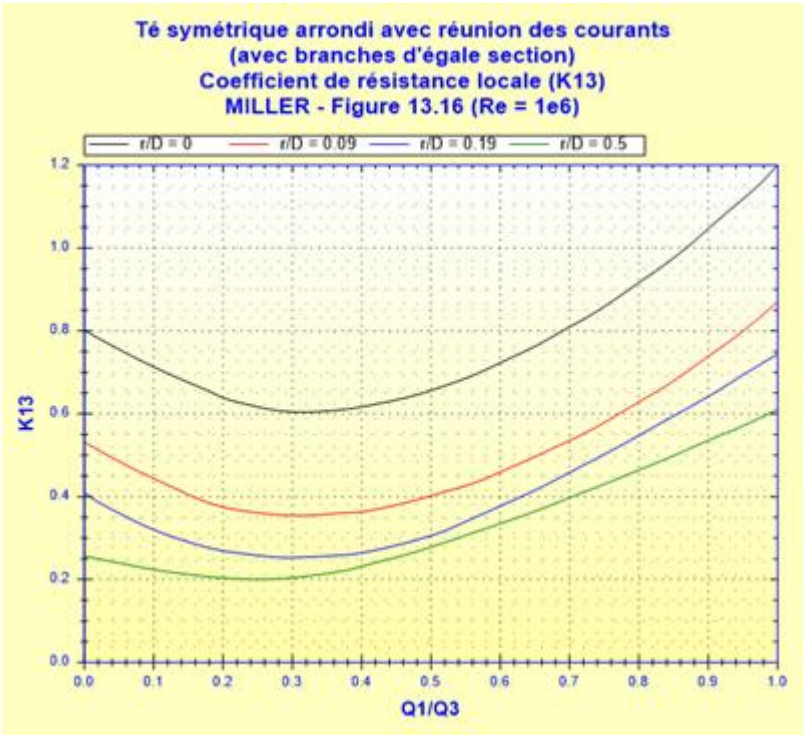
$$Re_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

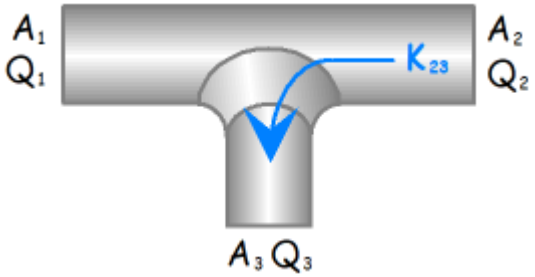


$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{r}{D}\right)$$

([1] figure 13.16)

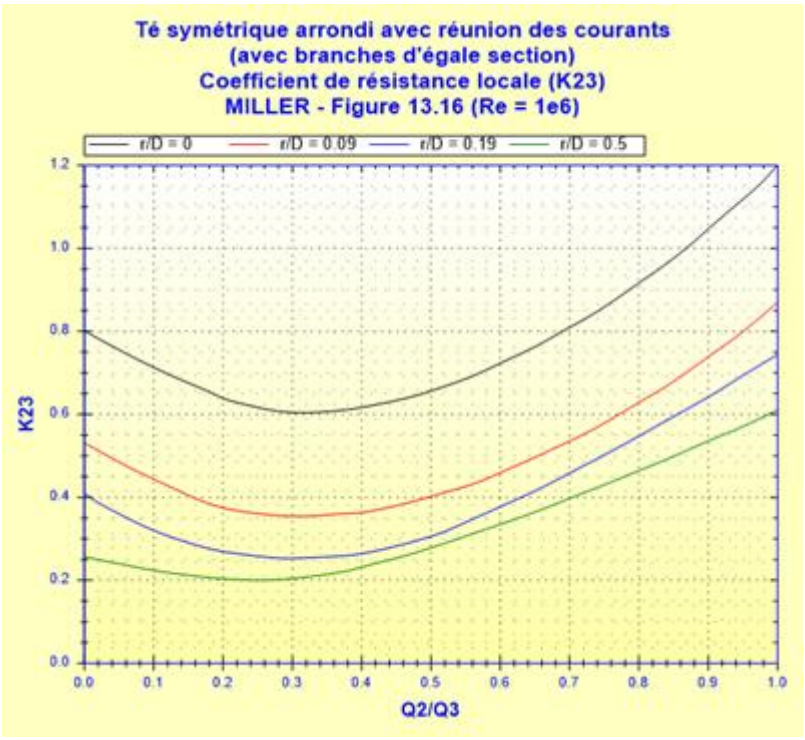


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{23} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}, \frac{r}{D}\right)$$

([1] figure 13.16)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche gauche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
r	Rayon de l'arrondi (m)

K_{13} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{23} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{13} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{23} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

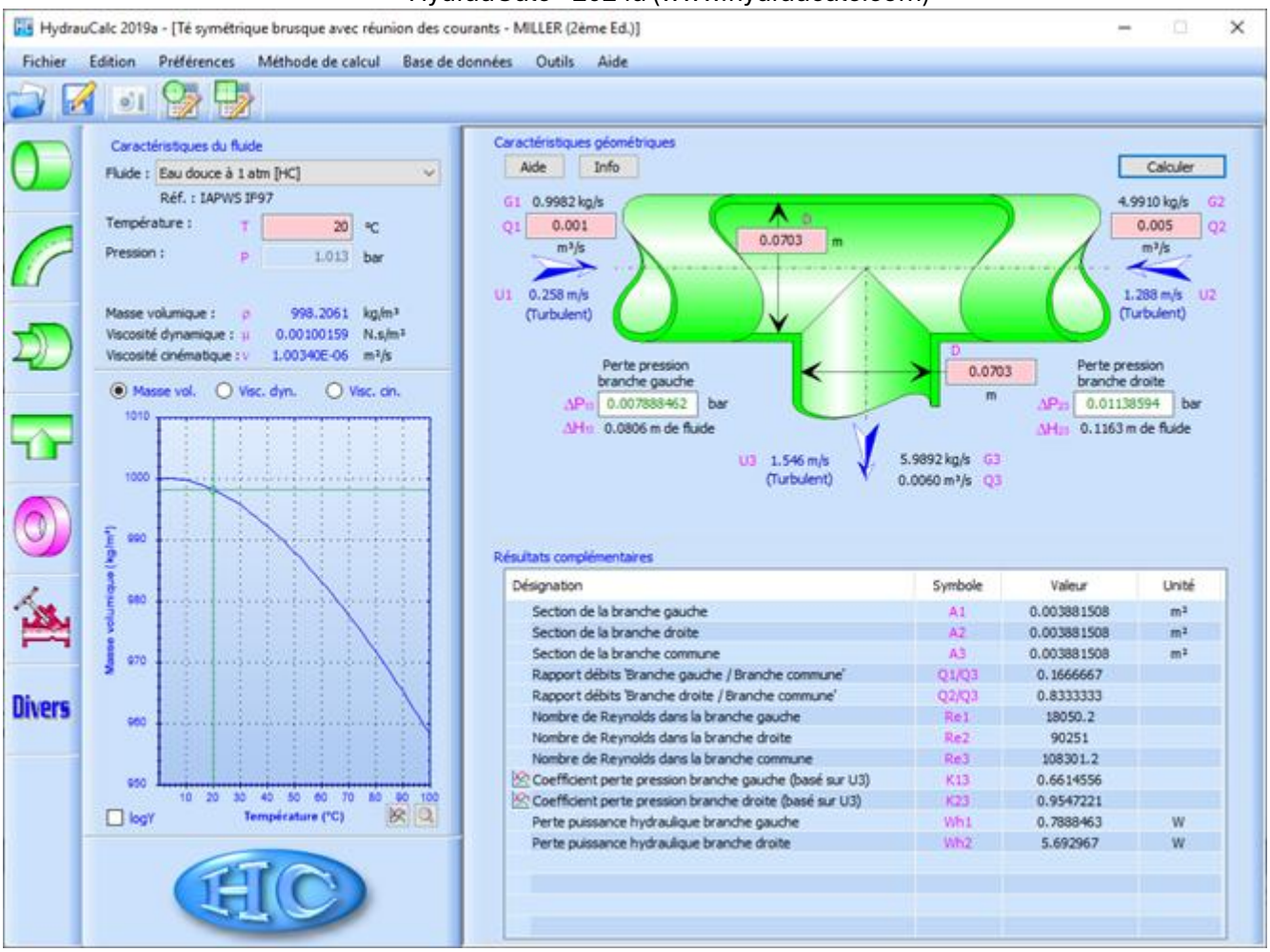
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- les trois branches de même section ($D_1 = D_2 = D_3$)
- rayon relatif de l'arrondi (r/D) inférieur ou égal à 0,5D

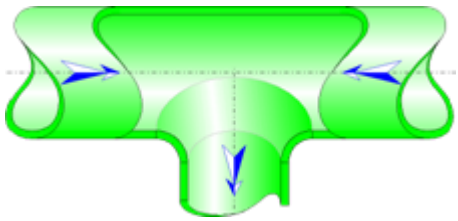
Exemple d'application :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.7.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique arrondi avec réunion des courants avec les trois branches de même section.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{d_3^2}{4}$$

avec $d_1 = d_2 = d_3 = d$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$W_1 = Q_1 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$W_2 = Q_2 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$W_3 = Q_3 \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$N\mathrm{Re}_1 = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

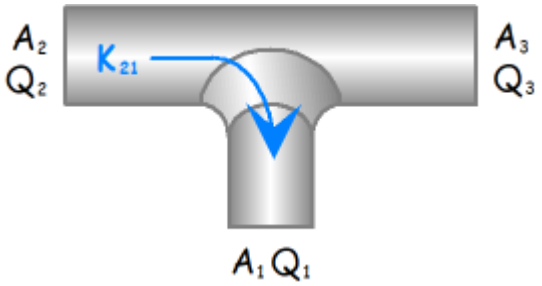
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$N\mathrm{Re}_2 = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$N\mathrm{Re}_3 = \frac{V_3 \cdot d_2}{\nu}$$

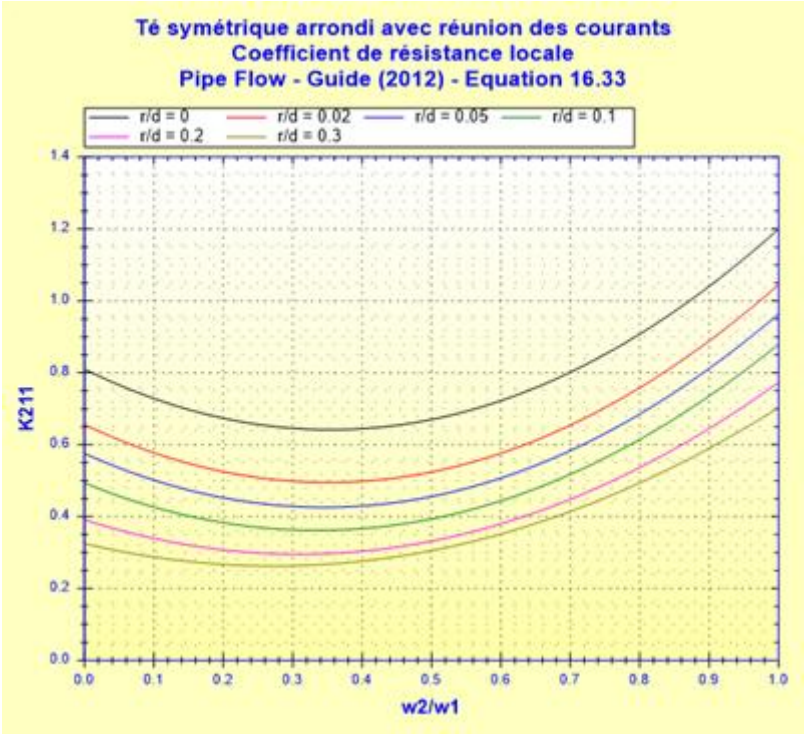
Coefficient de perte de pression de la branche gauche :



Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{21_1} = 0.81 - 1.16 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 0.5 \cdot \frac{r}{d} - \left(0.95 - 1.65 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_2}{w_1} + \left(1.34 - 1.69 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{{w_2}^2}{{w_1}^2}$$

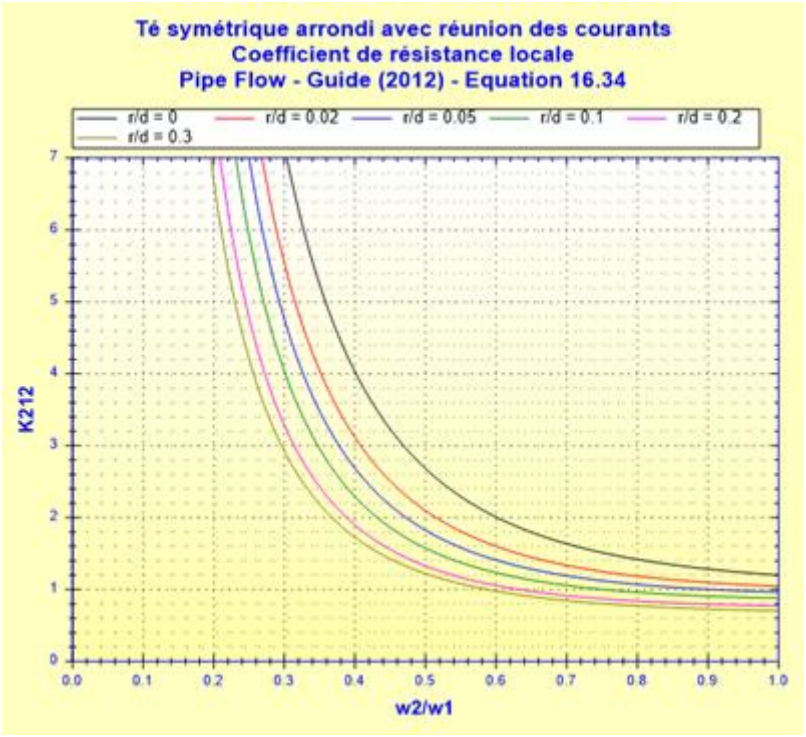
([1] équation 16.33)



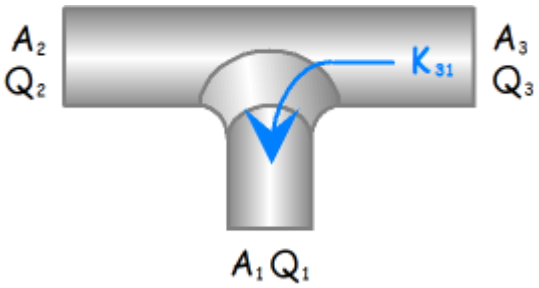
Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche gauche :

$$K_{21_2} = \left(0.81 - 1.16 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 0.5 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{{w_1}^2}{{w_2}^2} - \left(0.95 - 1.65 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_1}{w_2} + 1.34 - 1.69 \cdot \frac{r}{d}$$

([1] équation 16.34)



Coefficient de perte de pression de la branche droite :

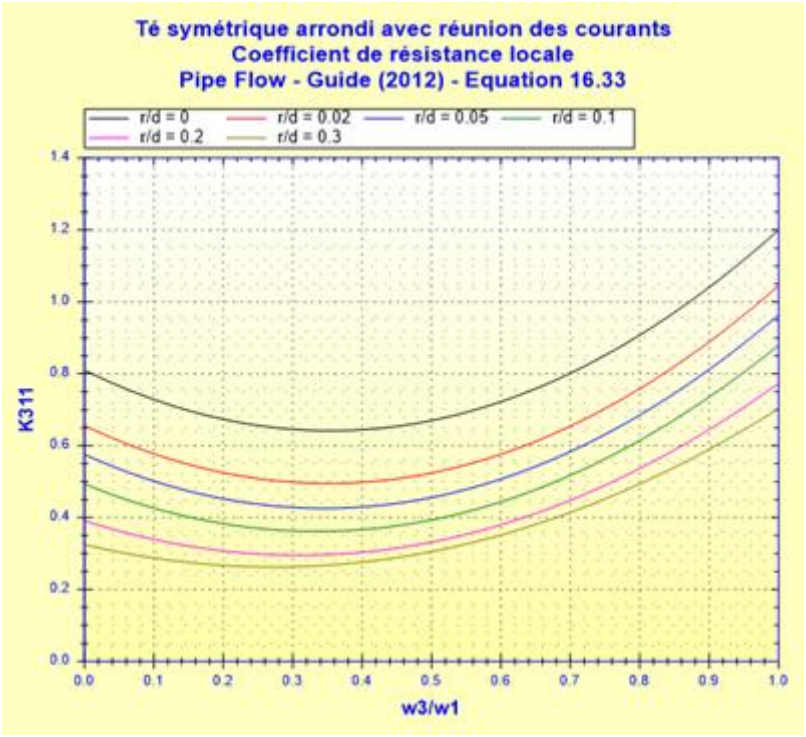


Nota : pour la branche droite, les formules sont les mêmes que celles de la branche gauche, avec l'indice 3 au lieu de l'indice 2.

Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{31} = 0.81 - 1.16 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 0.5 \cdot \frac{r}{d} - \left(0.95 - 1.65 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{W_3}{W_1} + \left(1.34 - 1.69 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{W_3^2}{W_1^2}$$

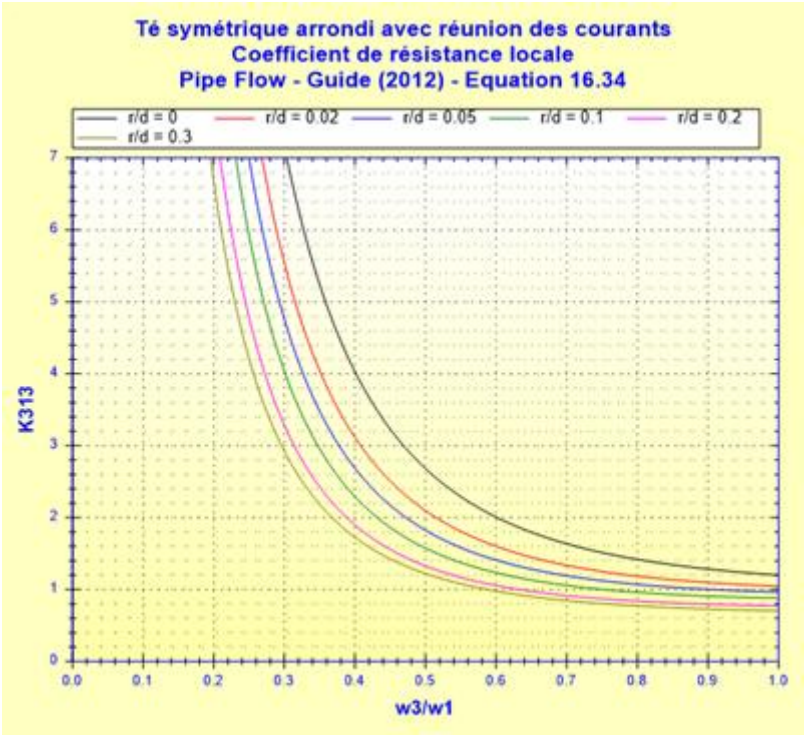
([1] équation 16.33)



Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche gauche :

$$K_{31_b} = \left(0.81 - 1.16 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 0.5 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{W_1^{\,2}}{W_3^{\,2}} - \left(0.95 - 1.65 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{W_1}{W_3} + 1.34 - 1.69 \cdot \frac{r}{d}$$

([1] équation 16.34)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{21} = K_{21_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{31} = K_{31_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{21} = K_{21_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{31} = K_{31_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{21} = \Delta P_{21} \cdot Q_2$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{31} = \Delta P_{31} \cdot Q_3$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur des trois branches (m)
d_1	Diamètre de la branche commune (m)
d_2	Diamètre de la branche gauche (m)
d_3	Diamètre de la branche droite (m)
A_1	Section de passage de la branche commune (m^2)
A_2	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_3	Section de passage de la branche droite (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)

Q_3 Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)

V_3 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)

w_1 Débit massique dans la branche commune (kg/s)

w_2 Débit massique dans la branche gauche (kg/s)

w_3 Débit massique dans la branche droite (kg/s)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

NRe_3 Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

r Rayon de l'arrondi (m)

K_{211} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{311} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{212} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche gauche) ()

K_{313} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche droite) ()

ΔP_{21} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{31} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{21} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{31} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{21} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{31} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

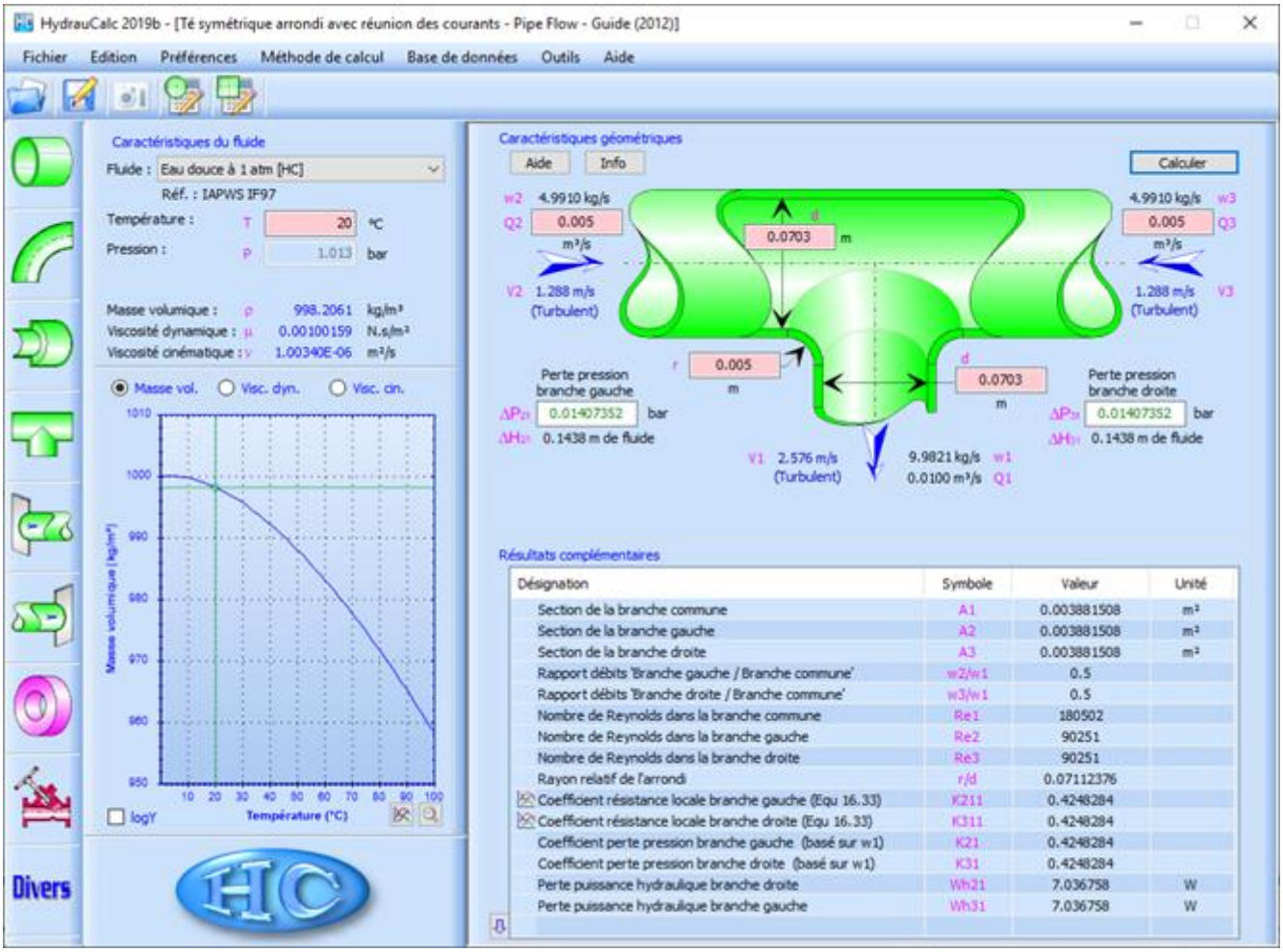
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($NRe_1 \geq 10^4$)
- les trois branches de même section ($d_1 = d_2 = d_3$)

- rayon relatif de l'arrondi (r/d) inférieur ou égal à 0,3d

Exemple d'application :

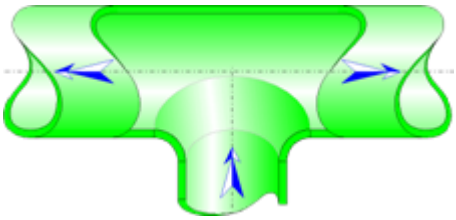


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.4.8 Té symétrique arrondi avec séparation des courants

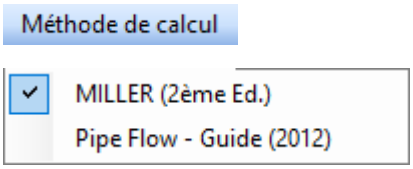
Section circulaire



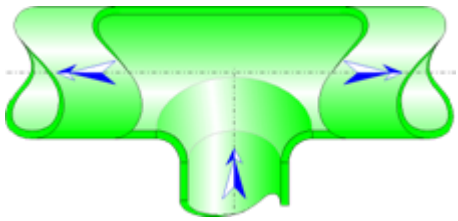
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés symétriques arrondis avec réunion des courants, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « MILLER (2ème Ed.) ».



2.4.8.1 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique arrondi avec séparation des courants avec les trois branches de même section.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

avec $D_1 = D_2 = D_3 = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

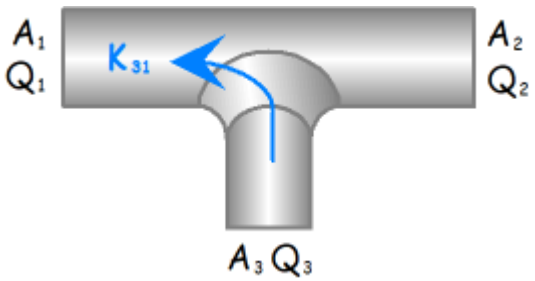
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

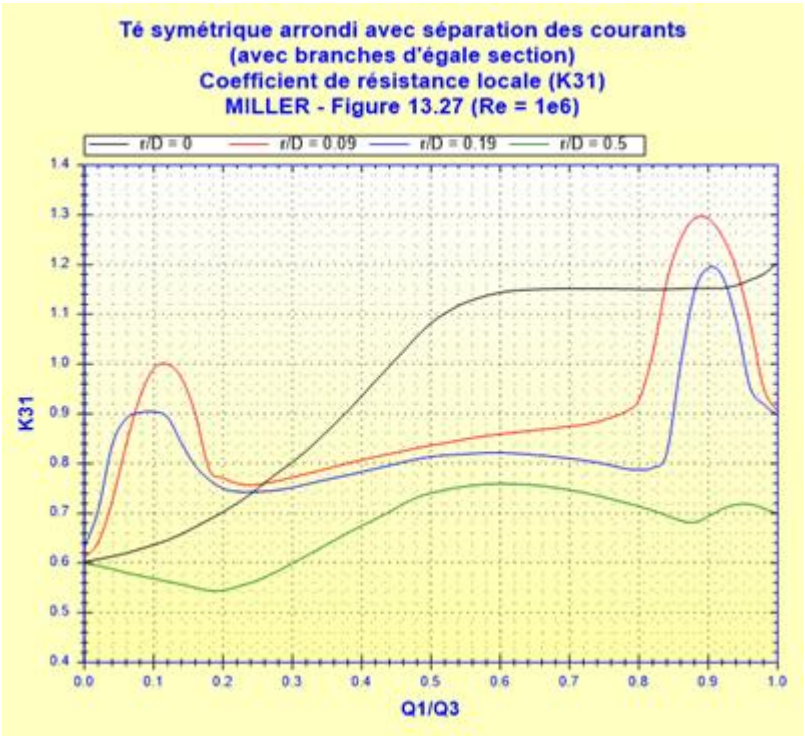
$$Re_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

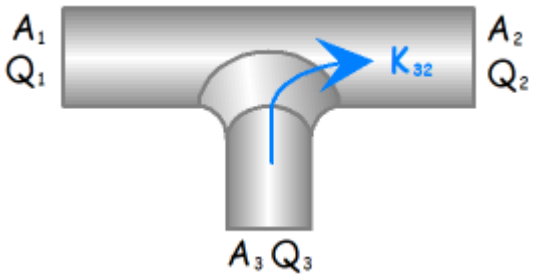


$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \frac{r}{D}\right)$$

([1] figure 13.27)

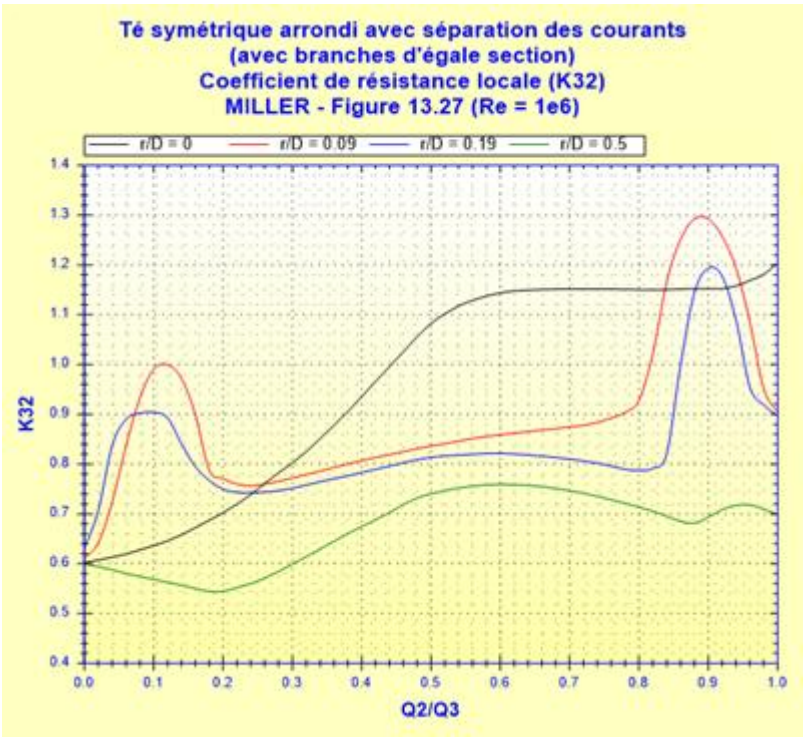


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{32} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}, \frac{r}{D}\right)$$

([1] figure 13.27)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{31} = K_{31} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.3)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{32} = K_{32} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.4)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{31} = K_{31} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{32} = K_{32} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{31} = \Delta P_{31} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{32} = \Delta P_{32} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche gauche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
r	Rayon de l'arrondi (m)

K_{31} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{32} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{31} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{32} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{31} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{32} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{31} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{32} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

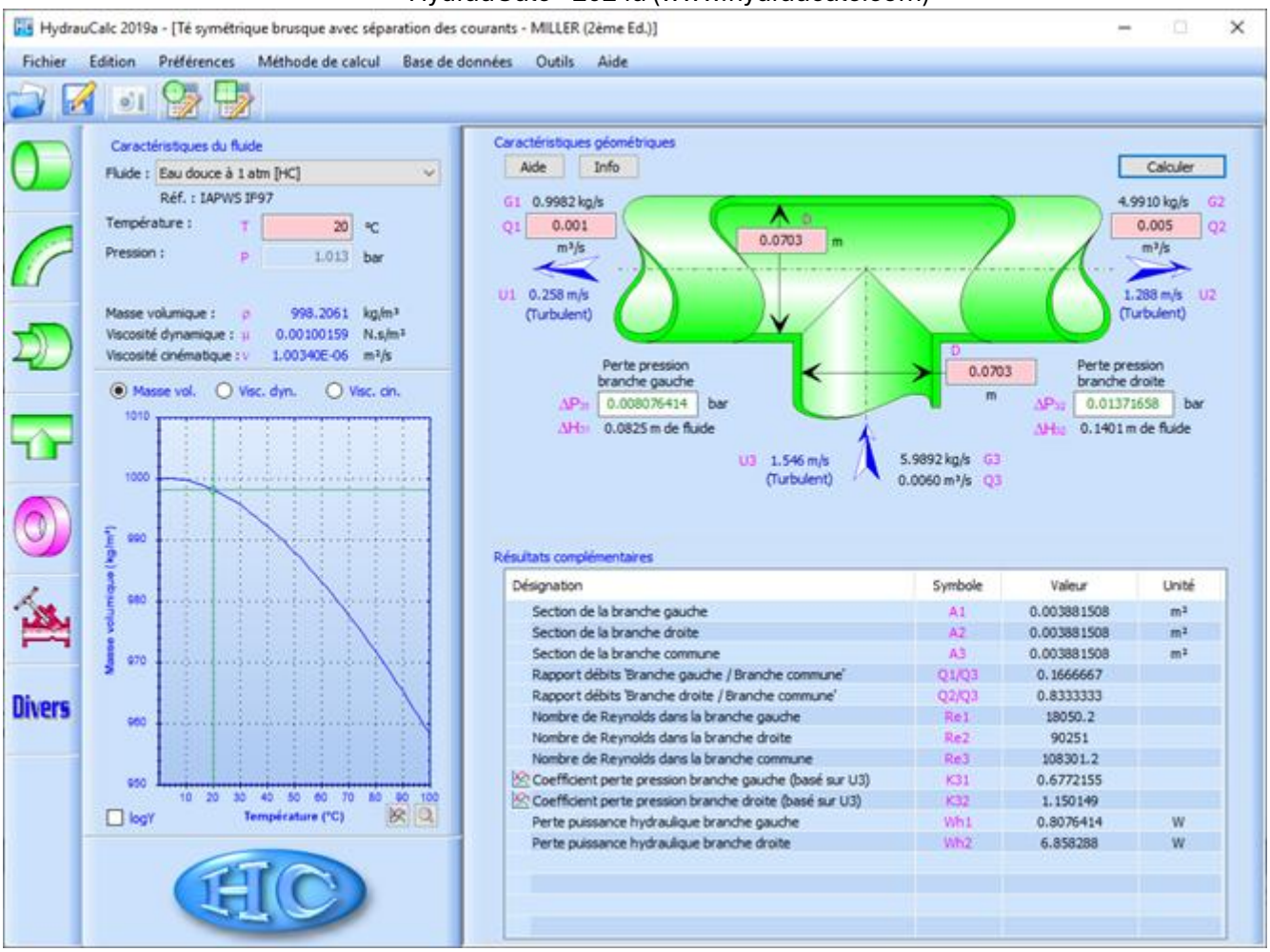
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- les trois branches de même section ($D_1 = D_2 = D_3$)
- rayon relatif de l'arrondi (r/D) inférieur ou égal à 0,5D

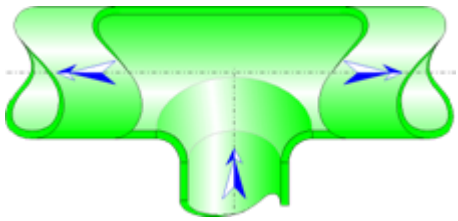
Exemple d'application :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.8.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique arrondi avec séparation des courants avec les trois branches de même section.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{d_3^2}{4}$$

avec $d_1 = d_2 = d_3 = d$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$W_1 = Q_1 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$W_2 = Q_2 \cdot \rho_m$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$W_3 = Q_3 \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$N\mathrm{Re}_1 = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

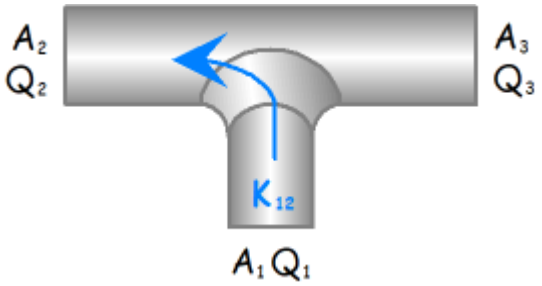
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$N\mathrm{Re}_2 = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$N\mathrm{Re}_3 = \frac{V_3 \cdot d_3}{\nu}$$

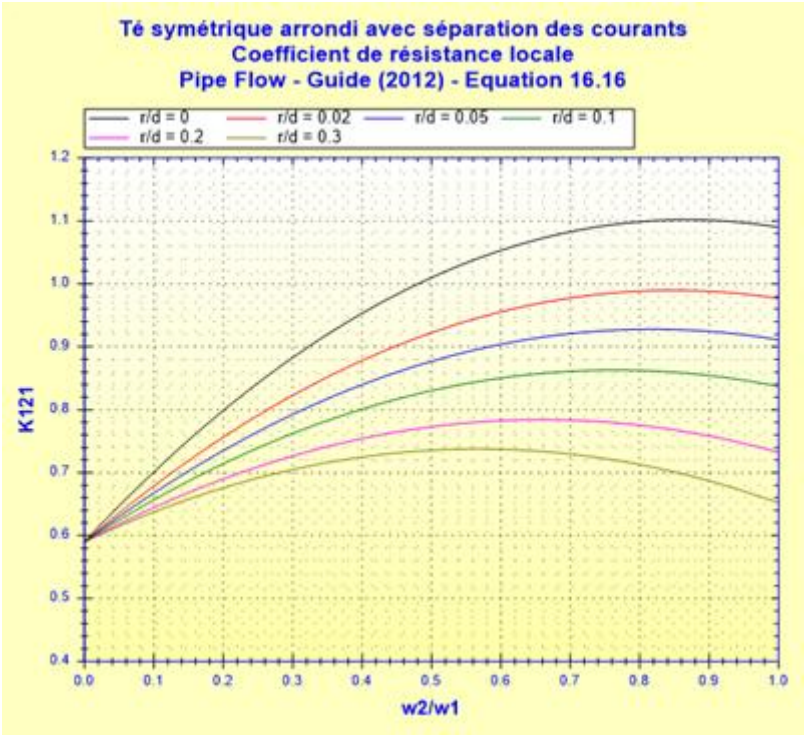
Coefficient de perte de pression de la branche gauche :



Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{12_1} = 0.59 + \left(1.18 - 1.84 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 1.16 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_2}{w_1} - \left(0.68 - 1.04 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 1.16 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_2^2}{w_1^2}$$

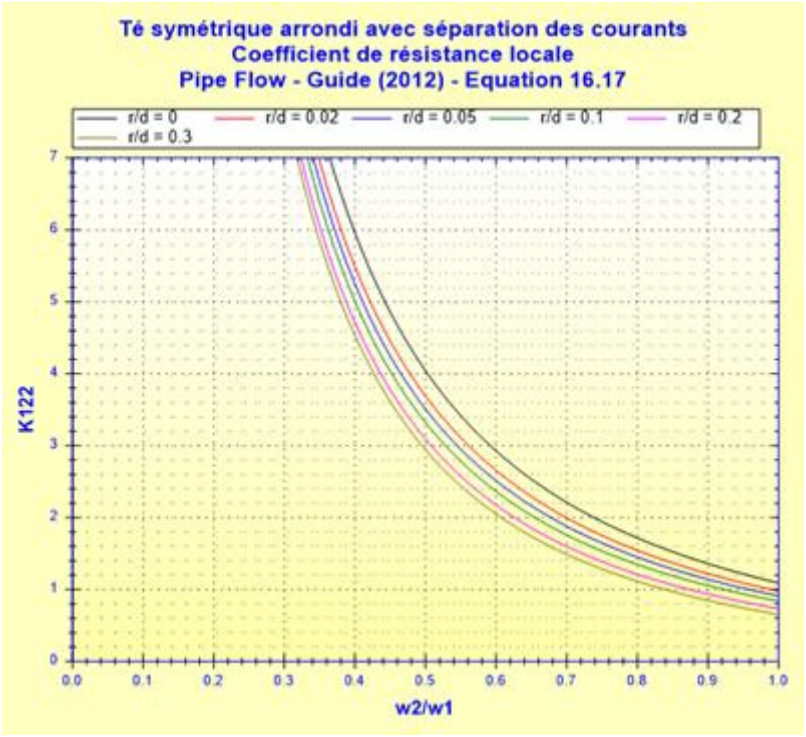
([1] équation 16.16)



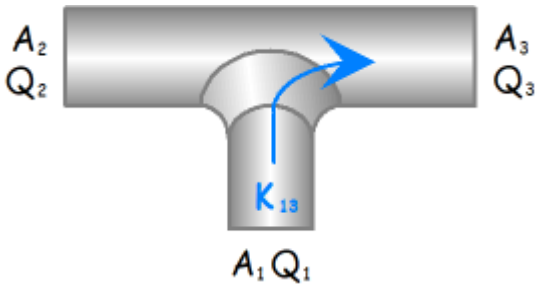
Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche gauche :

$$K_{12_2} = 0.59 \cdot \frac{w_1^2}{w_2^2} + \left(1.18 - 1.84 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 1.16 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_1}{w_2} - 0.68 + 1.04 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} - 1.16 \cdot \frac{r}{d}$$

([1] équation 16.17)



Coefficient de perte de pression de la branche droite :

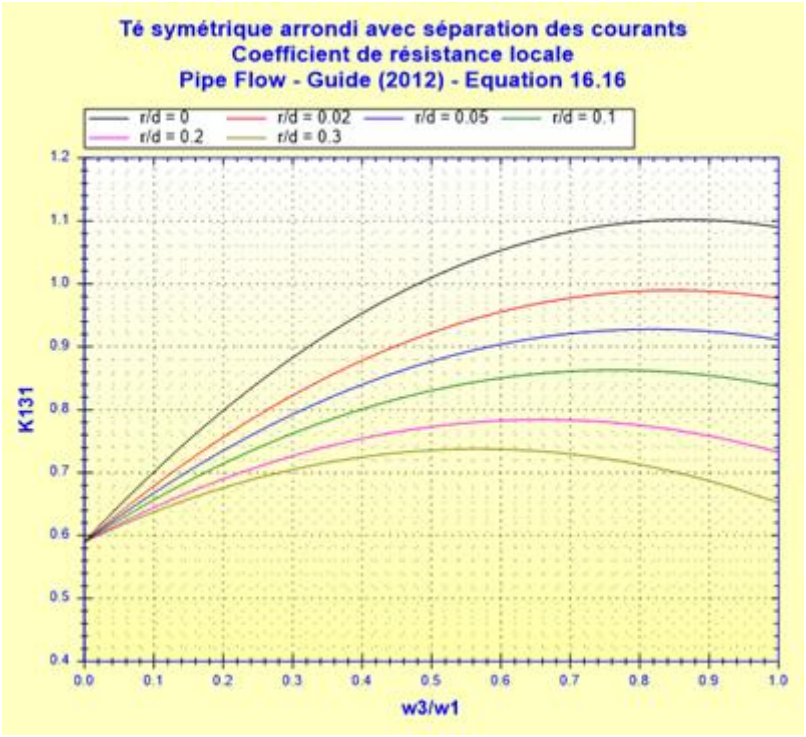


Nota : pour la branche droite, les formules sont les mêmes que celles de la branche gauche, avec l'indice 3 au lieu de l'indice 2.

Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune :

$$K_{13_1} = 0.59 + \left(1.18 - 1.84 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 1.16 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_3}{w_1} - \left(0.68 - 1.04 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 1.16 \cdot \frac{r}{d}\right) \cdot \frac{w_3^2}{w_1^2}$$

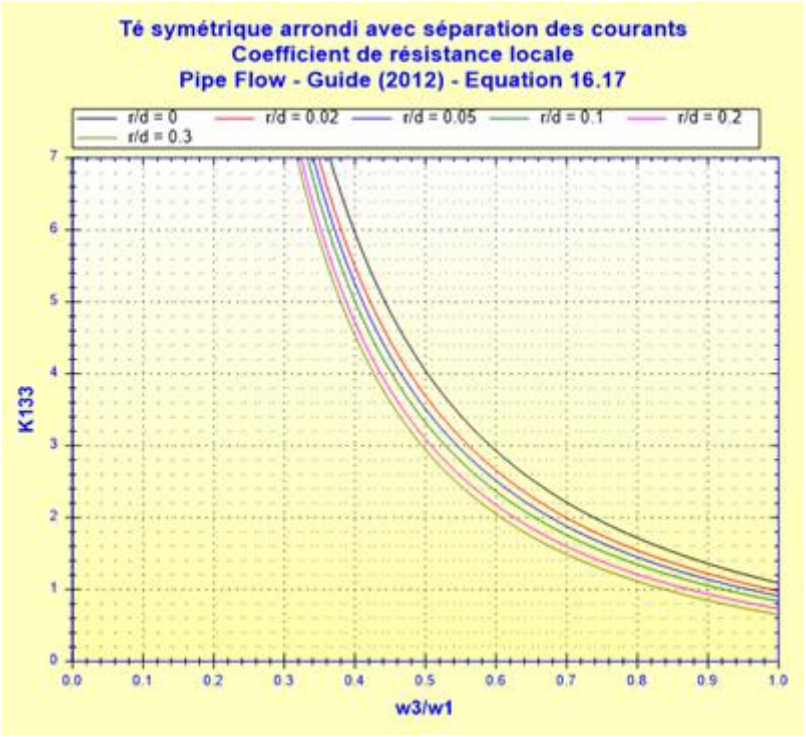
([1] équation 16.16)



Coefficient basé sur la vitesse moyenne dans la branche gauche :

$$K_{13_3} = 0.59 \cdot \frac{W_1^{\,2}}{W_3^{\,2}} + \left(1.18 - 1.84 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} + 1.16 \cdot \frac{r}{d} \right) \cdot \frac{W_1}{W_3} - 0.68 + 1.04 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} - 1.16 \cdot \frac{r}{d}$$

([1] équation 16.17)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{12} = K_{12_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13_1} \cdot \frac{\rho_m \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{12} = K_{12_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13_1} \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{12} = \Delta P_{12} \cdot Q_2$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_3$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur des trois branches (m)
d_1	Diamètre de la branche commune (m)
d_2	Diamètre de la branche gauche (m)
d_3	Diamètre de la branche droite (m)
A_1	Section de passage de la branche commune (m^2)
A_2	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_3	Section de passage de la branche droite (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)

Q_3 Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)

V_3 Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)

w_1 Débit massique dans la branche commune (kg/s)

w_2 Débit massique dans la branche gauche (kg/s)

w_3 Débit massique dans la branche droite (kg/s)

NRe_1 Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

NRe_3 Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

r Rayon de l'arrondi (m)

K_{121} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{131} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{122} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche gauche) ()

K_{133} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche droite) ()

ΔP_{12} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{13} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{12} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{12} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

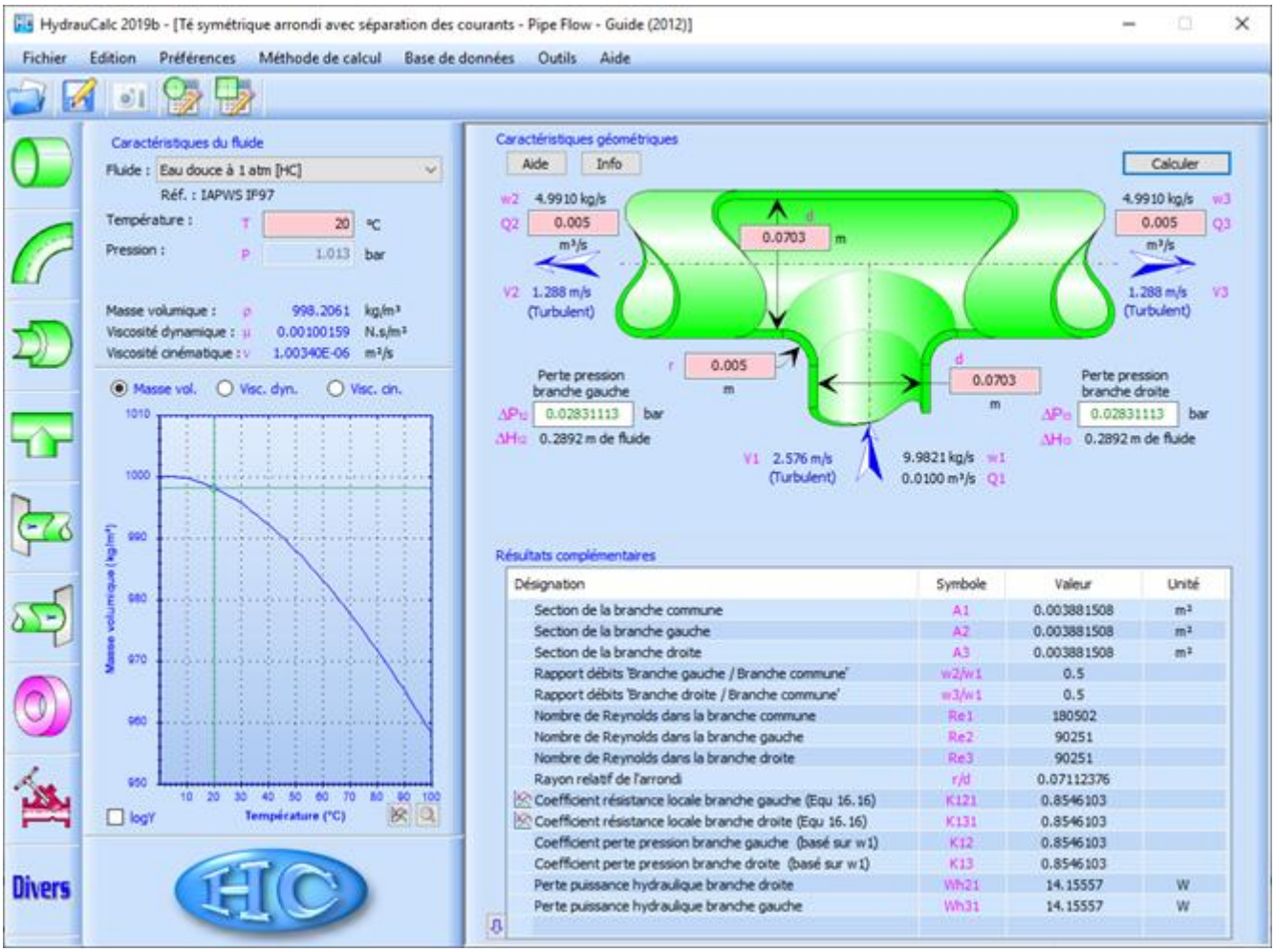
Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($NRe_1 \geq 10^4$)
- les trois branches de même section ($d_1 = d_2 = d_3$)

- rayon relatif de l'arrondi (r/d) inférieur ou égal à 0,3d
- rapport des débits massiques (w_2/w_1) et (w_3/w_1) compris entre 0,2 et 0,8
  nota : pour des rapports de débits massiques inférieurs à 0,2 ou supérieurs à 0,8, les coefficients de perte de pression sont extrapolés

---

Exemple d'application :

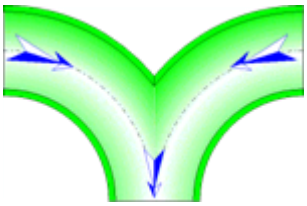


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.4.9 Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et réunion des courants

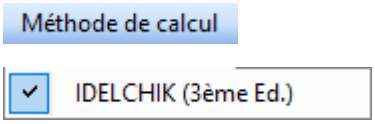
Section circulaire



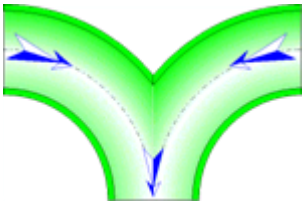
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés symétriques avec rotation en douceur à 90° et réunion des courants, la méthode de calcul est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.4.9.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche commune (m²) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m²) :

$$F_{1s} = \frac{F_c}{2}$$

Section de passage de la branche droite (m²) :

$$F_{2s} = \frac{F_c}{2}$$

Diamètre de la branche gauche (m) :

$$D_{1s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1s}}{\pi}}$$

Diamètre de la branche droite (m) :

$$D_{2s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{2s}}{\pi}}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche:

$$Re_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_{1s}}{\nu}$$

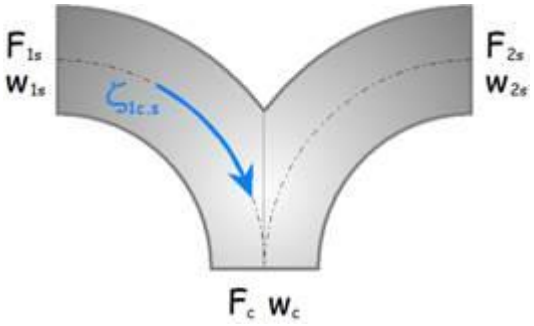
Nombre de Reynolds dans la branche droite:

$$Re_{2s} = \frac{w_{2s} \cdot D_{2s}}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

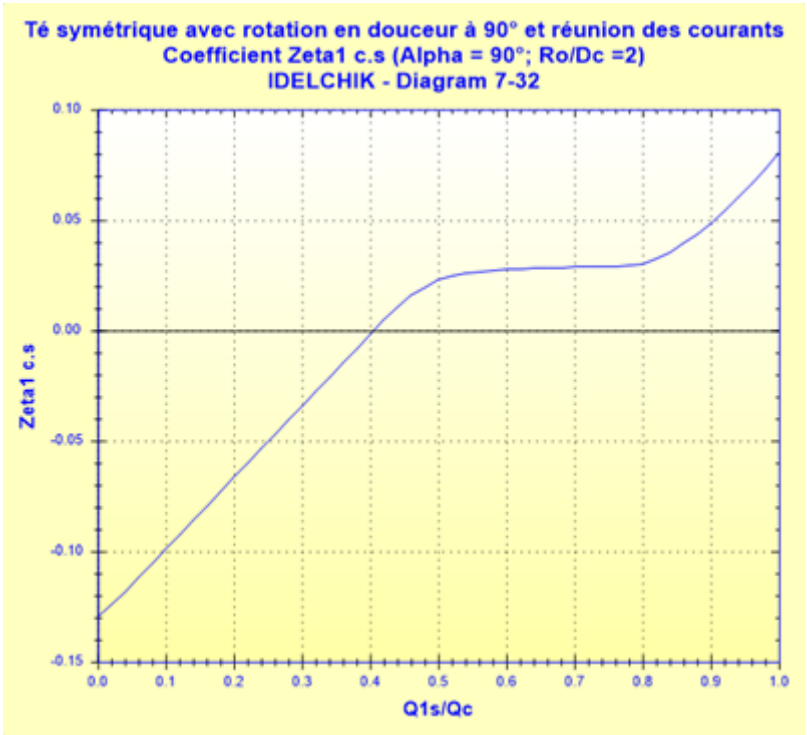
$$Re_c = \frac{w_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

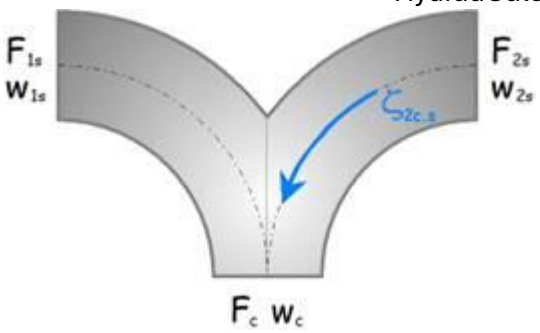


$$\zeta_{1c.s} = f\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)$$

([1] diagramme 7-32)



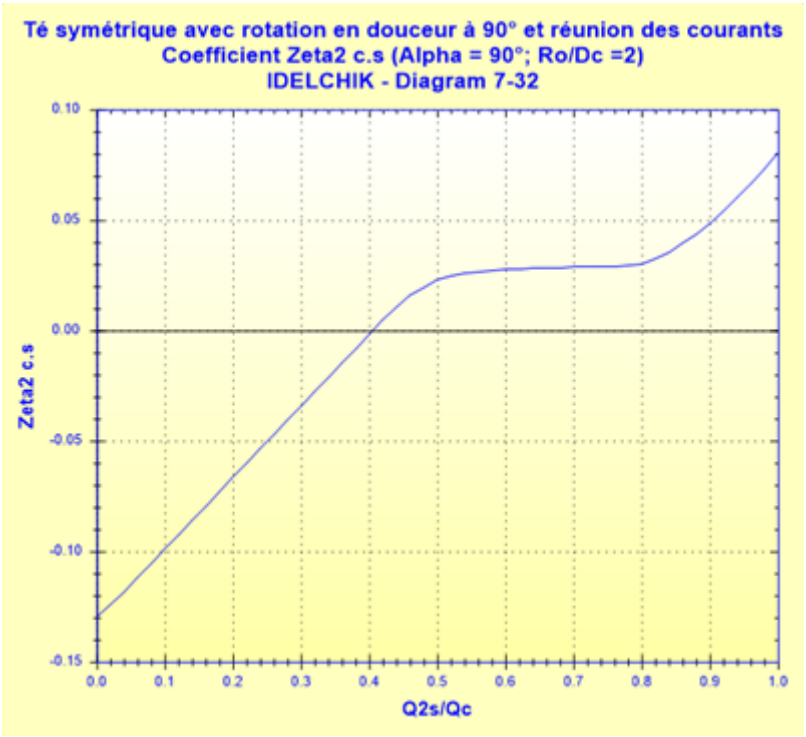
Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



Nota : pour la branche droite, les formules sont les mêmes que celles de la branche gauche, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

$$\zeta_{2c.s} = f\left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)$$

([1] diagramme 7-32)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_c$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_c$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_{1s}	Diamètre de la branche gauche (m)
D_{2s}	Diamètre de la branche droite (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_{2s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

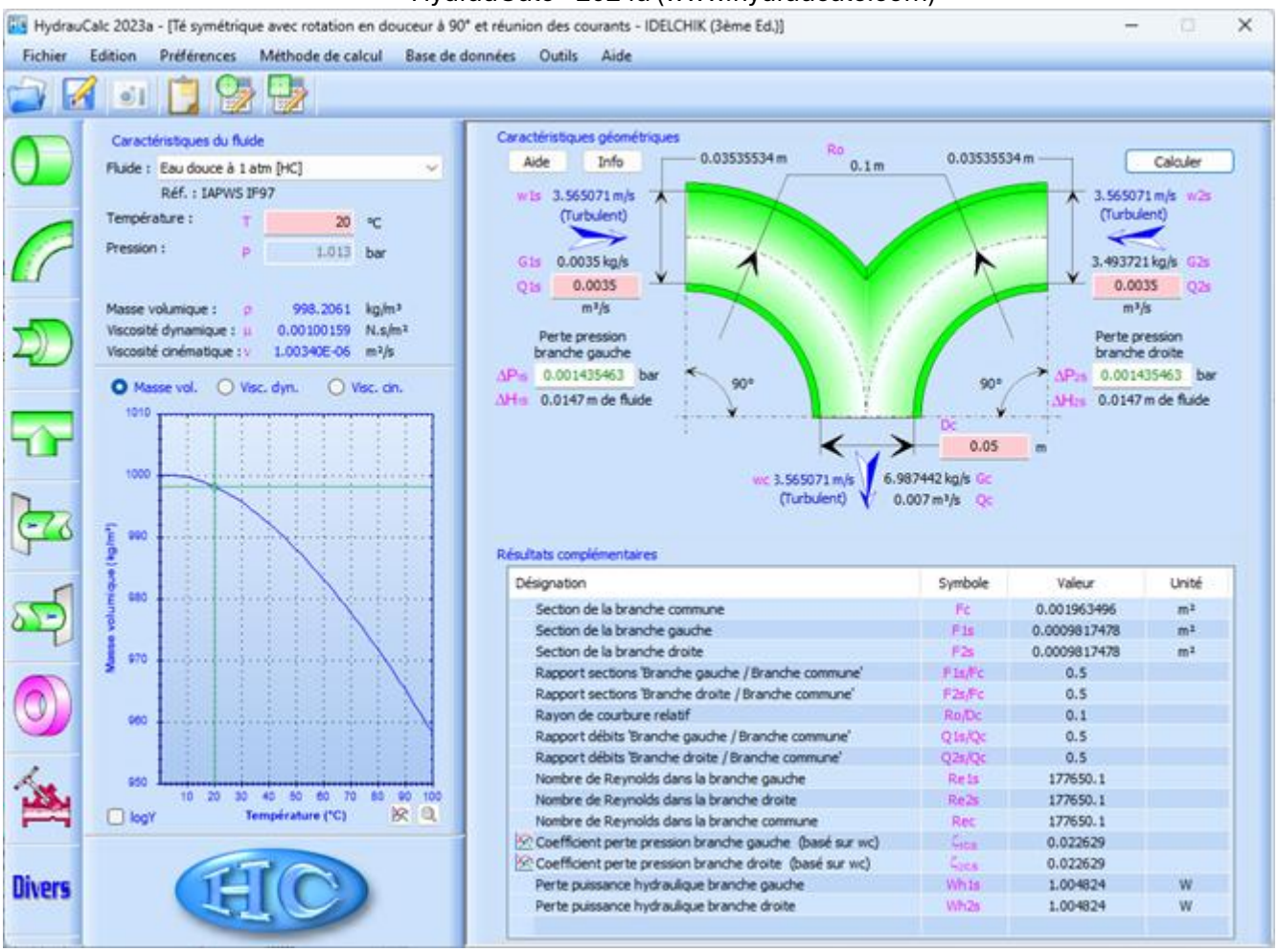
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle de courbure de chaque coude : 90°
- rayon de courbure relatif : (R_0/D_c) = 2
- rapport des sections : (F_{1s}/F_c) = (F_{2s}/F_c) = 0.5

Exemple d'application :

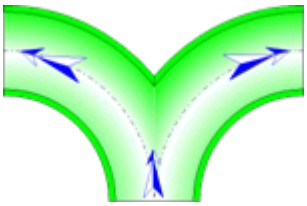


Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.10 Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et séparation des courants

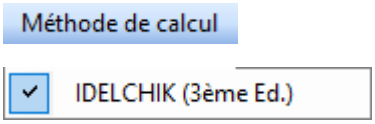
Section circulaire



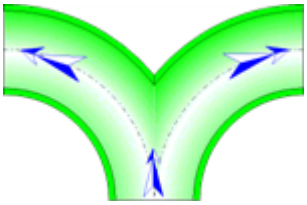
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Tés symétriques avec rotation en douceur à 90° et séparation des courants, la méthode de calcul est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.4.10.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Té symétrique avec rotation en douceur à 90° et séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche commune (m²) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m²) :

$$F_{1s} = \frac{F_c}{2}$$

Section de passage de la branche droite (m²) :

$$F_{2s} = \frac{F_c}{2}$$

Diamètre de la branche gauche (m) :

$$D_{1s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1s}}{\pi}}$$

Diamètre de la branche droite (m) :

$$D_{2s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{2s}}{\pi}}$$

Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s) :

$$Q_{1s} = \frac{Q_c}{2}$$

Débit volumique dans la branche droite (m^3/s) :

$$Q_{2s} = \frac{Q_c}{2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche:

$$Re_{1s} = \frac{w_{1s} \cdot D_{1s}}{\nu}$$

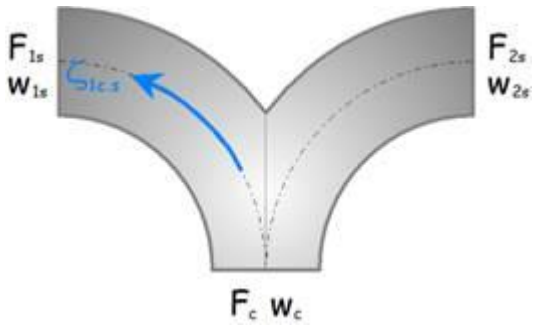
Nombre de Reynolds dans la branche droite:

$$Re_{2s} = \frac{w_{2s} \cdot D_{2s}}{\nu}$$

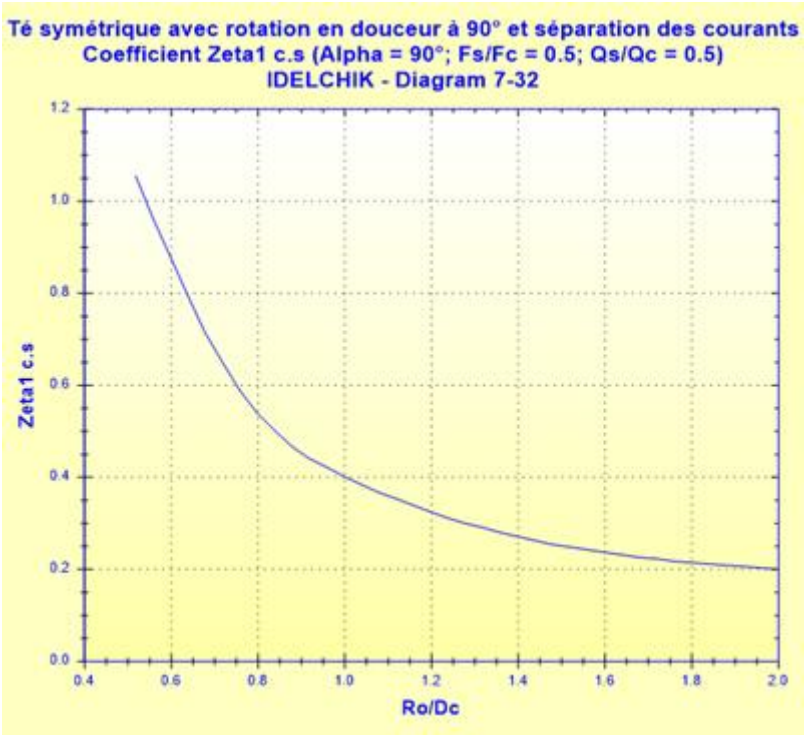
Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$Re_c = \frac{w_c \cdot D_c}{\nu}$$

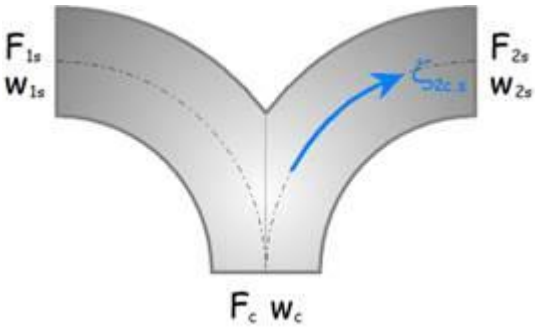
Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta_{1c.s} = f\left(\frac{R_0}{D_c}\right)$$ ([1] diagramme 7-32)



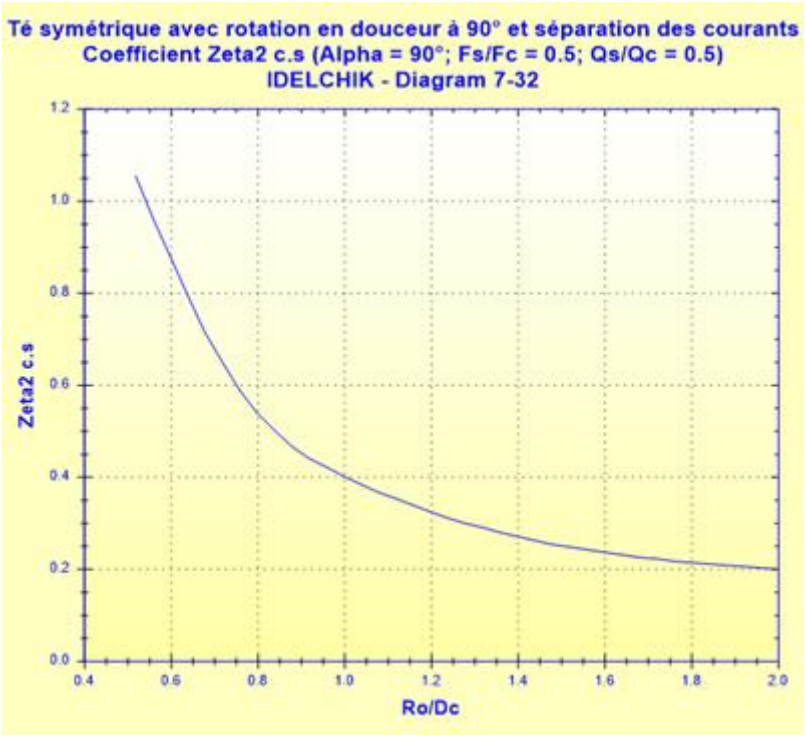
Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



Nota : pour la branche droite, les formules sont les mêmes que celles de la branche gauche, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

$$\zeta_{2c.s} = f\left(\frac{R_0}{D_c}\right)$$

([1] diagramme 7-32)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{1s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{2s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{1s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{2s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_c$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_c$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_{1s} Diamètre de la branche gauche (m)

D_{2s} Diamètre de la branche droite (m)

D_c Diamètre de la branche latérale commune (m)

F_{1s} Section de passage de la branche gauche (m^2)

F_{2s} Section de passage de la branche droite (m^2)

F_c Section de passage de la branche commune (m^2)

Q_{1s} Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)

w_{1s} Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)

Q_{2s} Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)

w_{2s} Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)

Q_c Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)

w_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)

G_{1s} Débit massique dans la branche gauche (kg/s)

G_{2s} Débit massique dans la branche droite (kg/s)

G_c Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_{1s} Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_{2s} Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

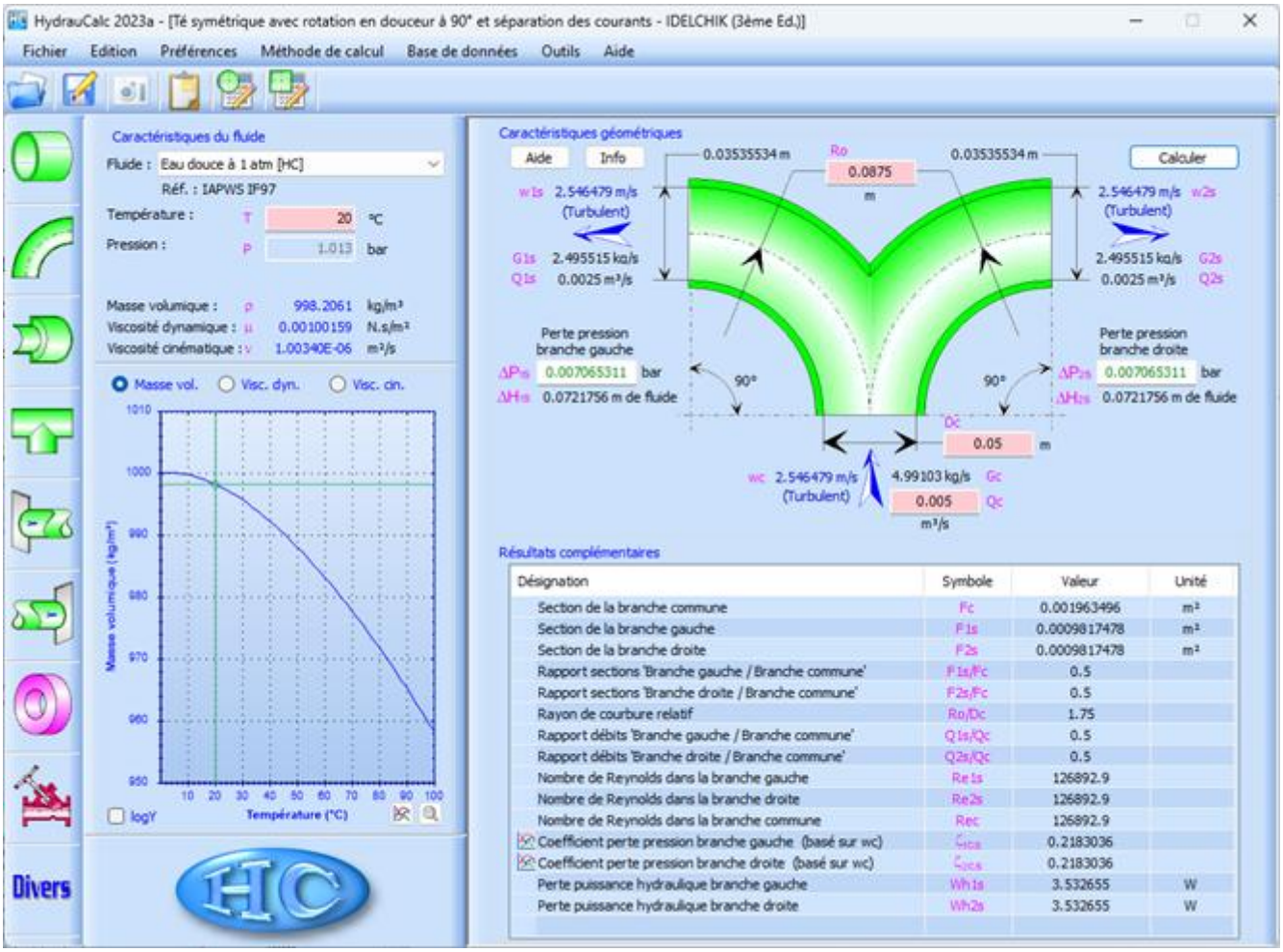
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle de courbure de chaque coude : 90°
- rapport des débits : (Q_{1s}/Q_c) = (Q_{2s}/Q_c) = 0.5
- rapport des sections : (F_{1s}/F_c) = (F_{2s}/F_c) = 0.5

Exemple d'application :

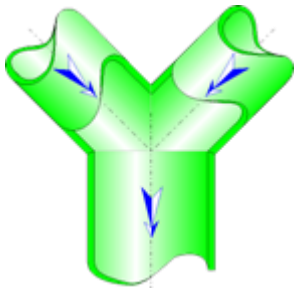


Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.11 Y symétrique avec branches de sections inégales et réunion des courants

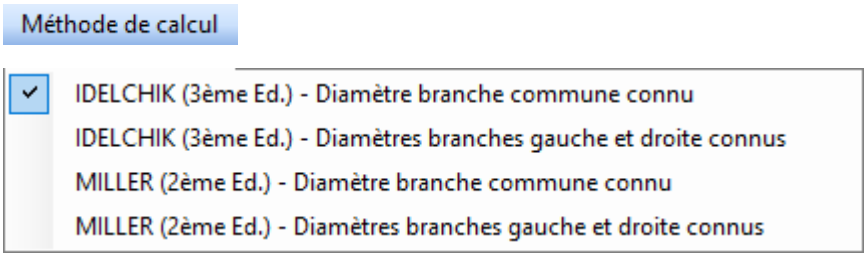
Section circulaire



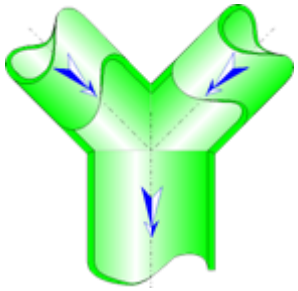
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Y symétriques avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite et gauche sont égaux, et la section de la branche commune est égale à la somme des sections des branches droite et gauche. L'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) – Diamètre branche commune connu ».



2.4.11.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec réunion des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite et gauche sont égaux, et la section de la branche commune est égale à la somme des sections des branches droite et gauche.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \frac{F_c}{2}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \frac{F_c}{2}$$

Diamètre de la branche droite (m) :

$$D_{1s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1s}}{\pi}}$$

Diamètre de la branche gauche (m) :

$$D_{2s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{2s}}{\pi}}$$

■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :

Section de passage de la branche droite (m²) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_{1s}^{\,2}}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m²) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_{2s}^{\,2}}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m²) :

$$F_c = 2 \cdot F_{1s} = 2 \cdot F_{2s}$$

Diamètre de la branche commune (m) :

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}}$$

Débit volumique dans la branche commune (m³/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

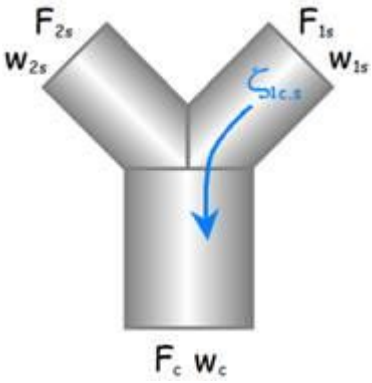
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_{2s} = \frac{W_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



- Angle $\alpha = 15°$

$$\zeta_{1c.s} = 7.3 \cdot \frac{Q_{1s}}{Q_c} + 0.07 \cdot \left[\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^4 \right] - 3.7 \cdot \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^2 - 2.64$$

([1] diagramme 7.30)

- Angle $\alpha = 30°$

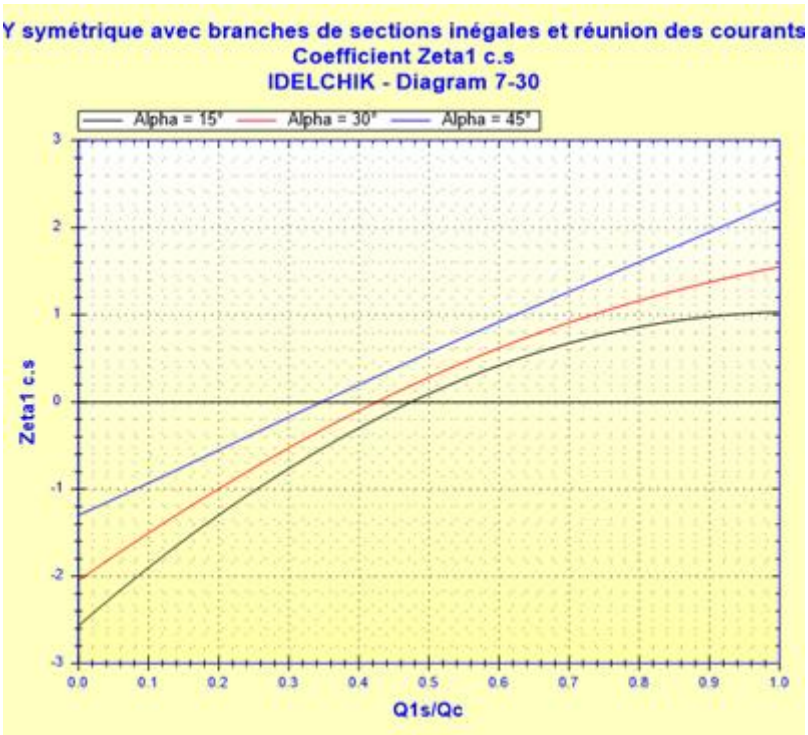
$$\zeta_{1c.s} = 6.6 \cdot \frac{Q_{1s}}{Q_c} + 0.25 \cdot \left[\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^4 \right] - 3.0 \cdot \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^2 - 2.30$$

([1] diagramme 7.30)

- Angle $\alpha = 45°$

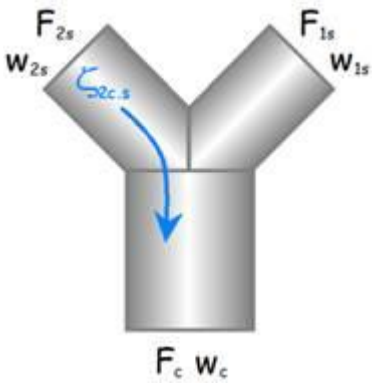
$$\zeta_{1c.s} = 5.6 \cdot \frac{Q_{1s}}{Q_c} + 0.50 \cdot \left[\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^4 \right] - 2.0 \cdot \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \right)^2 - 1.80$$

([1] diagramme 7.30)



Pour les angles α quelconques compris entre 15° et 45°, le coefficient $\zeta_{1c.s}$ est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de $\zeta_{1c.s}$ calculées à 15°, 30° et 45°.

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



Nota : pour la branche gauche, les formules sont les mêmes que celles de la branche droite, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

- Angle $\alpha = 15°$

$$\zeta_{2c.s} = 7.3 \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c} + 0.07 \cdot \left[\left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^4 \right] - 3.7 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^2 - 2.64$$

([1] diagramme 7.30)

- Angle $\alpha = 30°$

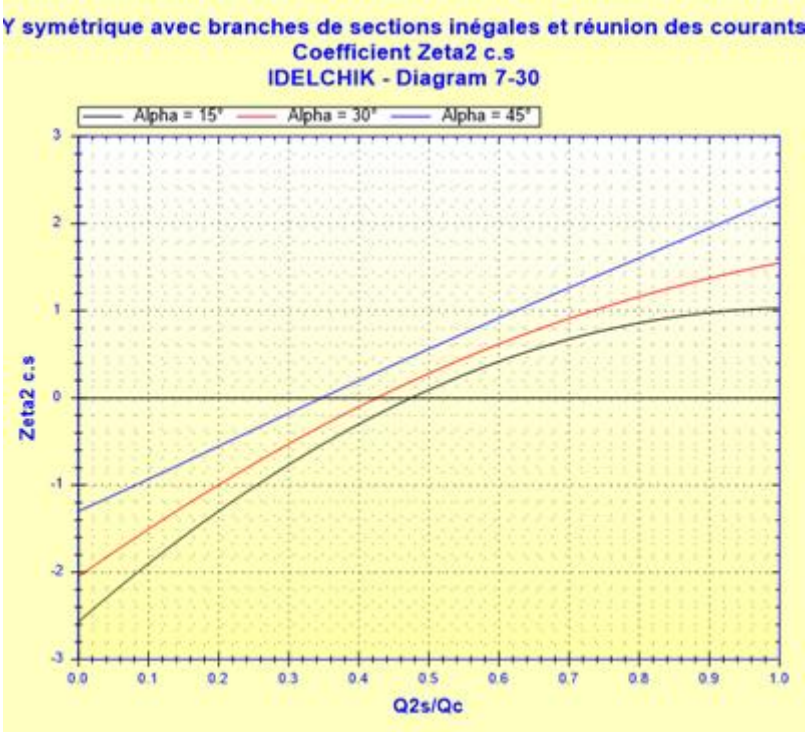
$$\zeta_{2c.s} = 6.6 \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c} + 0.25 \cdot \left[\left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^4 \right] - 3.0 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^2 - 2.30$$

([1] diagramme 7.30)

- Angle $\alpha = 45°$

$$\zeta_{2c.s} = 5.6 \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c} + 0.50 \cdot \left[\left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^4 \right] - 2.0 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \right)^2 - 1.80$$

([1] diagramme 7.30)



Pour les angles α quelconques compris entre 15° et 45°, le coefficient $\zeta_{2c.s}$ est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de $\zeta_{2c.s}$ calculées à 15°, 30° et 45°.

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

α	Demi angle des branches droite et gauche (°)
D_{1s}	Diamètre de la branche droite (m)
D_{2s}	Diamètre de la branche gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_{2s}	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
$\zeta_{1c.s}$	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
$\zeta_{2c.s}$	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{1s}	Perte de pression de la branche droite (Pa)
ΔP_{2s}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

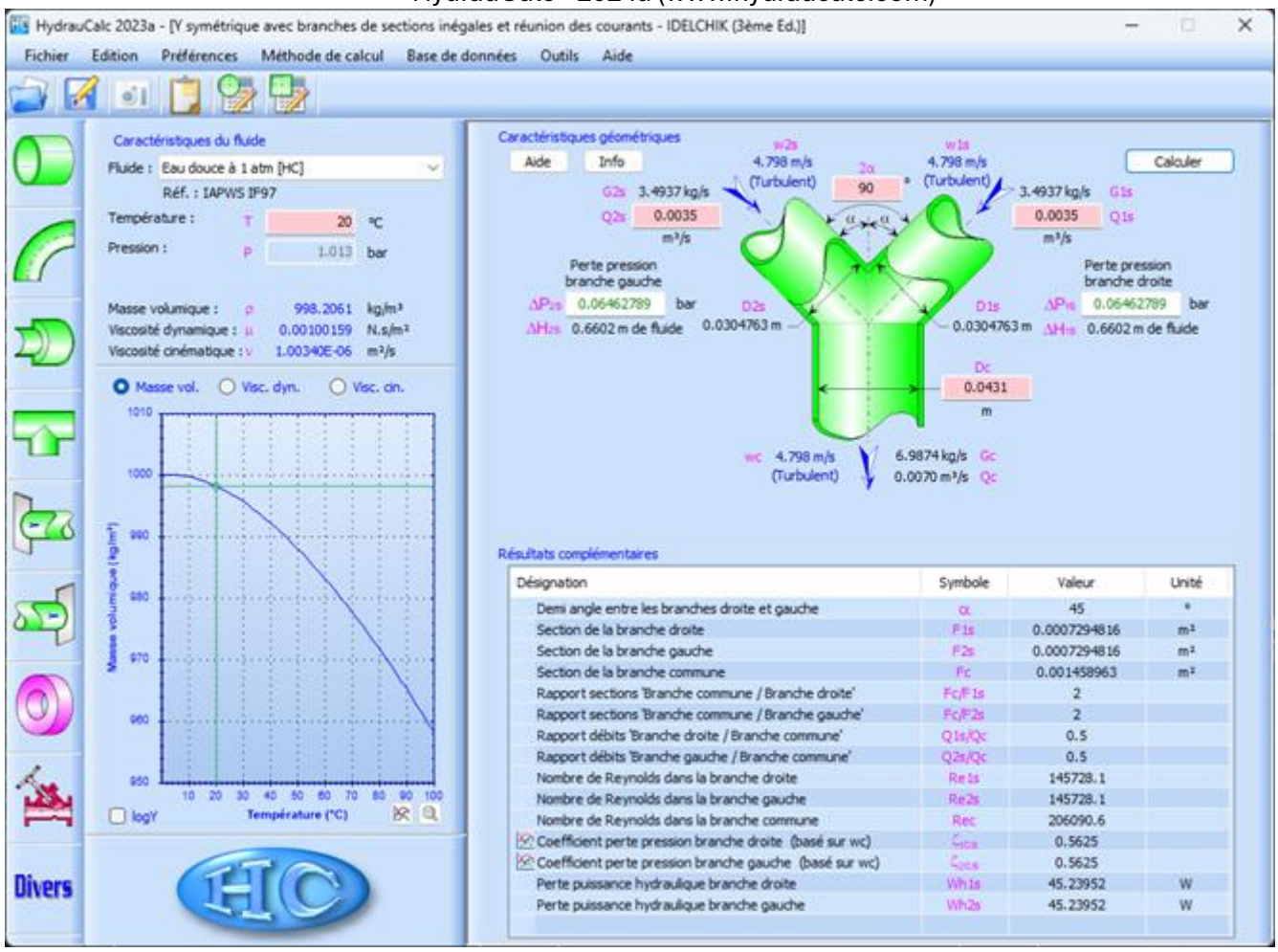
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

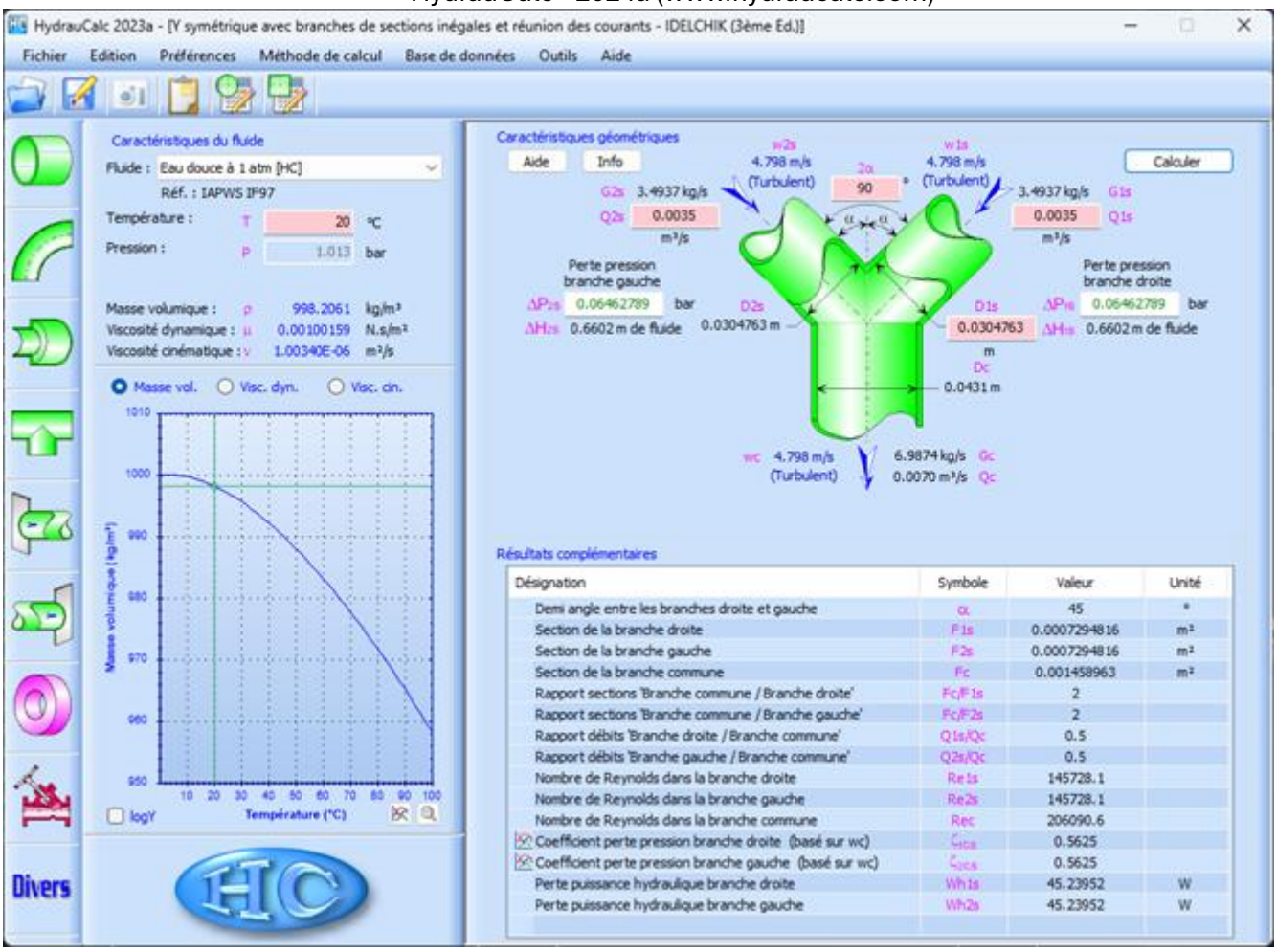
- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle entre les branches droite et gauche : compris entre 30° et 90° ($15° \leq \alpha \leq 45°$)
- section de la branche commune : égale à la somme des sections des branches droite et gauche ($F_c = F_{1s} + F_{2s}$ et $F_{1s} = F_{2s}$)

Exemple d'application :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :



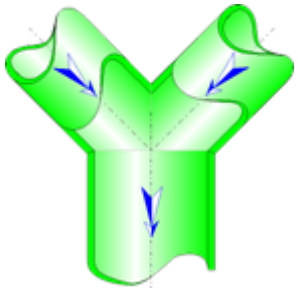
■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.11.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec réunion des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite et gauche sont égaux, et la section de la branche commune est égale à la somme des sections des branches droite et gauche.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$A_1 = \frac{A_3}{2}$$

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$A_2 = \frac{A_3}{2}$$

Diamètre de la branche gauche (m) :

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}}$$

Diamètre de la branche droite (m) :

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}}$$

■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$A_3 = 2 \cdot A_1 = 2 \cdot A_2$$

Diamètre de la branche commune (m) :

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi}}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

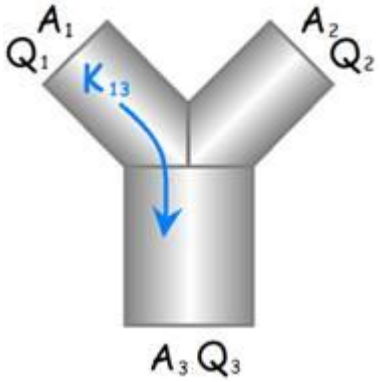
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

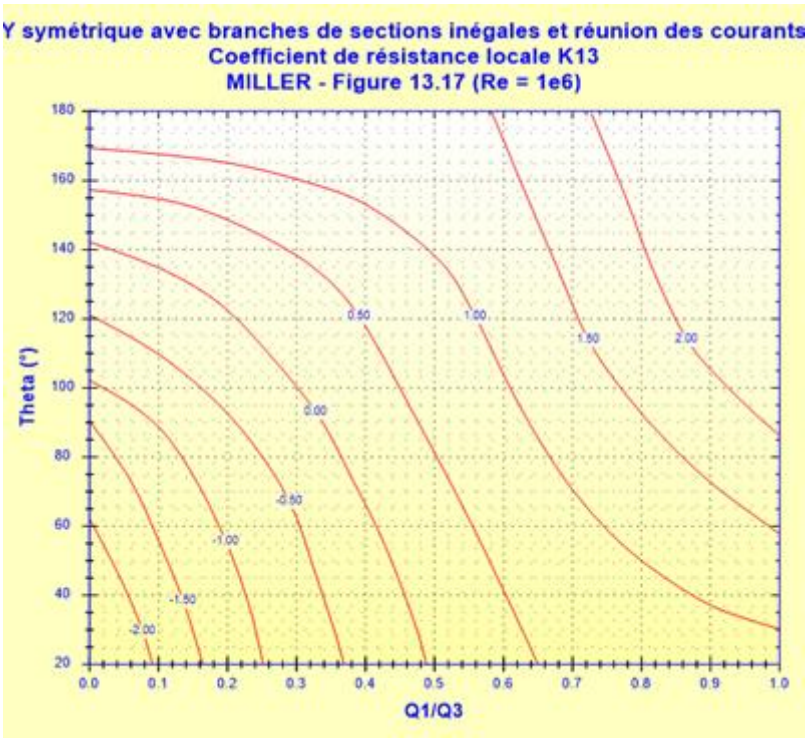
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

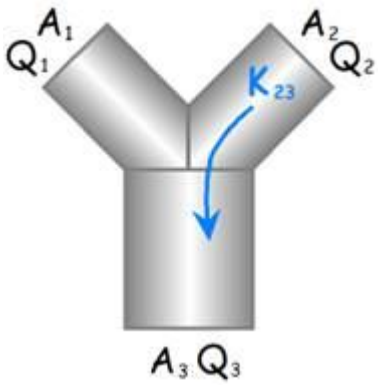


$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \theta\right)$$

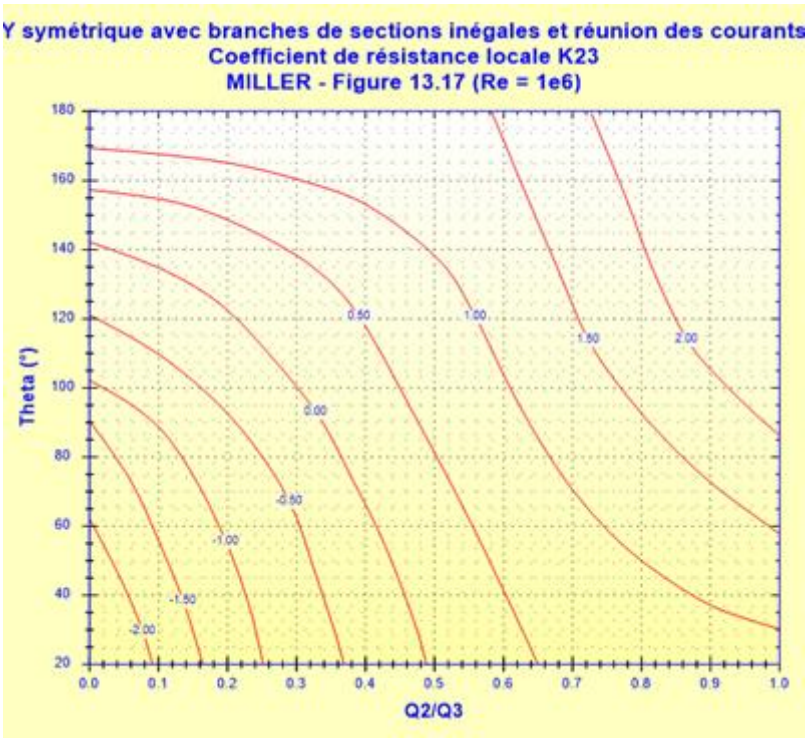
([1] figure 13.17)



Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{23} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}, \theta\right)$$ ([1] figure 13.17)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$ ([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$ ([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

θ	Angle des branches droite et gauche (°)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche gauche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
K_{13}	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{23}	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{13}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)
ΔP_{23}	Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

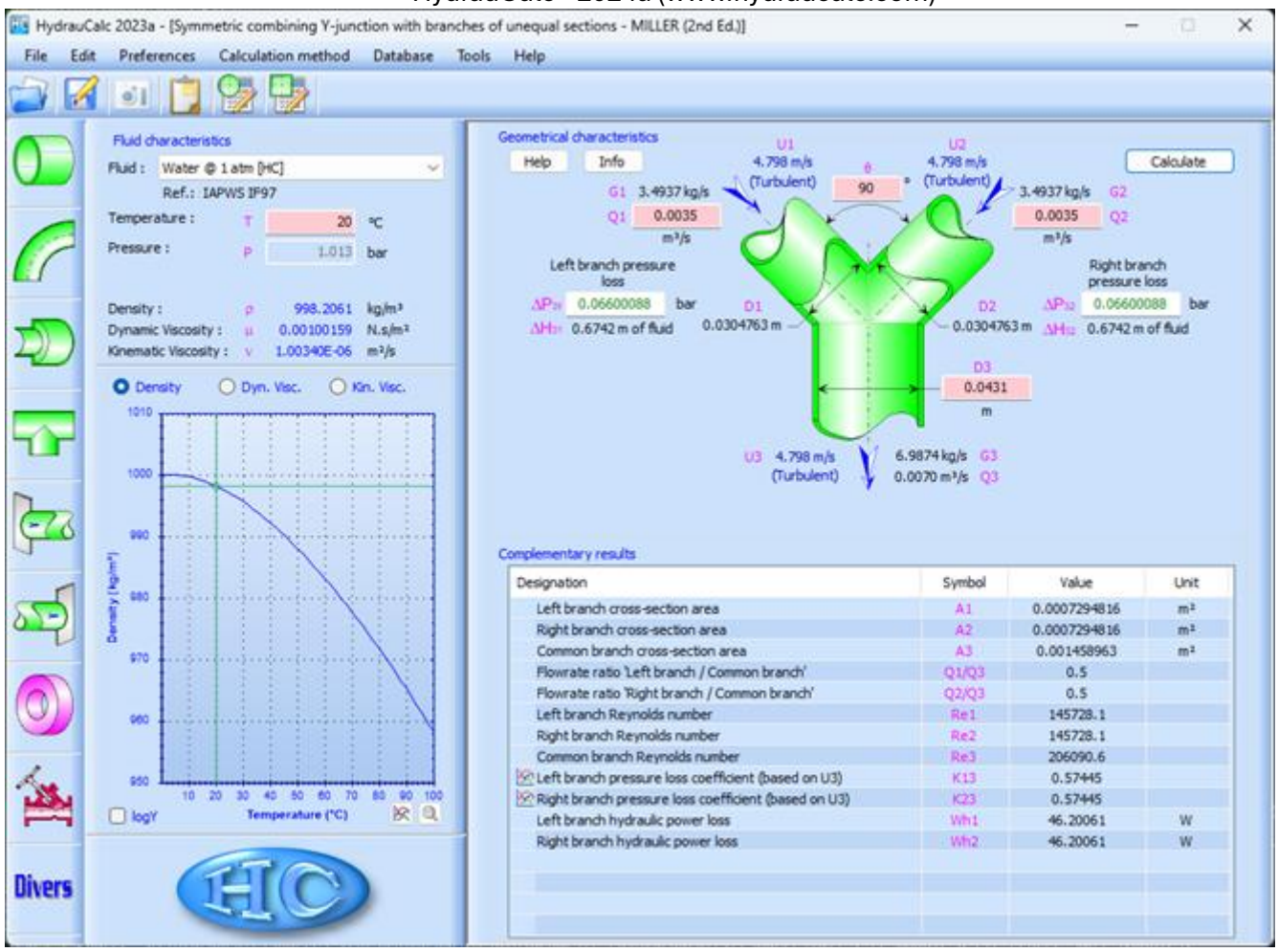
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

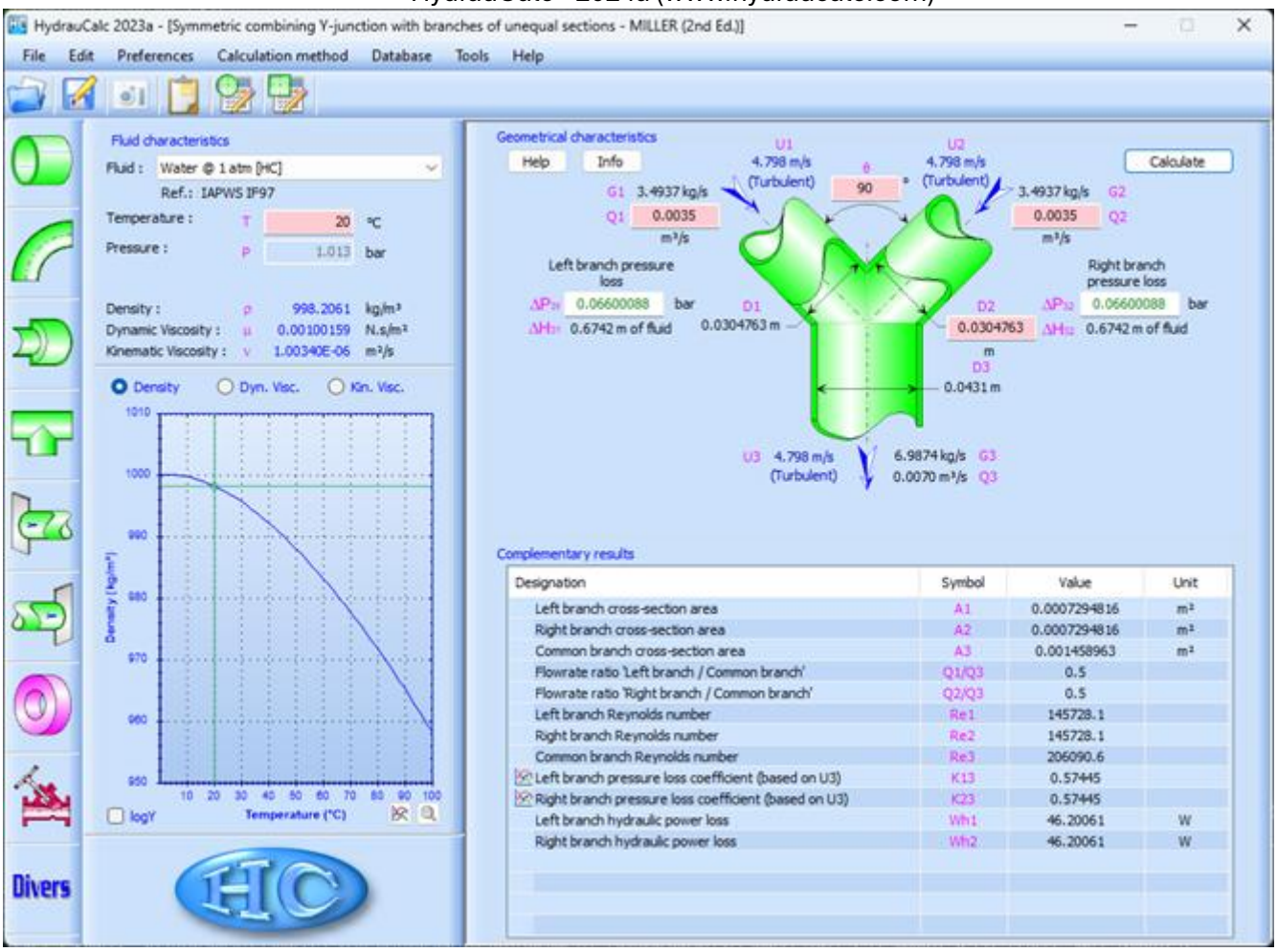
- régime d'écoulement : turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- angle entre les branches droite et gauche : compris entre 20° et 180° ($20° \leq \theta \leq 180°$)
- section de la branche commune : égale à la somme des sections des branches droite et gauche ($A_3 = A_1 + A_2$ et $A_1 = A_2$)

Exemple d'application :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :



■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

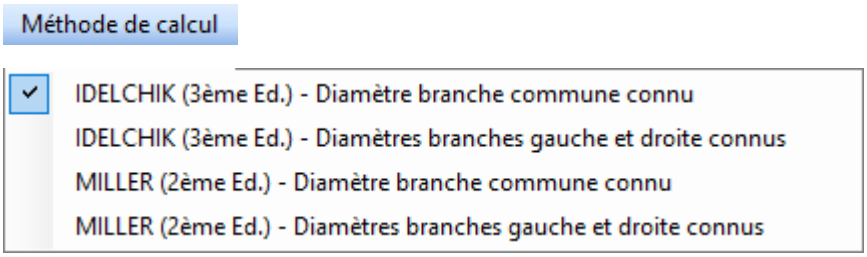
2.4.12 Y symétrique avec branches de sections inégales et séparation des courants

Section circulaire

Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Y symétriques avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite et gauche sont égaux, et la section de la branche commune est égale à la somme des sections des branches droite et gauche. L'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) – Diamètre branche commune connu ».



2.4.12.1 IDELCHIK

Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite et gauche sont égaux, et la section de la branche commune est égale à la somme des sections des branches droite et gauche.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \frac{F_c}{2}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \frac{F_c}{2}$$

Diamètre de la branche droite (m) :

$$D_{1s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1s}}{\pi}}$$

Diamètre de la branche gauche (m) :

$$D_{2s} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{2s}}{\pi}}$$

■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_{1s}^{\ 2}}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_{2s}^{\ 2}}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = 2 \cdot F_{1s} = 2 \cdot F_{2s}$$

Diamètre de la branche commune (m) :

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

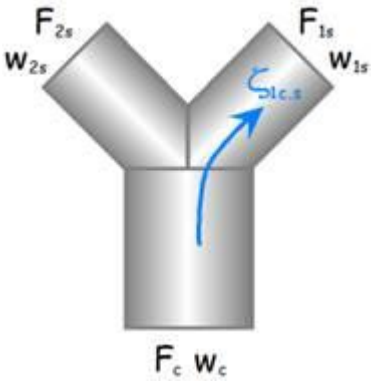
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_{2s} = \frac{W_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

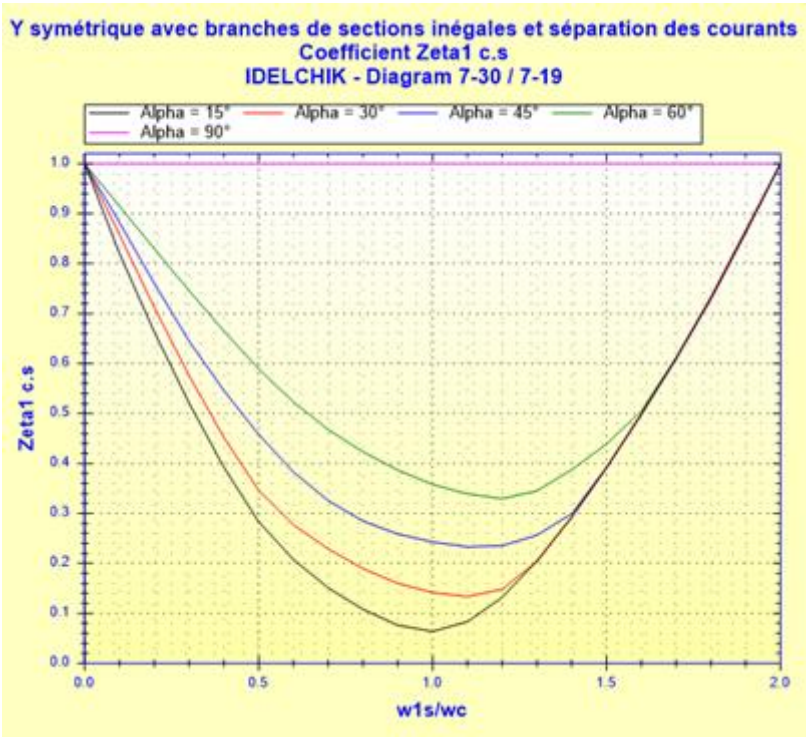
$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

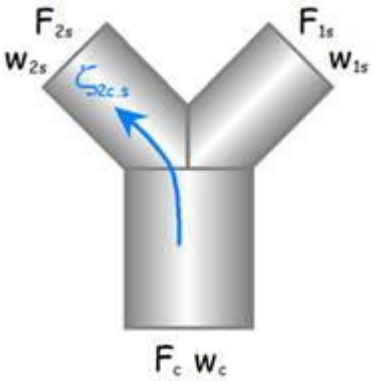


$$\zeta_{1c.s} = f\left(\frac{W_{1s}}{W_c}, \alpha\right)$$

([1] diagramme 7.30)

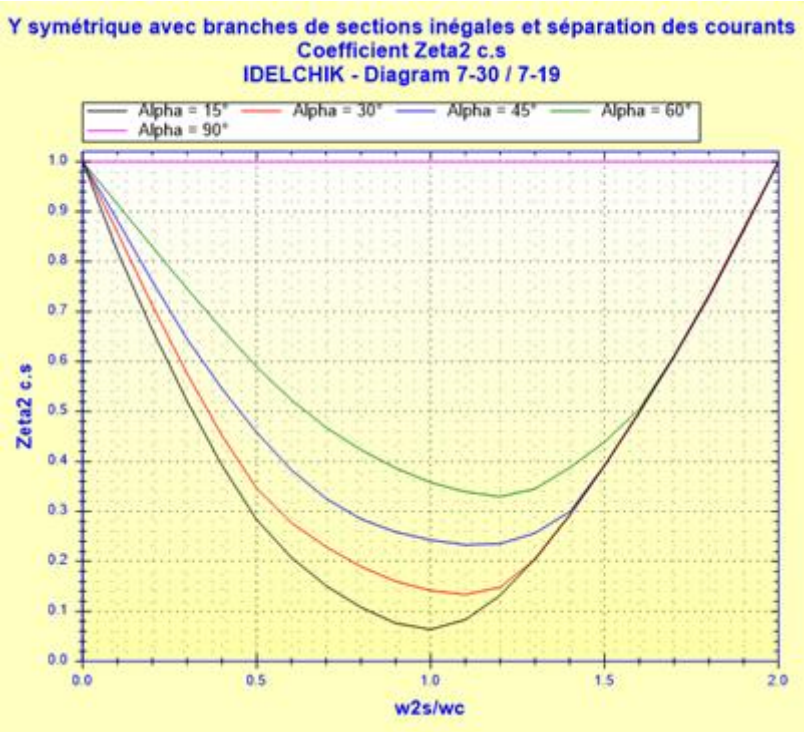


Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta_{2c.s} = f\left(\frac{W_{2s}}{W_c}, \alpha\right)$$

([1] diagramme 7.30)



Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

α	Demi angle des branches droite et gauche (°)
D_{1s}	Diamètre de la branche droite (m)
D_{2s}	Diamètre de la branche gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_{2s}	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_c	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
$\zeta_{1c.s}$	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
$\zeta_{2c.s}$	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{1s}	Perte de pression de la branche droite (Pa)
ΔP_{2s}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

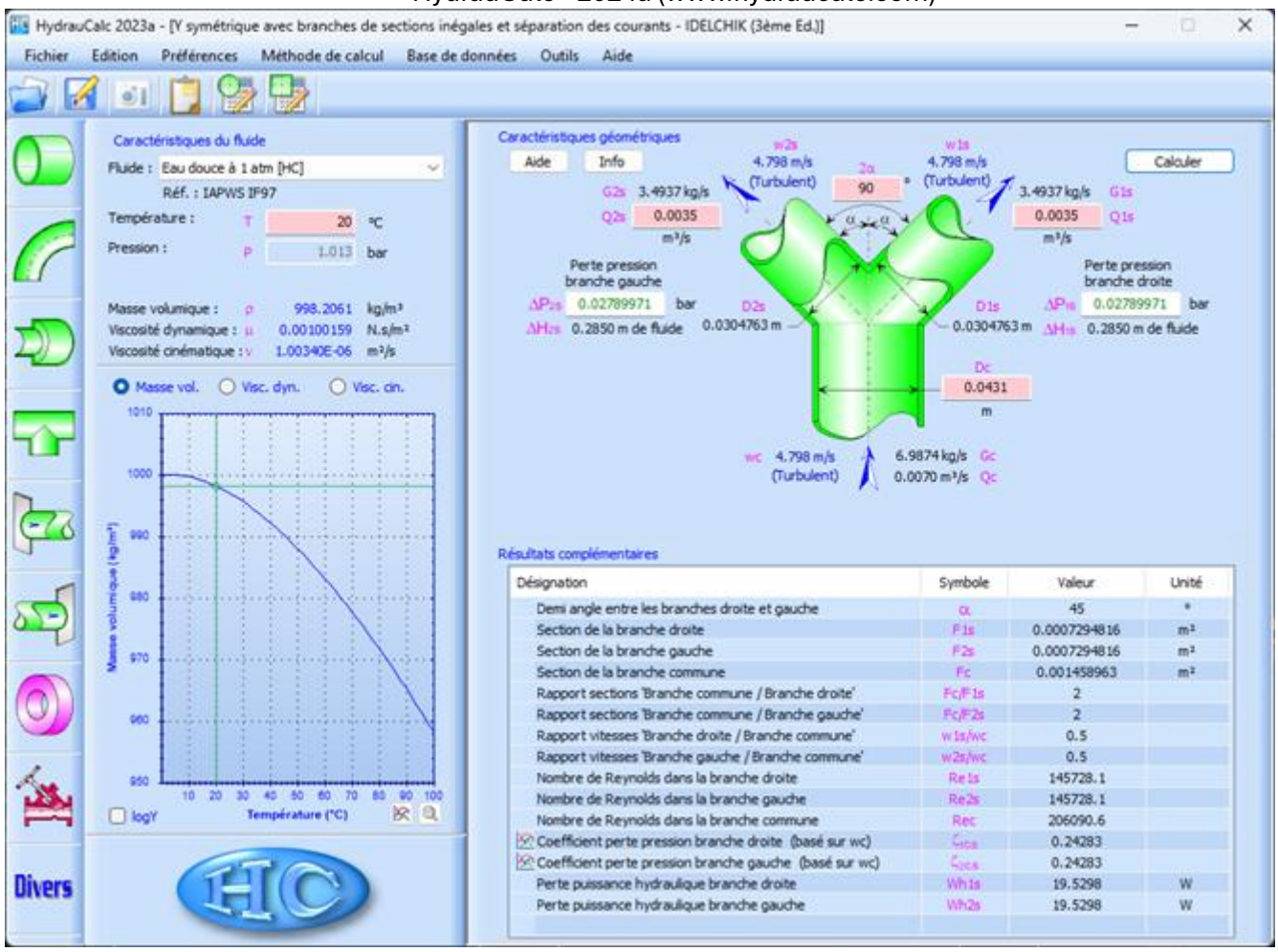
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

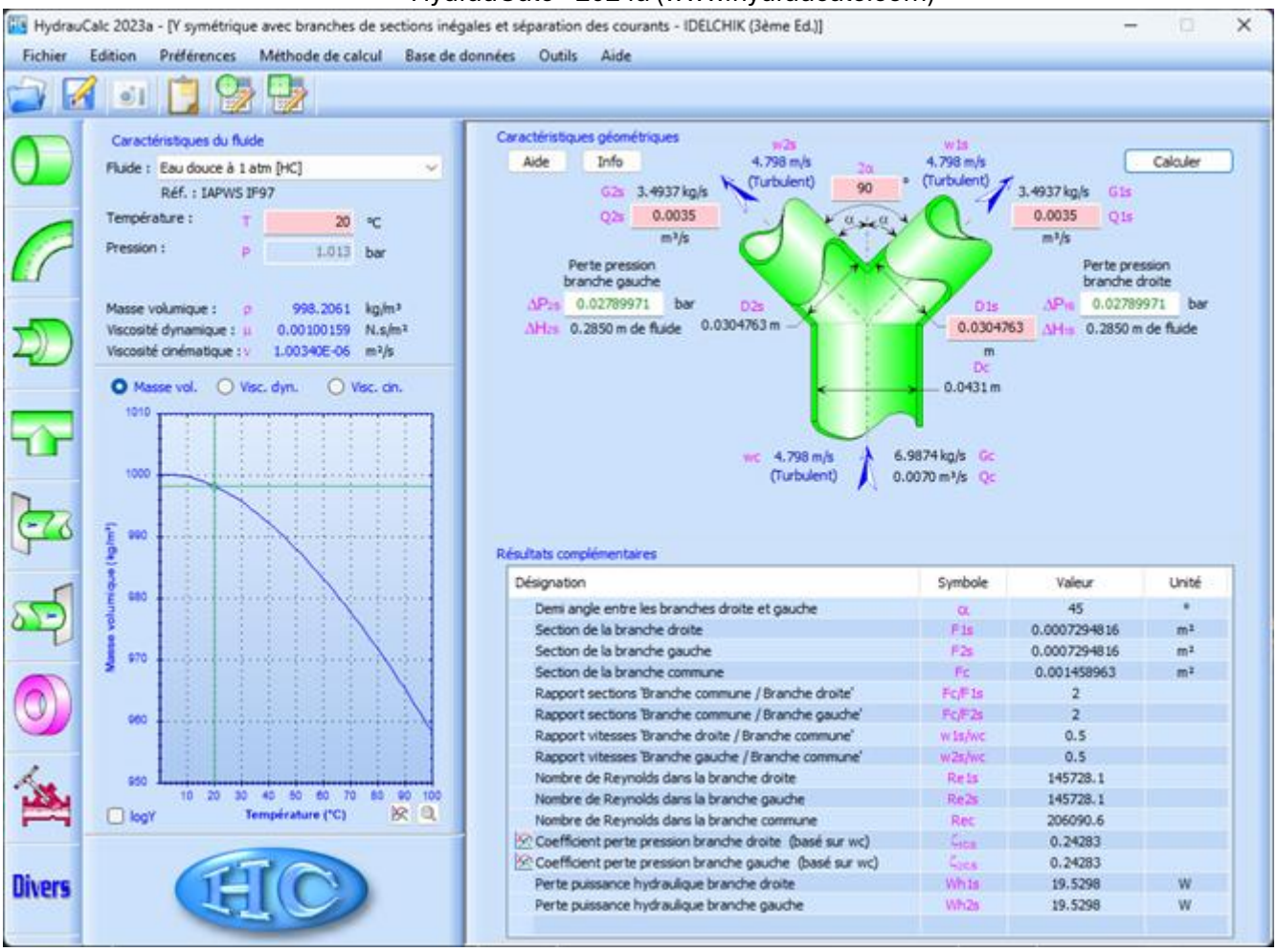
- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle entre les branches droite et gauche : compris entre 30° et 180° ($15° \leq \alpha \leq 90°$)
- section de la branche commune : égale à la somme des sections des branches droite et gauche ($F_c = F_{1s} + F_{2s}$ et $F_{1s} = F_{2s}$)

Exemple d'application :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :



■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.12.2 MILLER

Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite et gauche sont égaux, et la section de la branche commune est égale à la somme des sections des branches droite et gauche.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$A_1 = \frac{A_3}{2}$$

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$A_2 = \frac{A_3}{2}$$

Diamètre de la branche gauche (m) :

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}}$$

Diamètre de la branche droite (m) :

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}}$$

■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$A_3 = 2 \cdot A_1 = 2 \cdot A_2$$

Diamètre de la branche commune (m) :

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi}}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

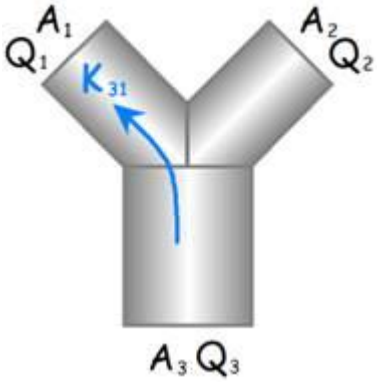
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

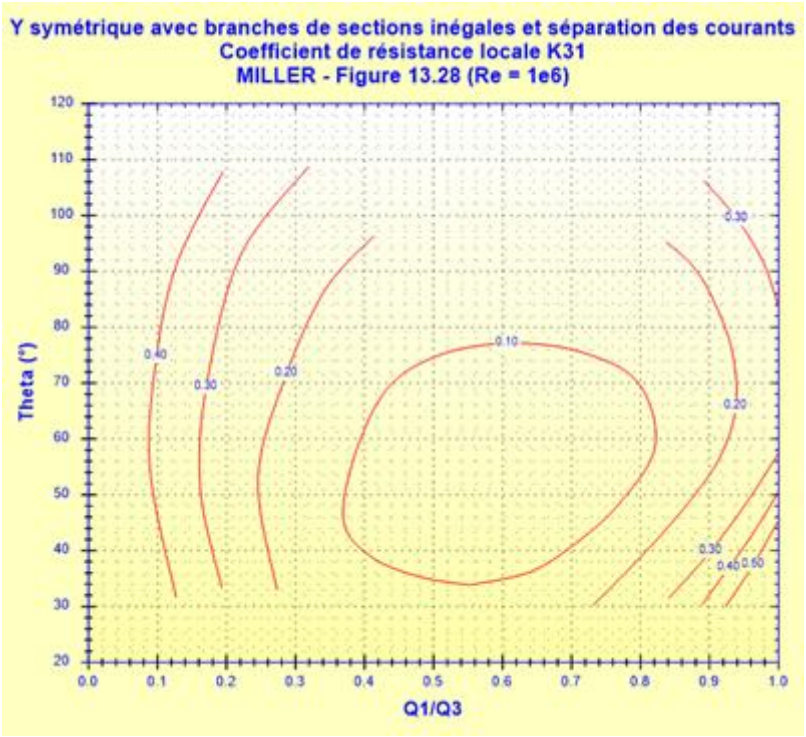
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

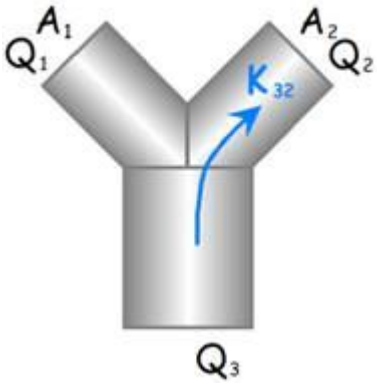


$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \theta\right)$$

([1] figure 13.28)

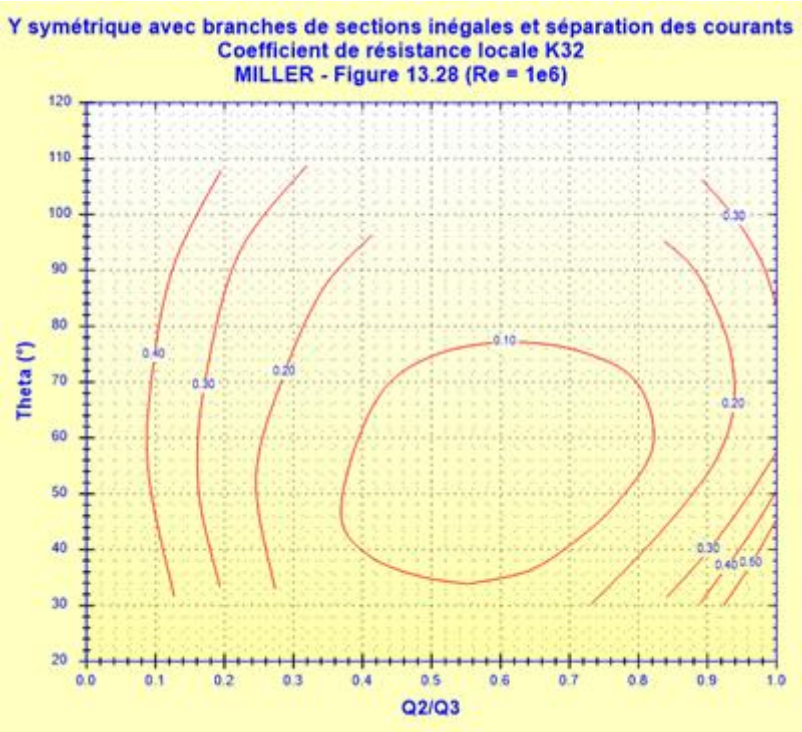


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{32} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}, \theta\right)$$

([1] figure 13.28)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

θ	Angle des branches droite et gauche (°)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche gauche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()
Re_3	Nombre de Reynolds dans la branche commune ()
K_{13}	Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
K_{23}	Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()
ΔP_{13}	Perte de pression de la branche gauche (Pa)
ΔP_{23}	Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

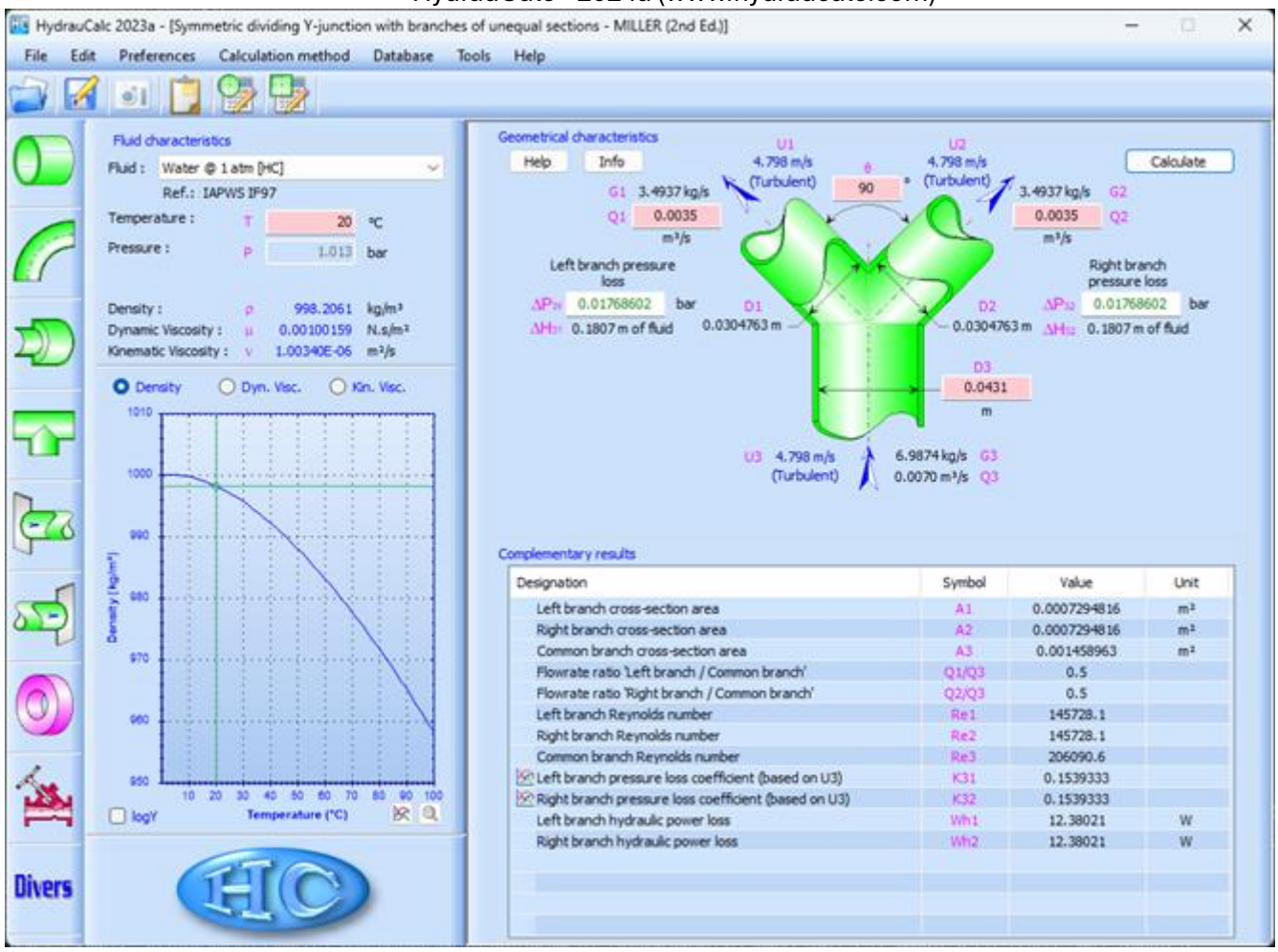
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

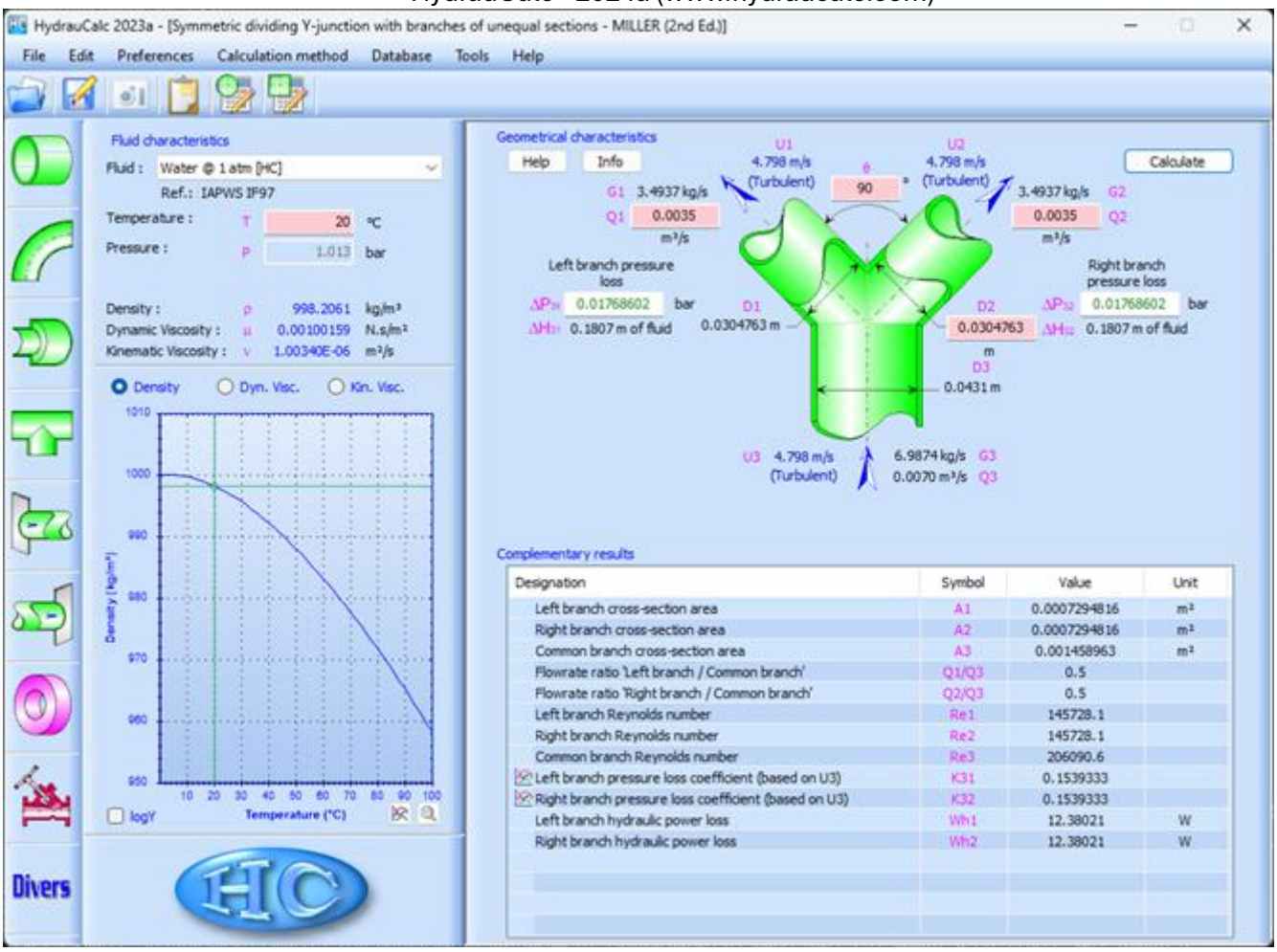
- régime d'écoulement : turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- angle des branches droite et gauche : compris entre 30° et 110° ($30° \leq \theta \leq 110°$)
- section de la branche commune : égale à la somme des sections des branches droite et gauche ($A_3 = A_1 + A_2$ et $A_1 = A_2$)

Exemple d'application :

■ Cas du diamètre de la branche commune connu :



■ Cas des diamètres des branches gauche et droite connus :



Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

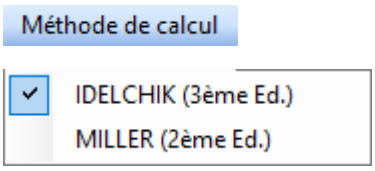
2.4.13 Y symétrique avec branches de sections égales et réunion des courants

Section circulaire

Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Y symétriques avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite, gauche et commune sont égaux. L'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.4.13.1 IDELCHIK

Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec réunion des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite, gauche et commune sont égaux.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_{1s}^2}{4}$$

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_{2s}^2}{4}$$

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

avec $D_{1s} = D_{2s} = D_c = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

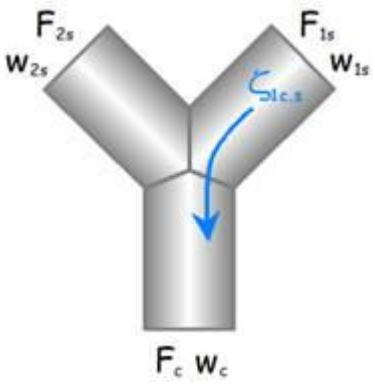
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_{2s} = \frac{W_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

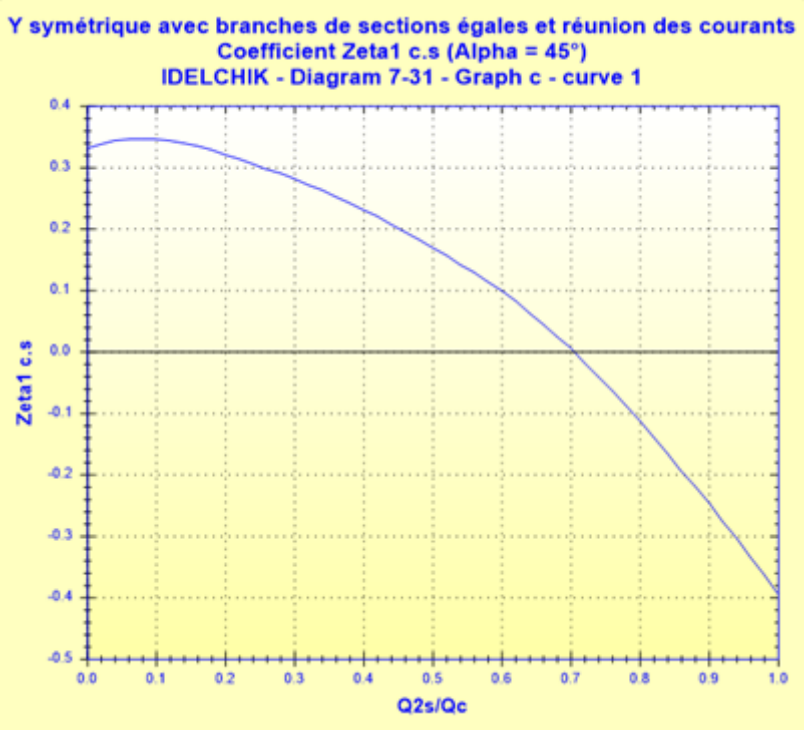
$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

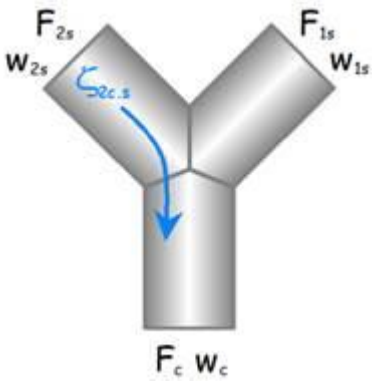


$$\zeta_{1c.s} = f\left(\frac{Q_{2S}}{Q_C}\right)$$

([1] diagramme 7.31)



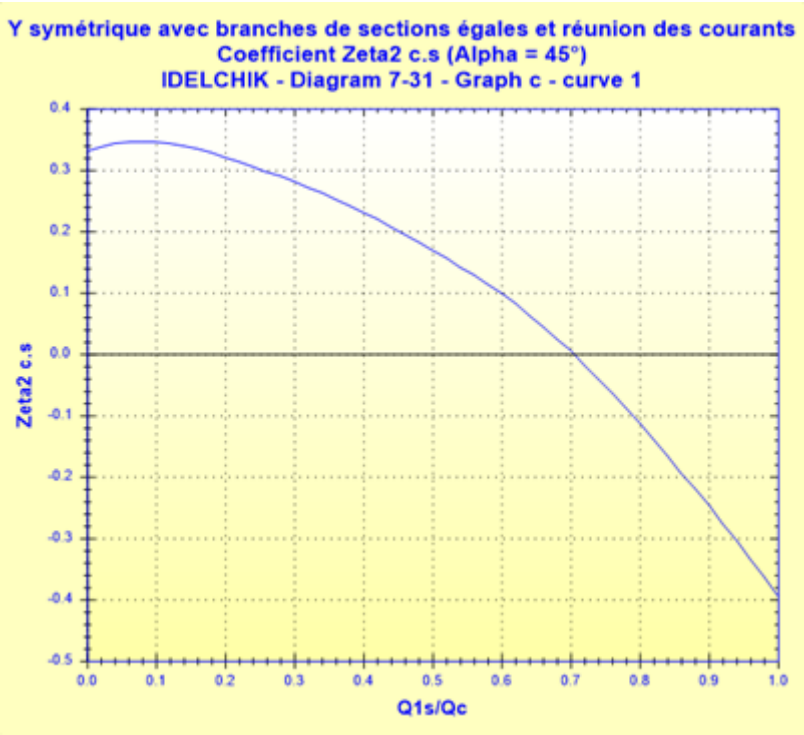
Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



Nota : pour la branche gauche, les formules sont les mêmes que celles de la branche droite, avec l'indice 2 au lieu de l'indice 1.

$$\zeta_{2c.s} = f\left(\frac{Q_{1S}}{Q_C}\right)$$

([1] diagramme 7.31)



Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

α	Demi angle entre les branches droite et gauche (°)
D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_{1s}	Diamètre de la branche droite (m)
D_{2s}	Diamètre de la branche gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_{1s} Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_{2s} Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

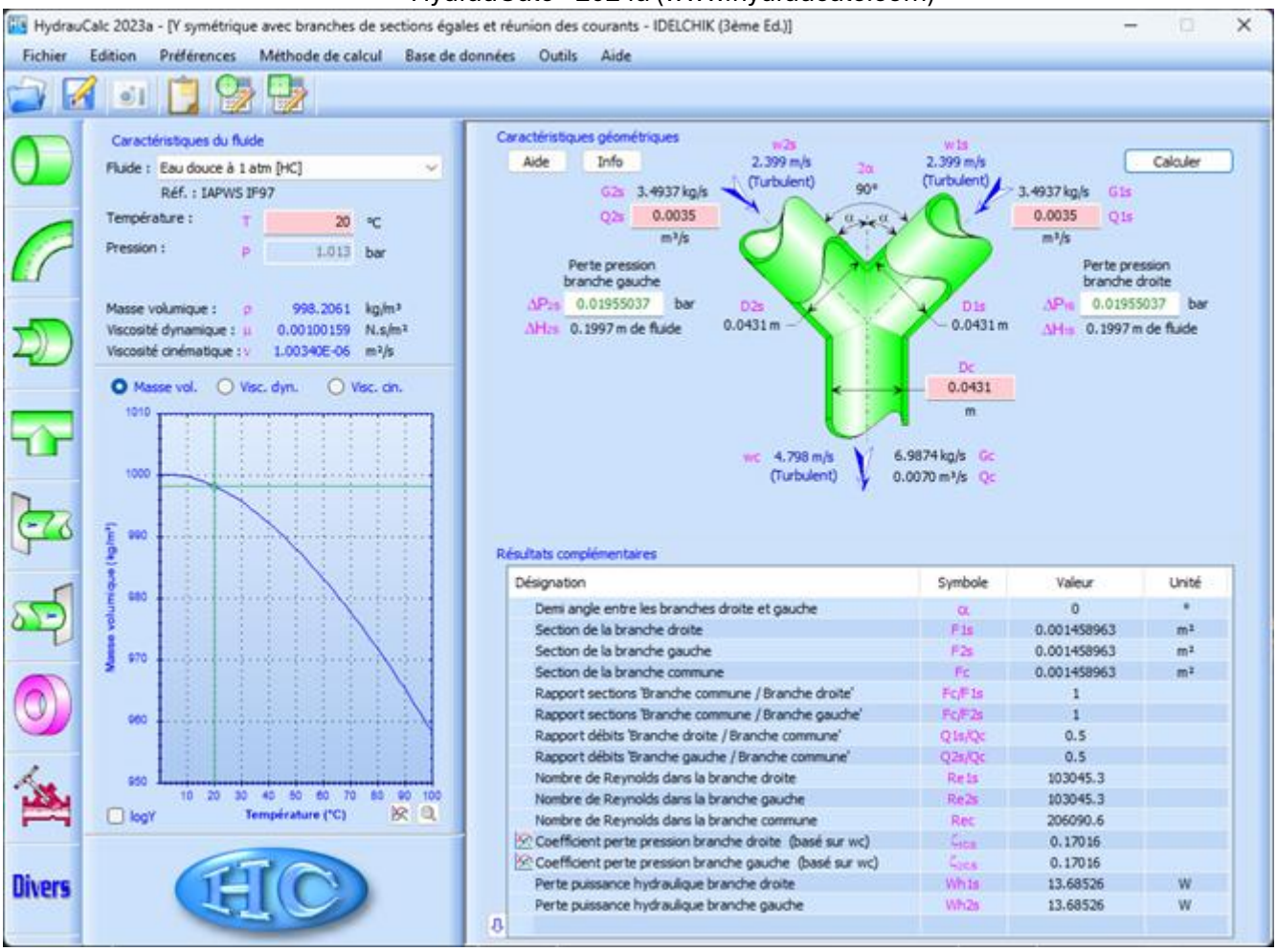
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle entre les branches droite et gauche égale à 90° (α = 45°)
- section égale des trois branches ($F_{1s} = F_{2s} = F_c$)

Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.13.2 MILLER

Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec réunion des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite, gauche et commune sont égaux.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

avec $D_1 = D_2 = D_3 = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

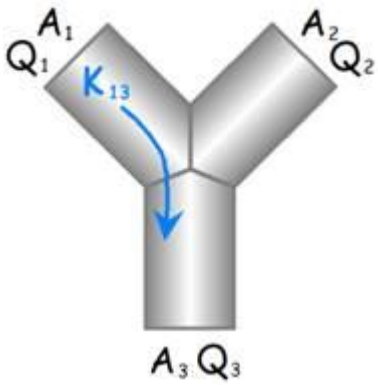
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

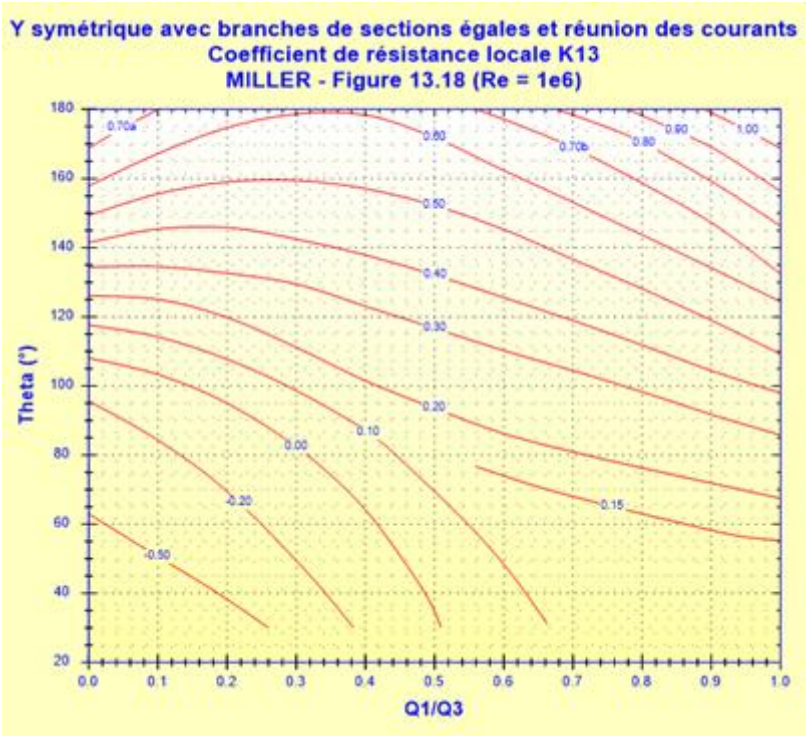
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

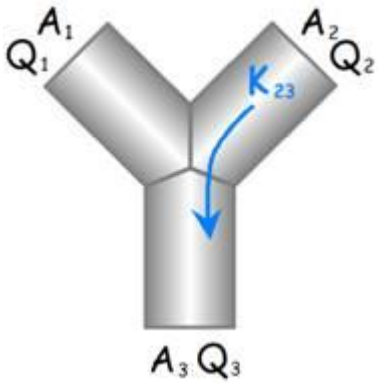


$$K_{13} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \theta\right)$$

([1] figure 13.18)

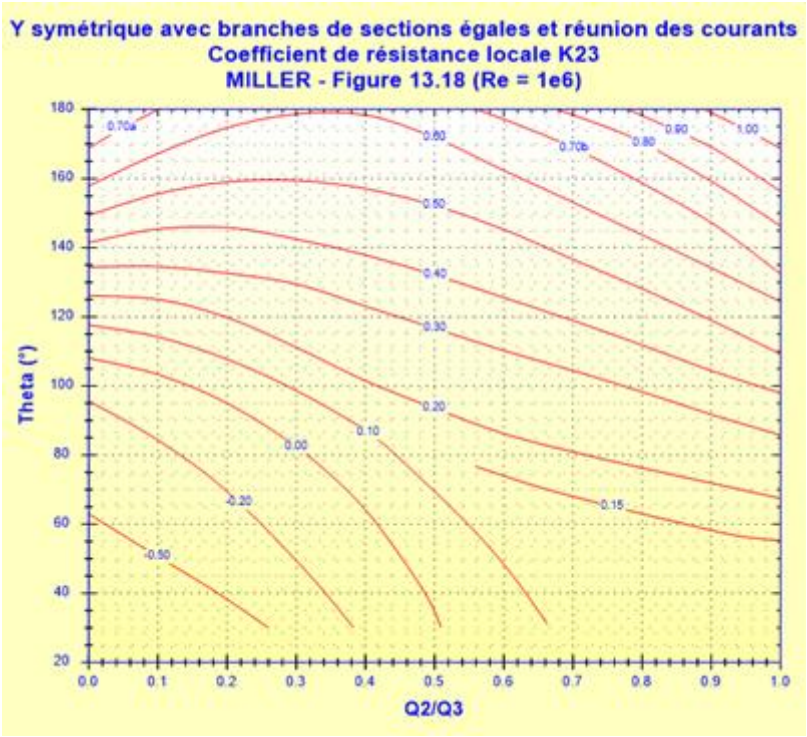


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{23} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}, \theta\right)$$

([1] figure 13.18)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

θ	Angle entre les branches droite et gauche (°)
D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_3 Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

K_{13} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{23} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{13} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{23} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

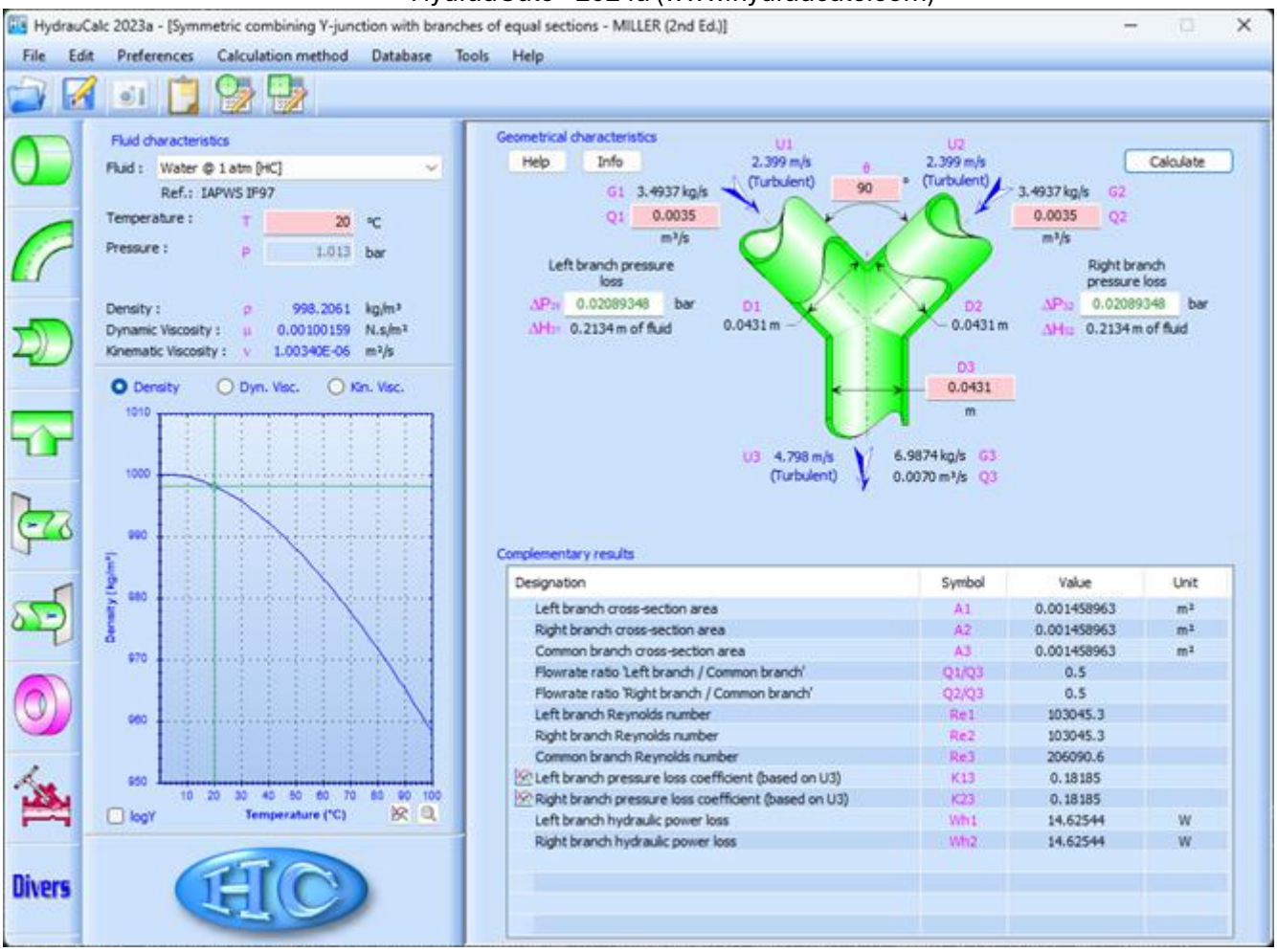
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- angle entre les branches droite et gauche compris entre 20° et 180° ($20° \leq \theta \leq 180°$)
- section égale des trois branches ($A_1 = A_2 = A_3$)

Exemple d'application :

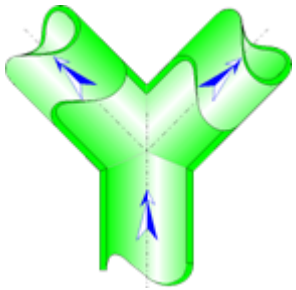


Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.14 Y symétrique avec branches de sections égales et séparation des courants

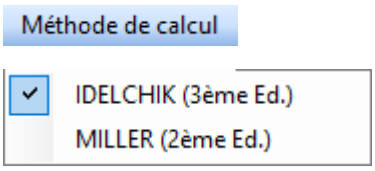
Section circulaire



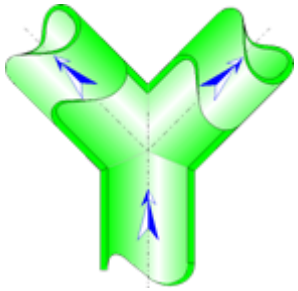
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des Y symétriques avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite, gauche et commune sont égaux. L'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.4.14.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite, gauche et commune sont égaux.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_{1s}^2}{4}$$

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_{2s}^2}{4}$$

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$$

avec $D_{1s} = D_{2s} = D_c = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_{1s} = \frac{W_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

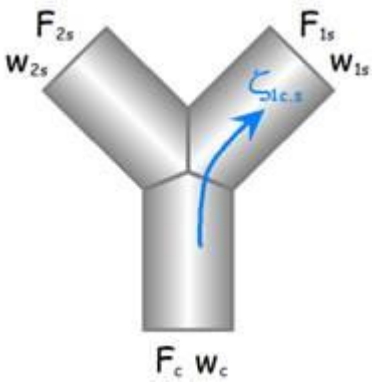
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_{2s} = \frac{W_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

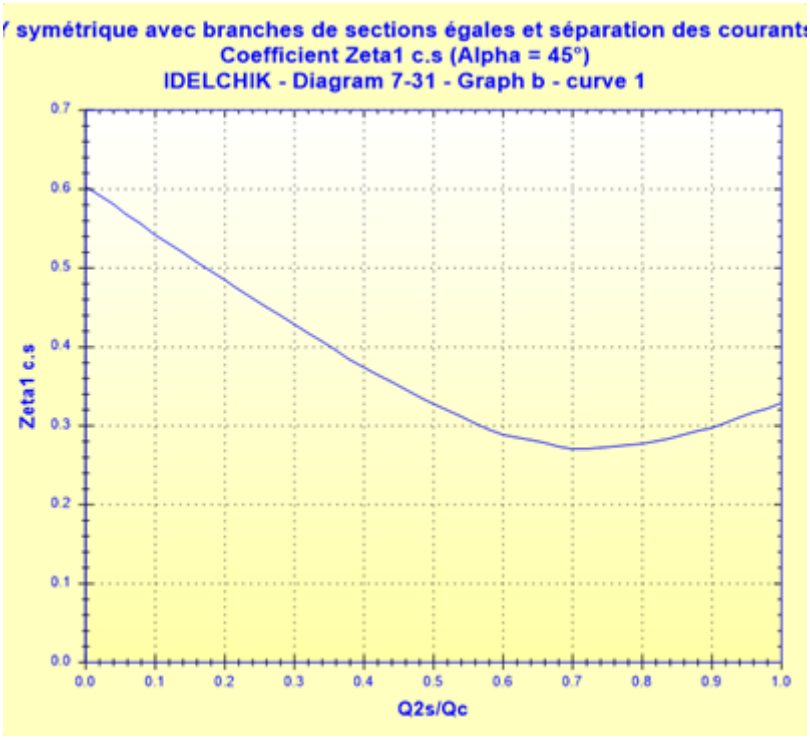
$$\mathrm{Re}_c = \frac{W_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

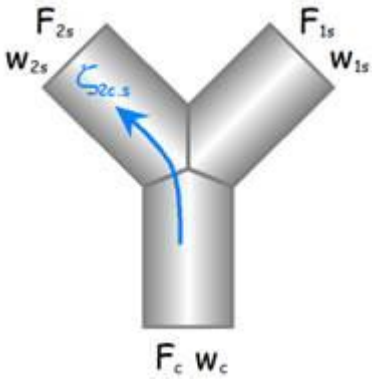


$$\zeta_{1c.s} = f\left(\frac{Q_{2s}}{W_c}\right)$$

([1] diagramme 7.31)

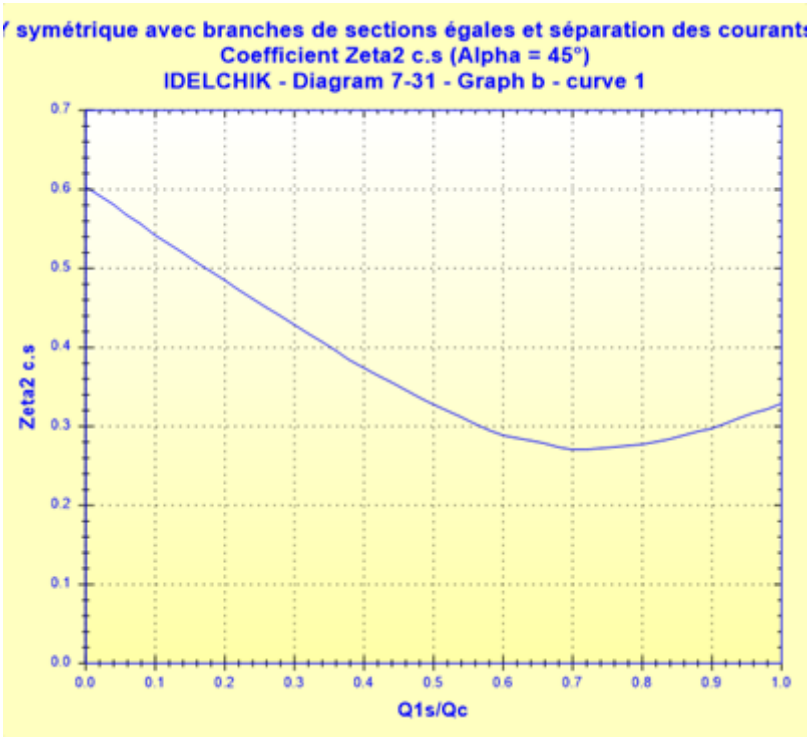


Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta_{2c.s} = f\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)$$

([1] diagramme 7.31)



Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{w_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

α	Demi angle entre les branches droite et gauche (°)
D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_{1s}	Diamètre de la branche droite (m)
D_{2s}	Diamètre de la branche gauche (m)
D_c	Diamètre de la branche latérale commune (m)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_{1s} Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_{2s} Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

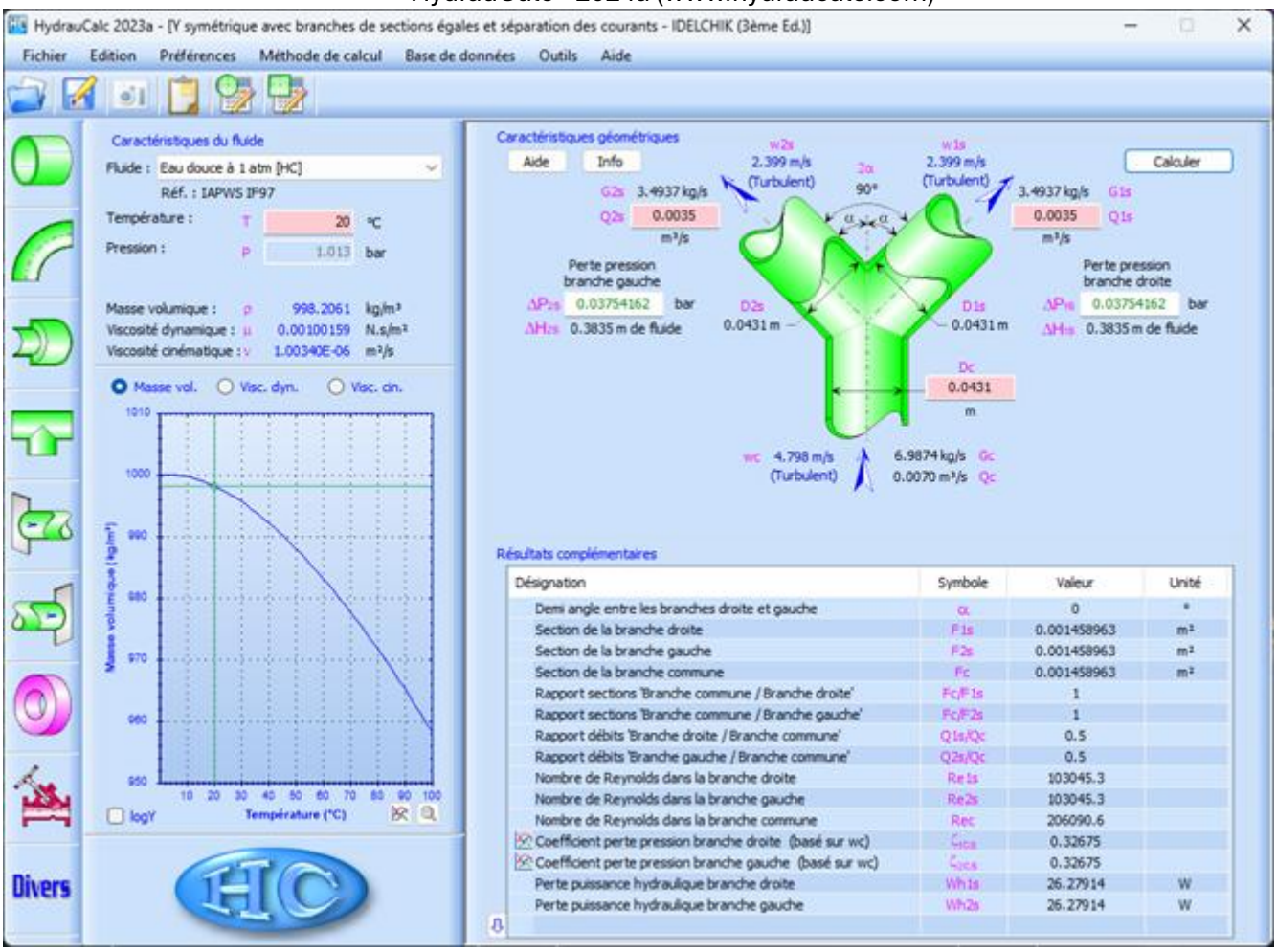
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- angle entre les branches droite et gauche égale à 90° (α = 45°)
- section égale des trois branches ($F_{1s} = F_{2s} = F_c$)

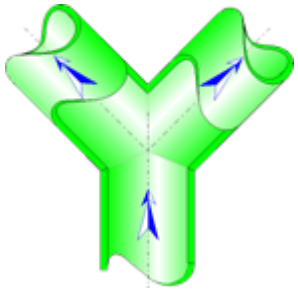
Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.14.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un Y symétrique avec séparation des courants. Pour ce composant, les diamètres des branches droite, gauche et commune sont égaux.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage des trois branches (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D_3^2}{4}$$

avec $D_1 = D_2 = D_3 = D$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$U_1 = \frac{Q_1}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$U_3 = \frac{Q_3}{A_3}$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_1 = Q_1 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_2 = Q_2 \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_3 = Q_3 \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U_1 \cdot D_1}{\nu}$$

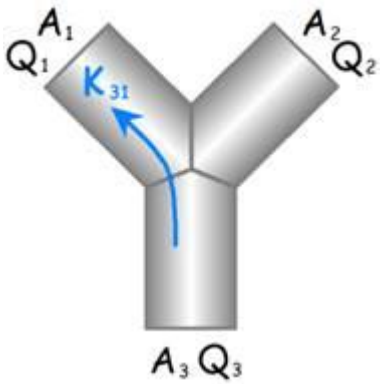
Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

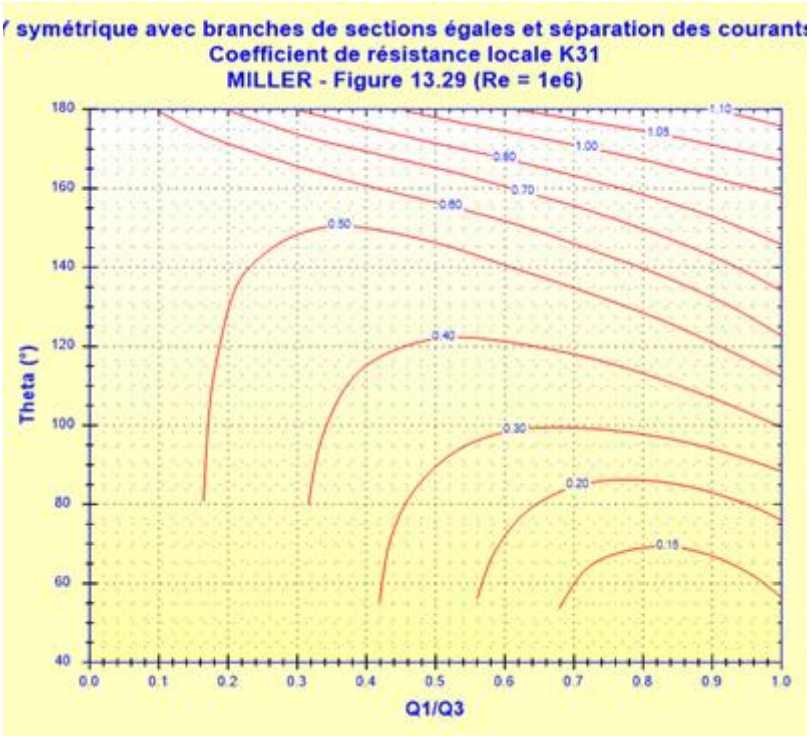
$$\mathrm{Re}_3 = \frac{U_3 \cdot D_3}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :

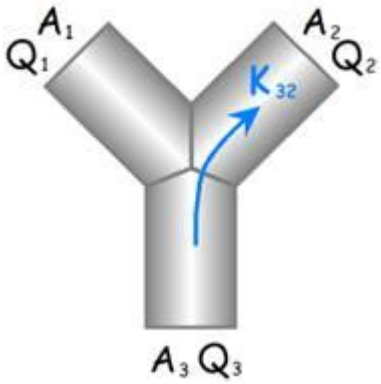


$$K_{31} = f\left(\frac{Q_1}{Q_3}, \theta\right)$$

([1] figure 13.29)

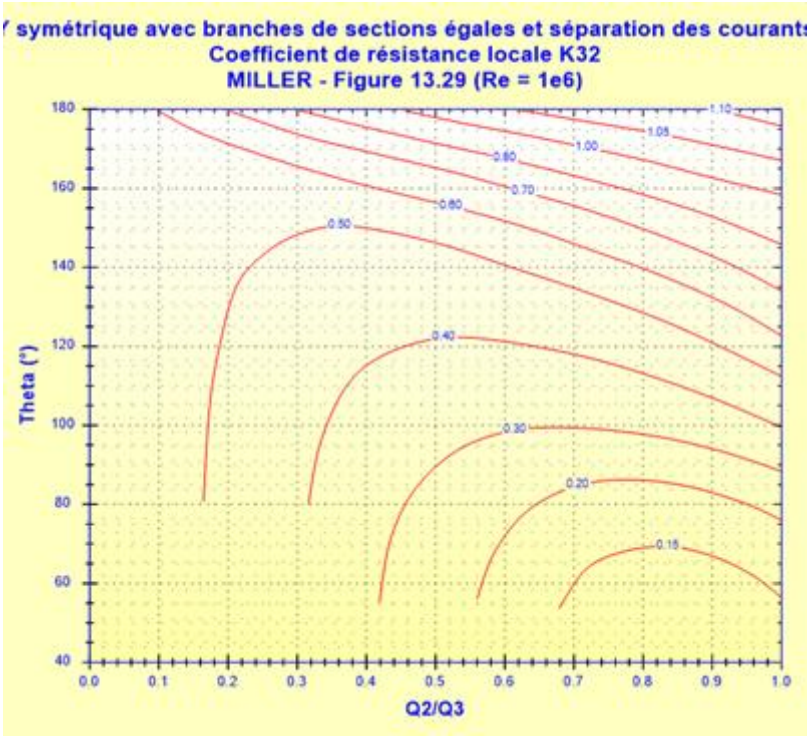


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$K_{32} = f\left(\frac{Q_2}{Q_3}, \theta\right)$$

([1] figure 13.29)



Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{13} = K_{13} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.1)

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{23} = K_{23} \cdot \frac{\rho \cdot U_3^2}{2}$$

([1] équation 13.2)

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{13} = \Delta P_{13} \cdot Q_1$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{23} = \Delta P_{23} \cdot Q_2$$

Symboles, définitions, unités SI :

θ	Angle entre les branches droite et gauche (°)
D	Diamètre intérieur des trois branches (m)
D_1	Diamètre de la branche gauche (m)
D_2	Diamètre de la branche droite (m)
D_3	Diamètre de la branche commune (m)
A_1	Section de passage de la branche gauche (m^2)
A_2	Section de passage de la branche droite (m^2)
A_3	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_1	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
U_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_2	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
U_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_3	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
U_3	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_1	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_2	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_3	Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_3 Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

K_{13} Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

K_{23} Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{13} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔP_{23} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔH_{13} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

ΔH_{23} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

Wh_{13} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

Wh_{23} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

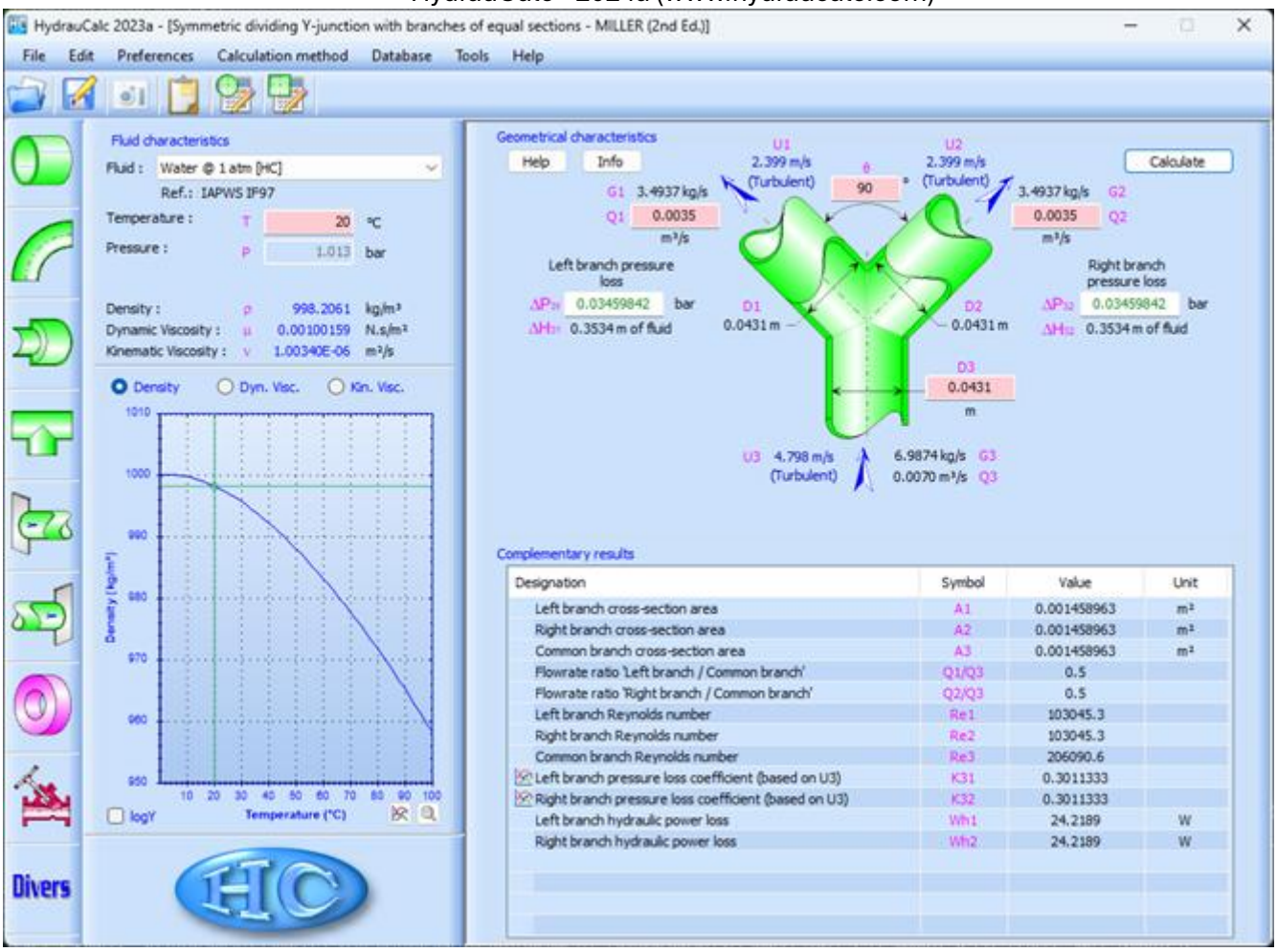
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re_3 \geq 10^5$)
- angle entre les branches droite et gauche compris entre 60° et 180° ($60° \leq \theta \leq 180°$)
- section égale des trois branches ($A_1 = A_2 = A_3$)

Exemple d'application :

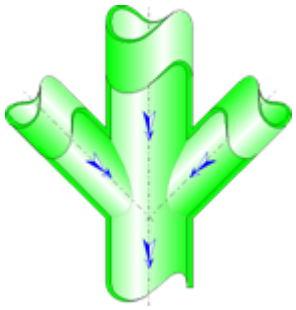


Référence :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller (1990)

2.4.15 Quatre voies avec branches de sections inégales et réunion des courants

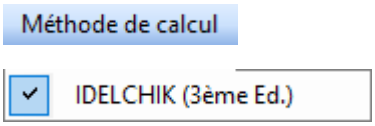
Section circulaire



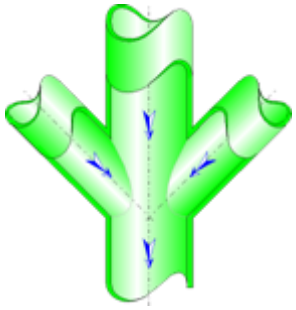
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des jonctions 4 voies avec réunion des courants, la méthode de calcul est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.4.15.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction 4 voies avec réunion des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche rectiligne (m^2) :

$$F_{st} = \pi \cdot \frac{D_{st}^2}{4}$$

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_{st}^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{st} + Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$W_{st} = \frac{Q_{st}}{F_c}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_{st} = Q_{st} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$Re_{st} = \frac{w_{st} \cdot D_c}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$Re_{1s} = \frac{w_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

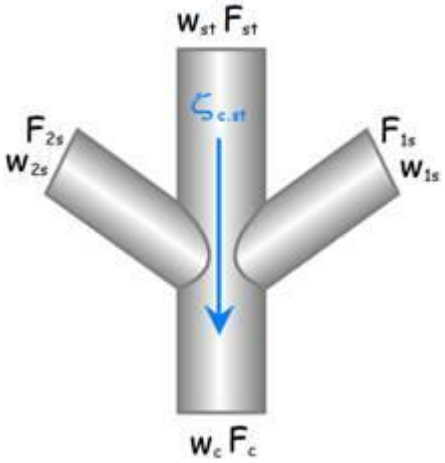
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$Re_{2s} = \frac{w_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$Re_c = \frac{w_c \cdot D_c}{\nu}$$

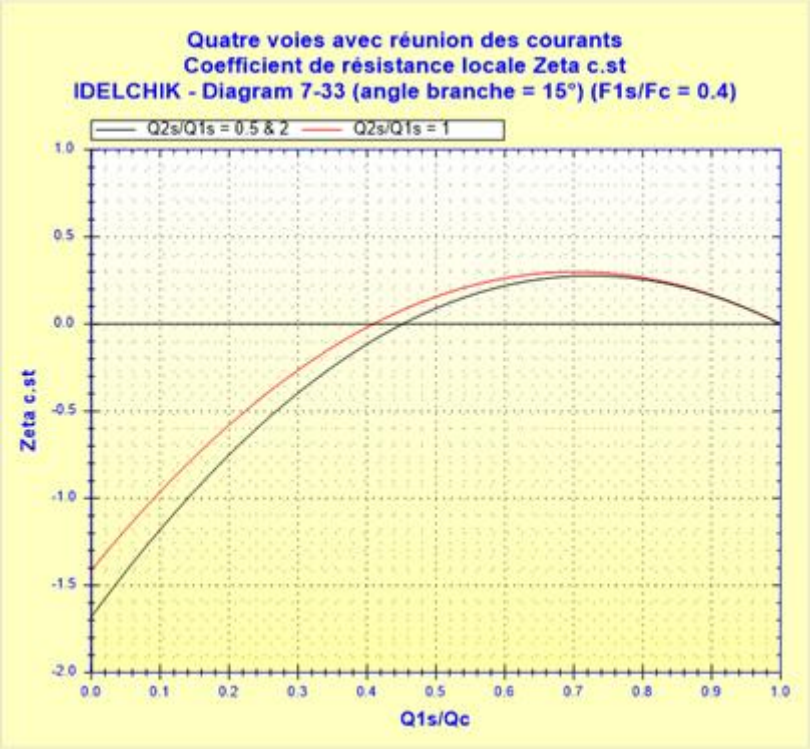
Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



- Angle $\alpha = 15°$

$$\zeta_{c.st} = 1 + \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_{st}}{Q_c}}{\left(0.75 + 0.25 \cdot \frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2} - 1.93 \cdot \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{1s}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2} \cdot \left(\frac{Qc}{Q_{st}} - 1\right)^2$$

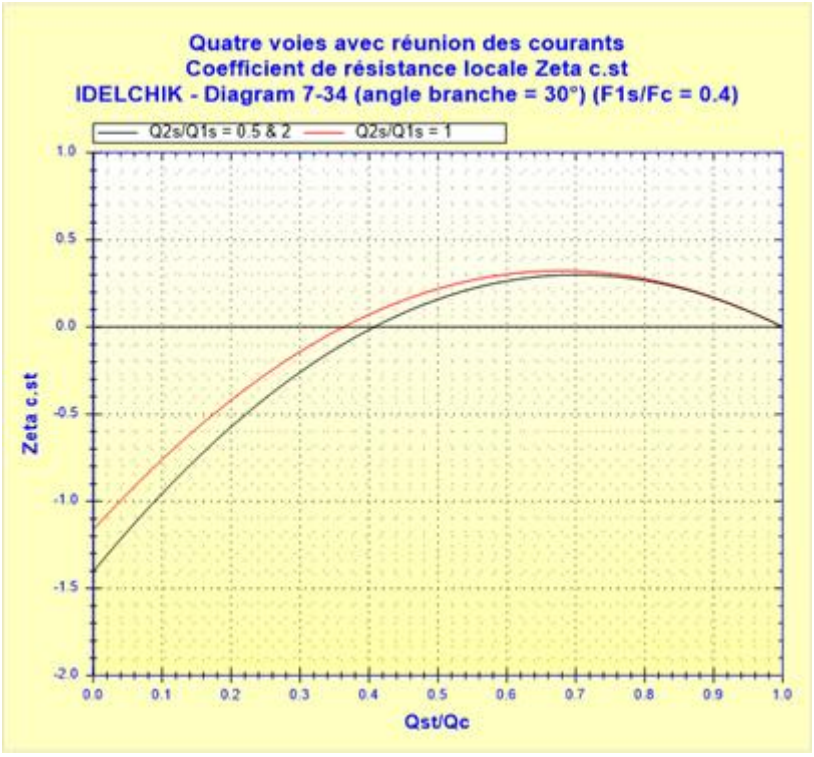
([1] diagramme 7-33)



- Angle $\alpha = 30°$

$$\zeta_{c.st} = 1 + \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_{st}}{Q_c}}{\left(0.75 + 0.25 \cdot \frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2} - 1.73 \cdot \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{1s}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2} \cdot \left(\frac{Qc}{Q_{st}} - 1\right)^2$$

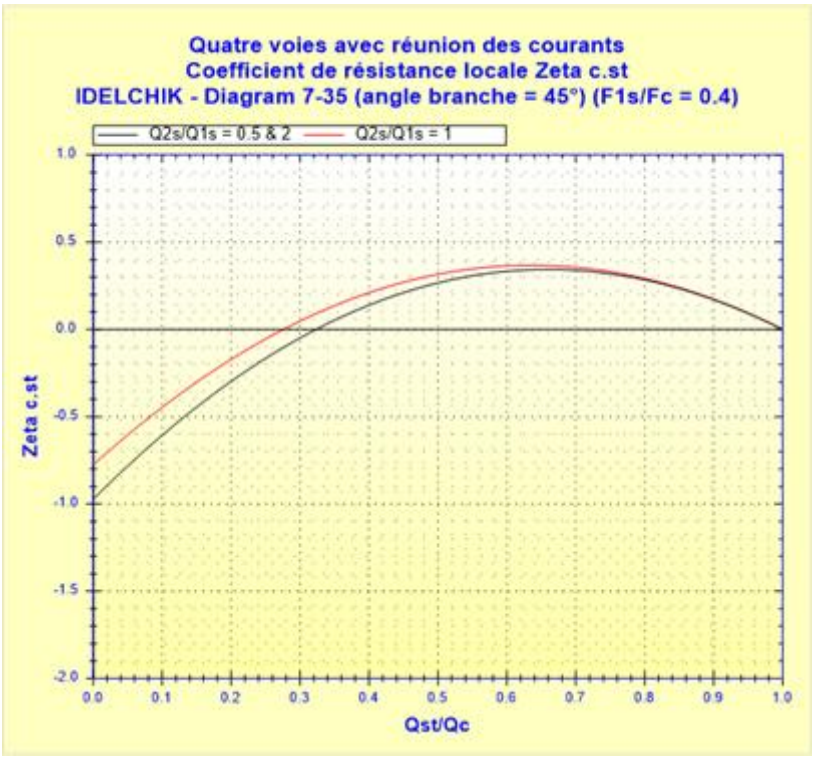
([1] diagramme 7-34)



- Angle $\alpha = 45°$

$$\zeta_{c.st} = 1 + \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_{st}}{Q_c}}{\left(0.75 + 0.25 \cdot \frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2} - 1.42 \cdot \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{1s}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2} \cdot \left(\frac{Qc}{Q_{st}} - 1\right)^2$$

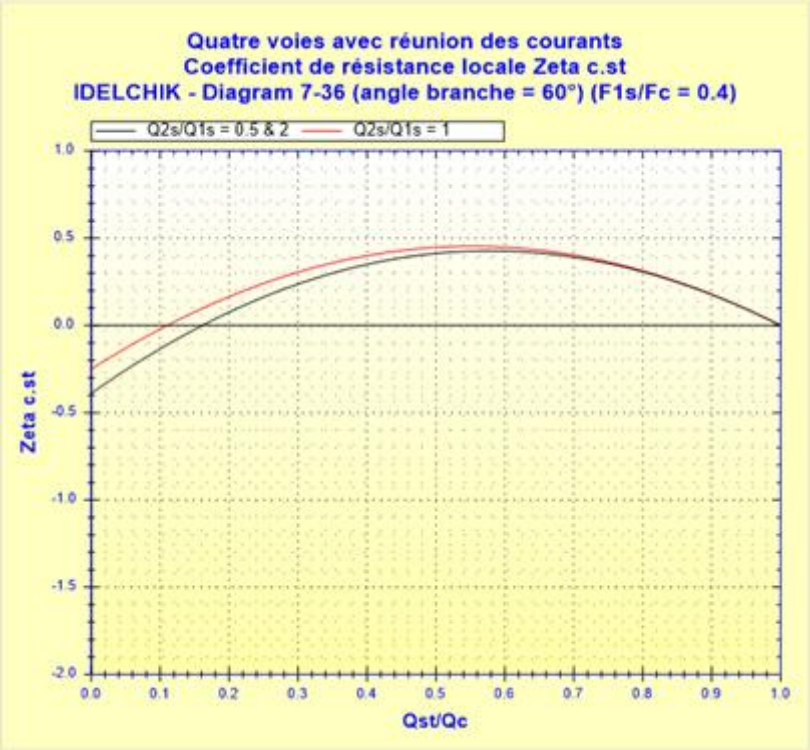
([1] diagramme 7-35)



- Angle $\alpha = 60°$

$$\zeta_{c.st} = 1 + \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_{st}}{Q_c}}{\left(0.75 + 0.25 \cdot \frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2} - \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{1s}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2} \cdot \left(\frac{Qc}{Q_{st}} - 1\right)^2$$

([1] diagramme 7-36)

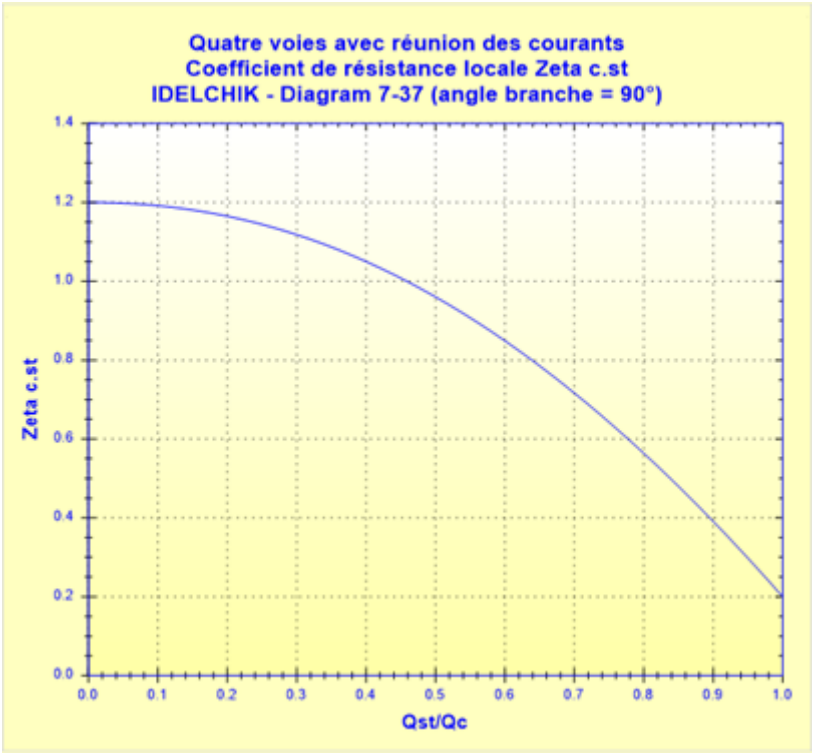


- Angle $\alpha = 90°$

$$\zeta_{c.st} = 1.2 + \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_{st}}{Q_c}}{\left(0.75 + 0.25 \cdot \frac{Q_{st}}{Q_c}\right)^2}$$

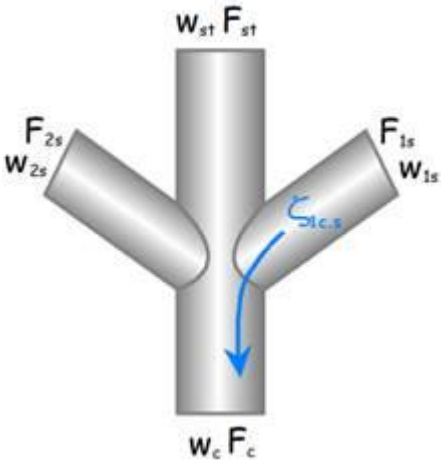
([1] diagramme 7-37)

Dans cette formule, le coefficient '1' de la formule originale a été remplacé par la valeur '1.2' pour être cohérent avec les graphiques présentés dans le diagramme 7-37



Pour les angles α quelconques compris entre 15° et 90°, le coefficient $\zeta_{c.st}$ est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de $\zeta_{c.st}$ calculées à 15°, 30°, 45°, 60° et 90°.

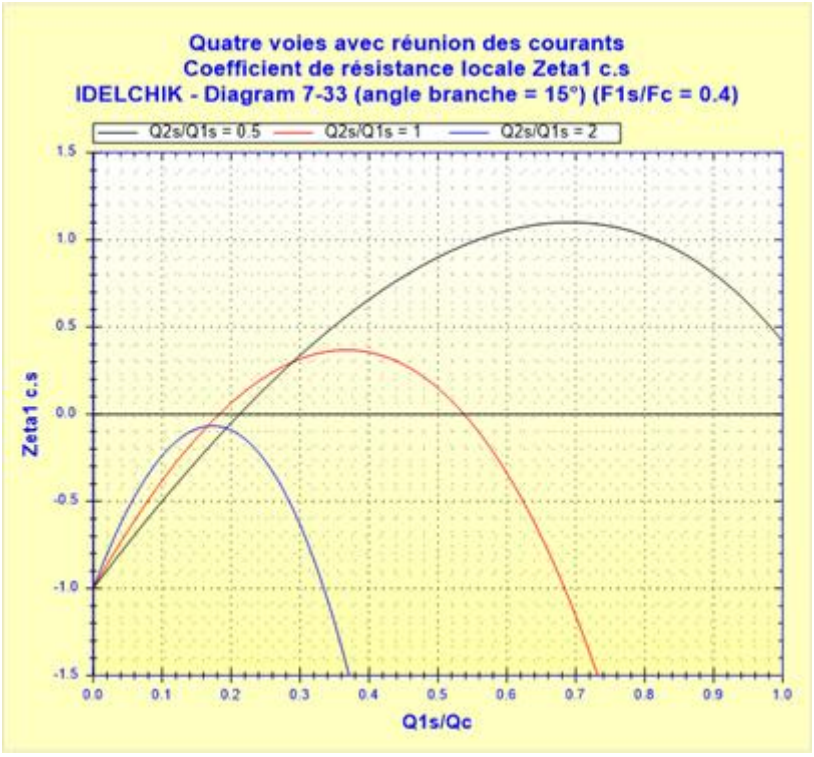
Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



- Angle $\alpha = 15°$

$$\zeta_{1c.s} = 1+\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\right)^2 - 8\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1s}}-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\cdot\frac{Q_{1s}}{Q_c}} - 1.93\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\left[1+\left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2\right]$$

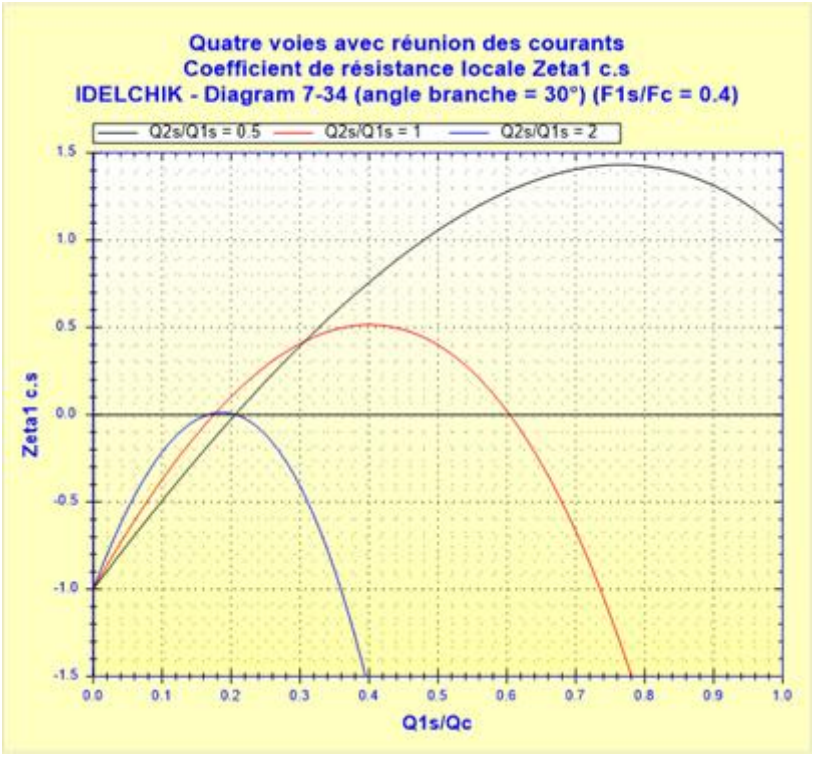
([1] diagramme 7-33)



- Angle $\alpha = 30°$

$$\zeta_{1c.s} = 1+\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\right)^2 - 8\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1s}}-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\cdot\frac{Q_{1s}}{Q_c}} - 1.73\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\left[1+\left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2\right]$$

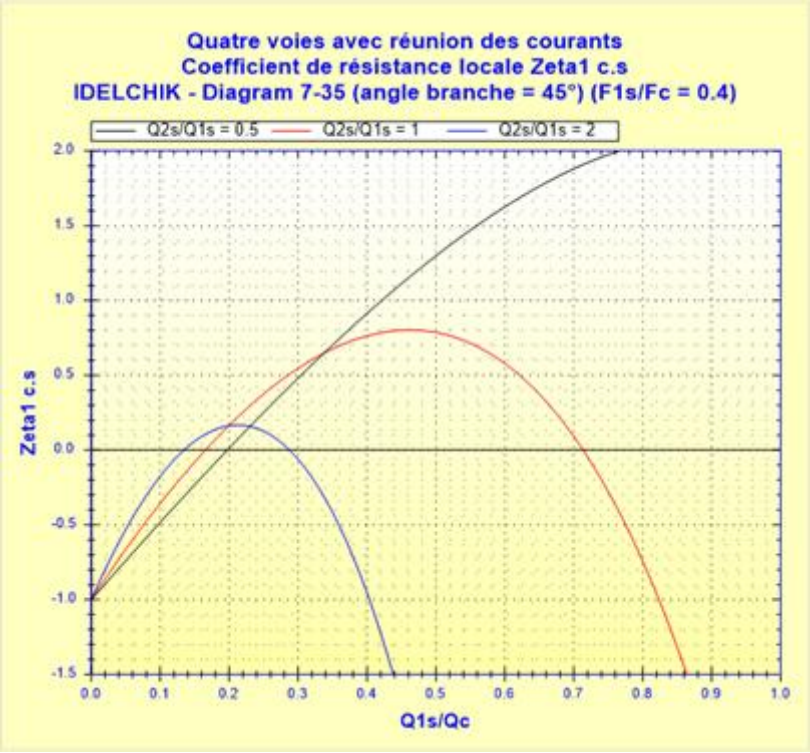
([1] diagramme 7-34)



- Angle $\alpha = 45°$

$$\zeta_{1c.s} = 1+\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\right)^2 - 8\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1s}}-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\cdot\frac{Q_{1s}}{Q_c}} - 1.42\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\left[1+\left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2\right]$$

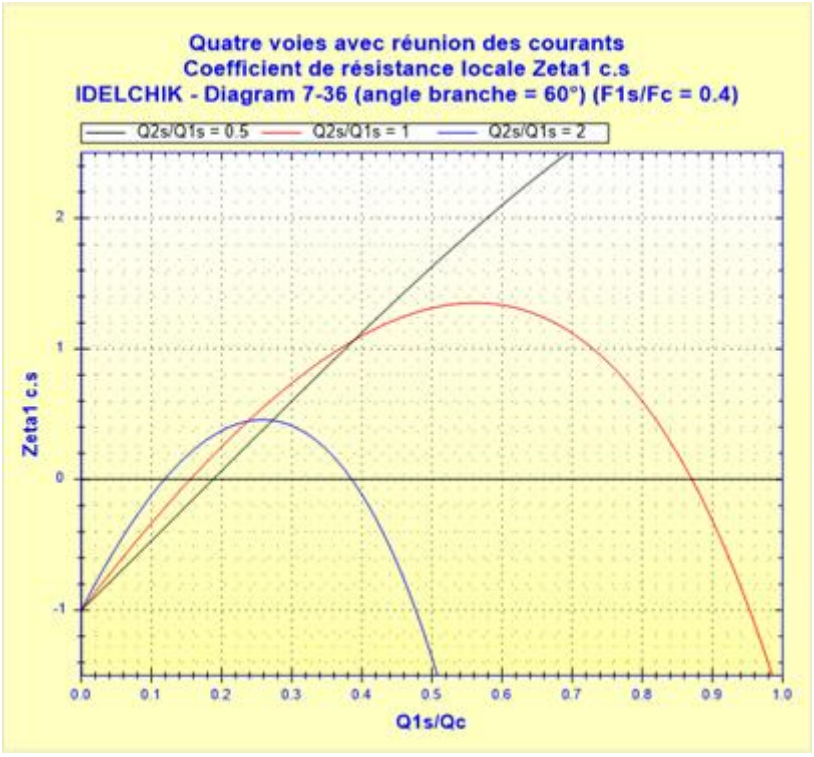
([1] diagramme 7-35)



- Angle $\alpha = 60°$

$$\zeta_{1c.s} = 1+\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\right)^2 - 8\cdot\left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1s}}-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\cdot\frac{Q_{1s}}{Q_c}} - \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{F_c}{F_{1s}}\left[1+\left(\frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)^2\right]$$

([1] diagramme 7-36)

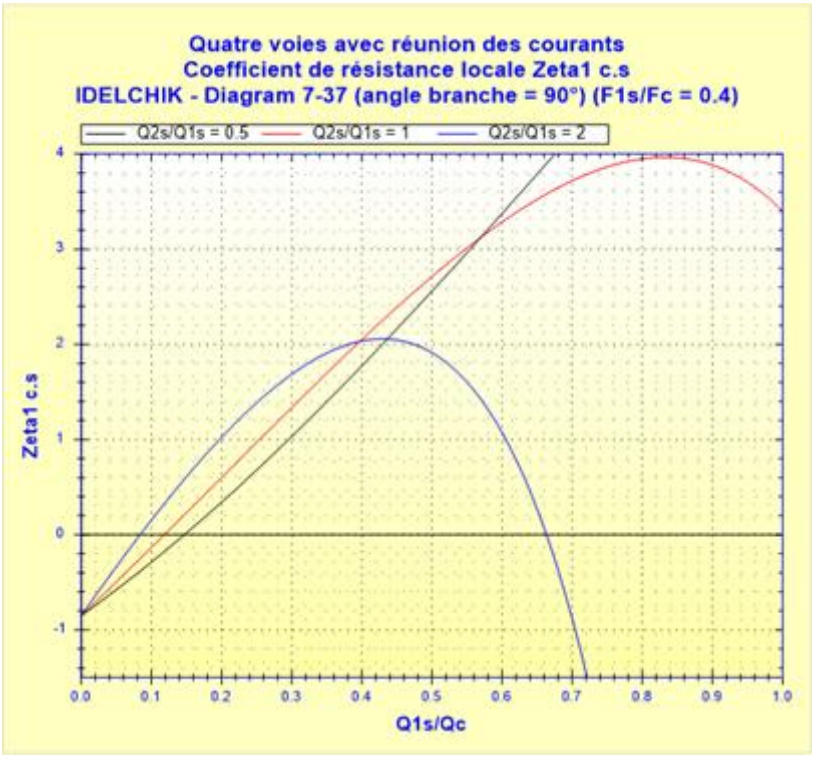


- Angle $\alpha = 90°$

$$\zeta_{1c.s} = 1.15 + \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{1s}}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Q_{1s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1s}} - \left(1 + \frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{2s}}{Q_{1s}}\right) \cdot \frac{Q_{1s}}{Q_c}}$$

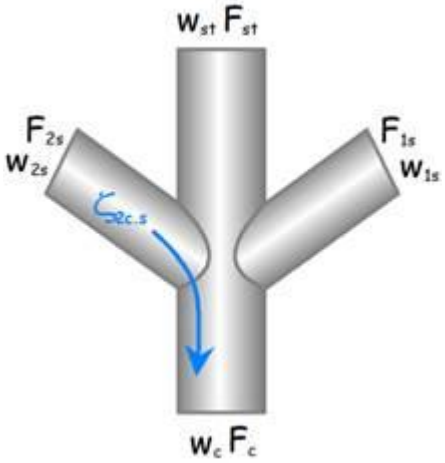
([1] diagramme 7-37)

Dans cette formule, le coefficient '1' de la formule originale a été remplacé par la valeur '1.15' pour être cohérent avec les graphiques présentés dans le diagramme 7-37



Pour les angles α quelconques compris entre 15° et 90°, le coefficient $\zeta_{1c.s}$ est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de $\zeta_{1c.s}$ calculées à 15°, 30°, 45°, 60° et 90°.

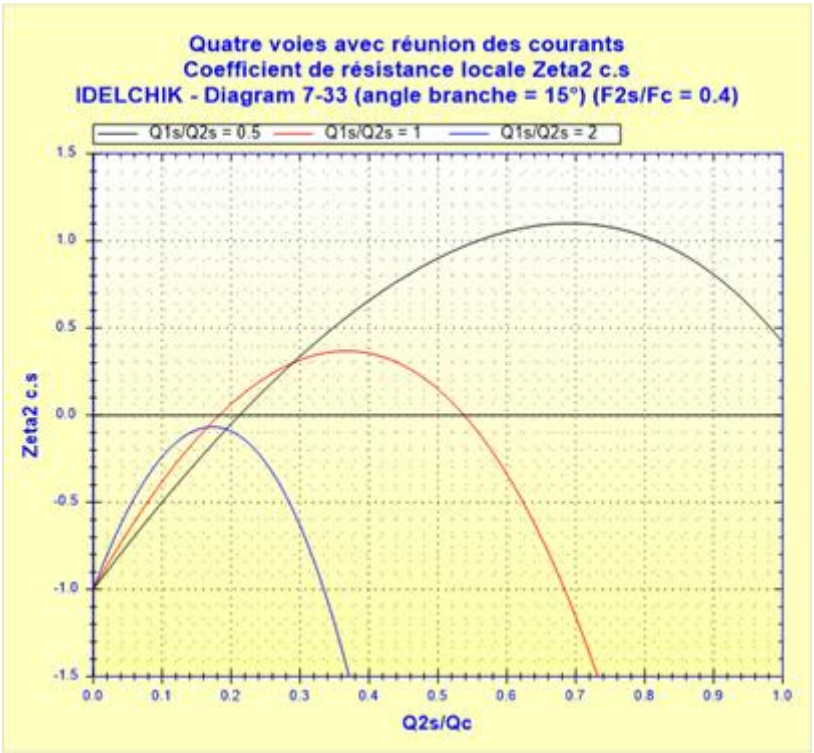
Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



- Angle $\alpha = 15°$

$$\zeta_{2c.s} = 1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{2s}}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{2s}} - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right) \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}} - 1.93 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{2s}} \left[1 + \left(\frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)^2\right]$$

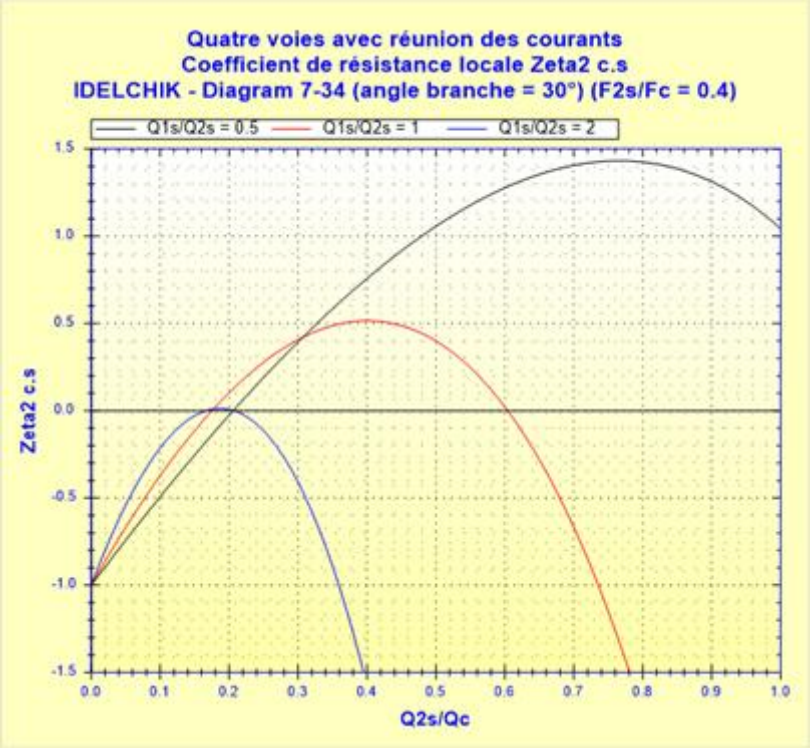
([1] diagramme 7-33)



- Angle $\alpha = 30°$

$$\zeta_{2c.s} = 1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{2s}}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{2s}} - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right) \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}} - 1.73 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{2s}} \left[1 + \left(\frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)^2\right]$$

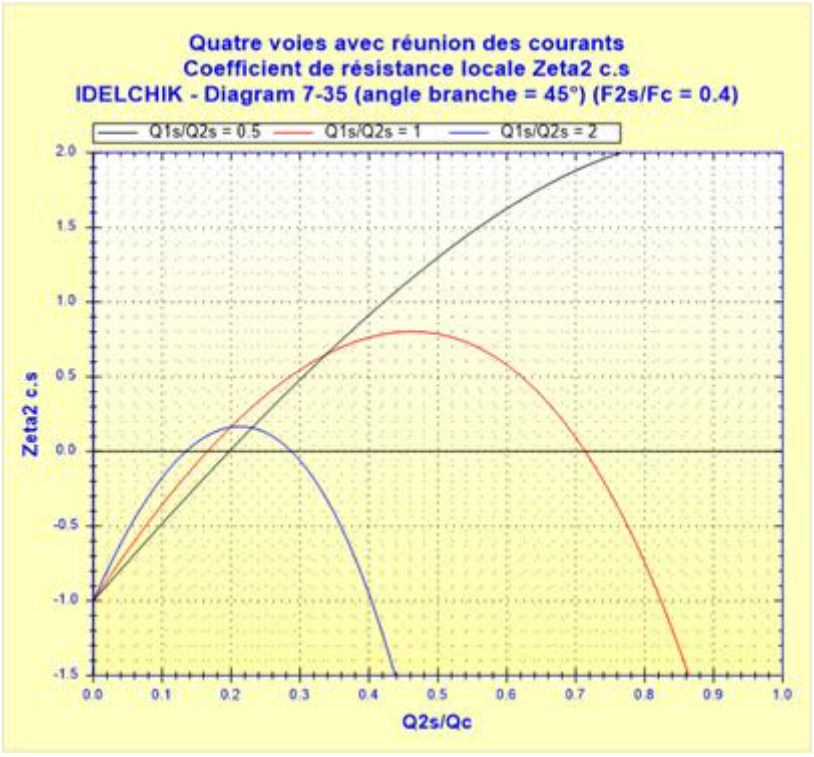
([1] diagramme 7-34)



- Angle $\alpha = 45°$

$$\zeta_{2c.s} = 1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{2s}}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{2s}} - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right) \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}} - 1.42 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{2s}} \left[1 + \left(\frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)^2\right]$$

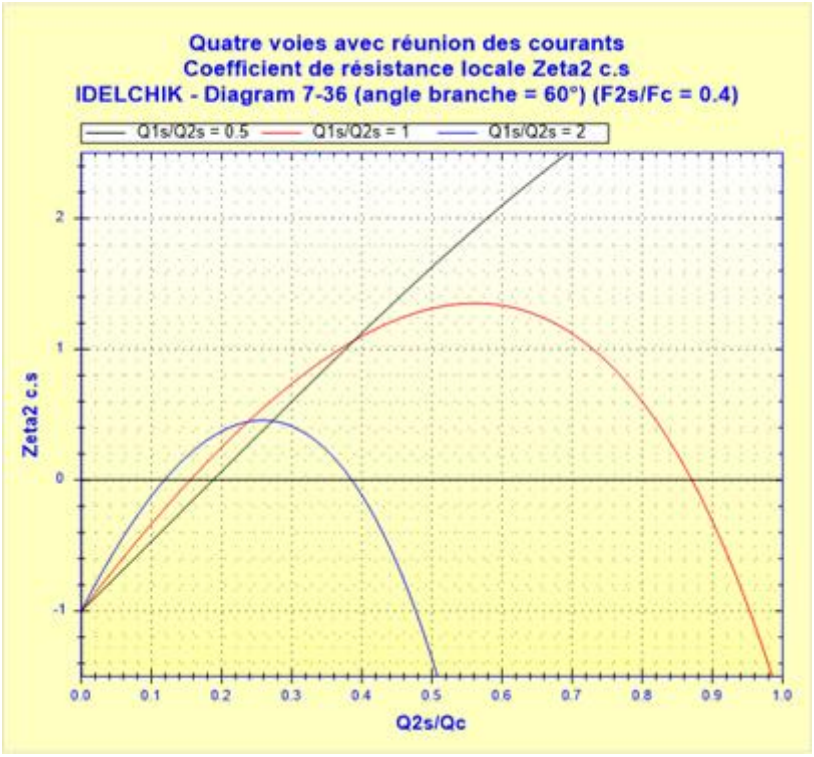
([1] diagramme 7-35)



- Angle $\alpha = 60°$

$$\zeta_{2c.s} = 1 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{2s}}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{2s}} - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right) \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}} - \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{F_c}{F_{2s}} \left[1 + \left(\frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)^2\right]$$

([1] diagramme 7-36)

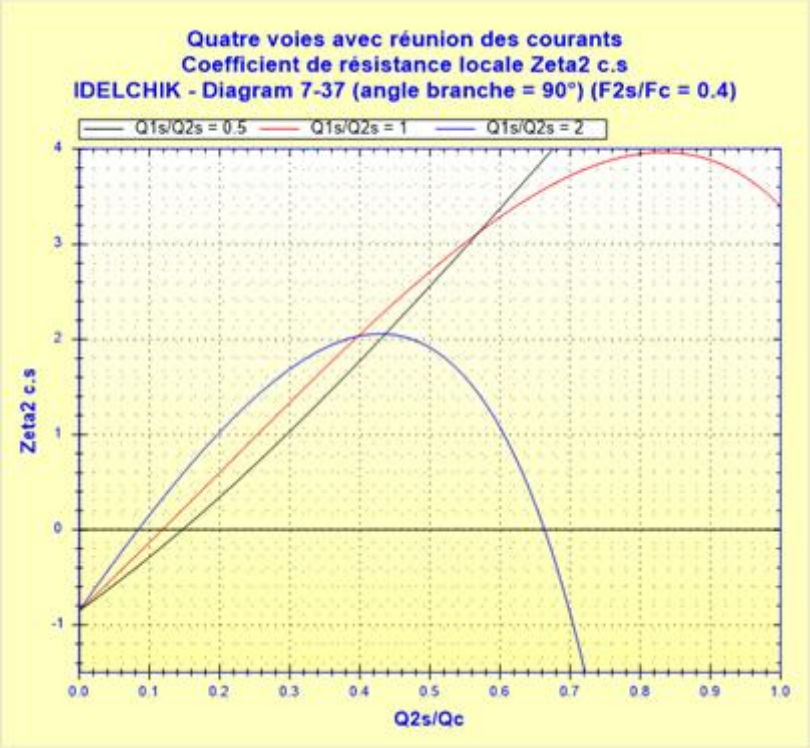


- Angle $\alpha = 90°$

$$\zeta_{2c.s} = 1.15 + \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_{2s}}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Q_{2s}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{2s}} - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{1s}}{Q_{2s}}\right) \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}}$$

([1] diagramme 7-37)

Dans cette formule, le coefficient '1' de la formule originale a été remplacé par la valeur '1.15' pour être cohérent avec les graphiques présentés dans le diagramme 7-37



Pour les angles α quelconques compris entre 15° et 90°, le coefficient $\zeta_{2c.s}$ est obtenu par interpolation linéaire entre les valeurs de $\zeta_{2c.s}$ calculées à 15°, 30°, 45°, 60° et 90°.

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}$$

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{st} = \Delta P_{c.st} \cdot Q_{st}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

α	Angle des branches droite et gauche (°)
D_{st}	Diamètre des branches rectiligne et commune (m)
D_s	Diamètre des branches droite et gauche (m)
F_{st}	Section de passage de la branche rectiligne (m²)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m²)

F_{2s} Section de passage de la branche gauche (m^2)

F_c Section de passage de la branche commune (m^2)

Q_{st} Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)

w_{st} Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)

Q_{1s} Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)

w_{1s} Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)

Q_{2s} Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)

w_{2s} Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)

Q_c Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)

w_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)

G_s Débit massique dans la branche latérale (kg/s)

G_{st} Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)

G_{1s} Débit massique dans la branche droite (kg/s)

G_{2s} Débit massique dans la branche gauche (kg/s)

G_c Débit massique dans la branche commune (kg/s)

Re_s Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()

Re_{st} Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()

Re_{1s} Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_{2s} Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{c.st}$ Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{st} Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{st} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{st} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

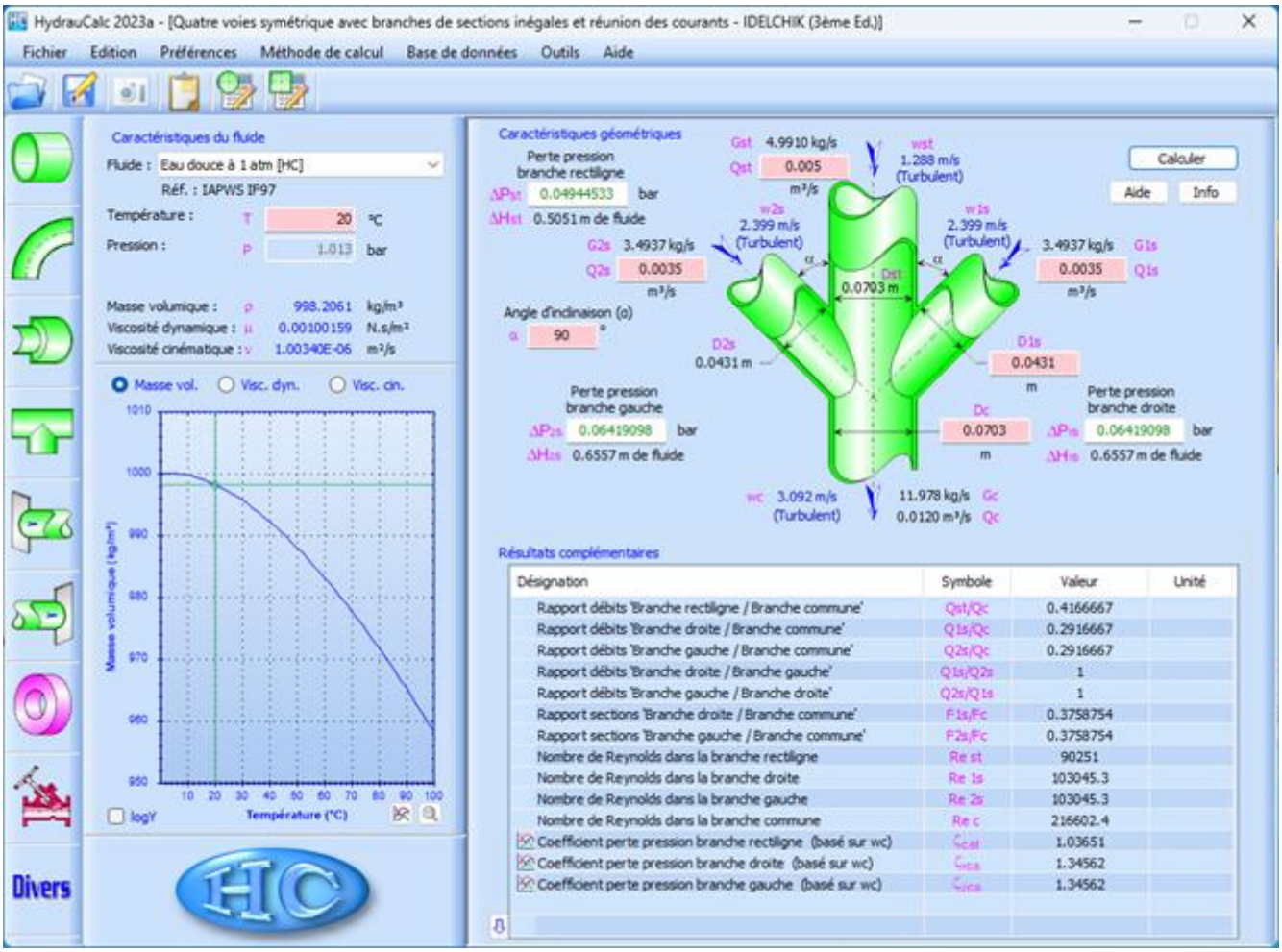
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- section de la branche commune : égale à la somme des sections des branches droite et gauche ($Fc = F_1s + F_2s$)
- angles des branches droite et gauche : égaux et compris entre 15° et 90° ($15° \leq \alpha \leq 45°$)

Exemple d'application :

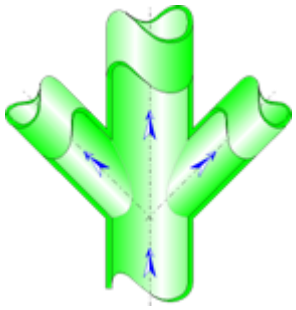


Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.4.16 Quatre voies avec branches de sections inégales et séparation des courants

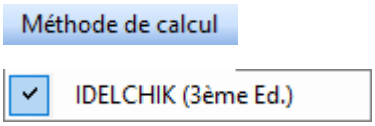
Section circulaire



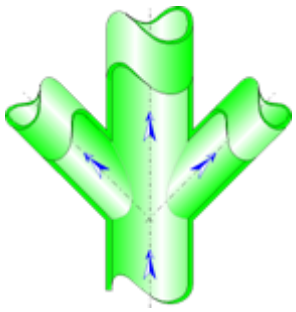
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des jonctions 4 voies avec séparation des courants, la méthode de calcul est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.4.16.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une jonction 4 voies avec séparation des courants.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Section de passage de la branche rectiligne (m^2) :

$$F_{st} = \pi \cdot \frac{D_{st}^2}{4}$$

Section de passage de la branche droite (m^2) :

$$F_{1s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche gauche (m^2) :

$$F_{2s} = \pi \cdot \frac{D_s^2}{4}$$

Section de passage de la branche commune (m^2) :

$$F_c = \pi \cdot \frac{D_{st}^2}{4}$$

Débit volumique dans la branche commune (m^3/s) :

$$Q_c = Q_{st} + Q_{1s} + Q_{2s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s) :

$$W_{st} = \frac{Q_{st}}{F_c}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s) :

$$W_{1s} = \frac{Q_{1s}}{F_{1s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s) :

$$W_{2s} = \frac{Q_{2s}}{F_{2s}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s) :

$$W_c = \frac{Q_c}{F_c}$$

Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s) :

$$G_{st} = Q_{st} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche droite (kg/s) :

$$G_{1s} = Q_{1s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche gauche (kg/s) :

$$G_{2s} = Q_{2s} \cdot \rho$$

Débit massique dans la branche commune (kg/s) :

$$G_c = Q_c \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne :

$$Re_{st} = \frac{w_{st} \cdot D_c}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche droite :

$$Re_{1s} = \frac{w_{1s} \cdot D_s}{\nu}$$

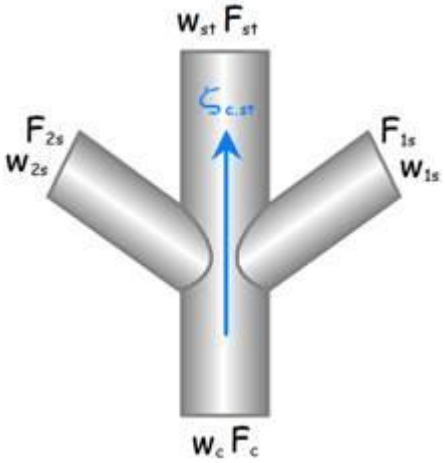
Nombre de Reynolds dans la branche gauche :

$$Re_{2s} = \frac{w_{2s} \cdot D_s}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans la branche commune :

$$Re_c = \frac{w_c \cdot D_c}{\nu}$$

Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta_{c.st} = \tau_{st} \cdot \left(\frac{Q_s}{Q_c}\right)^2$$ ([1] diagram 7-20)

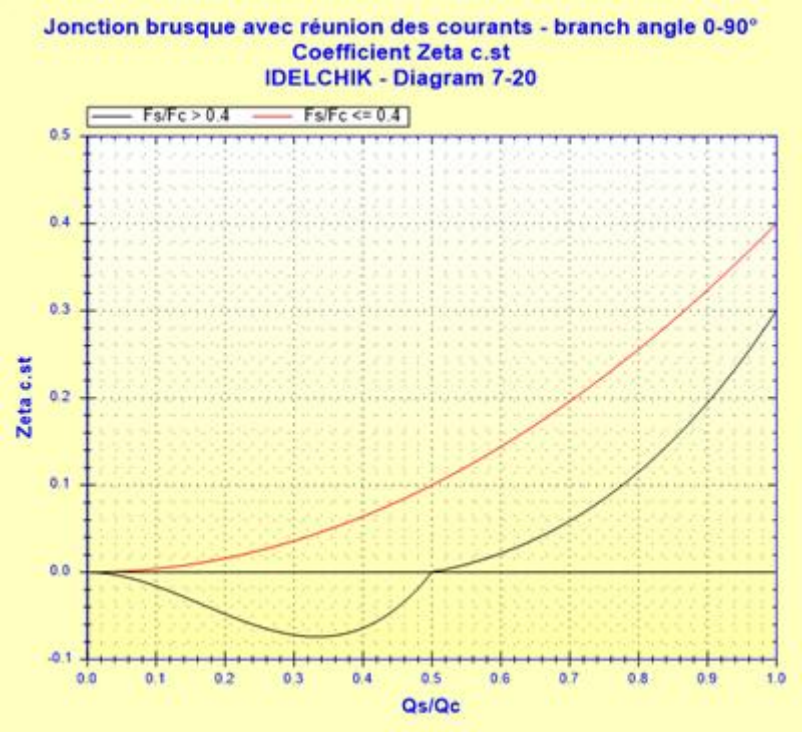
avec :

Valeurs de τ_{st}

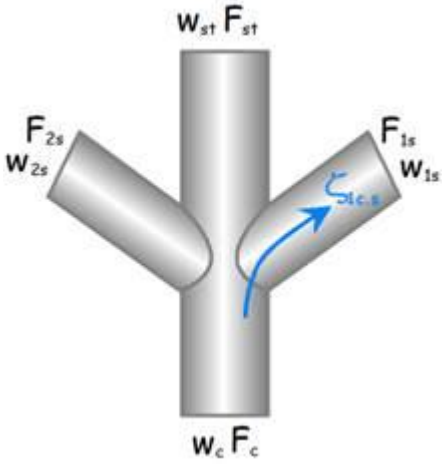
F_s / F_c	≤ 0.4	> 0.4	
Q_s / Q_c	0 - 1.0	≤ 0.5	> 0.5
τ_{st}	0.4	$2 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$	$0.3 \cdot \left(2 \cdot \frac{Q_s}{Q_c} - 1\right)$

([1] diagram 7-20)

avec : $Q_S = Max\,(Q_{1S}, Q_{2S})$

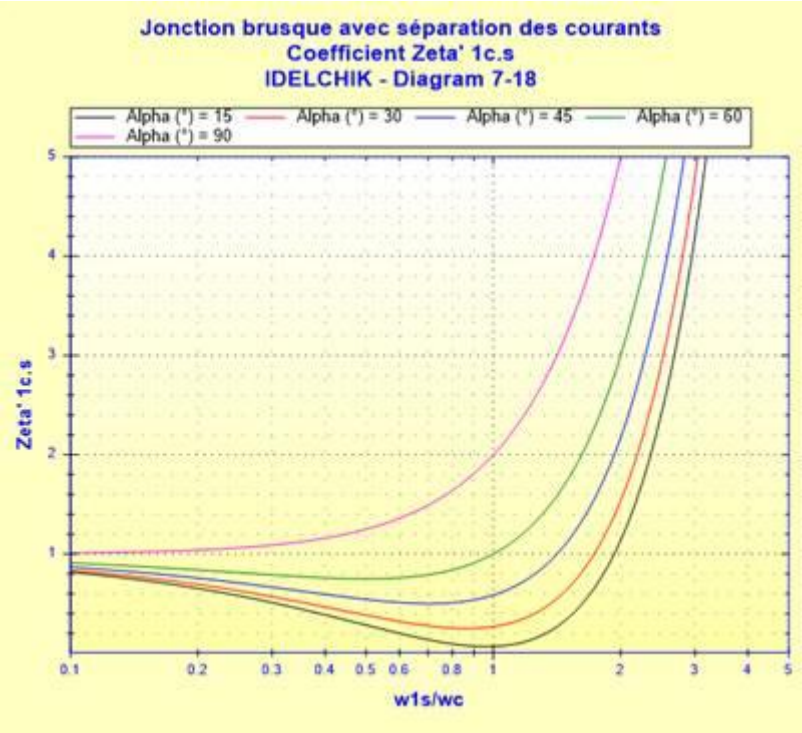


Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta'_{1c.s} = 1 + \left(\frac{w_{1s}}{w_c}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{w_{1s}}{w_c}\right) \cdot \cos(\alpha)$$

([1] diagram 7-18)



- $\alpha < 60°$

$$\zeta_{1c.s} = A' \cdot \zeta'_{1c.s}$$

([1] diagram 7-18)

avec :

Valeurs de A'

F_{1s} / F_c	≤ 0.35		> 0.35	
Q_{1s} / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A_1'	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_{1s}}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_{1s}}{Q_c}$	0.6

([1] table 7-4)

- $\alpha = 90°$
  - $D_s/D_c \leq 2/3$

$$\zeta_{1c.s} = \zeta'_{1c.s}$$

([1] diagram 7-18)

  - $D_s/D_c = 1$

$$\zeta_{1c.s} = \zeta'_{1c.s} \cdot \left[1 + 0.3 \cdot \left(\frac{w_{1s}}{w_c} \right)^2 \right]$$

([1] diagram 7-18)

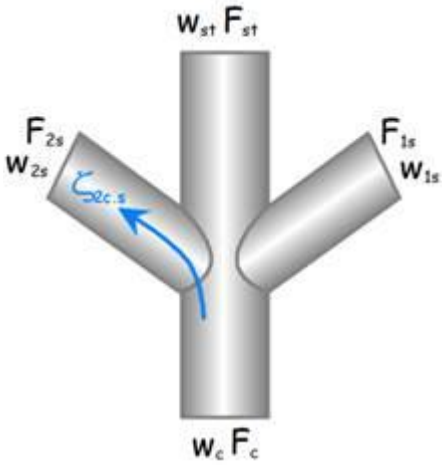
♦ $2/3 < D_s/D_c < 1$

Pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{1c.s}$' à 90° est estimée par interpolation.

● $60° \leq \alpha < 90°$

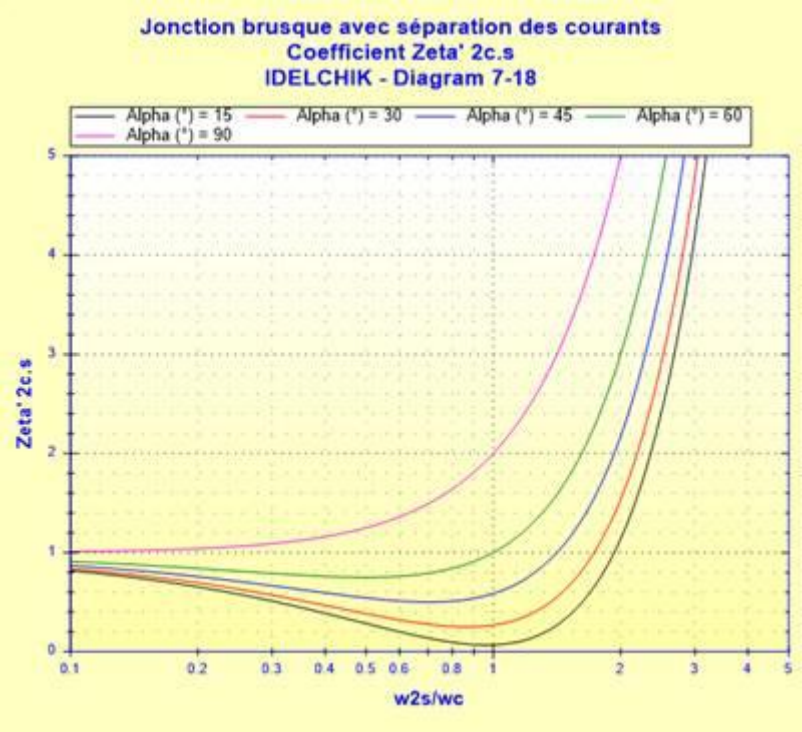
Pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{1c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°.

Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) :



$$\zeta'_{2c.s} = 1 + \left(\frac{w_{2s}}{w_c} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{w_{2s}}{w_c} \right) \cdot \cos(\alpha)$$

([1] diagram 7-18)



- $\alpha < 60°$

$$\zeta_{2c.s} = A' \cdot \zeta'_{2c.s}$$ ([1] diagram 7-18)

avec :

Valeurs de A'

F_{2s} / F_c	≤ 0.35		> 0.35	
Q_{2s} / Q_c	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A_2'	$1.1 - 0.7 \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}$	0.85	$1.0 - 0.6 \cdot \frac{Q_{2s}}{Q_c}$	0.6

([1] table 7-4)

- $\alpha = 90°$
  - ♦ $D_s/D_c \leq 2/3$

$$\zeta_{2c.s} = \zeta'_{2c.s}$$ ([1] diagram 7-18)

  - ♦ $D_s/D_c = 1$

$$\zeta_{2c.s} = \zeta'_{2c.s} \cdot \left[1 + 0.3 \cdot \left(\frac{W_{2s}}{W_c}\right)^2\right]$$ ([1] diagram 7-18)

  - ♦ $2/3 < D_s/D_c < 1$

Pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{2c.s}$' à 90° est estimée par interpolation.

- $60° \leq \alpha < 90°$

  Pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur du coefficient de perte de pression '$\zeta_{2c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°.

Perte de pression de la branche rectiligne (Pa) :

$$\Delta P_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche droite (Pa) :

$$\Delta P_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de pression de la branche gauche (Pa) :

$$\Delta P_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^{\,2}}{2}$$

Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m) :

$$\Delta H_{c.st} = \zeta_{c.st} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche droite (m) :

$$\Delta H_{1c.s} = \zeta_{1c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de charge de fluide de la branche gauche (m) :

$$\Delta H_{2c.s} = \zeta_{2c.s} \cdot \frac{W_c^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W) :

$$Wh_{st} = \Delta P_{c.st} \cdot Q_{st}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W) :

$$Wh_{1s} = \Delta P_{1c.s} \cdot Q_{1s}$$

Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W) :

$$Wh_{2s} = \Delta P_{2c.s} \cdot Q_{2s}$$

Symboles, définitions, unités SI :

α	Angle des branches droite et gauche (°)
D_{st}	Diamètre des branches rectiligne et commune (m)
D_s	Diamètre des branches droite et gauche (m)
F_{st}	Section de passage de la branche rectiligne (m^2)
F_{1s}	Section de passage de la branche droite (m^2)
F_{2s}	Section de passage de la branche gauche (m^2)
F_c	Section de passage de la branche commune (m^2)
Q_{st}	Débit volumique dans la branche rectiligne (m^3/s)
w_{st}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche rectiligne (m/s)
Q_{1s}	Débit volumique dans la branche droite (m^3/s)
w_{1s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche droite (m/s)
Q_{2s}	Débit volumique dans la branche gauche (m^3/s)
w_{2s}	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche gauche (m/s)
Q_c	Débit volumique dans la branche commune (m^3/s)
w_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la branche commune (m/s)
G_s	Débit massique dans la branche latérale (kg/s)
G_{st}	Débit massique dans la branche rectiligne (kg/s)
G_{1s}	Débit massique dans la branche droite (kg/s)
G_{2s}	Débit massique dans la branche gauche (kg/s)
G_c	Débit massique dans la branche commune (kg/s)
Re_s	Nombre de Reynolds dans la branche latérale ()
Re_{st}	Nombre de Reynolds dans la branche rectiligne ()
Re_{1s}	Nombre de Reynolds dans la branche droite ()

Re_{2s} Nombre de Reynolds dans la branche gauche ()

Re_c Nombre de Reynolds dans la branche commune ()

$\zeta_{c.st}$ Coefficient de perte de pression de la branche rectiligne (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta'_{1c.s}$ Coefficient de la branche droite ()

$\zeta_{1c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche droite (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

$\zeta'_{2c.s}$ Coefficient de la branche gauche ()

$\zeta_{2c.s}$ Coefficient de perte de pression de la branche gauche (basé sur la vitesse moyenne dans la branche commune) ()

ΔP_{st} Perte de pression de la branche rectiligne (Pa)

ΔP_{1s} Perte de pression de la branche droite (Pa)

ΔP_{2s} Perte de pression de la branche gauche (Pa)

ΔH_{st} Perte de charge de fluide de la branche rectiligne (m)

ΔH_{1s} Perte de charge de fluide de la branche droite (m)

ΔH_{2s} Perte de charge de fluide de la branche gauche (m)

Wh_{st} Perte de puissance hydraulique de la branche rectiligne (W)

Wh_{1s} Perte de puissance hydraulique de la branche droite (W)

Wh_{2s} Perte de puissance hydraulique de la branche gauche (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

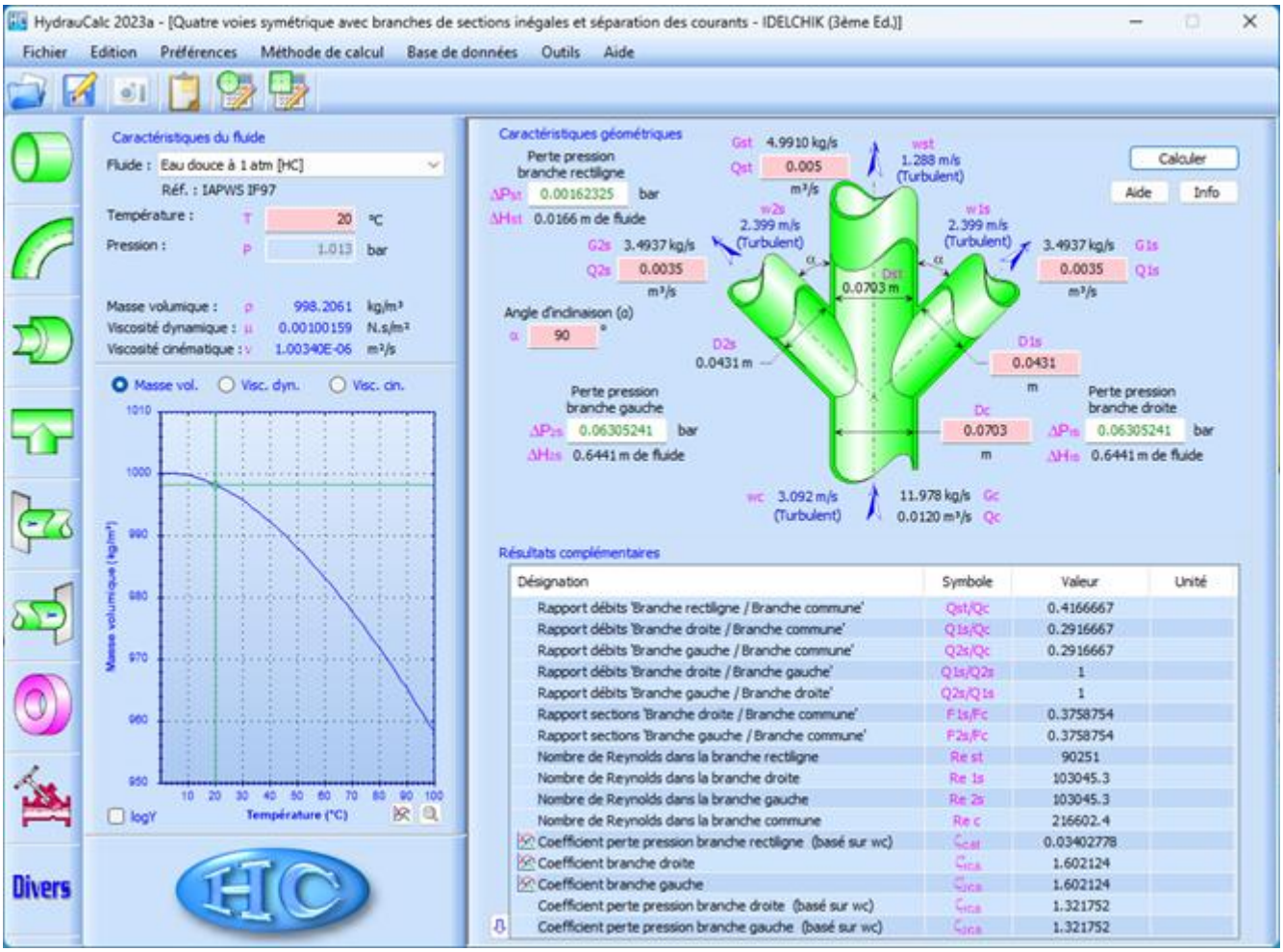
Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent ($Re_c \geq 10^4$)
- section de la branche commune : égale à la somme des sections des branches droite et gauche ($Fc = F_1s + F_2s$)
- angles des branches droite et gauche : égaux et compris entre 30° et 90° ($30° \leq \alpha \leq 90°$)

nota : pour des rapports de diamètres 'D_s/D_c' compris entre 2/3 et 1, la valeur des coefficients de perte de pression '$\zeta_{1c.s}$' et '$\zeta_{2c.s}$' à 90° est estimée par interpolation, pour des angles 'α' compris entre 60° et 90° la valeur des coefficients de perte de

pression '$\zeta_{1c.s}$' et '$\zeta_{2c.s}$' est estimée par interpolation entre la valeur calculée à 60° et celle calculée à 90°.

Exemple d'application :



Référence :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5 Entrées

Cette sous-section regroupe l'ensemble des éléments d'entrées de tuyauterie qui peuvent être modélisés et calculés. Les types d'entrée de tuyauterie disponibles sont :

- Entrée brusque encastrée - Section circulaire

- Entrée arrondie encastrée - Section circulaire

- Entrée biseautée encastrée - Section circulaire

- Entrée brusque encastrée montée à distance - Section circulaire

- Entrée brusque encastrée montée en angle - Section circulaire

- Entrée par un diaphragme à bords épais

- Entrée par un diaphragme à bords effilés

- Entrée par un diaphragme à bords arrondis

- Entrée par un diaphragme à bords biseautés

- Entrée par une grille à bords épais

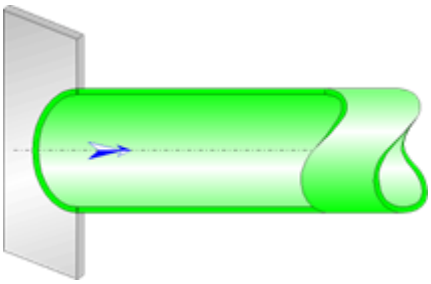
- Entrée par une grille à bords effilés

- Entrée par une grille à bords arrondis

- Entrée par une grille à bords biseautés

2.5.1 Entrée brusque encastrée

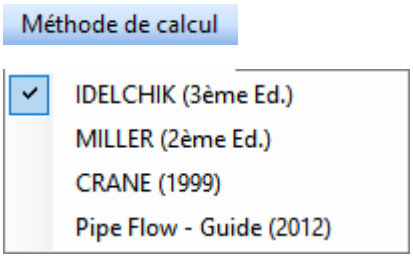
Section circulaire



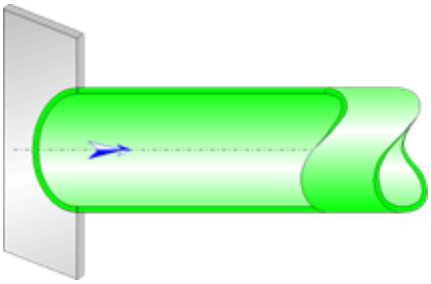
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des entrées brusques encastrées de tuyauterie, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = 0.5$$ ([1] diagramme 3.1 avec $b/D_h = 0$)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre du tuyau (m)
F_0	Aire de la section du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

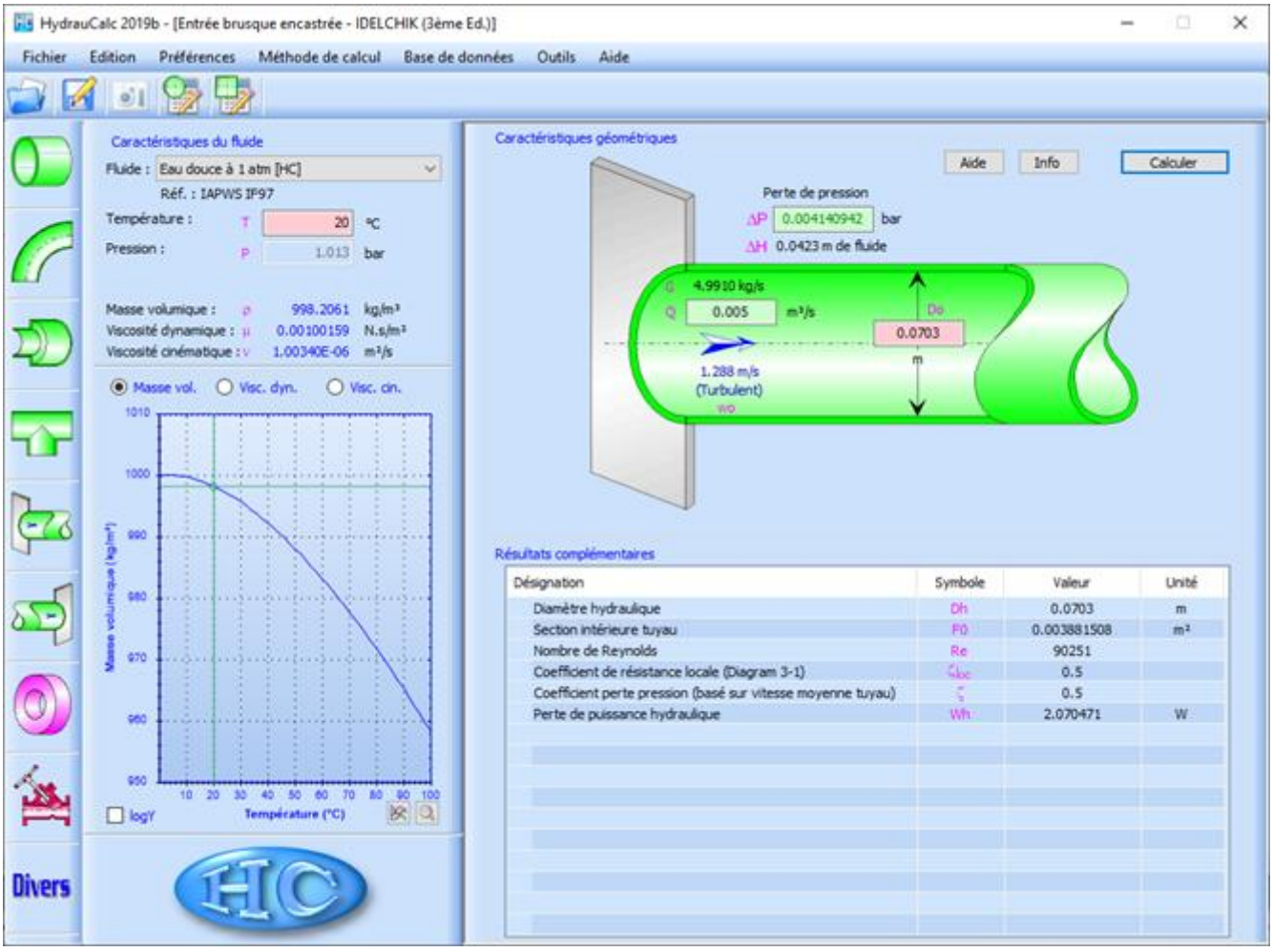
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)

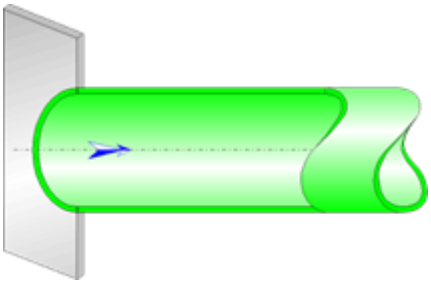
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

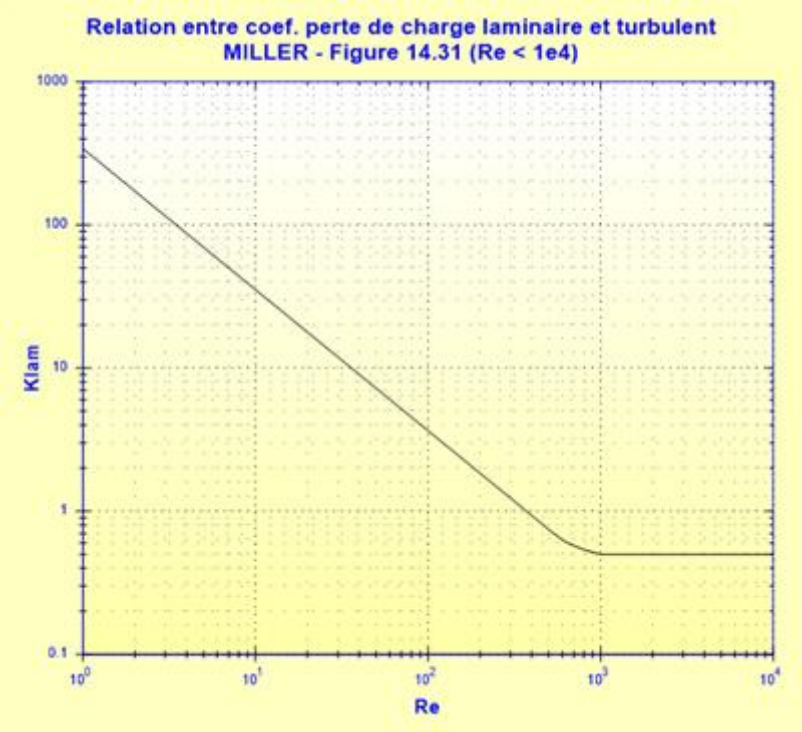
Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re} \geq 10^4$

$$K_S = 0.5$$ ([1] figure 14.14+ avec A_2/A_1=0 et r/d=0)

- $\mathrm{Re} < 10^4$

$$K_{lam} = f(\mathrm{Re})$$ ([1] figure 14.31 avec K_{turb} = 0.5)



Correction du nombre de Reynolds ($\mathrm{Re} < 10^4$) :

$$C_{\mathrm{Re}} = \frac{K_{lam}}{K_s}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- régime turbulent ($\mathrm{Re} \geq 10^4$) :

$$K = K_S$$

- régime laminaire ($\mathrm{Re} < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

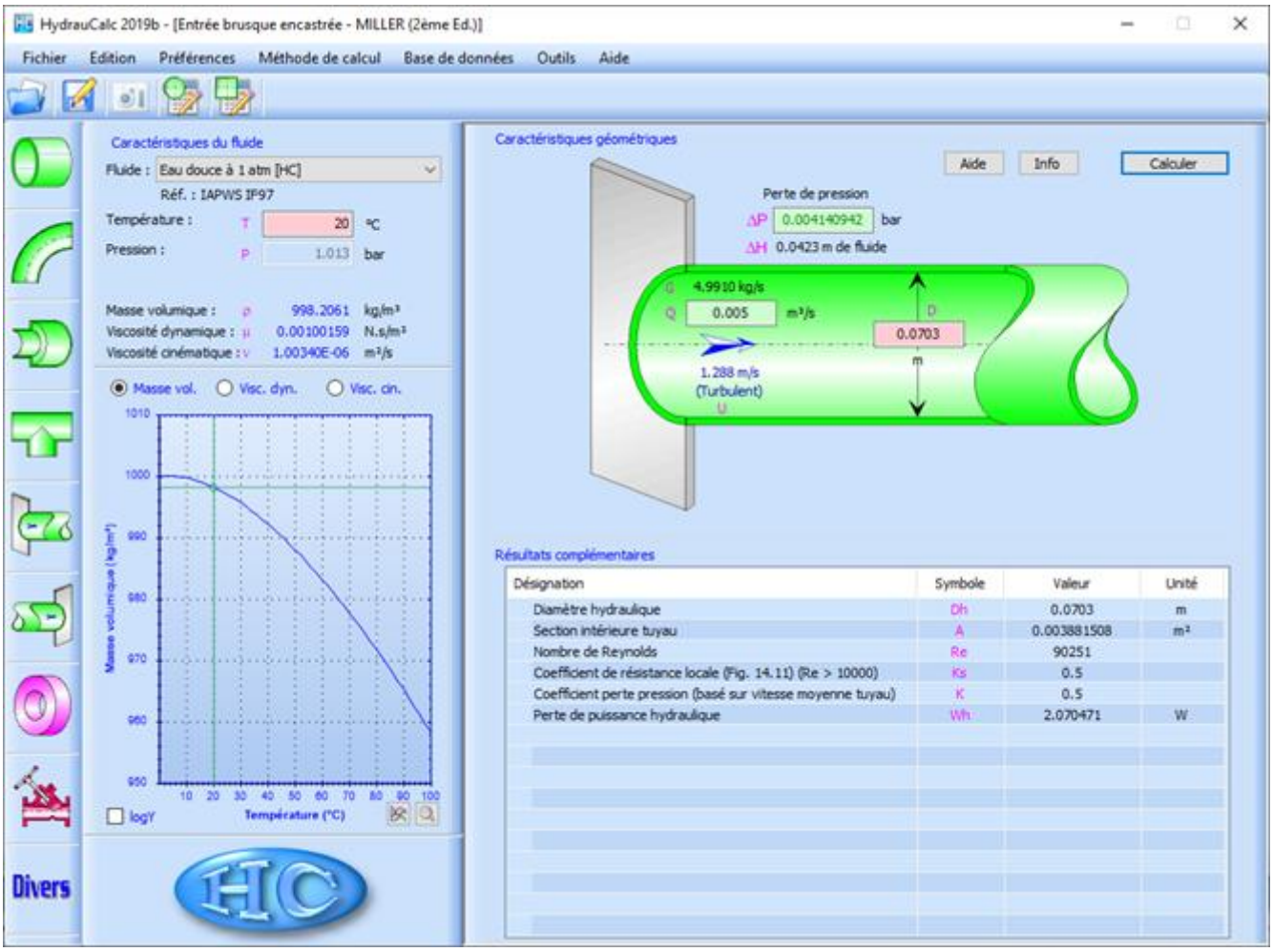
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_s	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

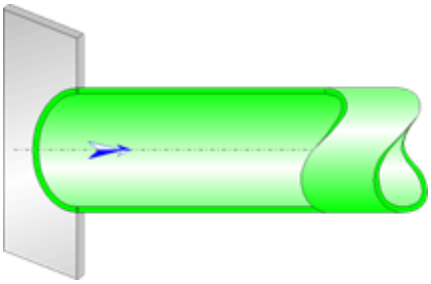
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.5.1.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 0.57$$ ([1] §9.1.1)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

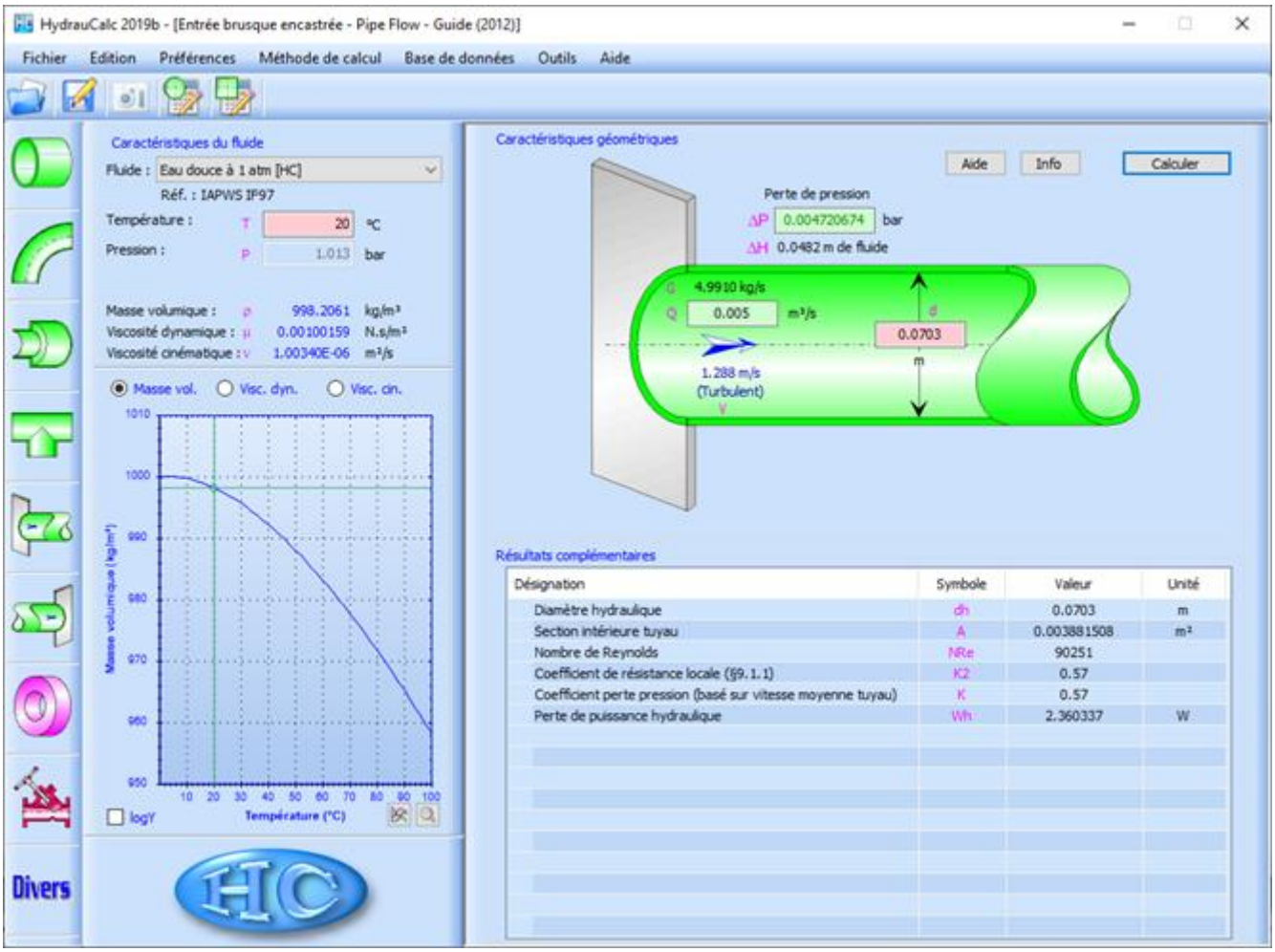
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)

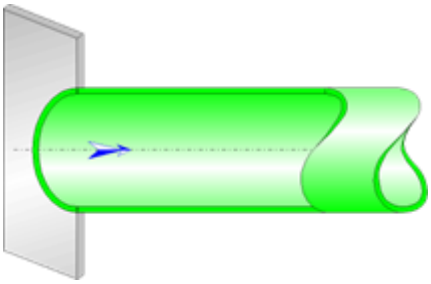
Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.1.4 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re \geq 10^4$) :

$$K_1 = 0.5$$ ([1] annexe A-29)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

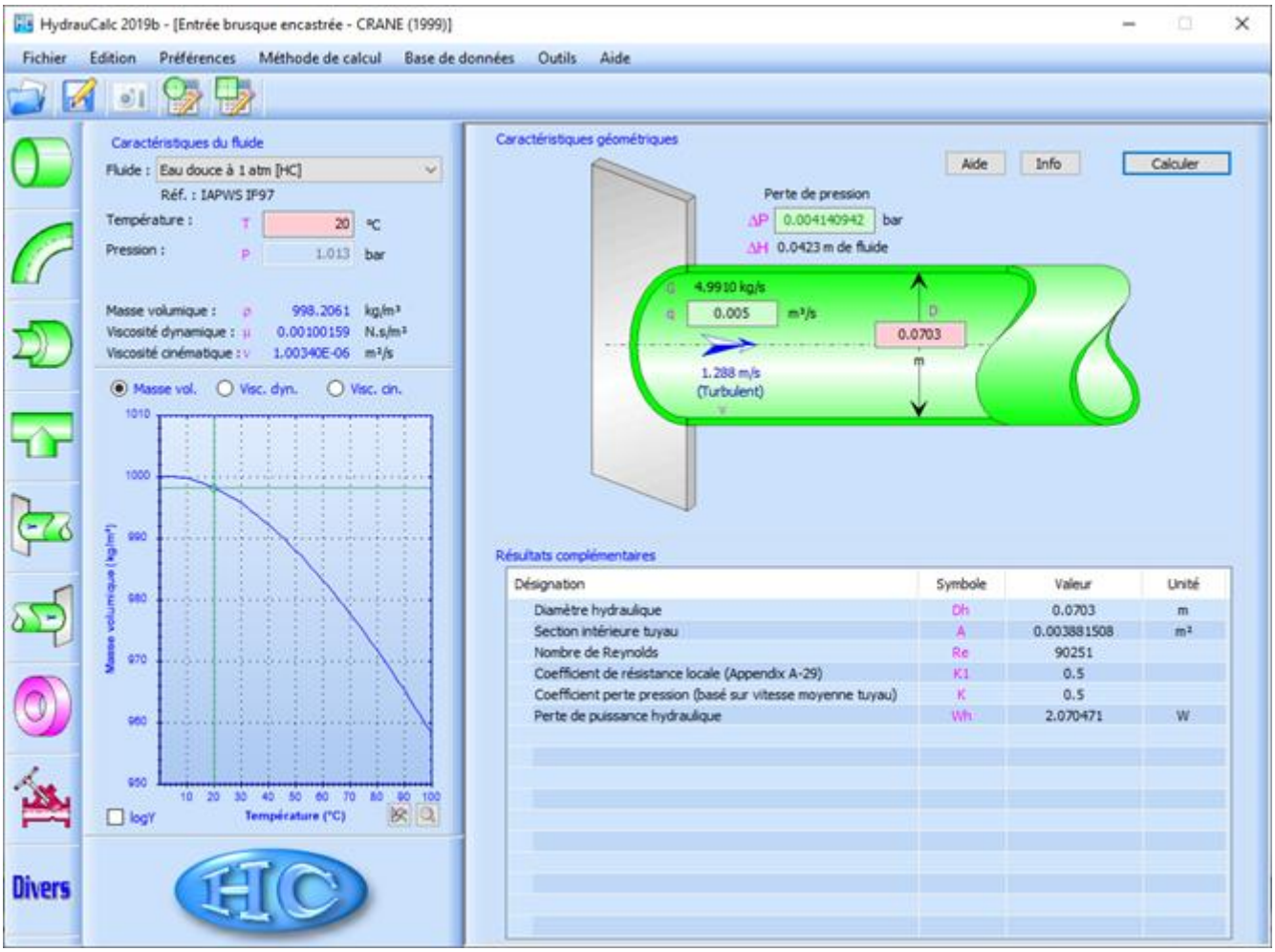
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)

Exemple d'application :

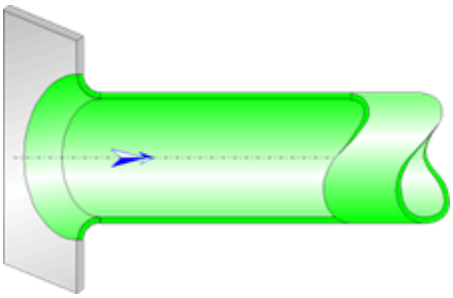


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.5.2 Entrée arrondie encastrée

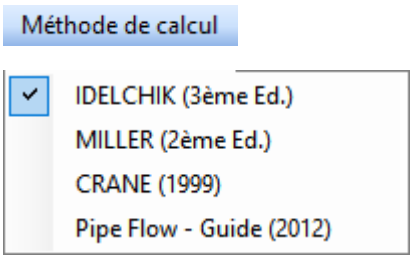
Section circulaire



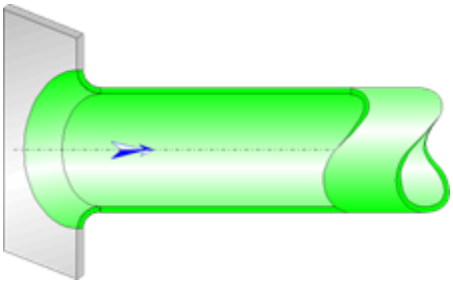
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des entrées arrondies encastrées de tuyauterie, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.2.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée arrondie encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

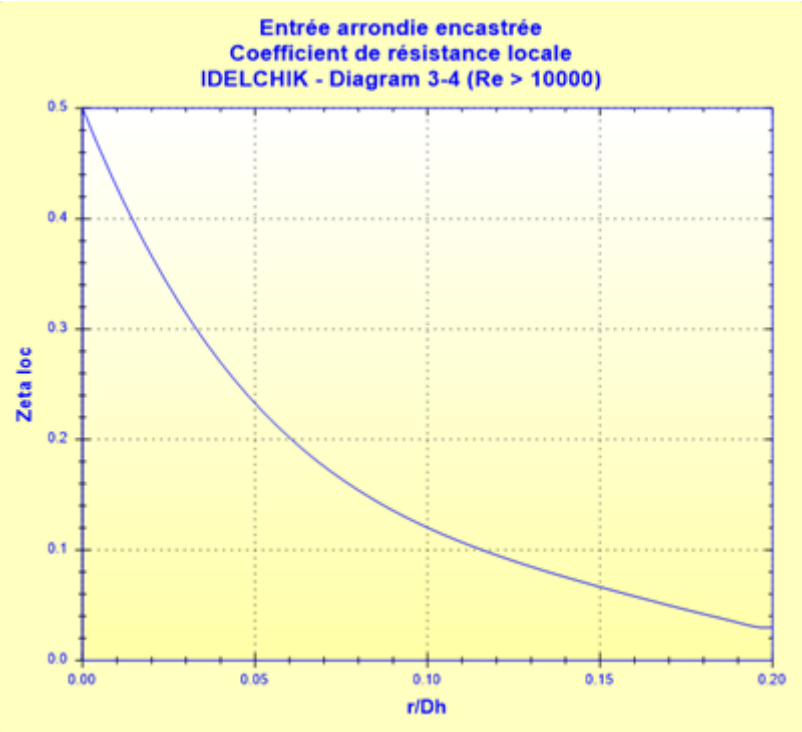
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $r/D_h \leq 0.2$

$$\zeta_{loc} = f(r/D_h)$$ ([1] diagram 3.4)



- $r/D_h > 0.2$

$$\zeta_{loc} = 0.03$$ ([1] diagram 3.4)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

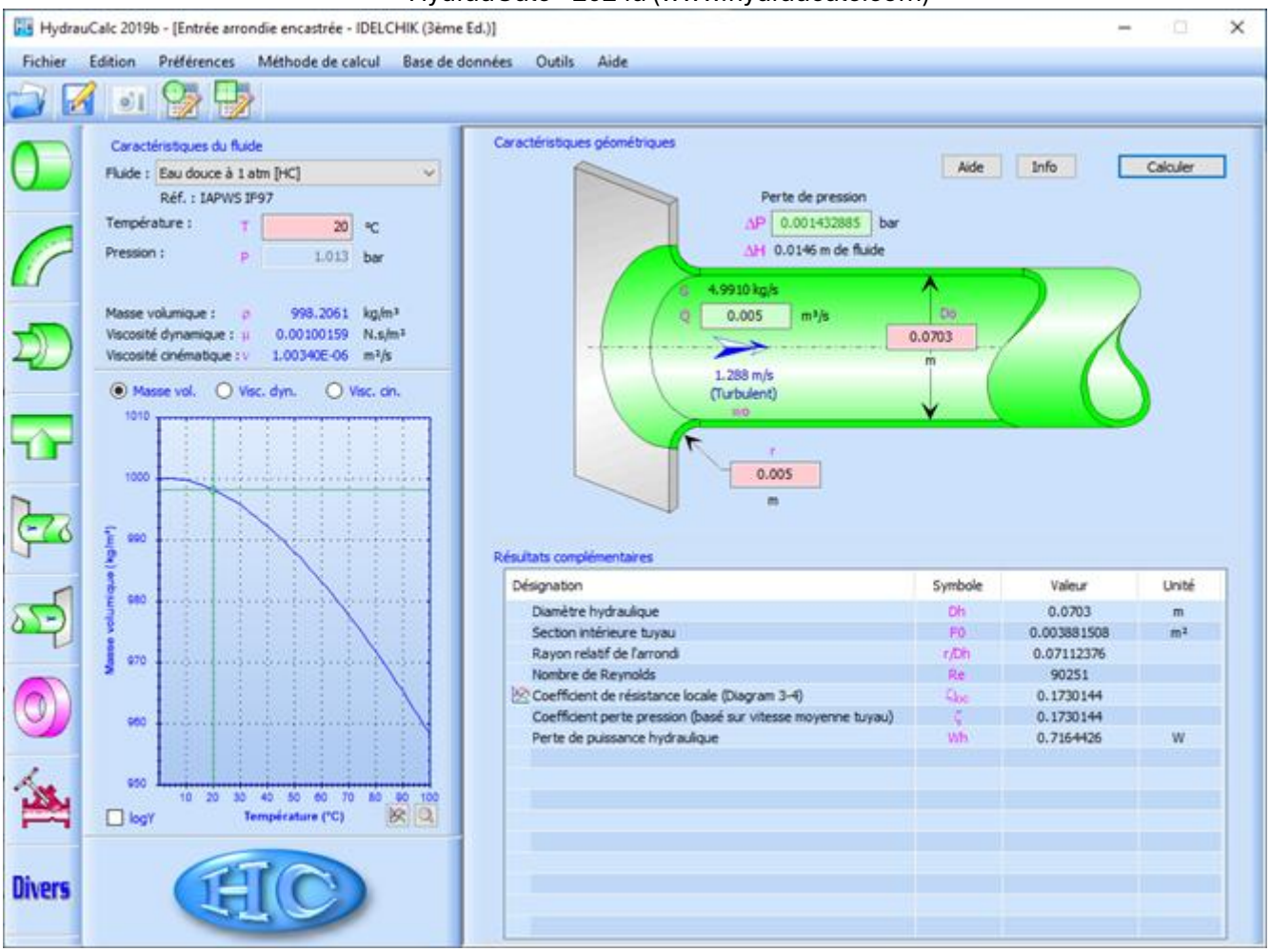
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre du tuyau (m)
F_0	Aire de la section du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)

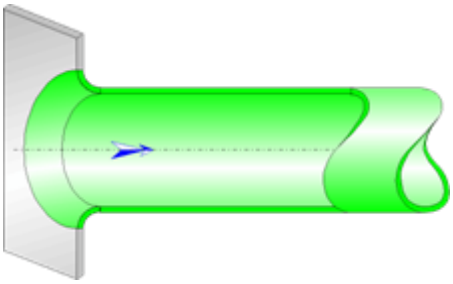
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.2.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque arrondie de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

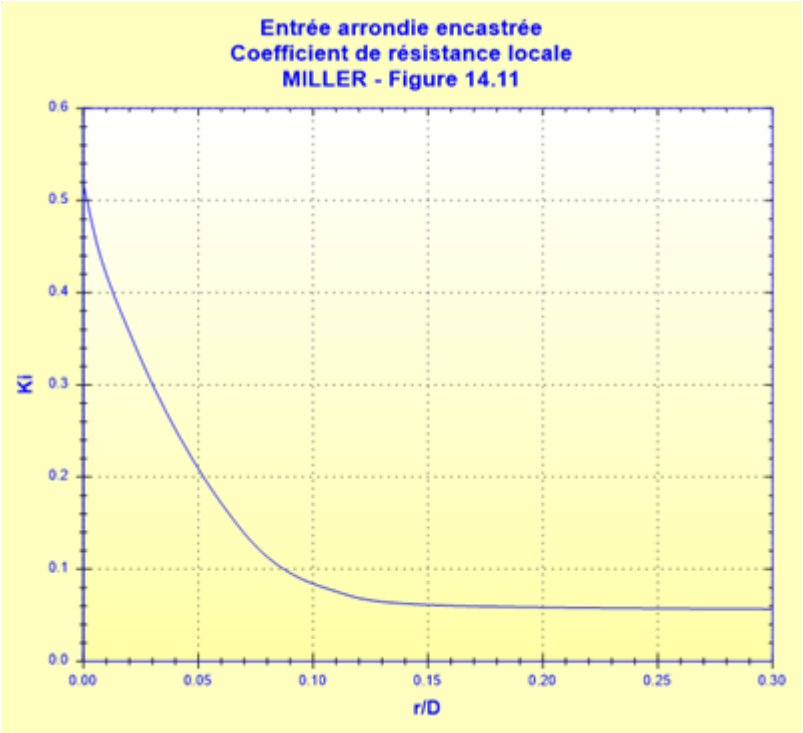
$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re} \geq 10^4$
  - $r/D \leq 0.3$

$$K_i = f\left(\frac{r}{D}\right)$$

([1] figure 14.11)



  - $r/D > 0.3$

$$K_i = 0.567$$

([1] figure 14.12)

- $\mathrm{Re} < 10^4$

$$K_{lam} = f(\mathrm{Re}, K_{turb})$$

([1] figure 14.31 avec $K_{turb} = K_i$)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_i}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_i$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

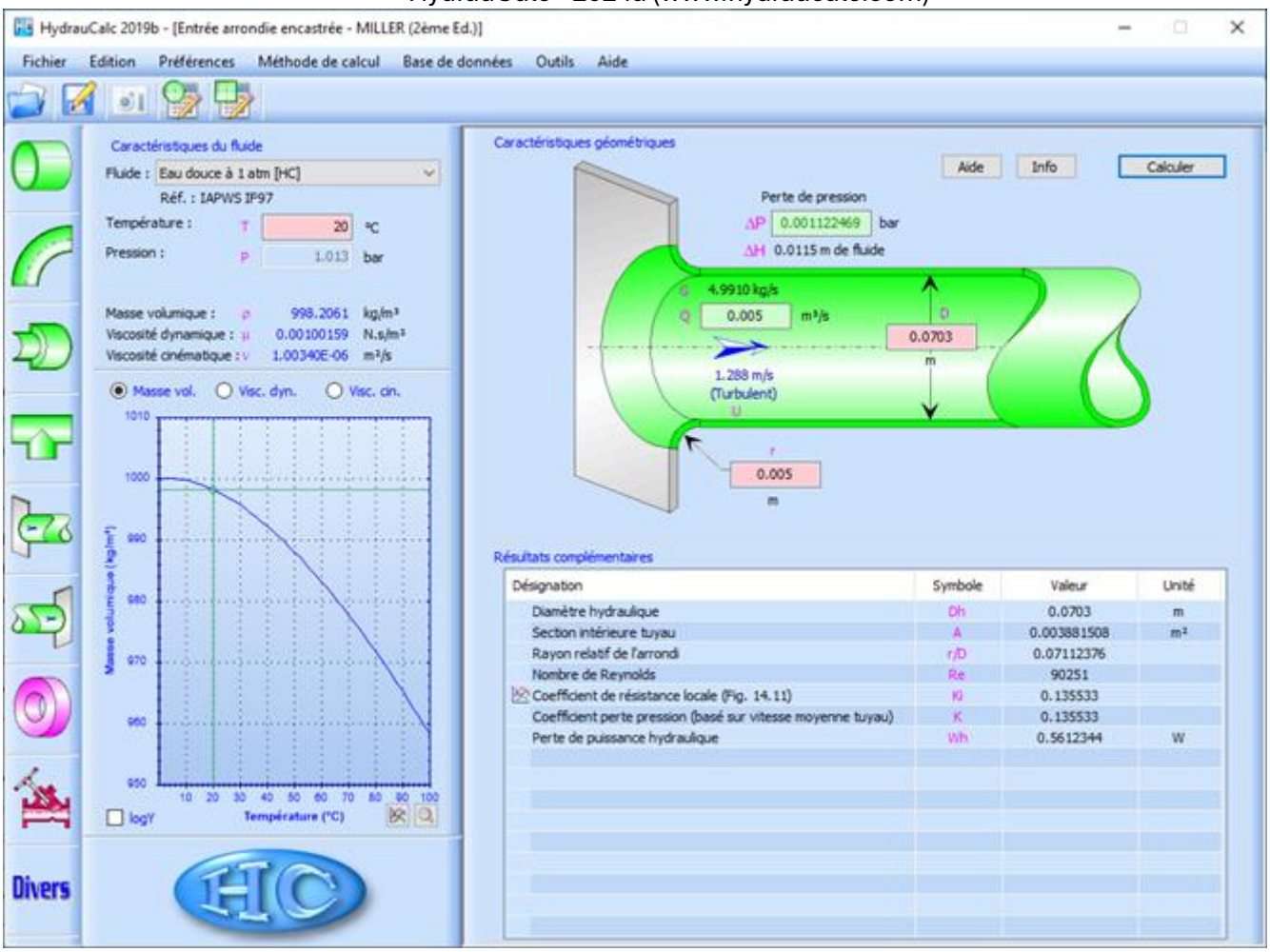
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
K_i	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

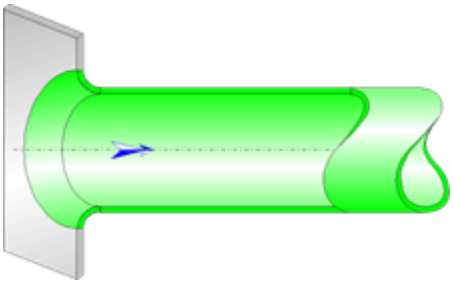
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.5.2.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée arrondie encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

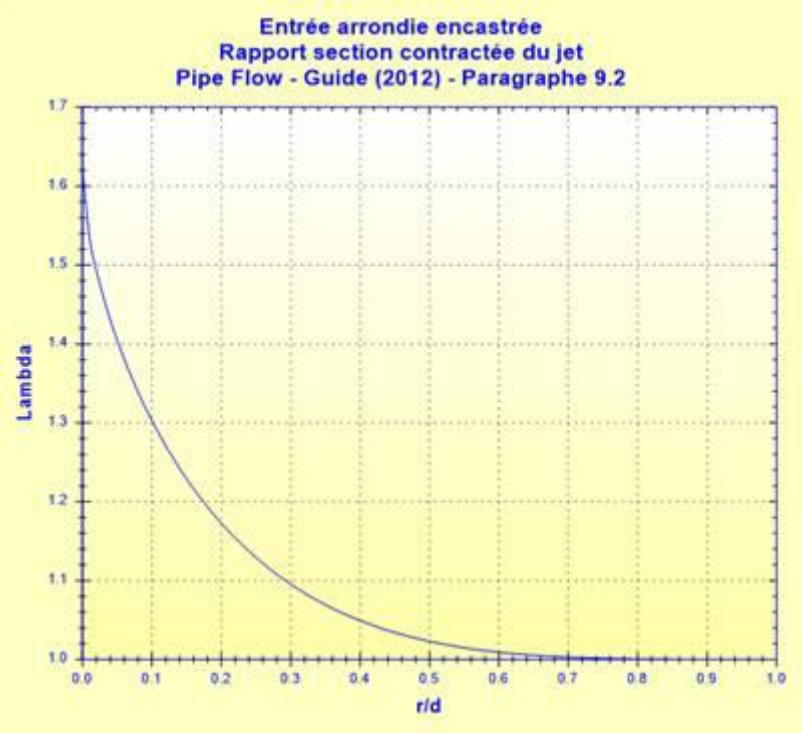
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

- r/d < 1

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d} \right]^4$$

([1] §9.2)



- r/d ≥ 1

$$\lambda = 1$$

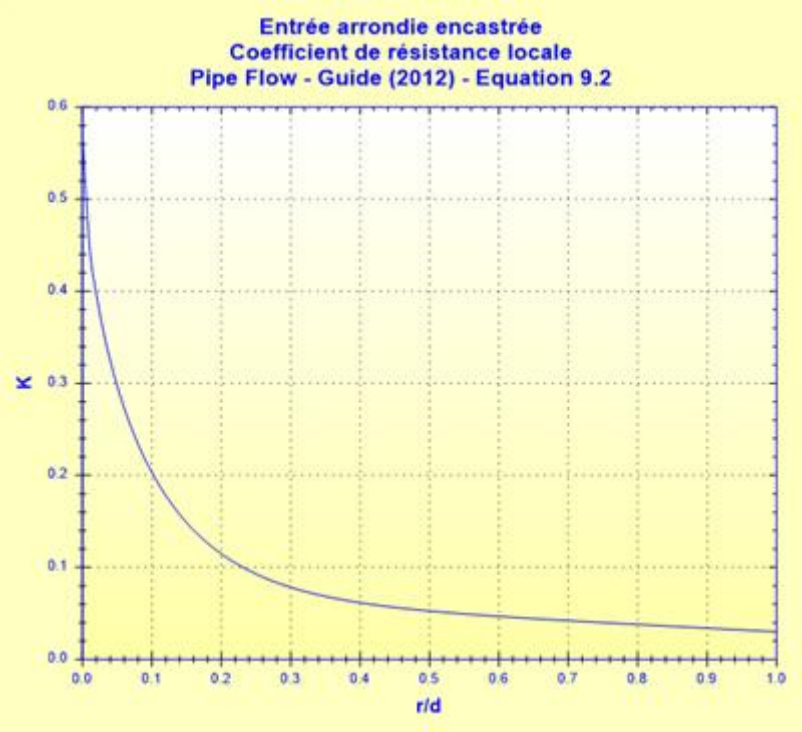
([1] § 9.2)

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

- r/d < 1

$$K_e = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d} \right) \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2$$

([1] équation 9.2)



■ r/d ≥ 1

$$K_e = 0.03$$ ([1] § 9.2)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_e$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

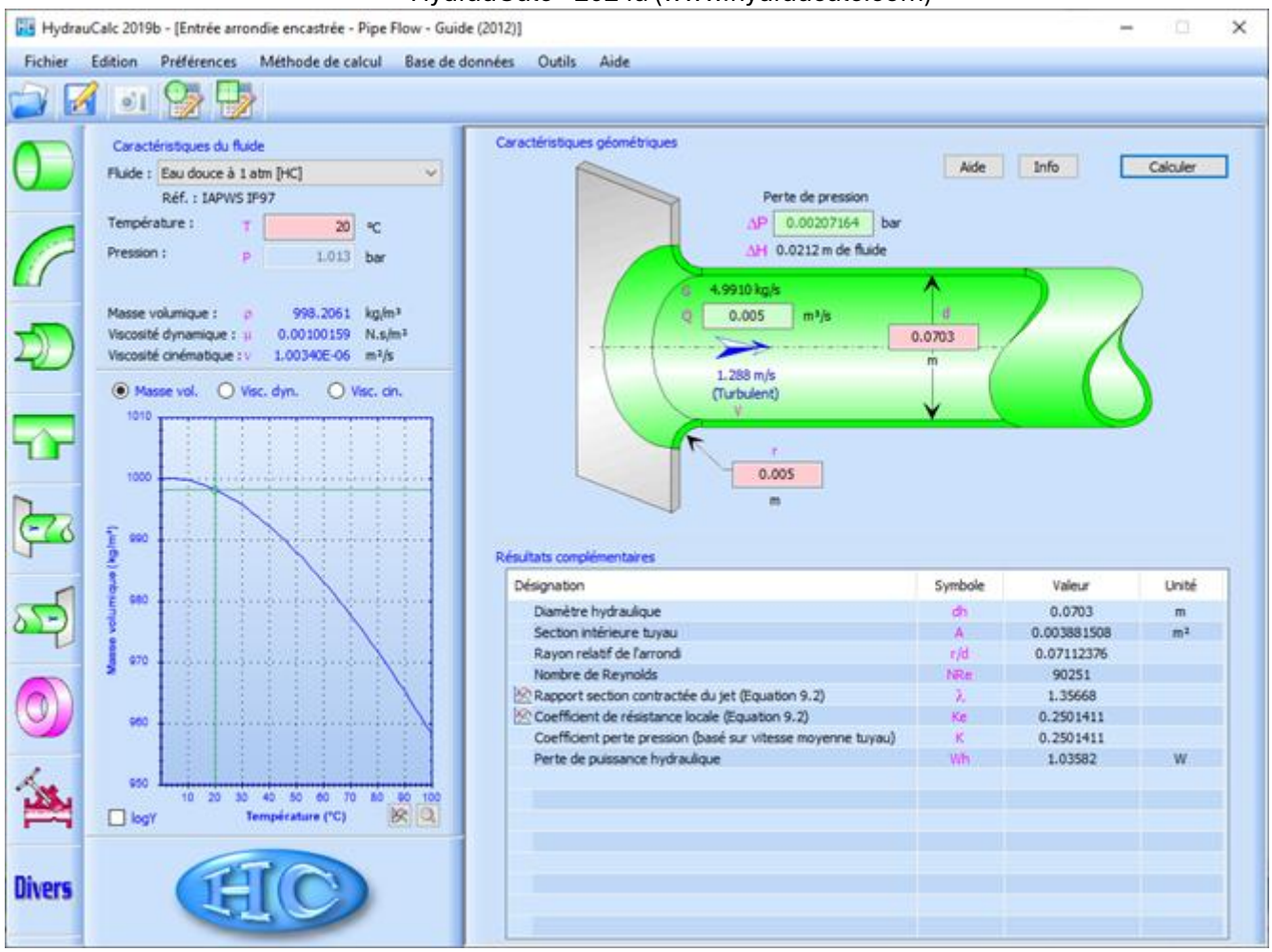
d_h Diamètre hydraulique (m)

d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
K_e	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)

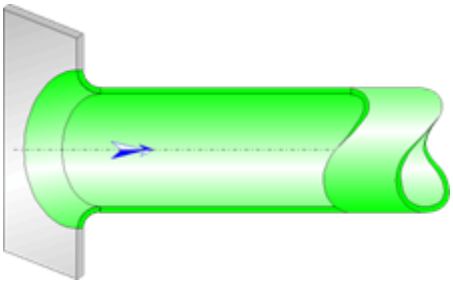
Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.2.4 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée arrondie encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

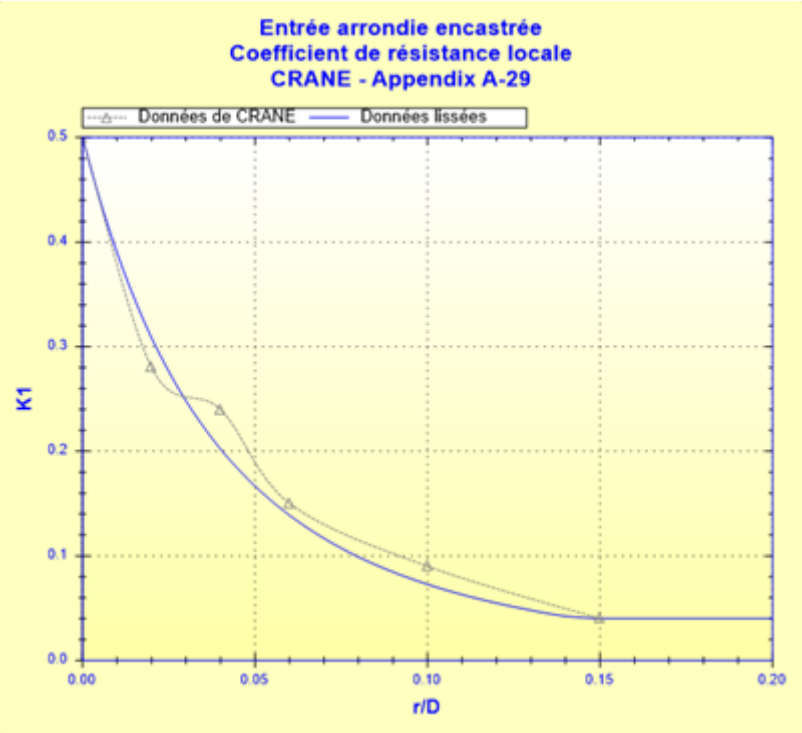
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re \geq 10^4$) :

- $r/D \leq 0.15$

$$K_1 = f\left(\frac{r}{D}\right)$$ ([1] Appendix A-29)



- $r/D > 0.15$

$$K_1 = 0.04$$ ([1] Appendix A-29)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

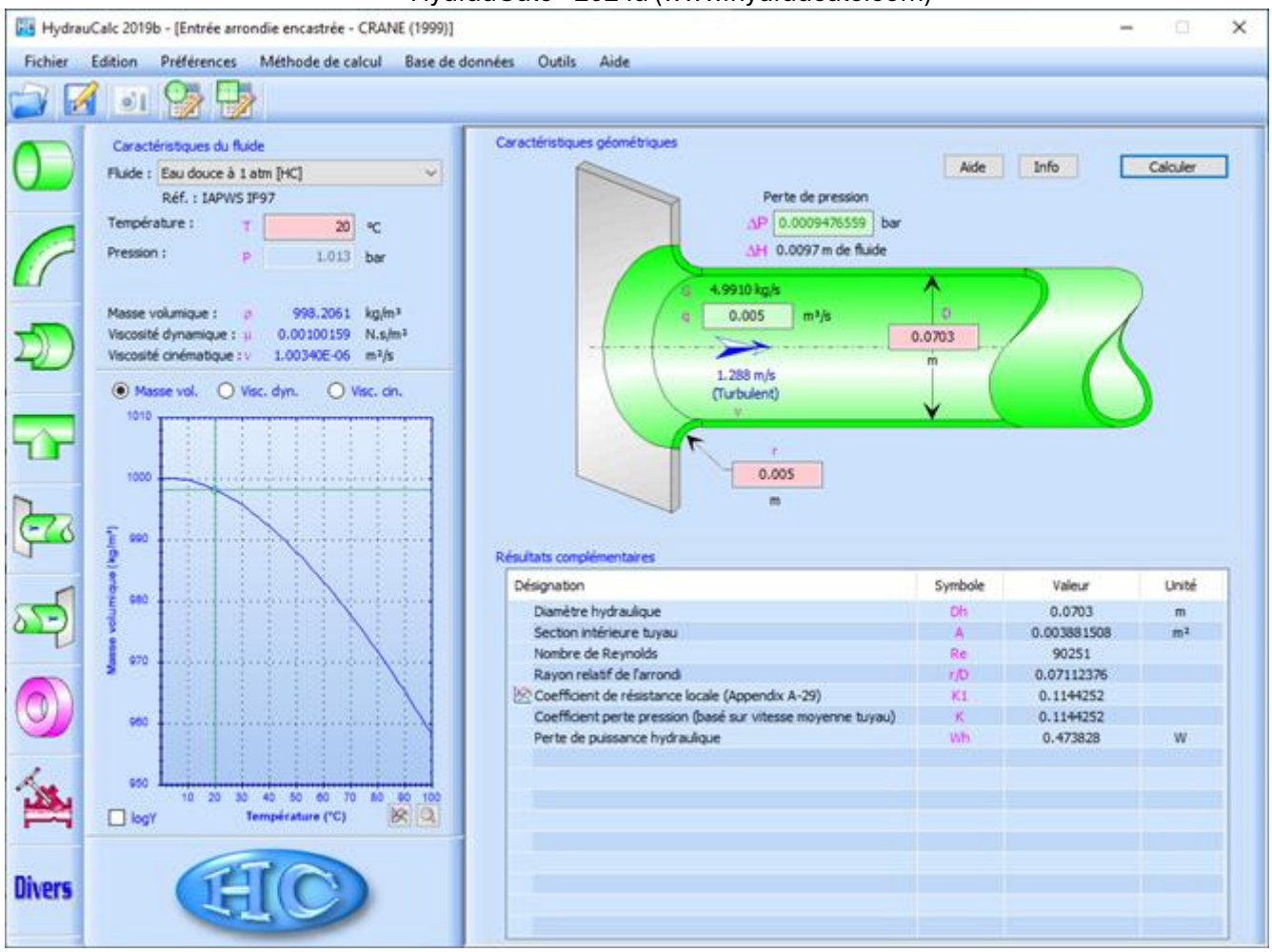
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)

Exemple d'application :

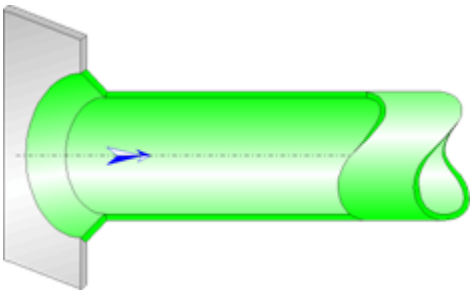


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.5.3 Entrée biseautée encastrée

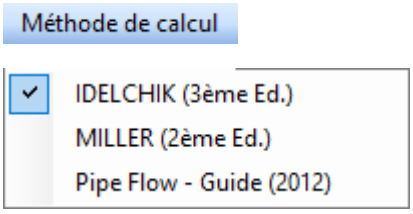
Section circulaire



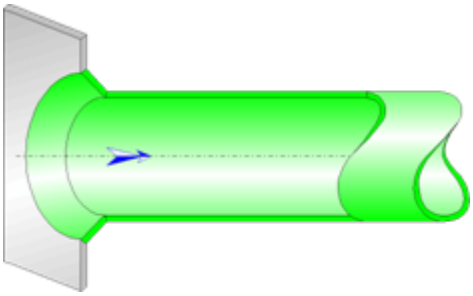
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des entrées biseautées encastrées de tuyauterie, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée biseautée encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

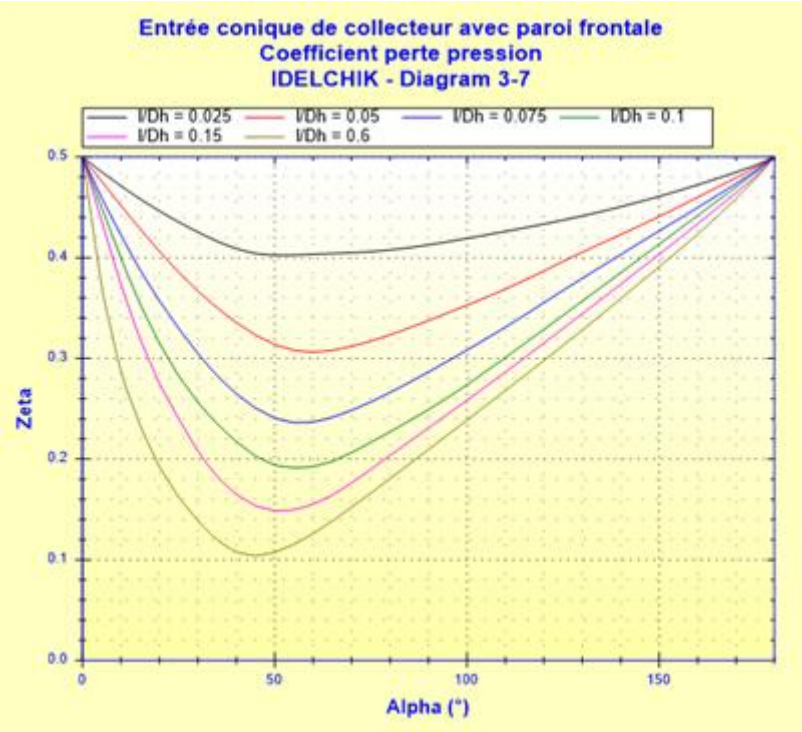
$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($\mathrm{Re} \geq 10^4$) :

$$\zeta_{loc} = f(\alpha, l/D_h)$$ ([1] diagramme 3-7)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

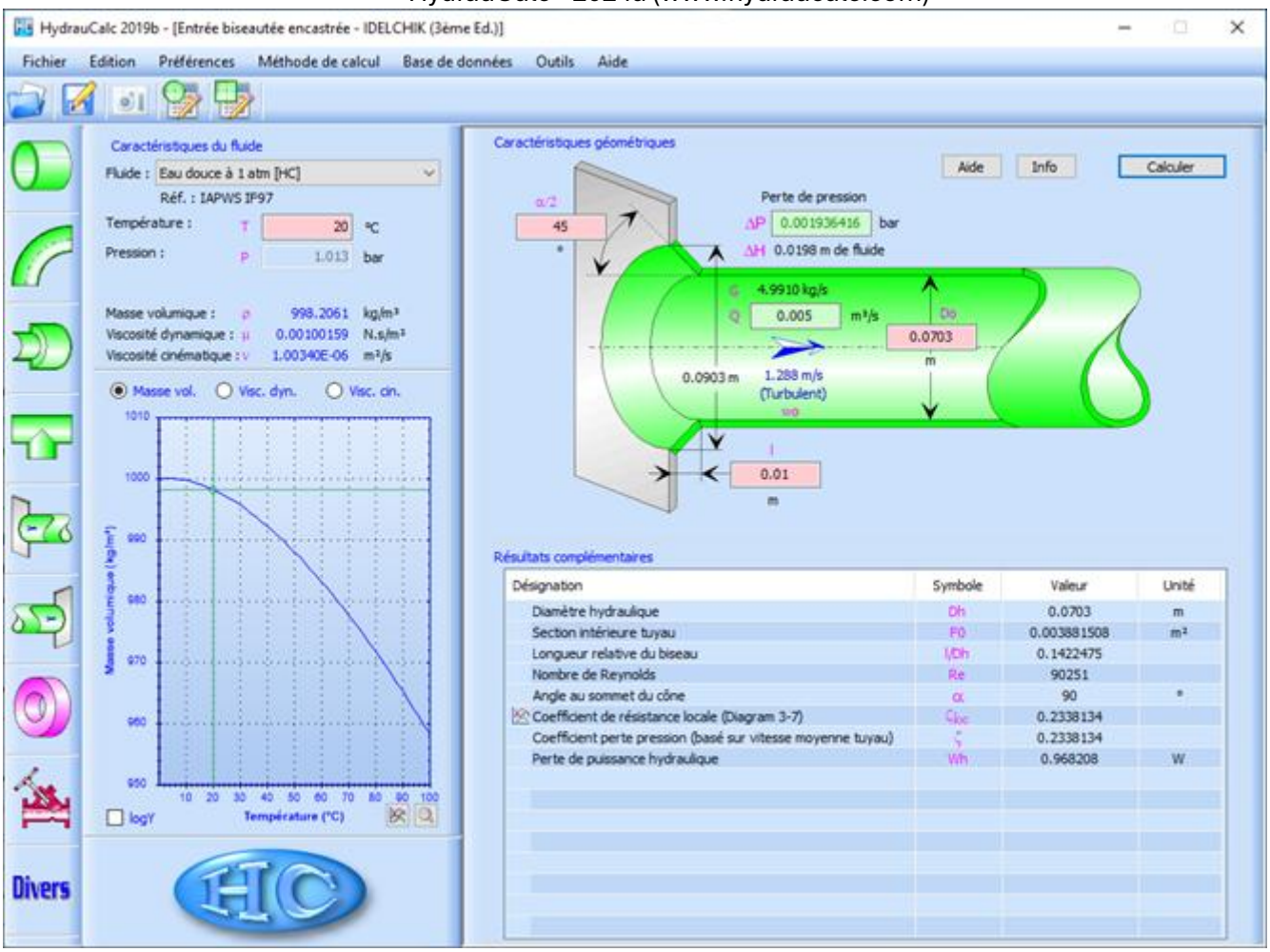
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre du tuyau (m)
F_0	Aire de la section du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
α	Angle au sommet du cône (2 x angle du biseau) (°)
l	Longueur du biseau (m)
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)
- longueur relative du biseau (l/D_h) inférieure ou égale à 0.6

nota : pour des longueurs relatives du biseau "l/D_h" supérieures à 0,6, le coefficient de perte de pression locale est extrapolé

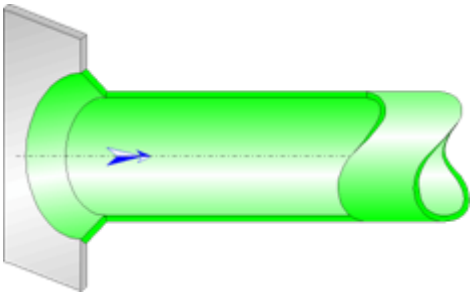
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.3.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée biseautée encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

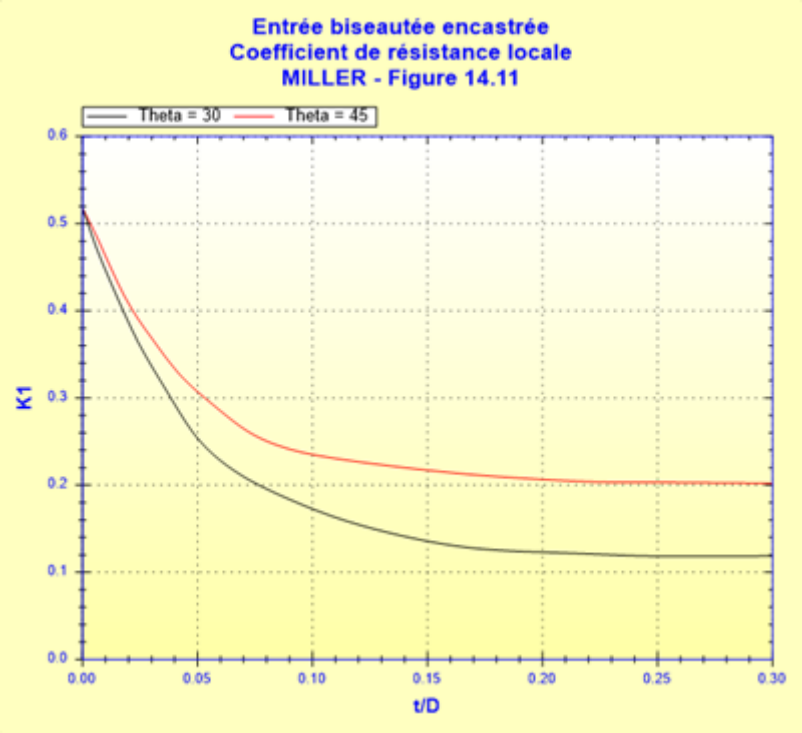
$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re} \geq 10^4$

$$K_1 = f\left(\frac{t}{D}, \theta\right)$$

([1] figure 14.11)



- $\mathrm{Re} < 10^4$

$$K_{lam} = f(\mathrm{Re}, K_{turb})$$

([1] figure 14.31 avec $K_{turb} = K_1$)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_1}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_1$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

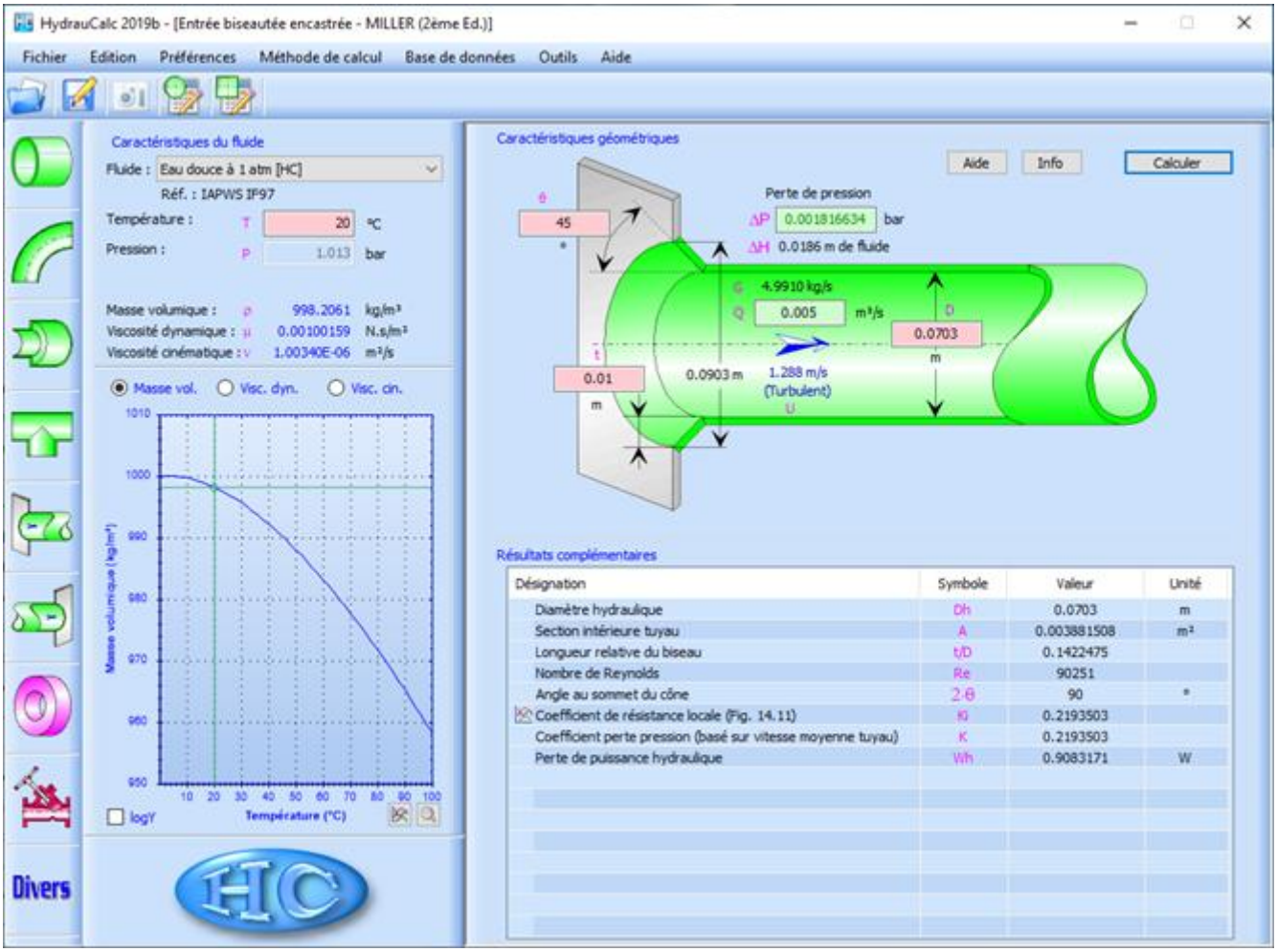
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
θ	Angle du biseau (°)
t	Hauteur du biseau (m)
K_1	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- hauteur relative du biseau (t/d) inférieure ou égale à 0.3
  nota : pour des hauteurs relatives du biseau supérieures à 0.3, le coefficient de résistance locale est extrapolé

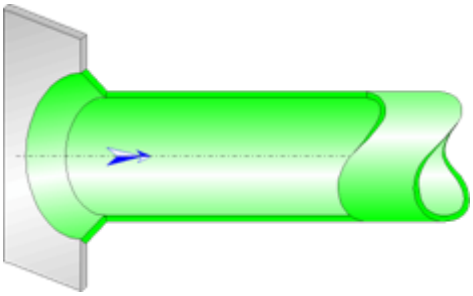
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.5.3.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée biseautée encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

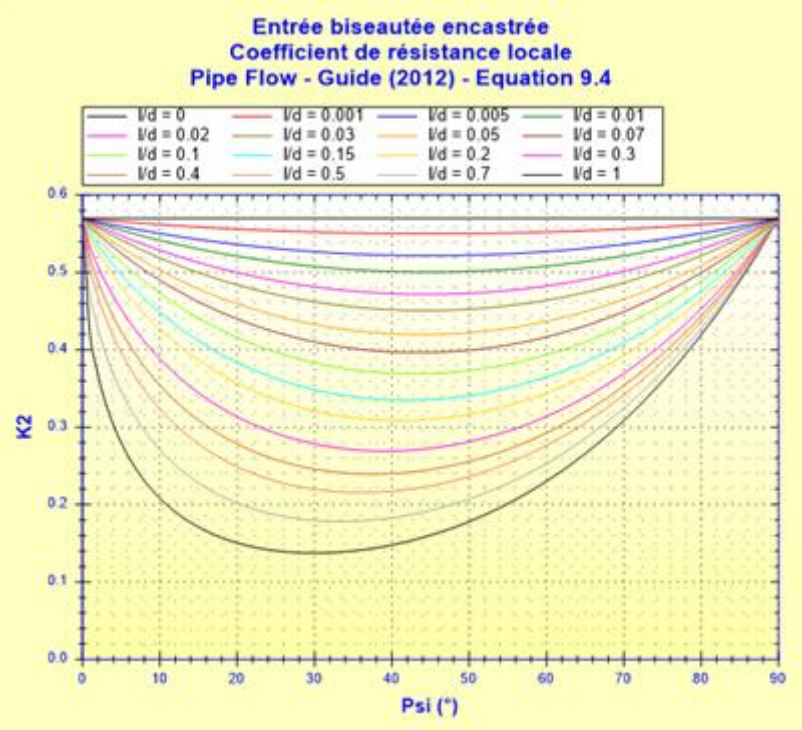
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 0.0696 \cdot \left[1 - C_b \cdot \frac{l}{d}\right] \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2$$

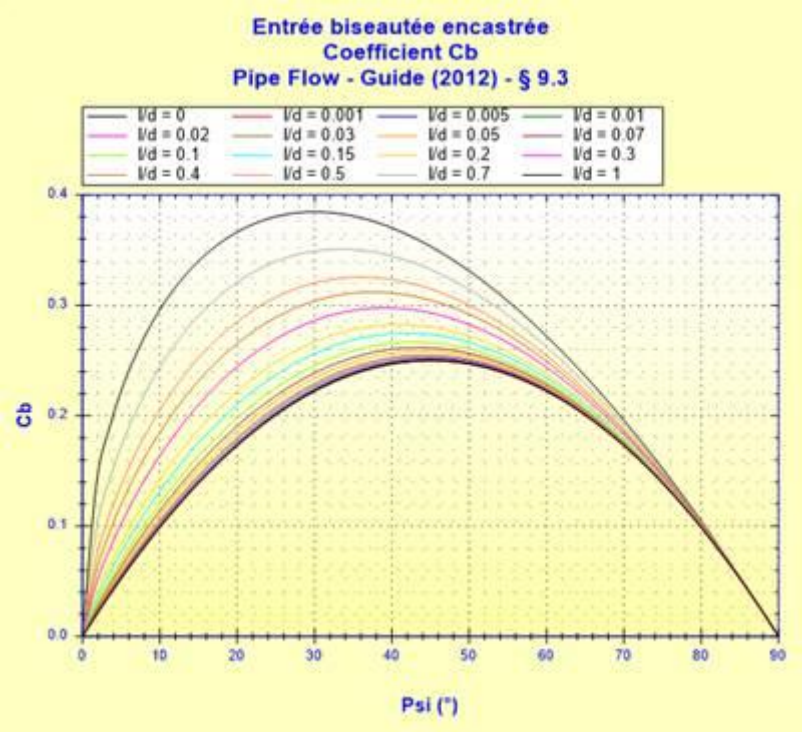
([1] équation 9.4)



avec :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{1+l/d}}$$

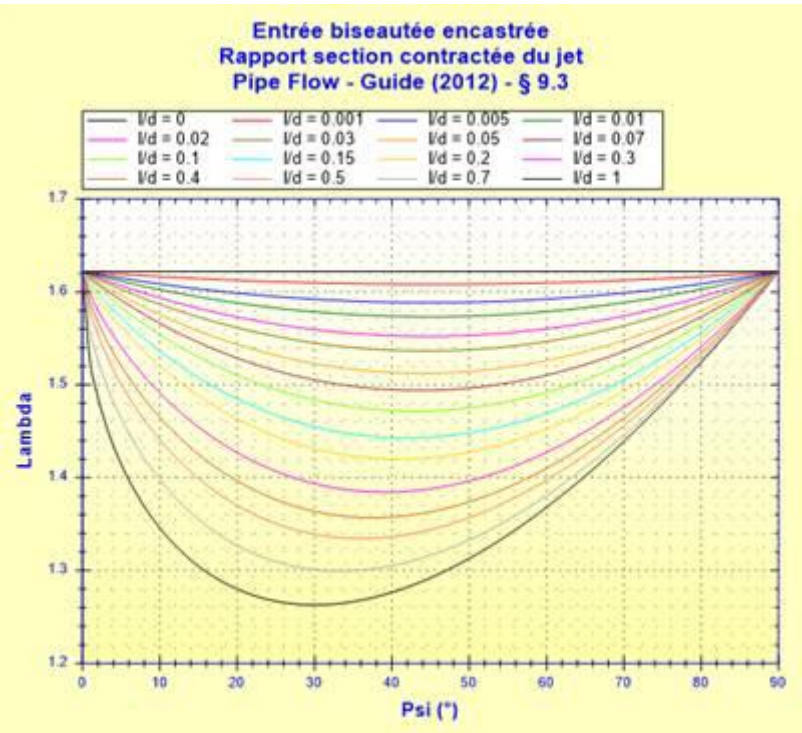
([1] §9.3)



et :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 1.5 \cdot C_b \cdot \left(\frac{l}{d} \right)^{\frac{1 - \sqrt[4]{l/d}}{2}} \right]$$

([1] §9.3)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

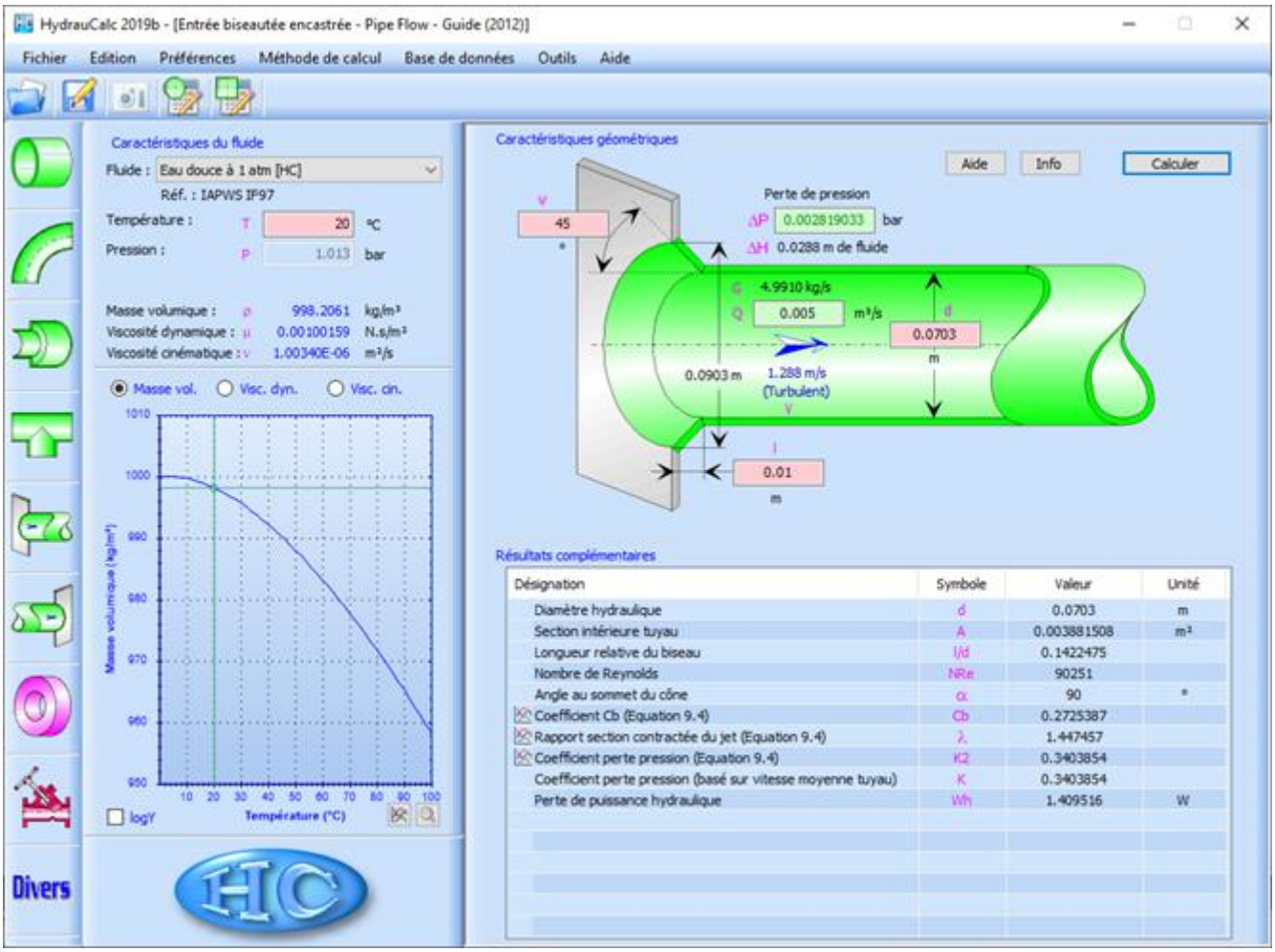
d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
ψ	Angle du biseau (°)
l	Longueur du biseau (m)
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)
- longueur relative du biseau (l/d) inférieure ou égale à 1

Exemple d'application :

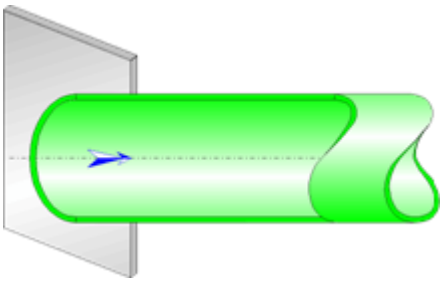


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.4 Entrée brusque encastrée montée à distance

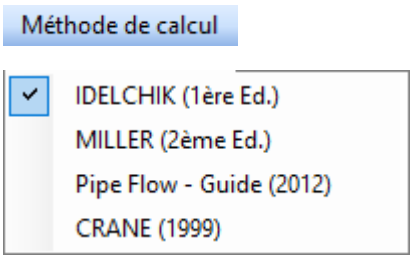
Section circulaire



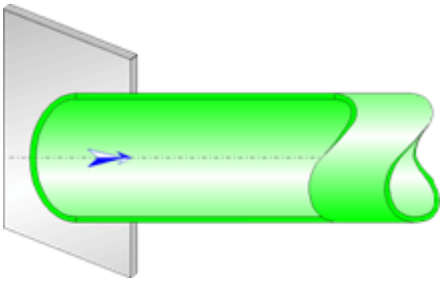
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des entrées brusques encastrées montées à distance de tuyauterie, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie montée à distance.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

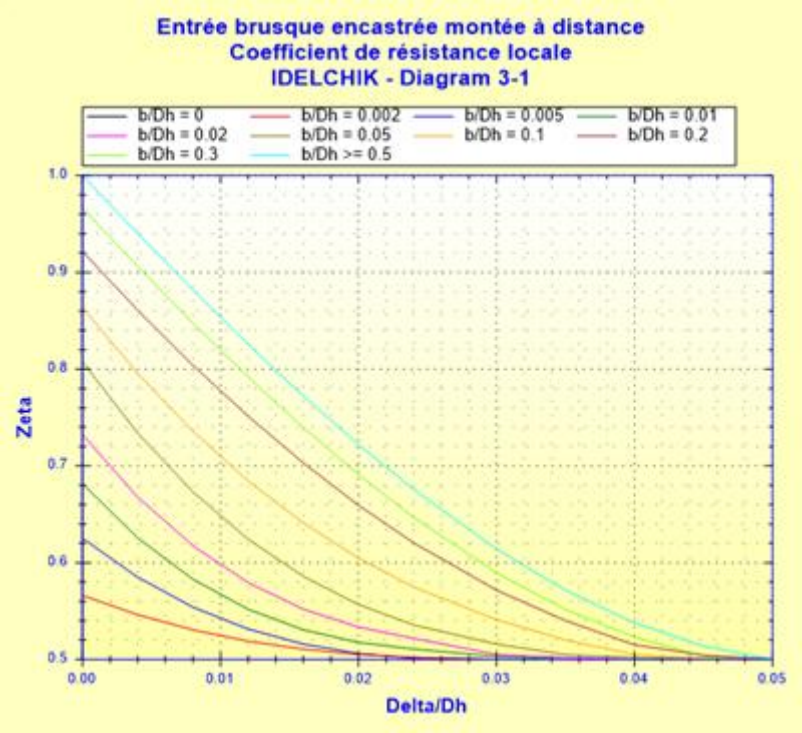
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\delta_1/Dh \leq 0.05$

$$\zeta_{loc} = f\left(\frac{\delta_1}{D_h}, \frac{b}{D_h}\right)$$ ([1] diagram 3.1)



- $\delta_1/Dh > 0.05$

$$\zeta_{loc} = 0.5$$ ([1] diagram 3.1)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

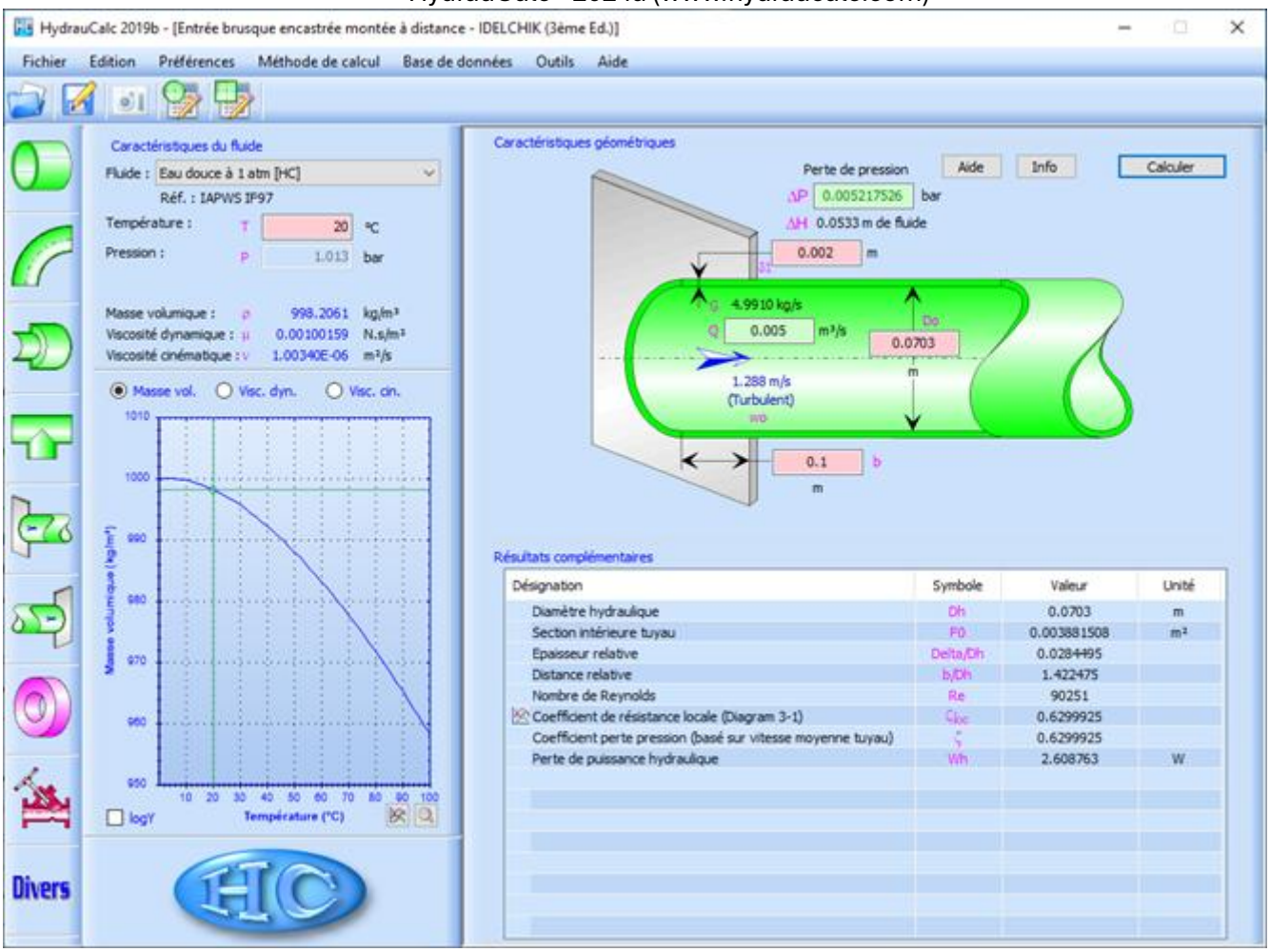
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre du tuyau (m)
F_0	Aire de la section du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
b	Distance de la paroi (m)
δ	Epaisseur du tuyau (m)
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)

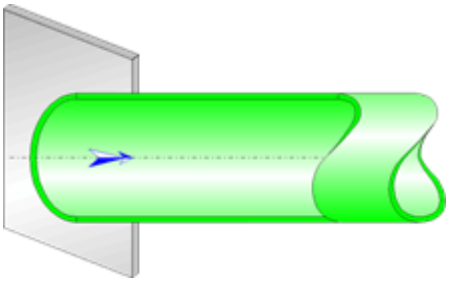
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.4.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie montée à distance.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

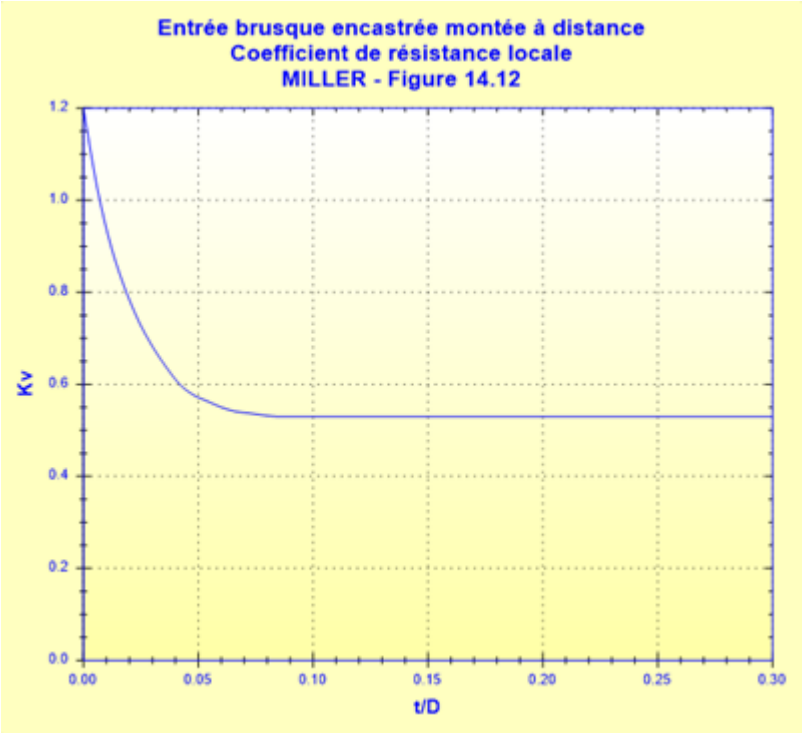
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re \geq 10^4$
  - $t/D \leq 0.3$

    $$K_v = f\left(\frac{t}{D}\right)$$ ([1] figure 14.12)



  - $t/D > 0.3$

    $$K_v = 0.53$$ ([1] figure 14.12)

- $Re < 10^4$

  $$K_{lam} = f(Re, K_{turb})$$ ([1] figure 14.31 avec $K_{turb} = K_v$)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_v}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_v$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

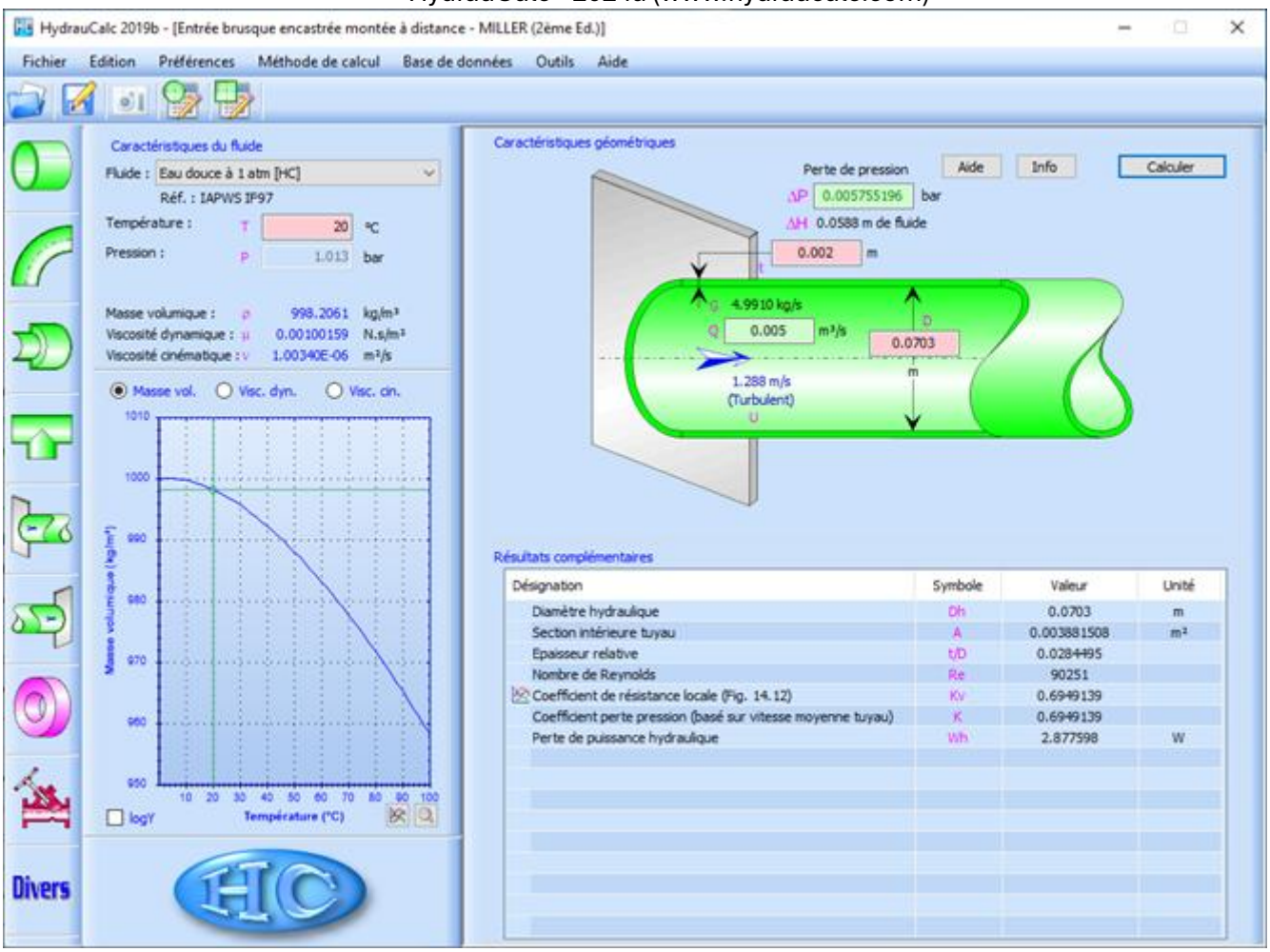
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau(m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
t	Epaisseur du tuyau (m)
K_v	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

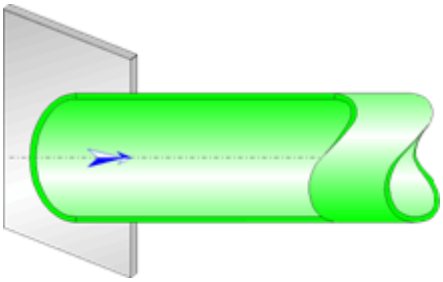
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.5.4.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie montée à distance.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

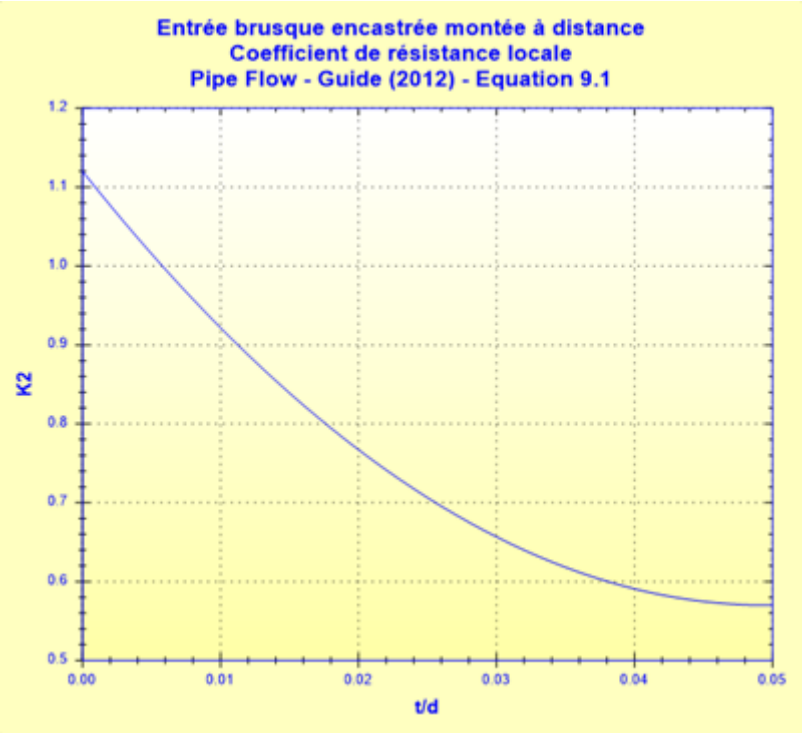
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($t/d \leq 0.05$) :

$$K_2 = 1.12 - 22 \cdot \frac{t}{d} + 216 \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^2 + 80 \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^3$$

([1] équation 9.1)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

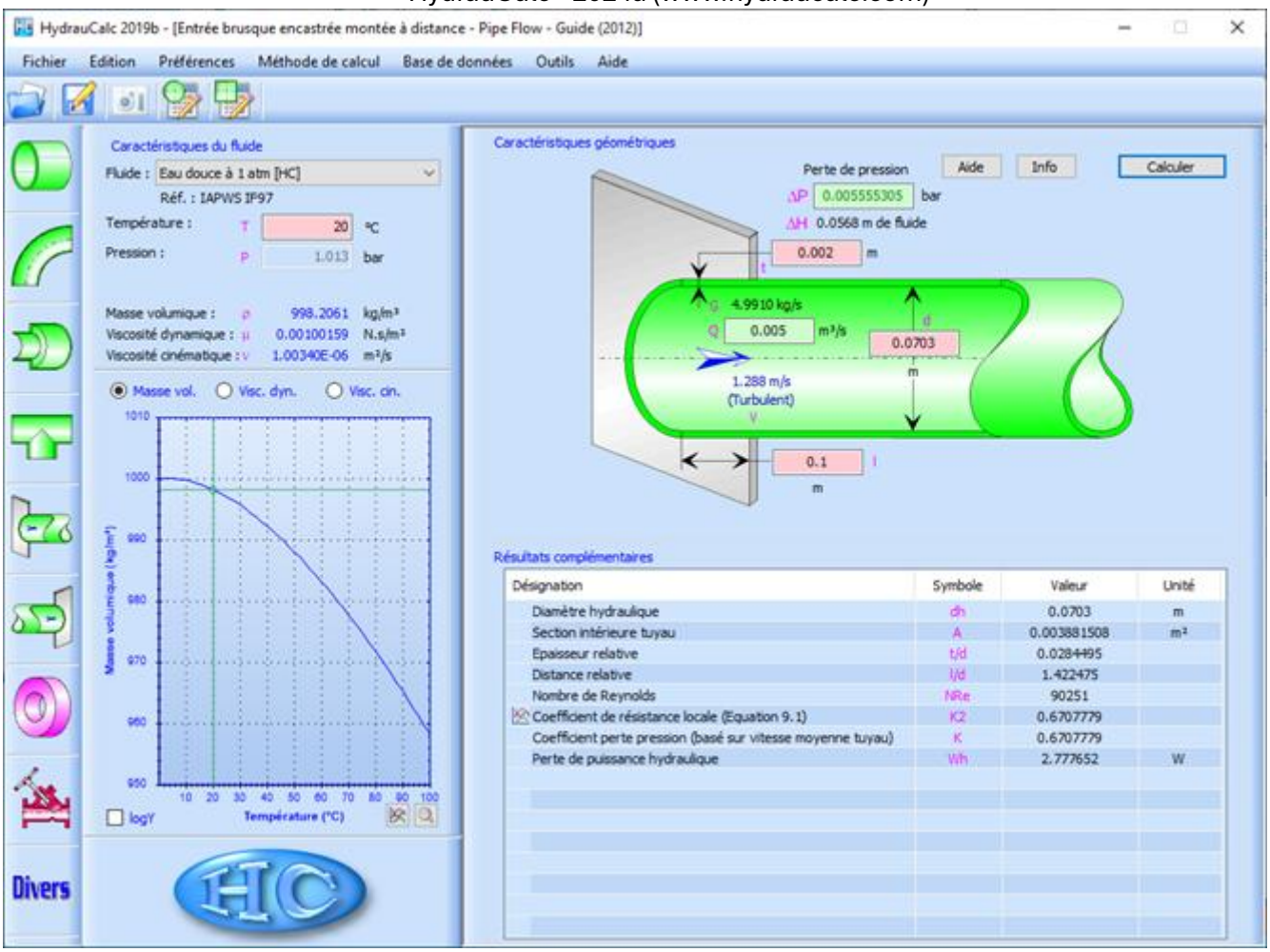
Symboles, définitions, unités SI :

d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
t	Epaisseur du tuyau (m)
l	Distance de la paroi (m)
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)
- distance relative (l/d) égale ou supérieure à 0.5
- épaisseur relative (t/d) égale ou inférieure à 0.05

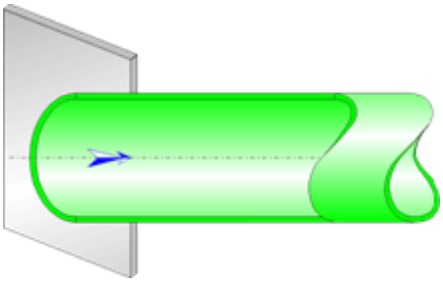
Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.4.4 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie montée à distance.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re \geq 10^4$) :

$$K_1 = 0.78$$ ([1] annexe A-29)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

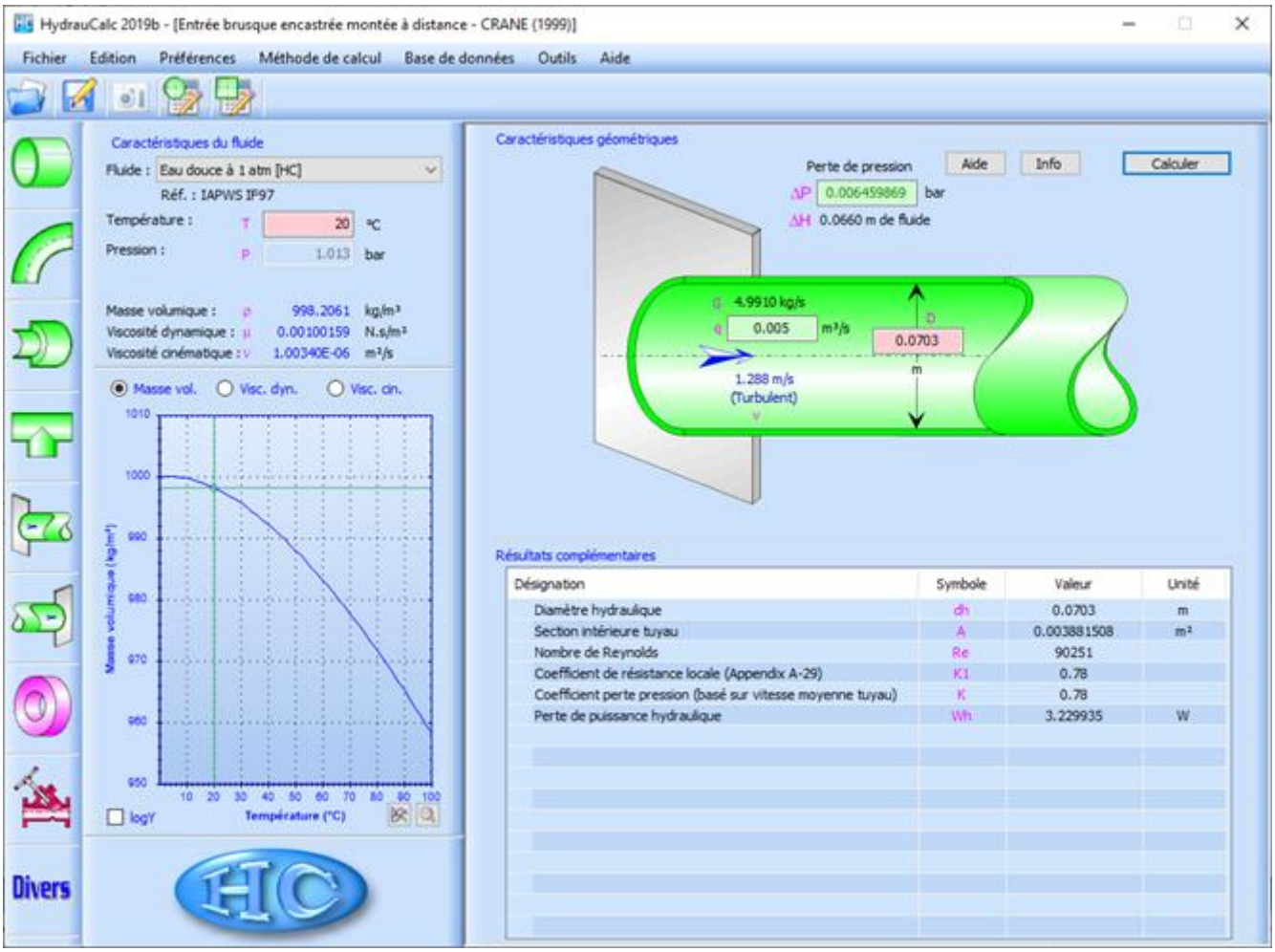
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)

Exemple d'application :

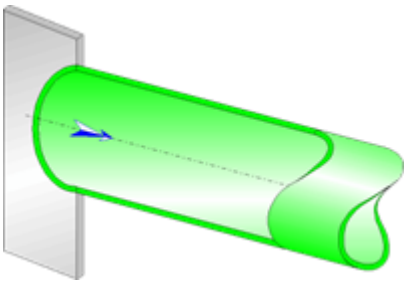


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.5.5 Entrée brusque encastrée montée en angle

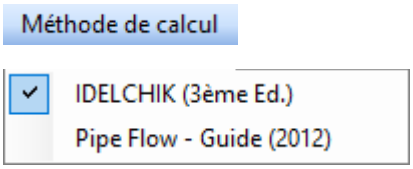
Section circulaire



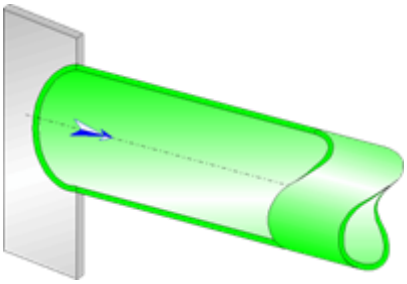
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des entrées brusques encastrées de tuyauterie montées en angle, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.5.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie montée en angle.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

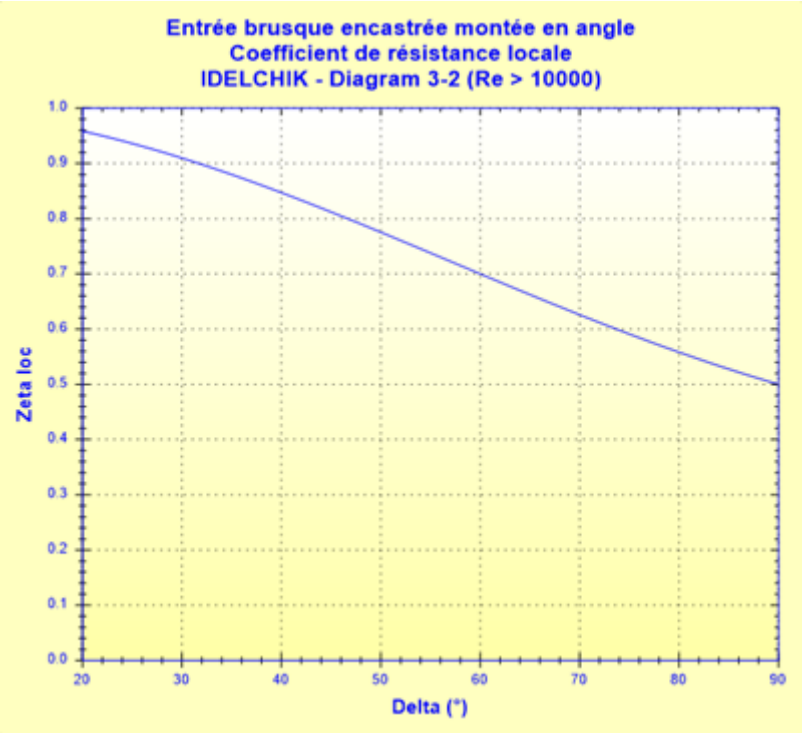
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = 0.5 + 0.3 \cdot \cos(\delta) + 0.2 \cdot \cos^2(\delta)$$

([1] diagram 3.2)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

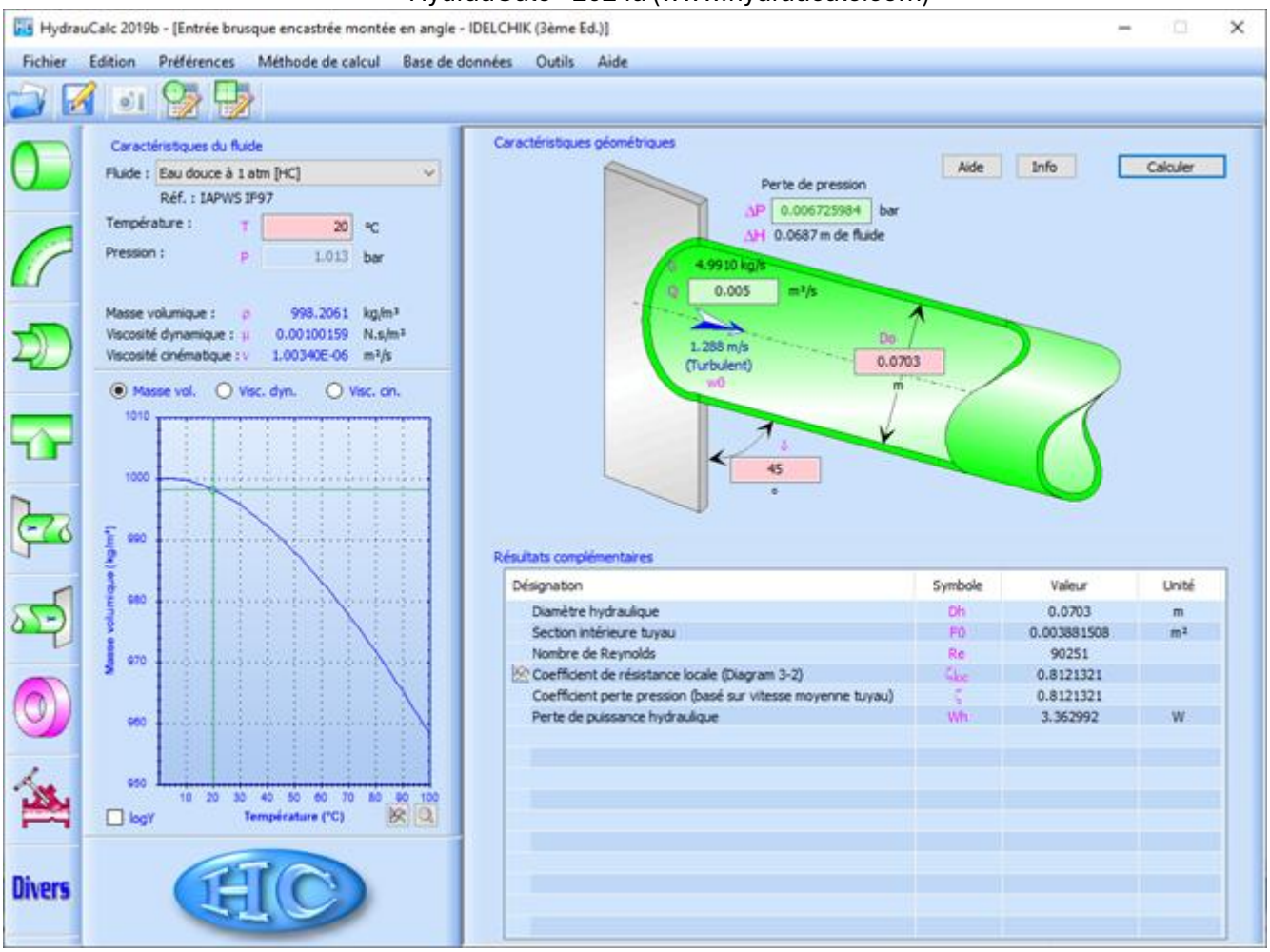
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre du tuyau (m)
F_0	Aire de la section du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
δ	Angle d'inclinaison (°)
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)
- angle d'inclinaison (δ) compris entre 20° et 90°

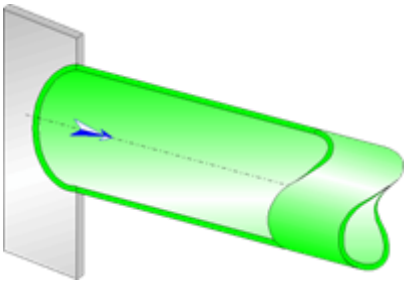
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.5.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée brusque encastrée de tuyauterie montée en angle.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

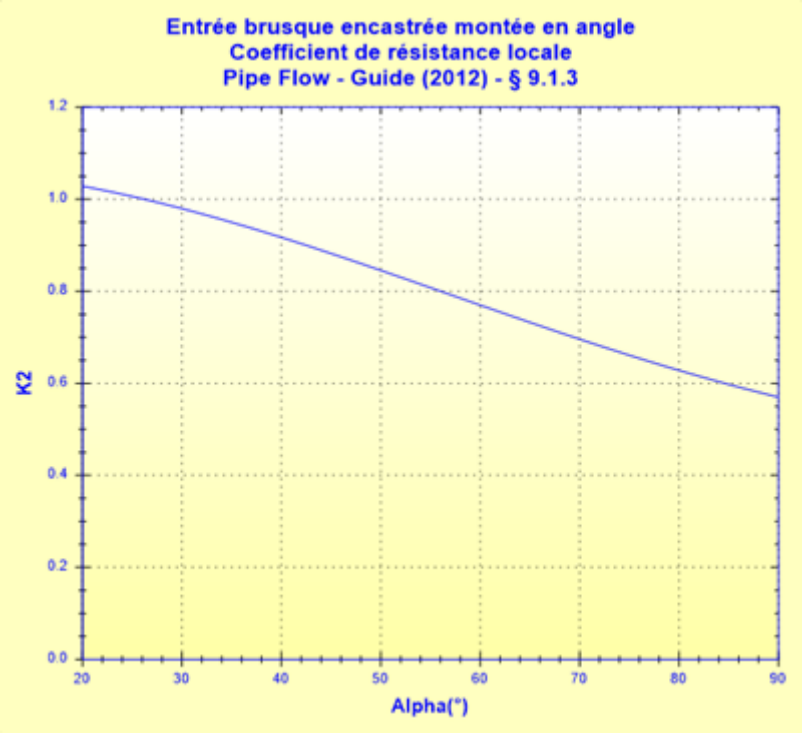
$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 0.57 + 0.3 \cdot \cos(\alpha) + 0.2 \cdot \cos^2(\alpha)$$ ([1] § 9.1.3)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

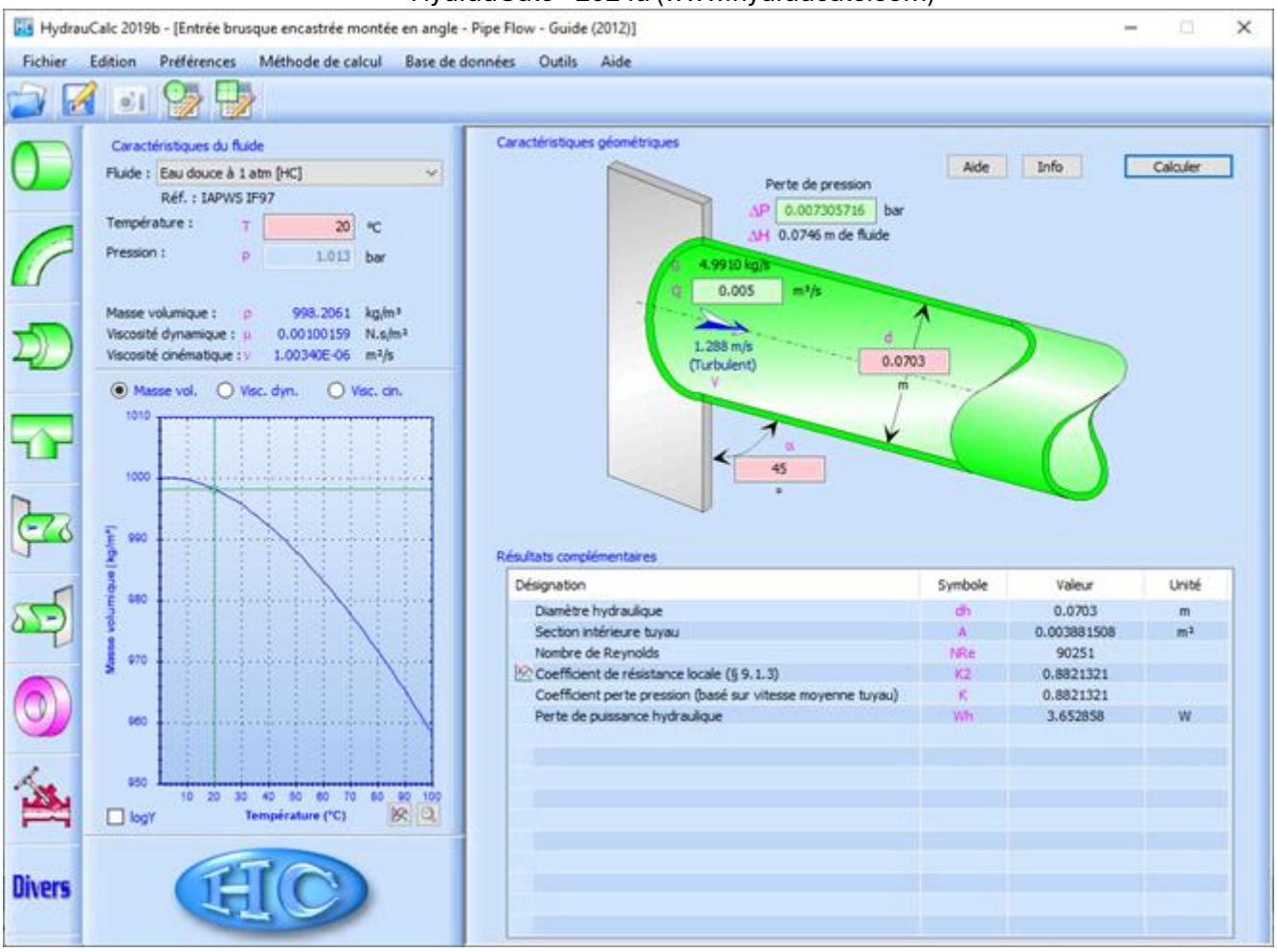
Symboles, définitions, unités SI :

d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
α	Angle d'inclinaison (°)
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)
- angle d'inclinaison (α) compris entre 20° et 90°

Exemple d'application :

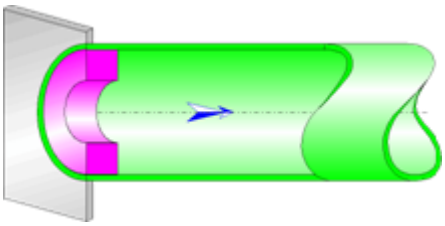


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.6 Entrée par un diaphragme à bords épais

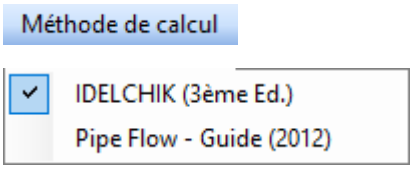
Section circulaire



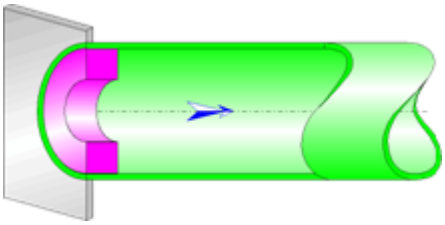
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords épais, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.6.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords épais. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures de l'orifice est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Rugosité relative des parois de l'orifice :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_{or}}$$

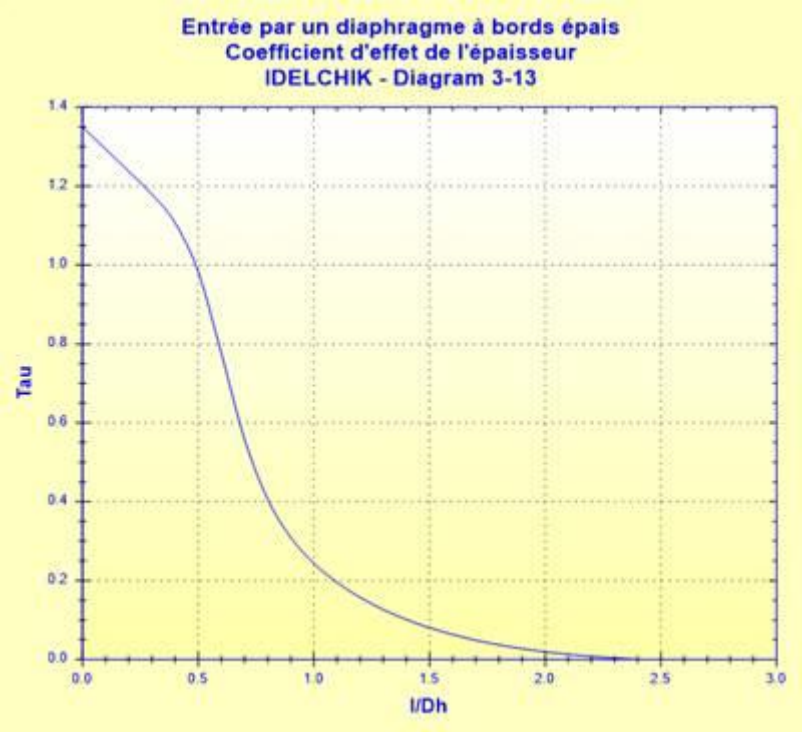
Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([1] diagramme 3-13)

avec :

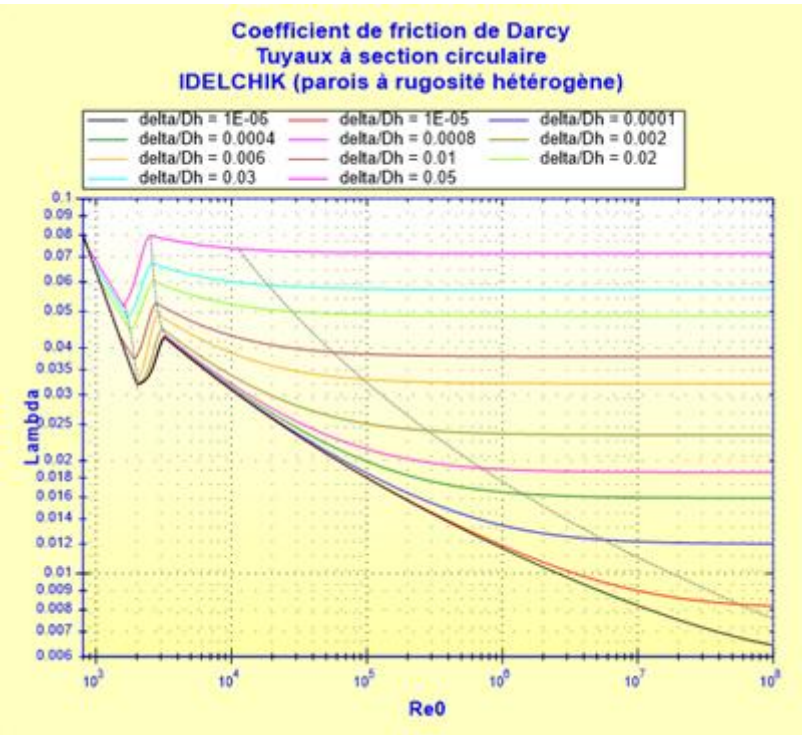
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

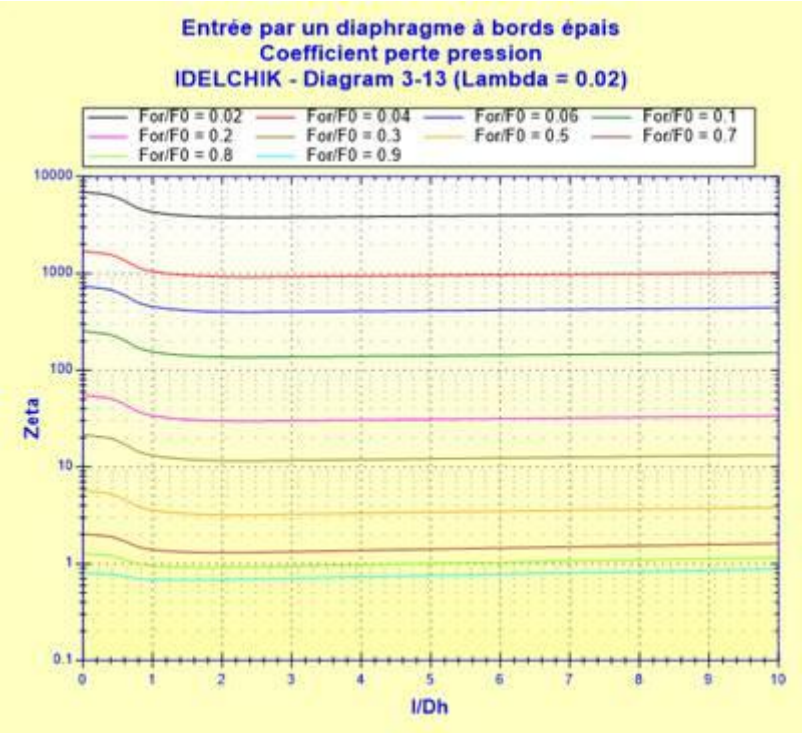


Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

■ Re ≥ 10^5

$$\zeta = \left[0.5 + \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)



([1] diagramme 3-13 avec λ = 0,02)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

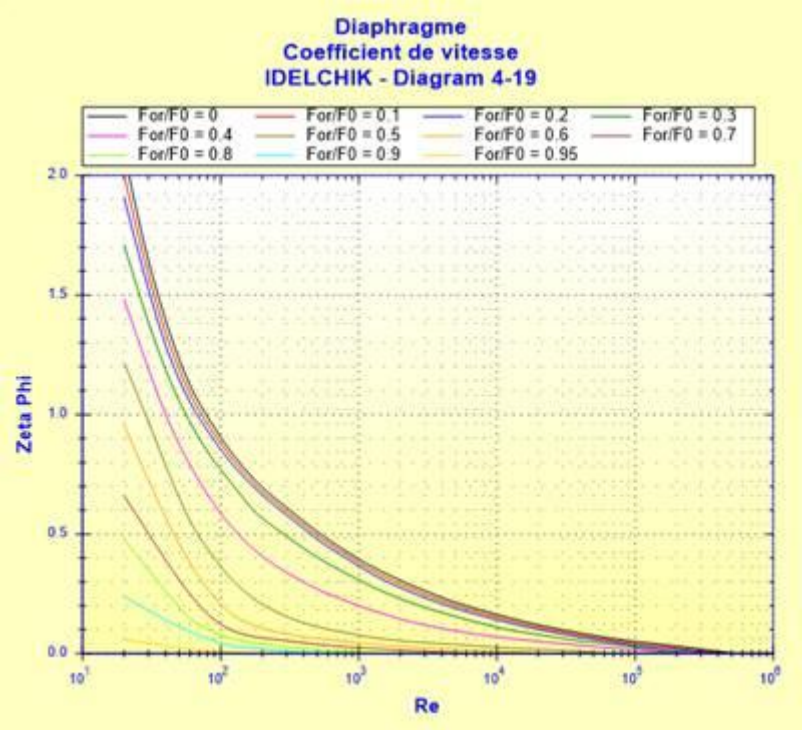
$$\zeta_{quad} = \left[0.5 + \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

Coefficient de vitesse :

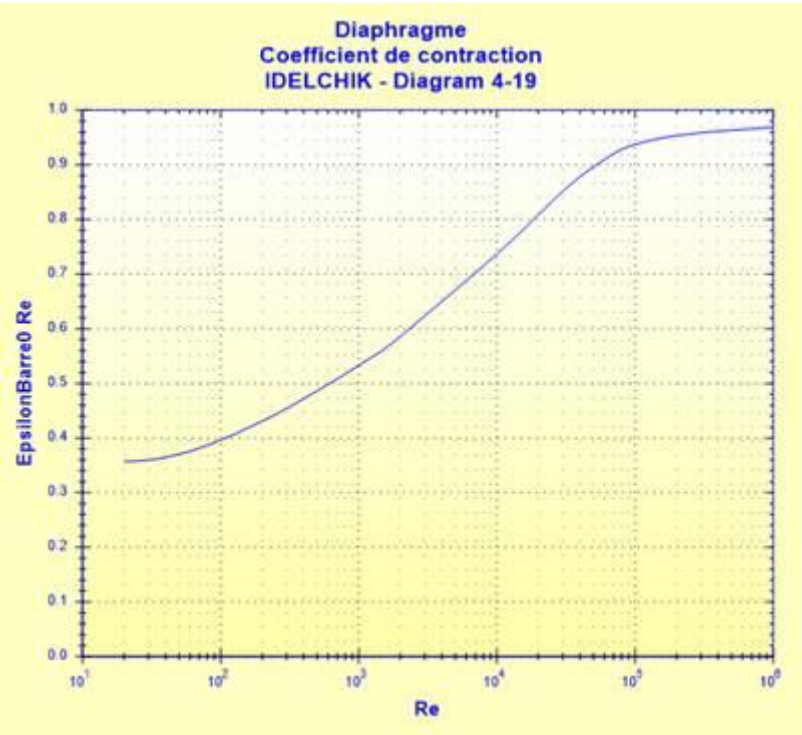
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

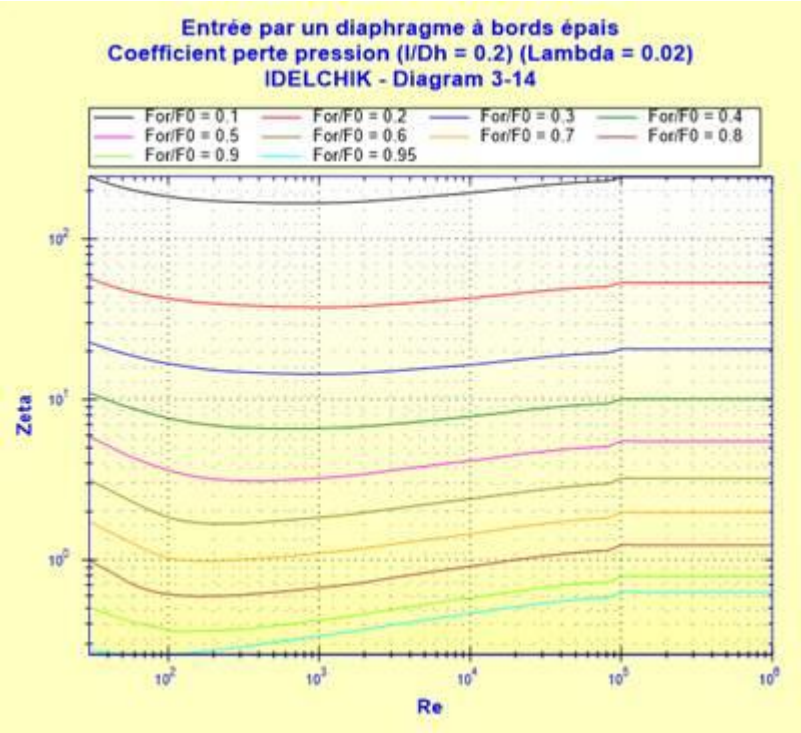
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



([1] diagramme 3-14 avec l/Dh = 0,2 et λ = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

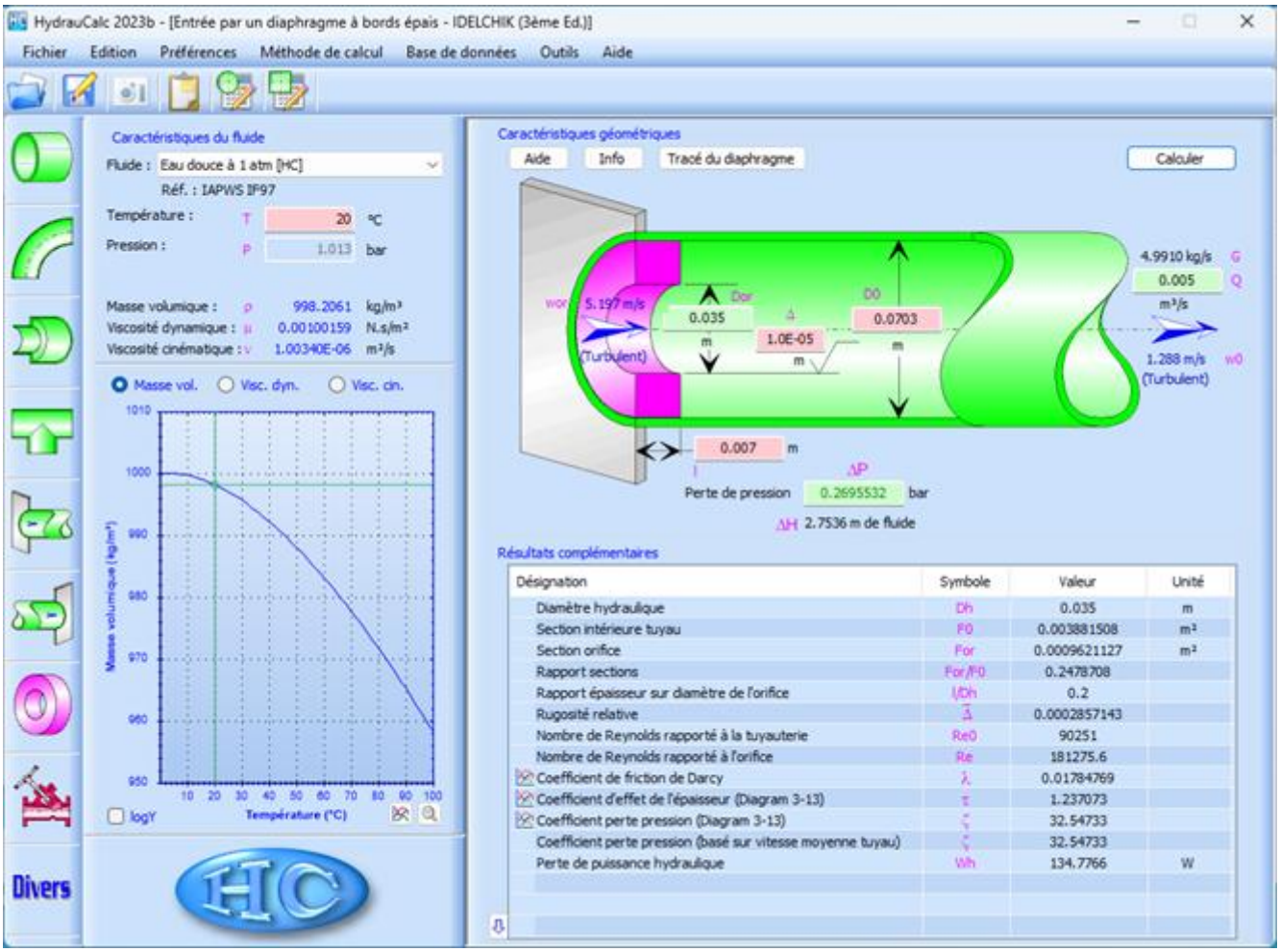
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
Δ	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois de l'orifice ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour Re = 10^5 ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_{or}) supérieur à 0,015

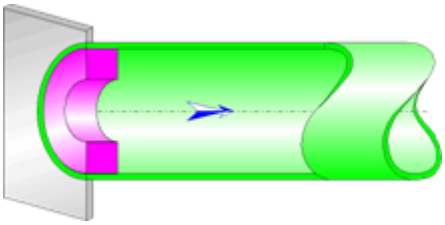
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.6.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords épais. De plus, lorsque l'épaisseur du diaphragme est supérieure à 1,4 fois le diamètre de l'orifice, la perte de charge due à la friction dans l'orifice est également prise en compte car elle devient non négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{{d_o}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

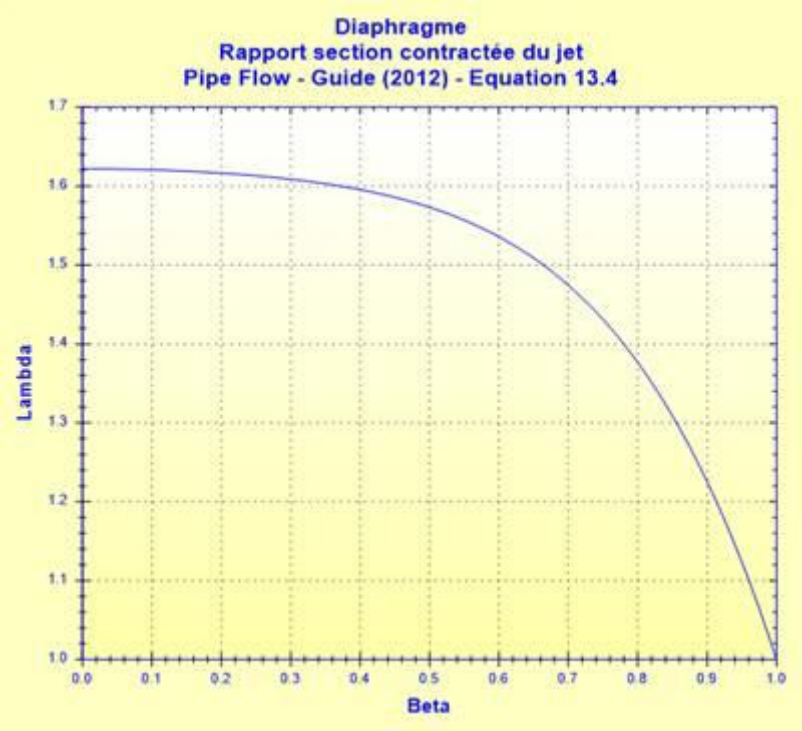
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$

([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

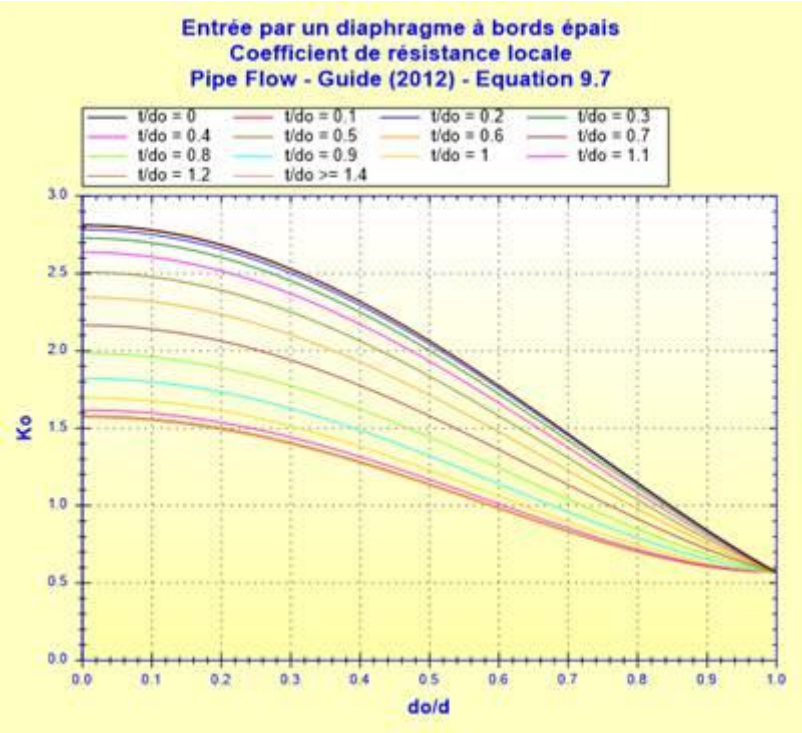
$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) ≤ 1.4 :

$$K_o = 0.183 + C_{th} \cdot \left[1.622 - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right]^2 + (1 - C_{th}) \cdot \left\{0.387 + \left[1 - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right]^2\right\}$$

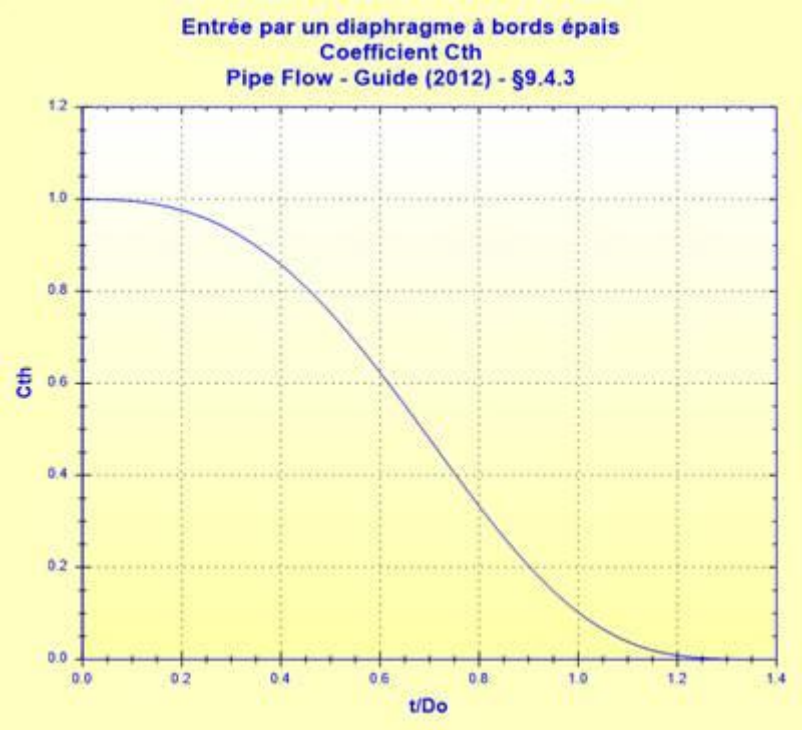
([1] équation 9.7)



avec :

$$C_{th} = \left[1 - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{2.5} - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{3}\right]^{4.5}$$

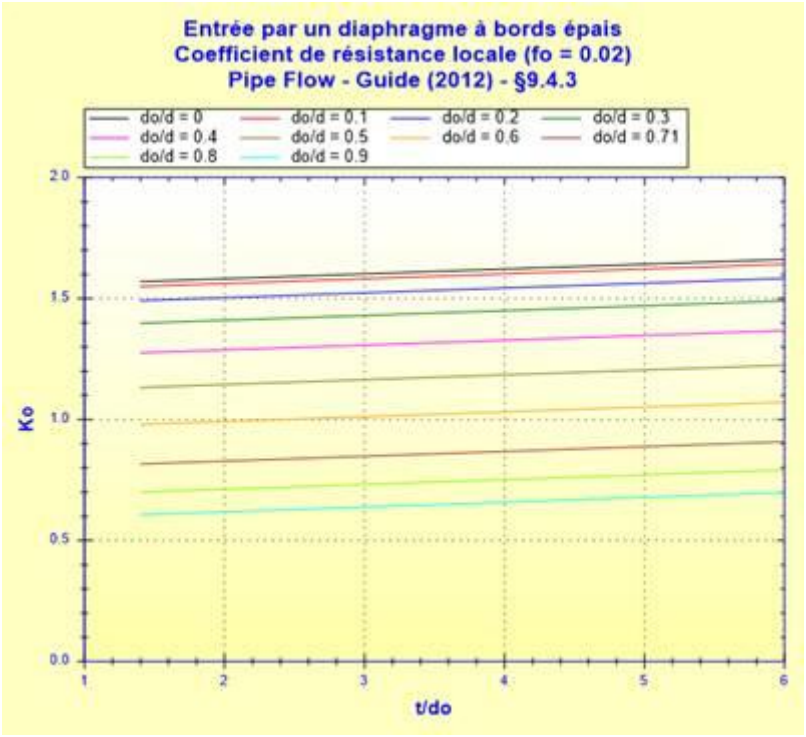
([1] §9.4.3)



■ Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) > 1.4 :

$$K_o = 0.57 + \left[1 - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right]^{-2} + f_o \cdot \left[\frac{t}{d_o} - 1.4\right]$$

([1] §9.4.3)

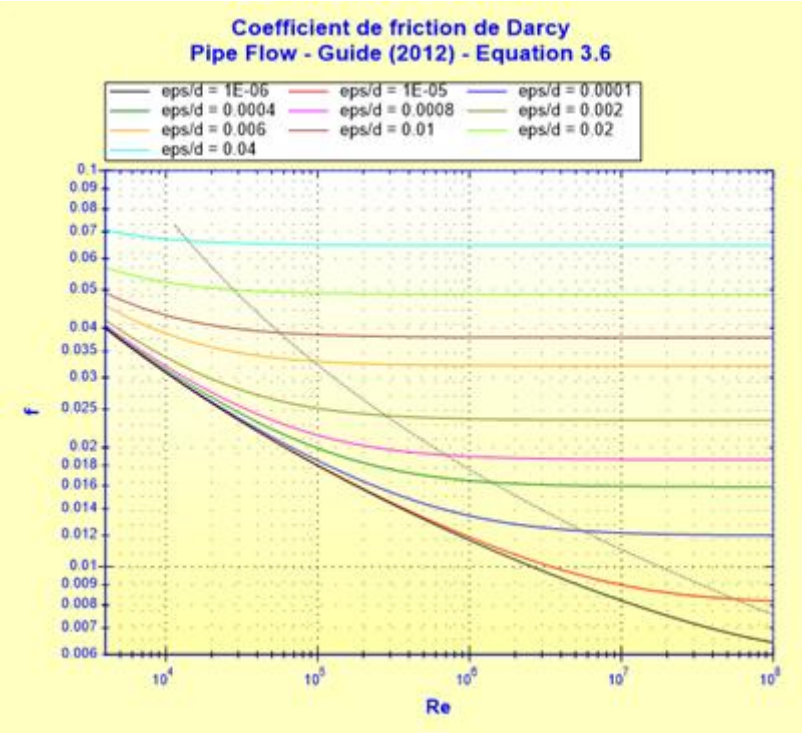


([1] §9.4.3 avec fo = 0,02)

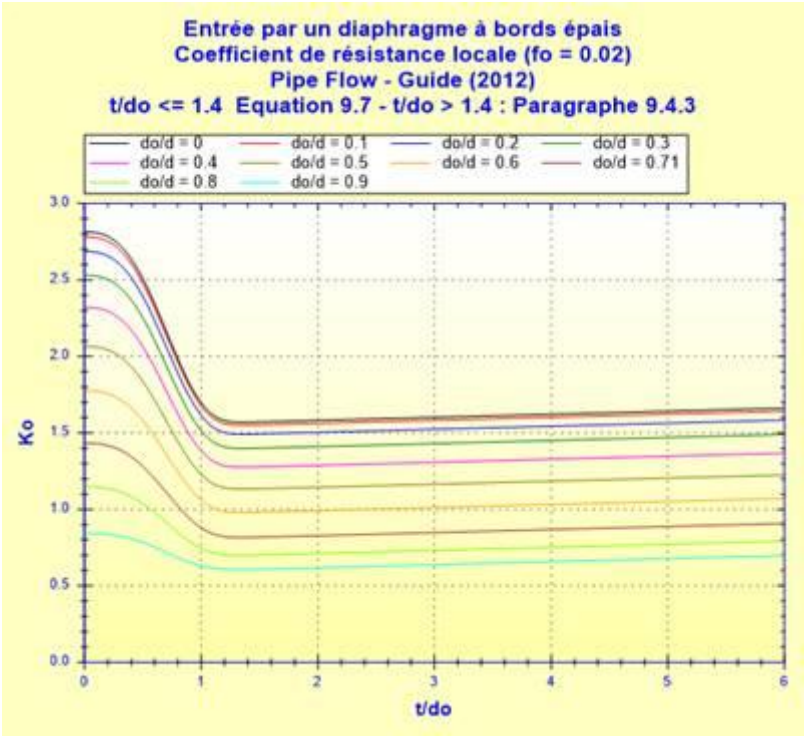
avec :

$$f_o = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \frac{2.51}{NRe_0 \cdot \sqrt{f_o}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



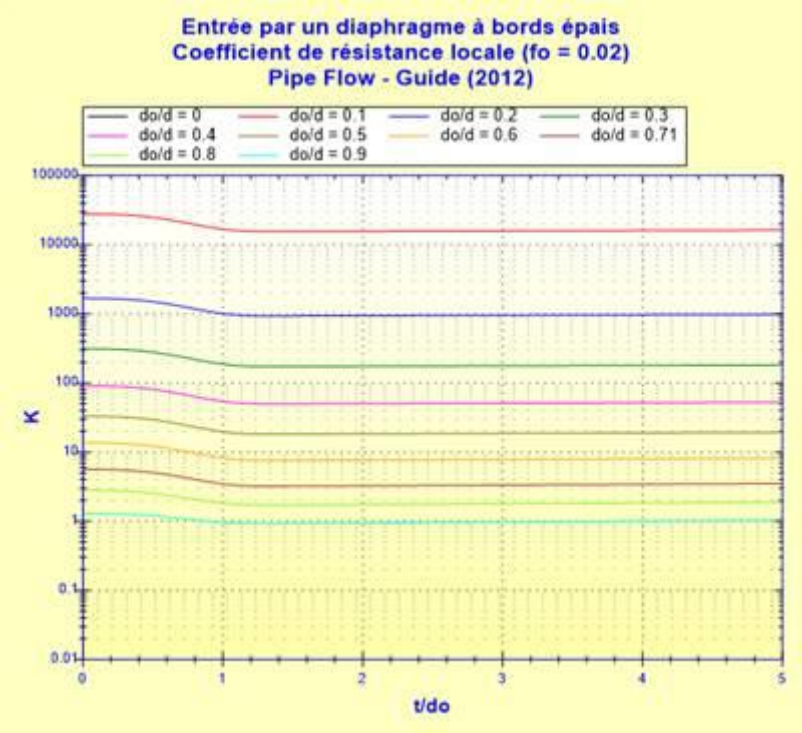
■ Tous rapports épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) :



([1] équation 9.7 et §9.4.3 avec fo = 0,02)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



(avec fo = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

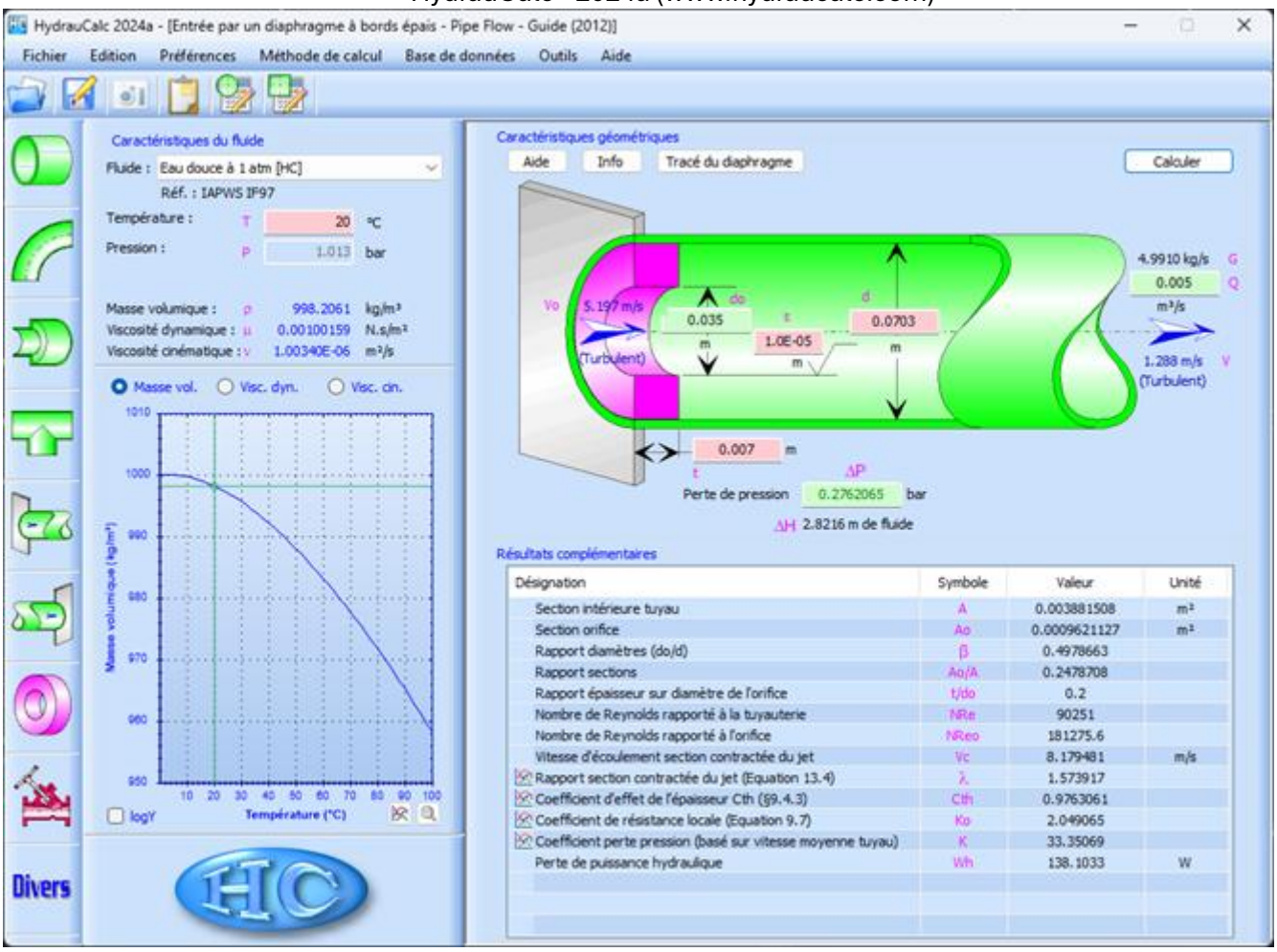
d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)

β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
t	Epaisseur du diaphragme (m)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
Cth	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
ε	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
f_o	Coefficient de friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)

Exemple d'application :

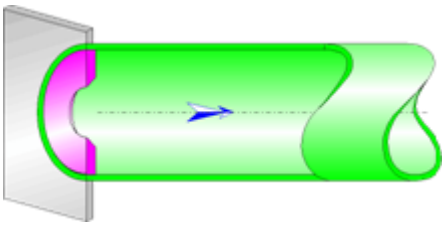


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.7 Entrée par un diaphragme à bords effilés

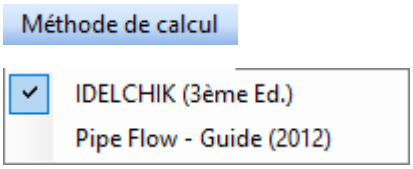
Section circulaire



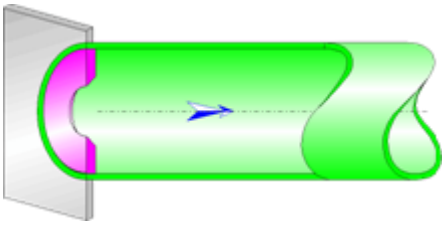
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords effilés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.7.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords effilés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- Re $\geq 10^5$

$$\zeta = \left[1.707 - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-12)

- Re $< 10^5$

  Coefficient de résistance locale quadratique :

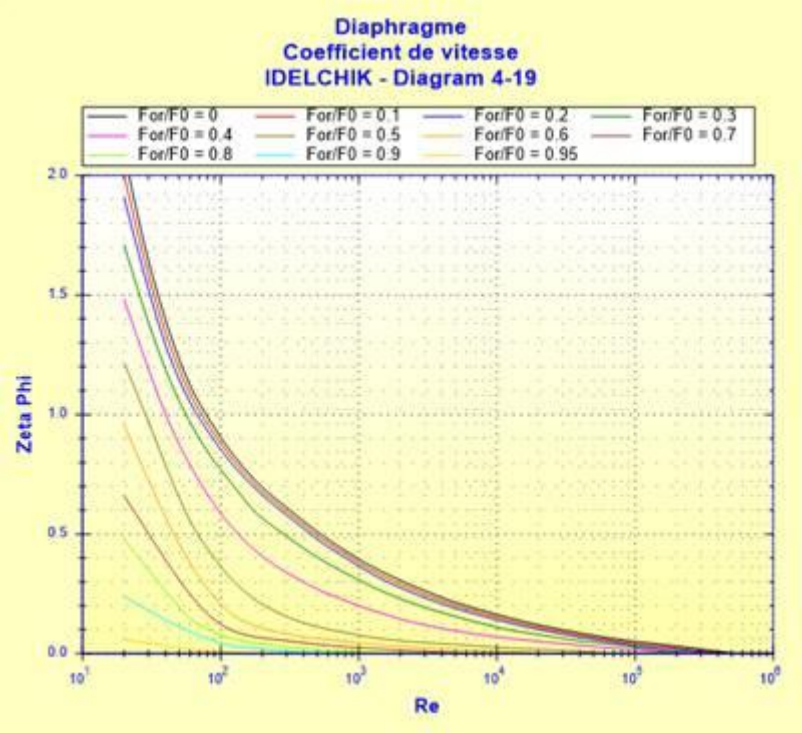
$$\zeta_{quad} = \left[1.707 - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-12)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_{\varphi} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

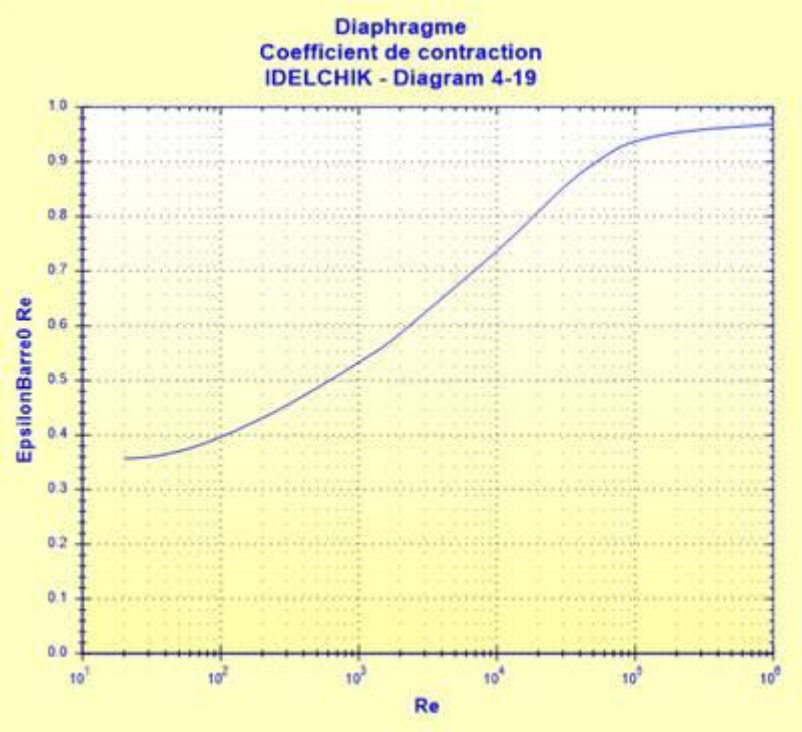
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

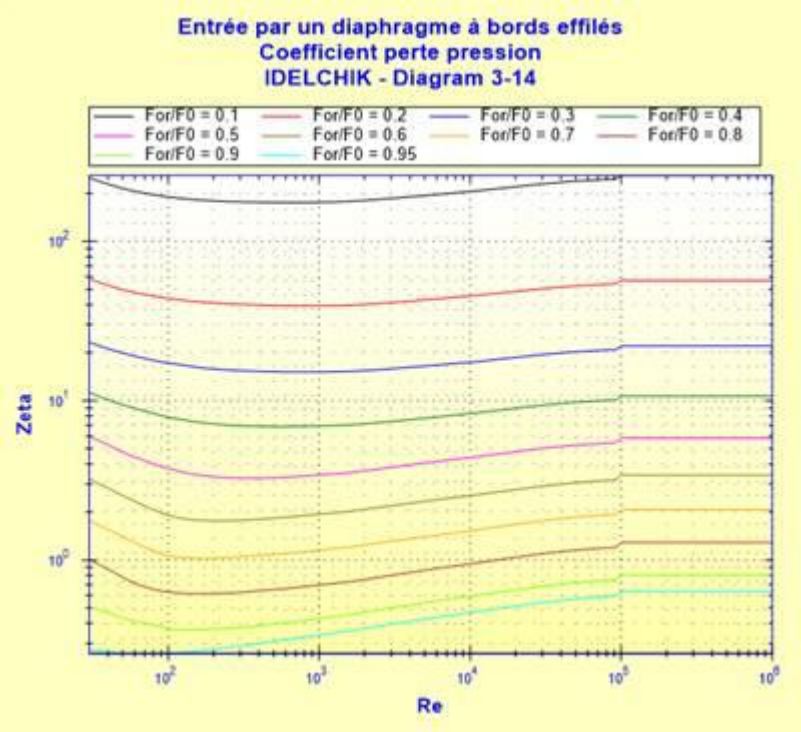
$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

w_{or} Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

Re_0 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

Re Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

l Epaisseur du diaphragme (m)

ζ_{quad} Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour Re = 10^5 ()

ζ_φ Coefficient de vitesse ()

$\bar{\varepsilon}_{0Re}$ Coefficient de contraction ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

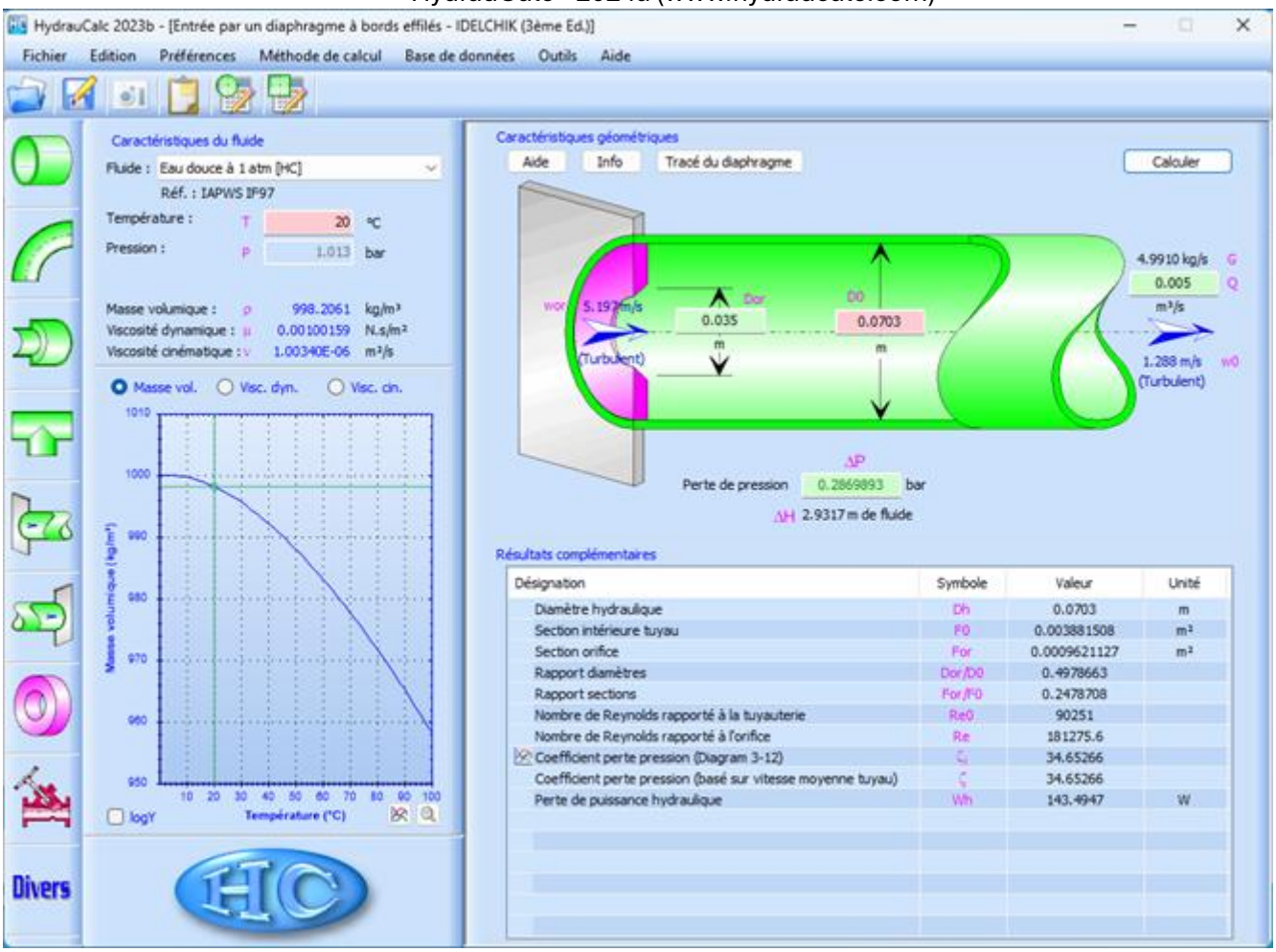
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle du chanfrein proche de 45°
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_{or}) inférieur ou égale à 0,015

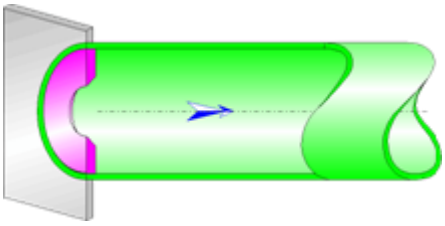
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.7.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords effilés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

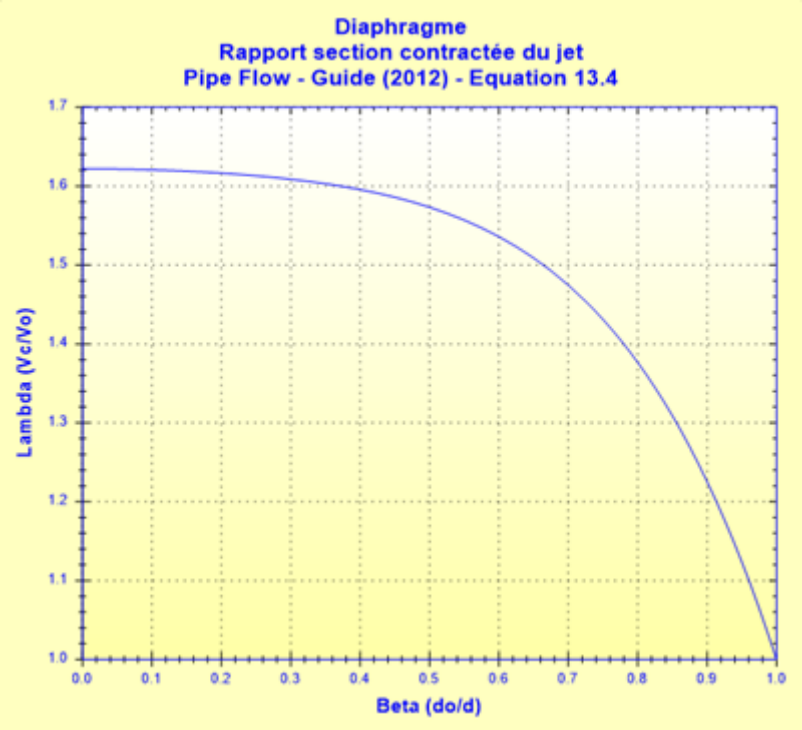
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement dans la veine contractée (m/s) :

$$V_C = V_o \cdot \lambda$$

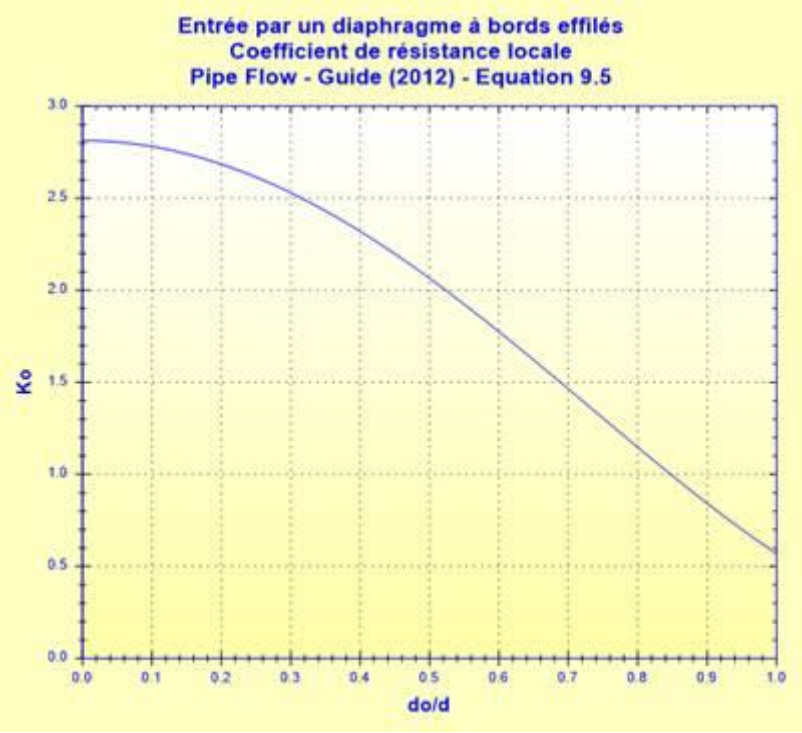
Section de la veine contractée (m^2):

$$A_c = \frac{Q}{V_c}$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

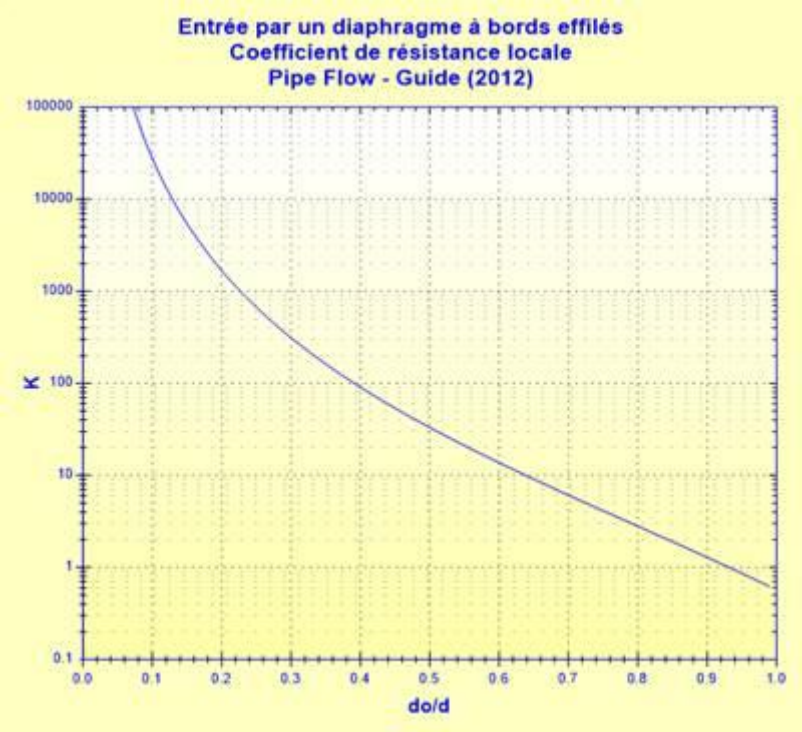
$$K_o = 0.183 + \left[1.622 - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right]^2$$

([1] équation 9.5)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

V Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

NRe Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la veine contractée (m/s)

A_c Section de la veine contractée (m^2)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

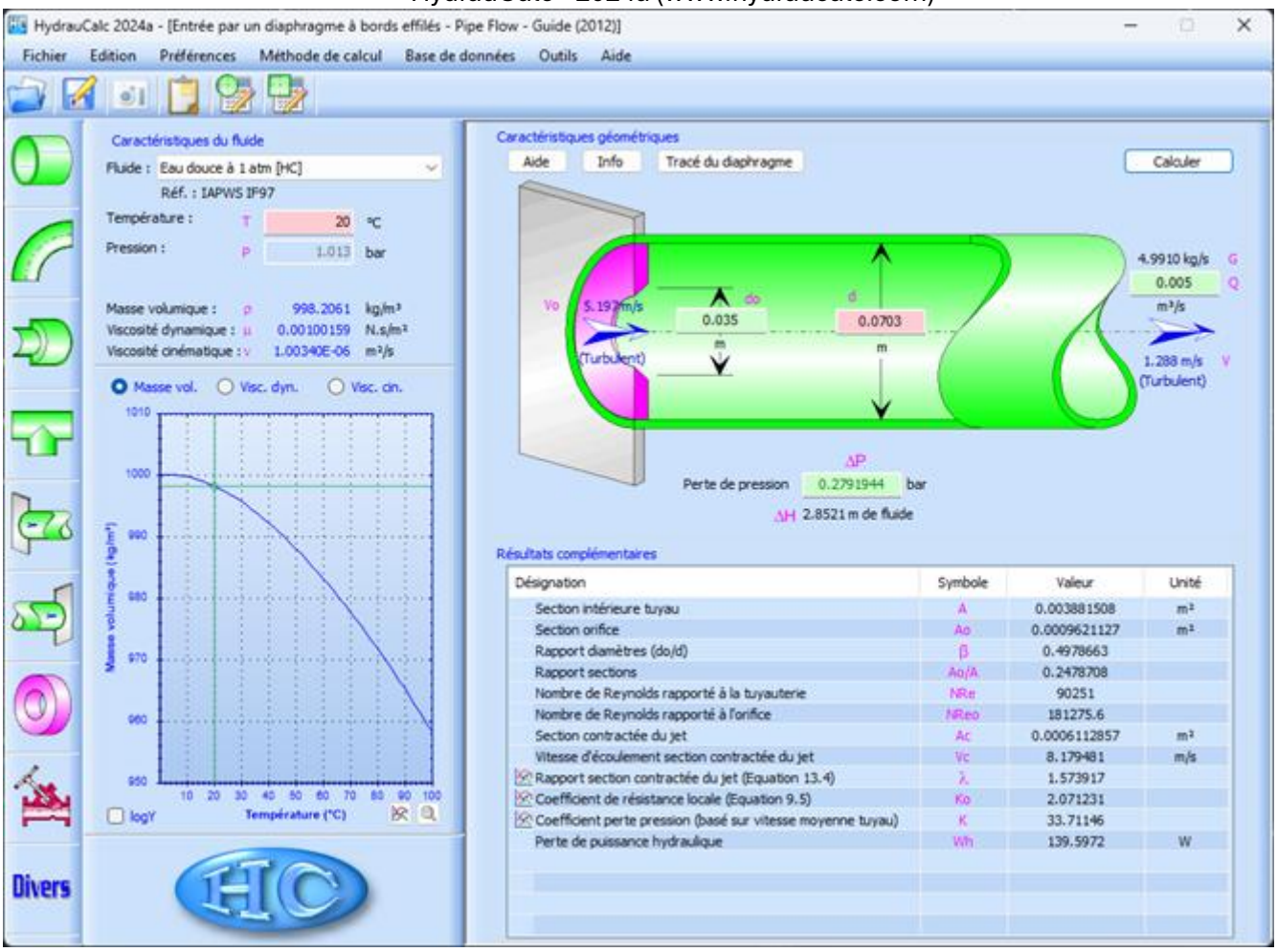
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)

Exemple d'application :

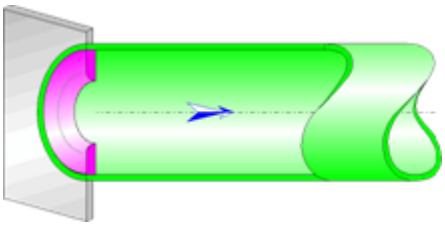


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.8 Entrée par un diaphragme à bords arrondis

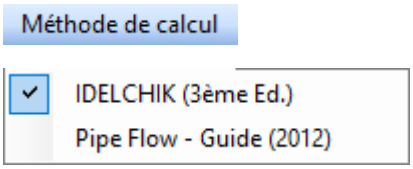
Section circulaire



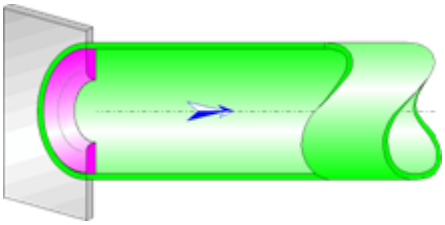
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords arrondis, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.8.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords arrondis.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

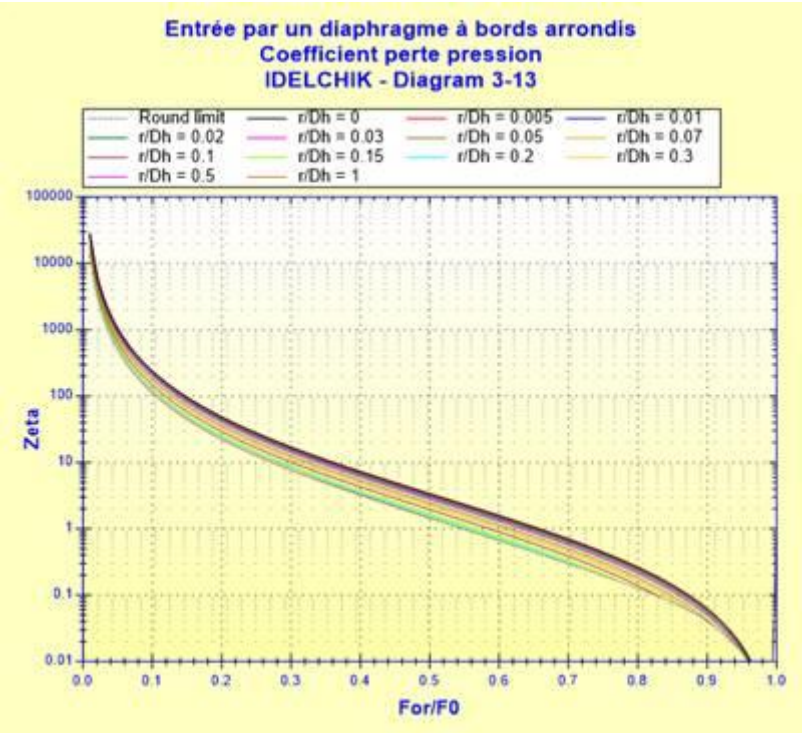
$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagram 3-13)

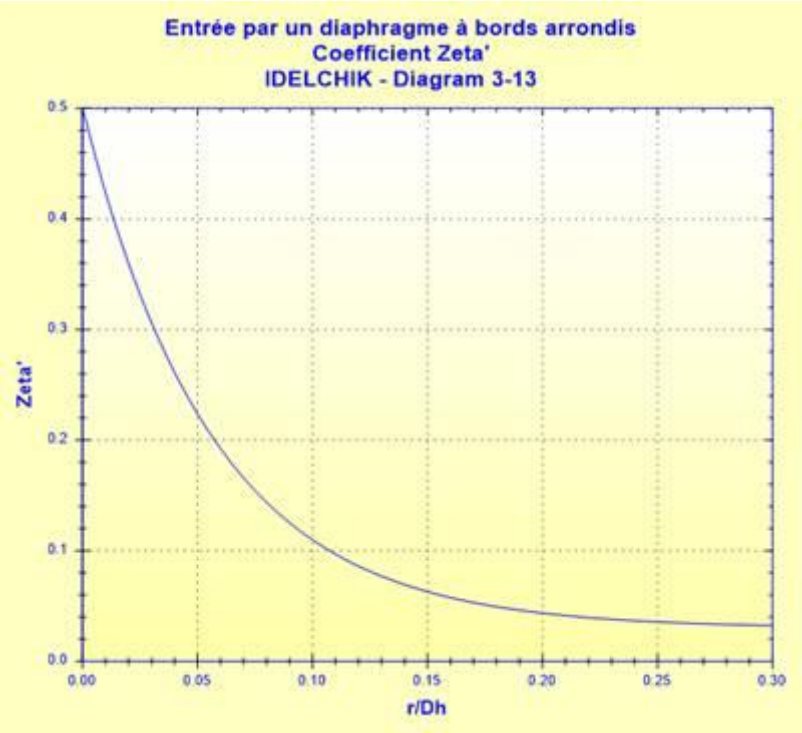


avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagram 3-13)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

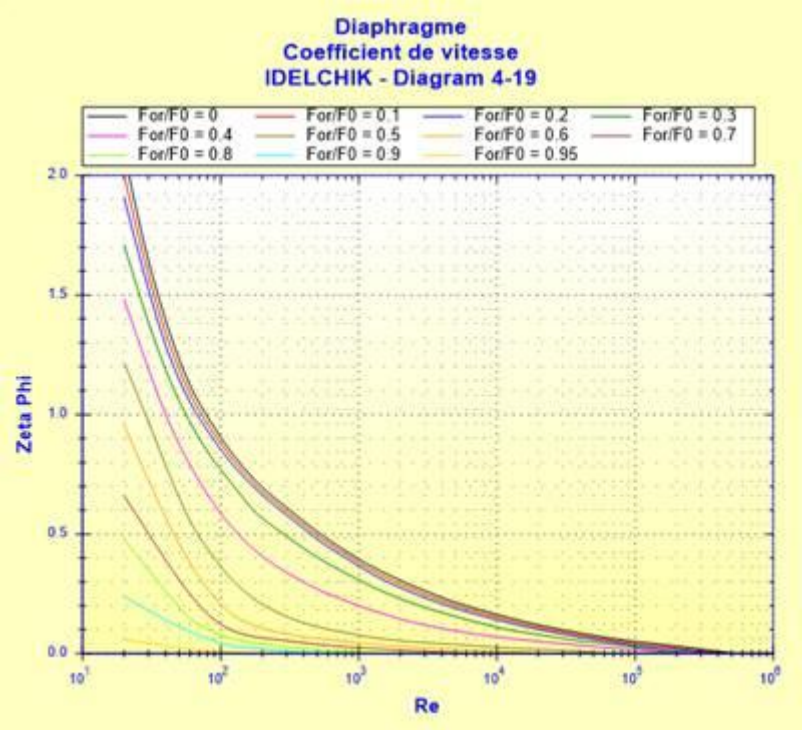
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

Coefficient de vitesse :

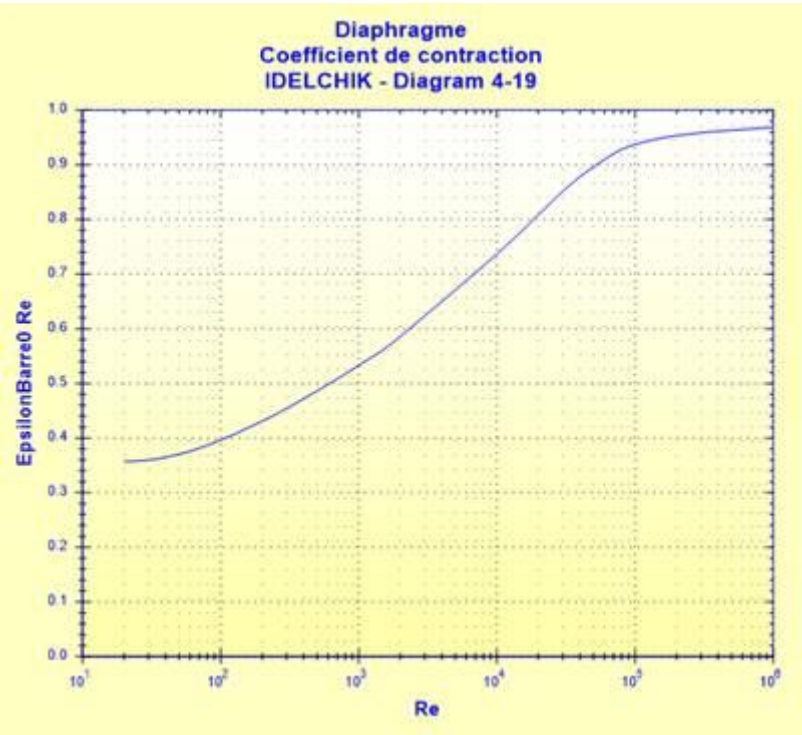
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

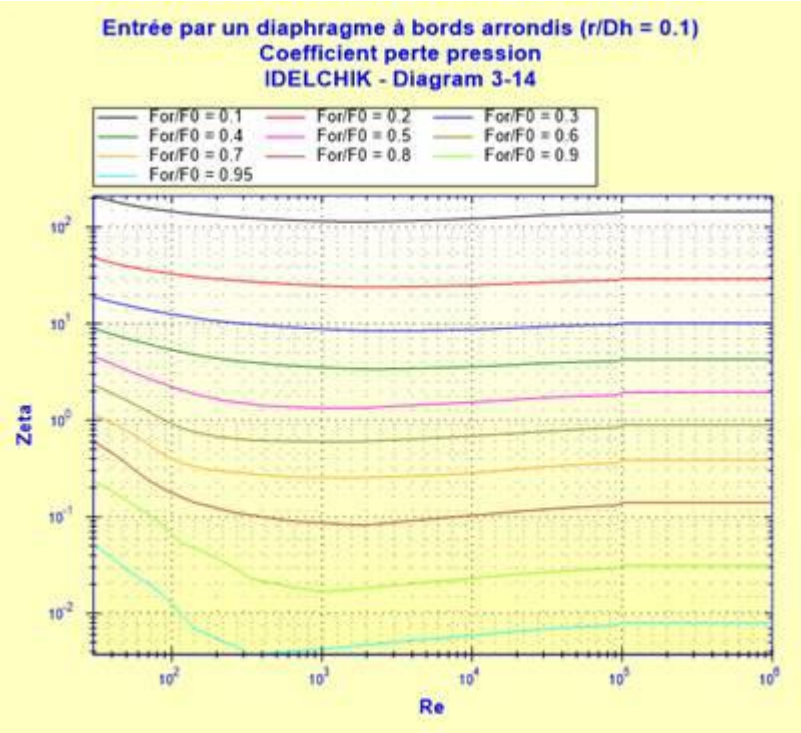
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



([1] diagramme 3-14 avec r/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

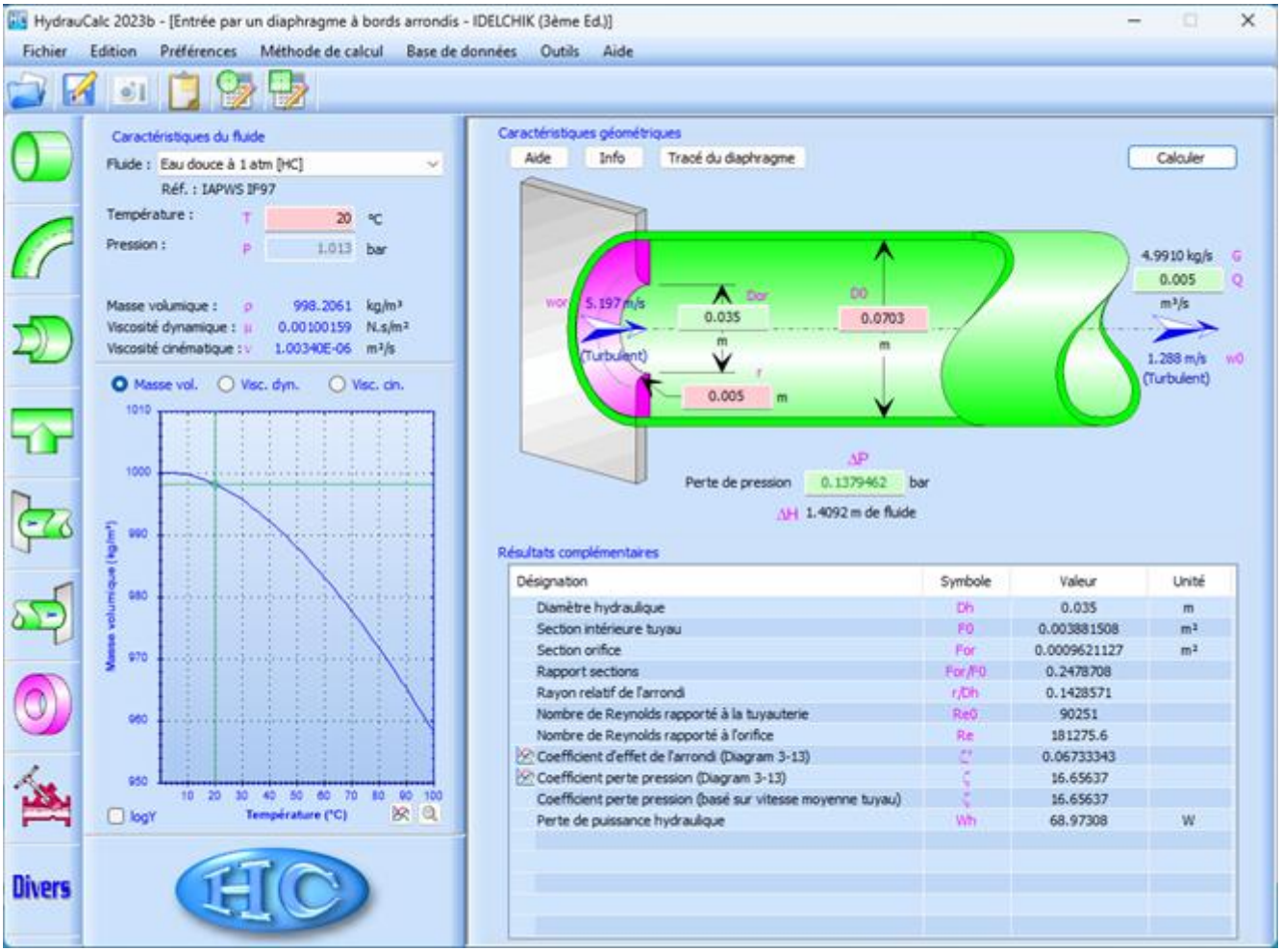
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
r	Rayon de l'arrondi (m)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'arrondi ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (D_0/2-D_{or}/2)$)

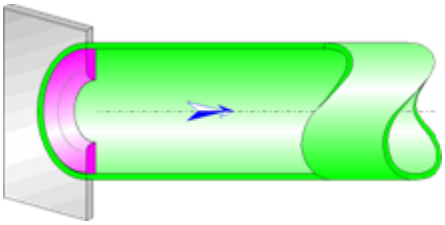
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.8.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords arrondis.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

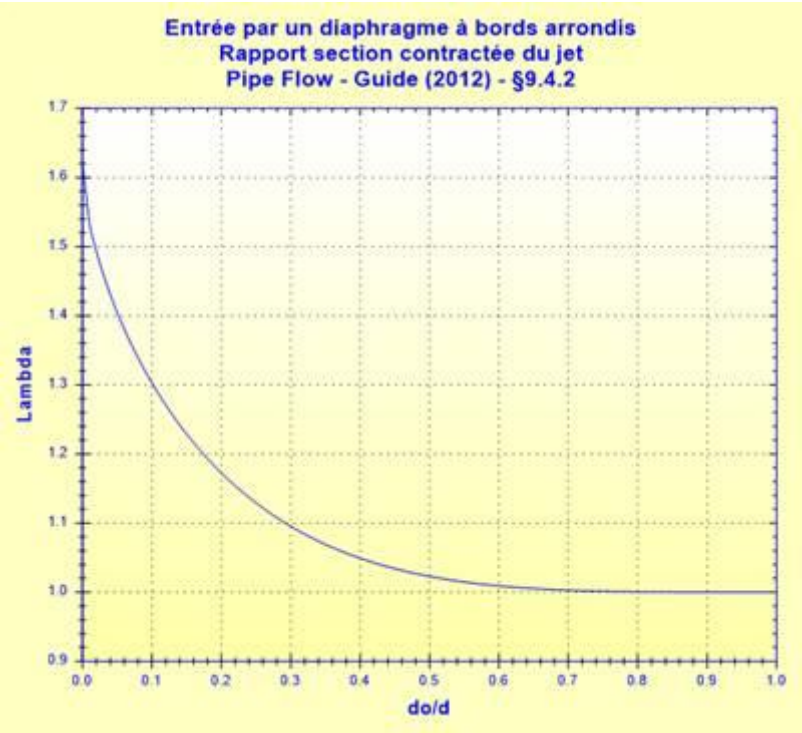
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

- $r/d_0 \leq 1$

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_0}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d_0} \right]^4$$ ([1] §9.4.2)



- $r/d_0 > 1$

$$\lambda = 1$$ ([1] §9.4.2)

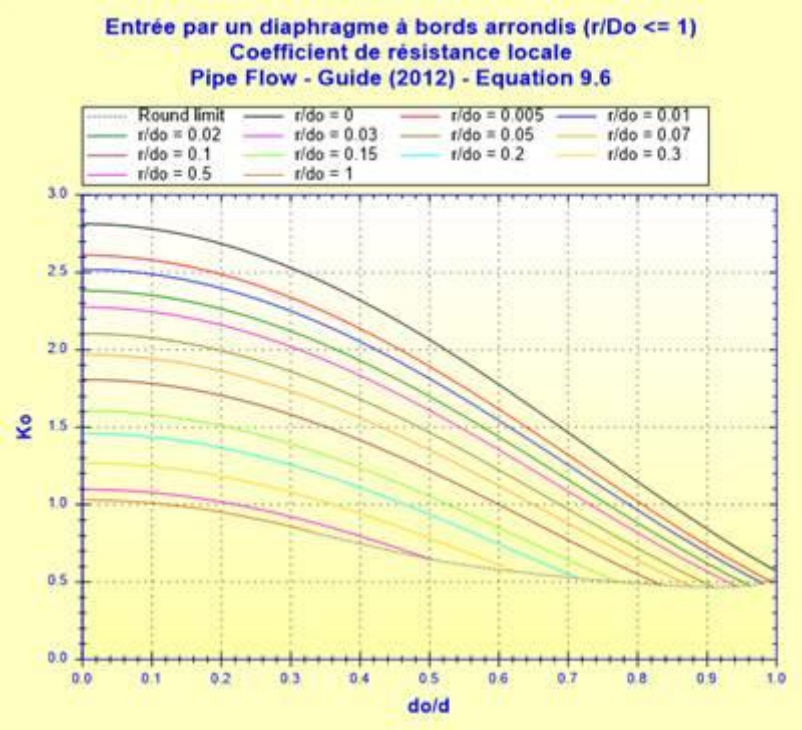
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- $r/d_0 \leq 1$

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_0}\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right)^2$$ ([1] équation 9.6)



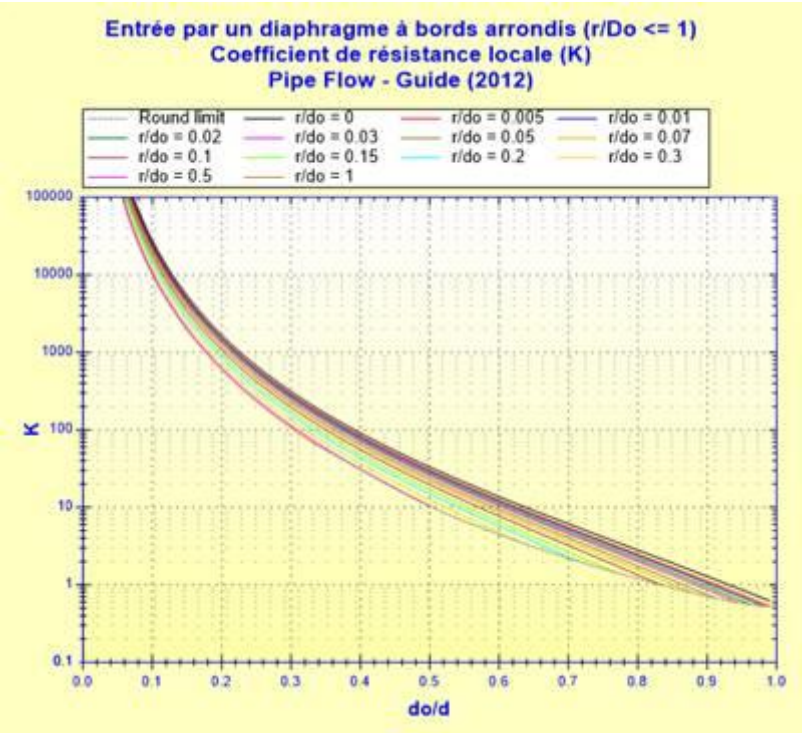
- $r/d_0 > 1$

$$K_o = 0.03 + \left(1 - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right)^2$$ ([1] §9.4.2)

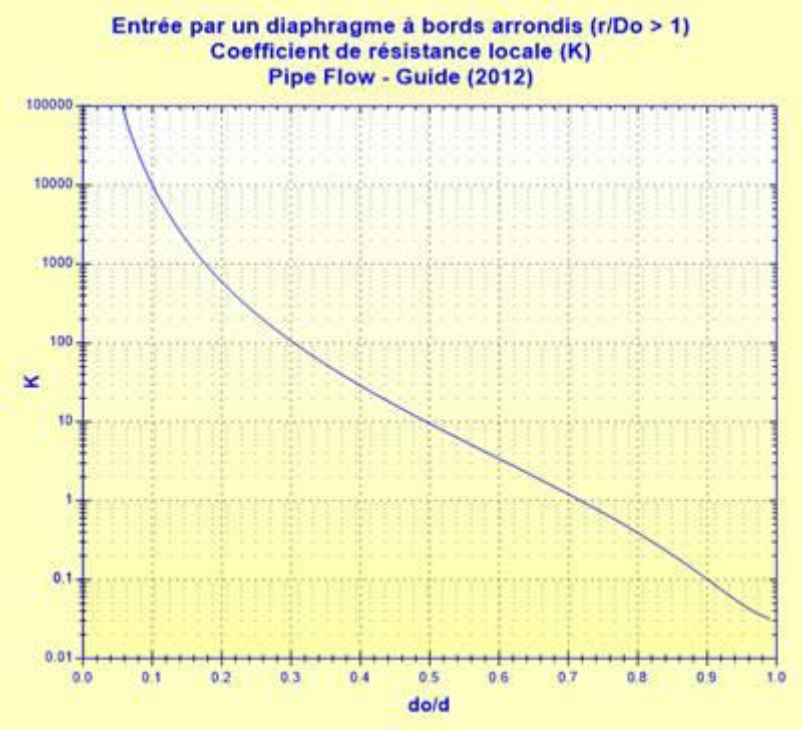
Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o} \right)^2$$

- $r/d_o \leq 1$



■ $r/d_0 > 1$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

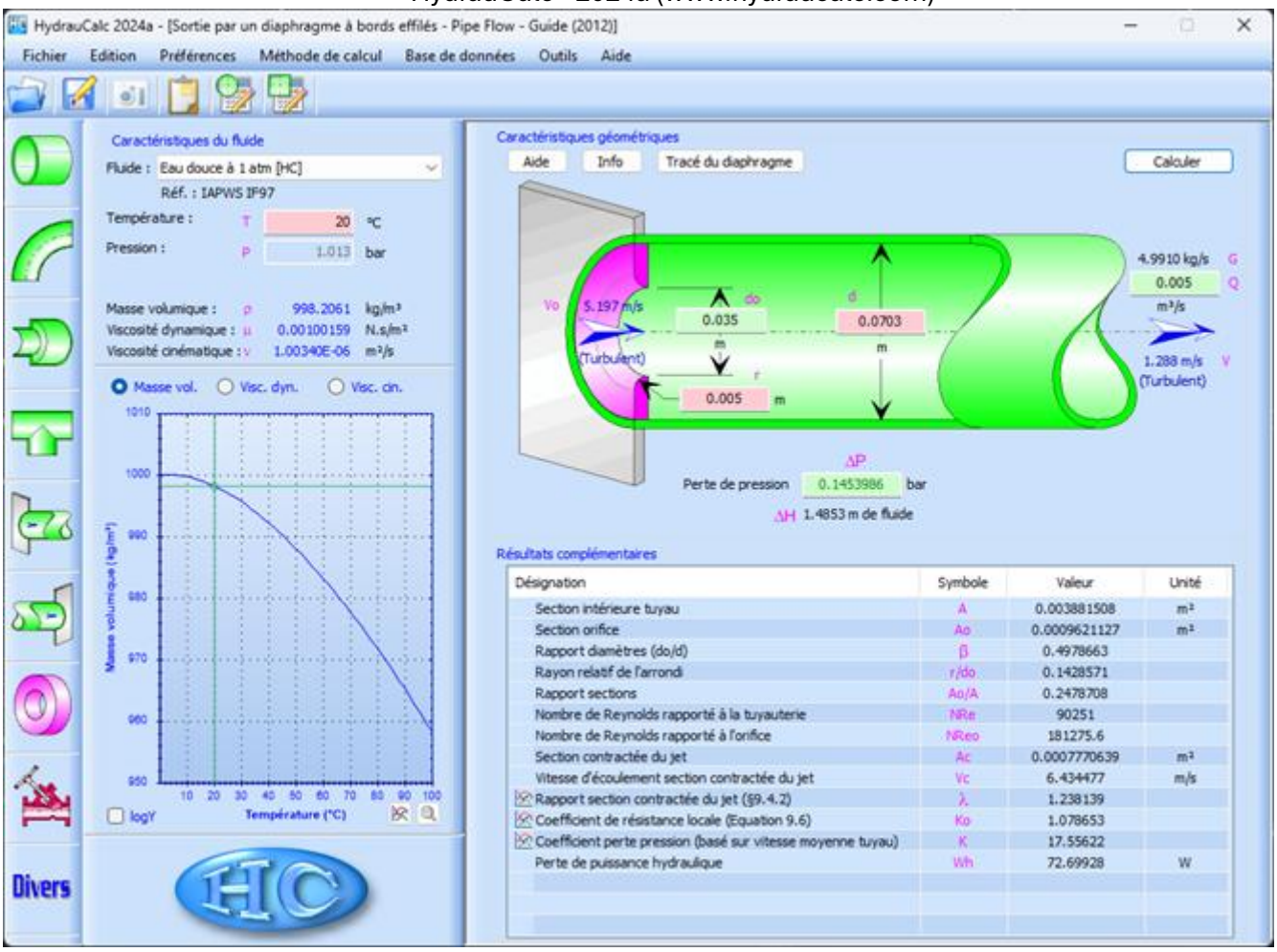
d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (d/2-d_0/2)$)

Exemple d'application :

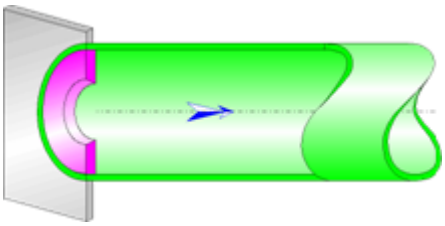


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.9 Entrée par un diaphragme à bords biseautés

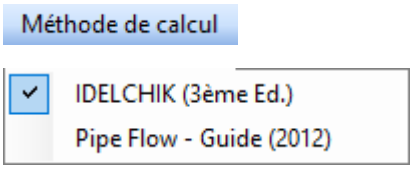
Section circulaire



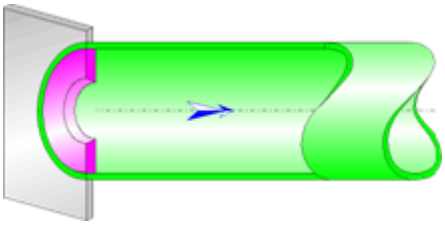
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords biseautés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.5.9.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords biseautés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

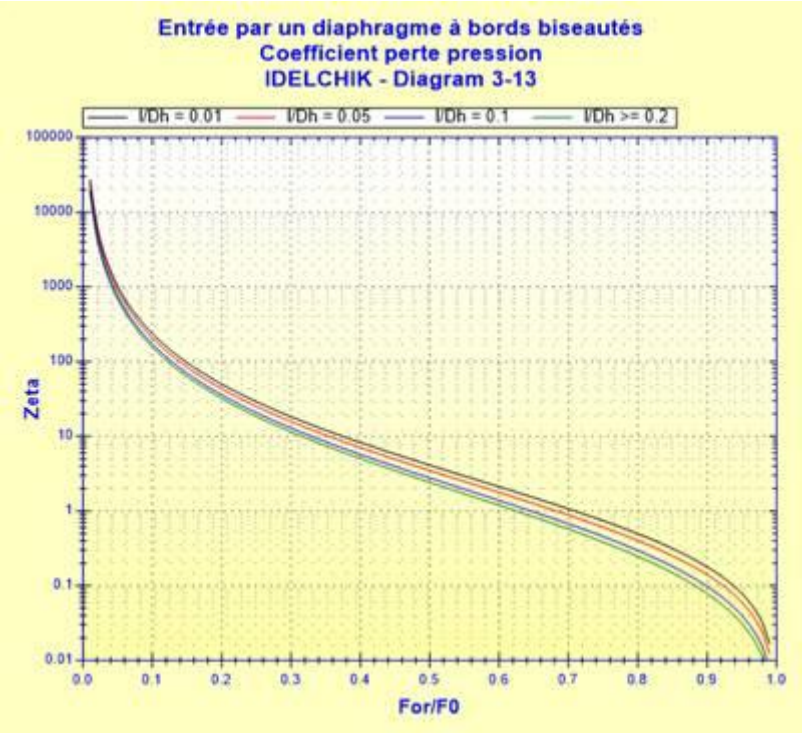
$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)



avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.45\frac{l}{D_h} + 88.4\left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([1] diagramme 3-13)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

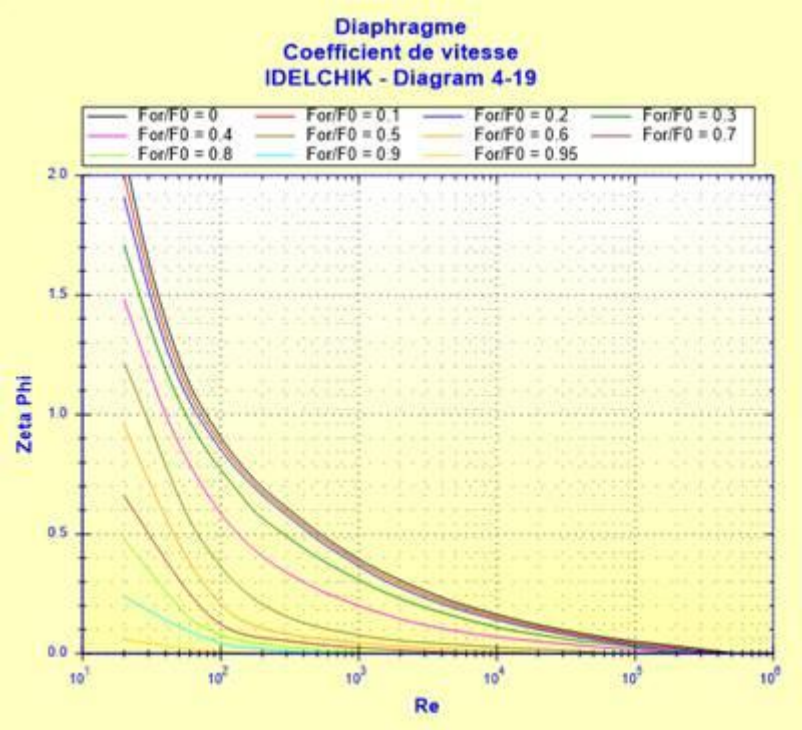
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

Coefficient de vitesse :

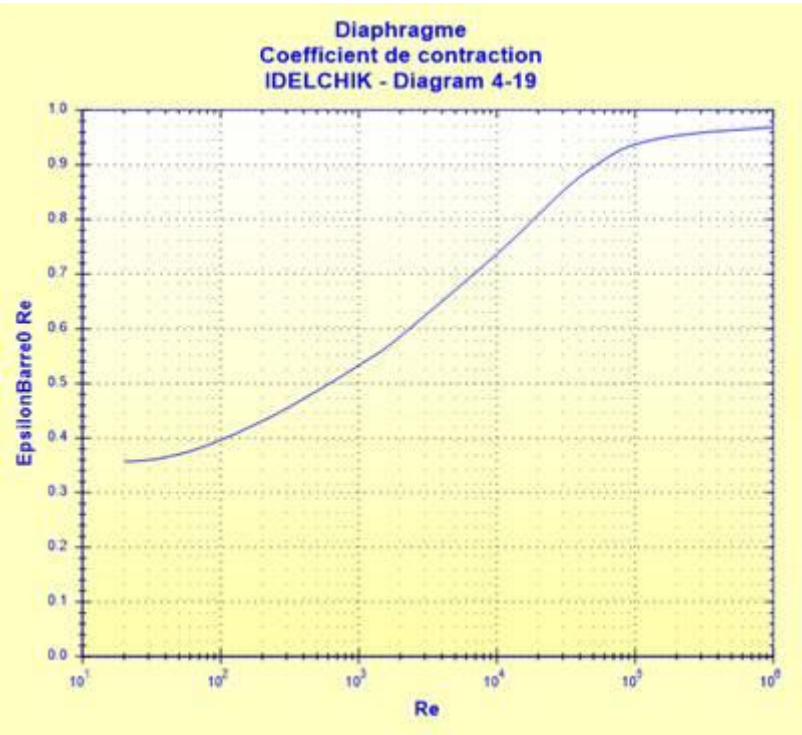
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

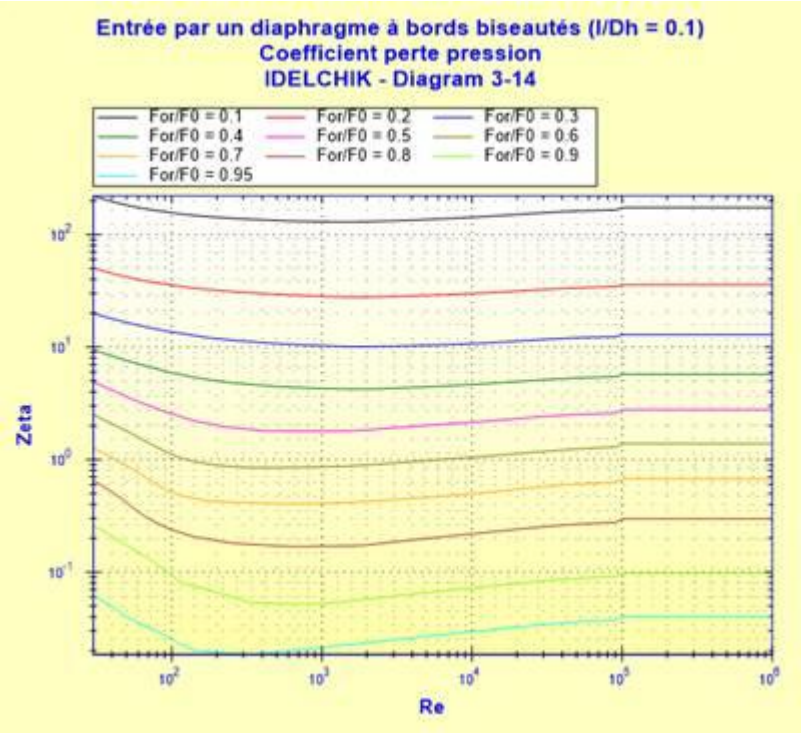
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



([1] diagramme 3-14 avec l/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

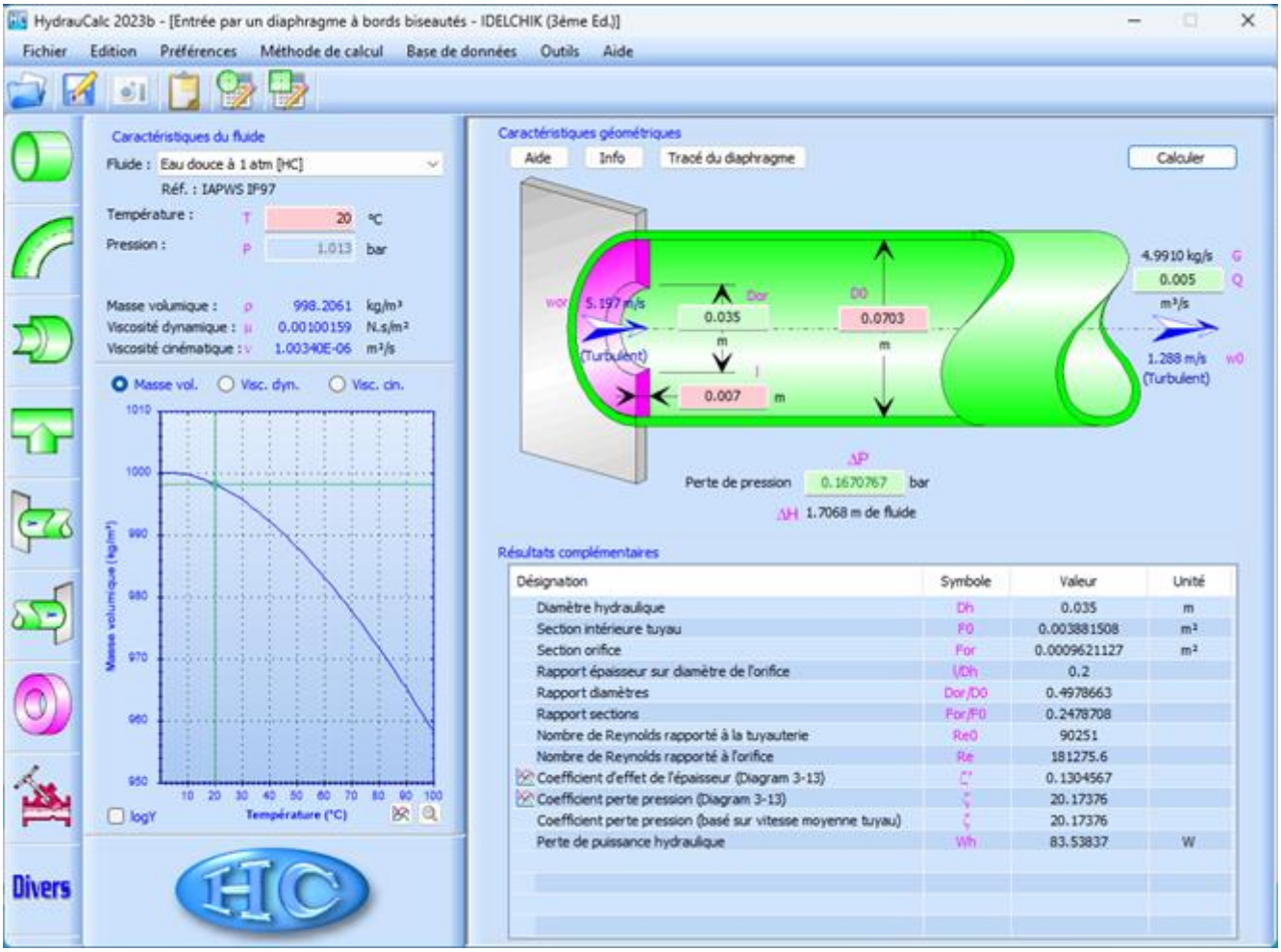
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
l	Epaisseur du diaphragme (m)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'épaisseur ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

- angle au sommet du tronc de cône compris entre 40° et 60°

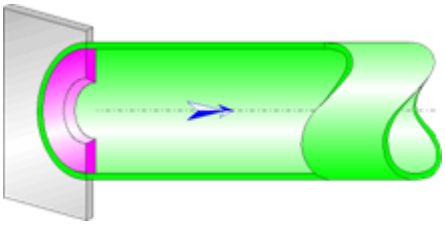
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.9.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords biseautés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

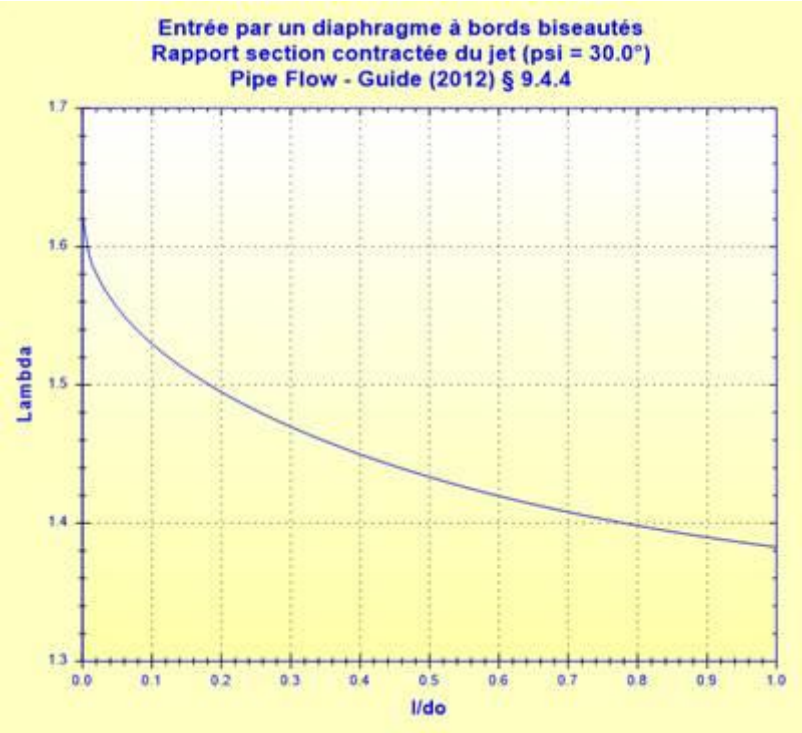
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - C_b \cdot \left(\frac{l}{d_0} \right)^{\frac{1-\sqrt[4]{l/d_0}}{2}} \right]$$

([1] §9.4.4)

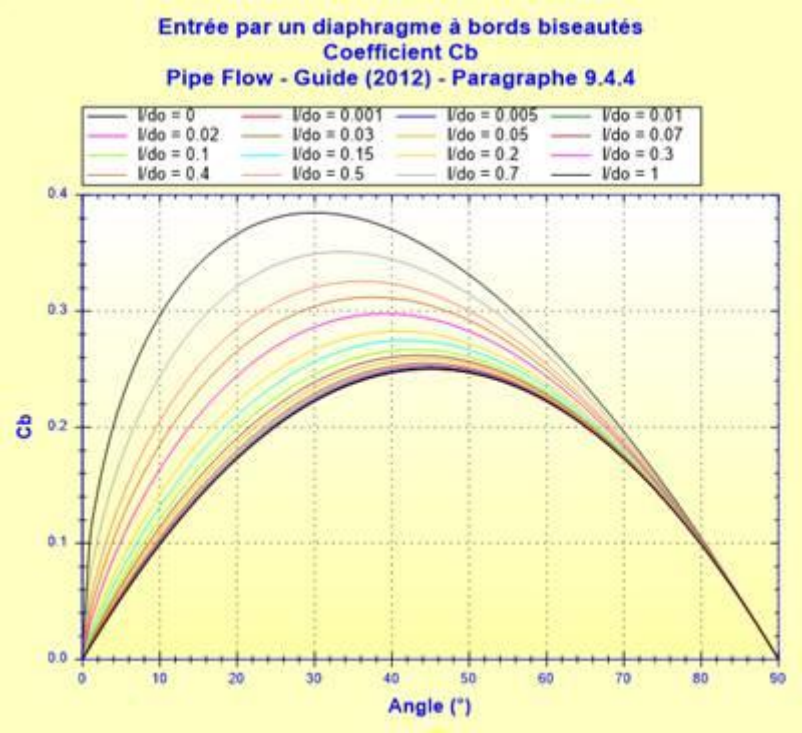


avec :

Coefficient d'effet de l'angle du biseau :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{1+l/d_0}}$$

([1] §9.4.4)



(avec ψ =30°)

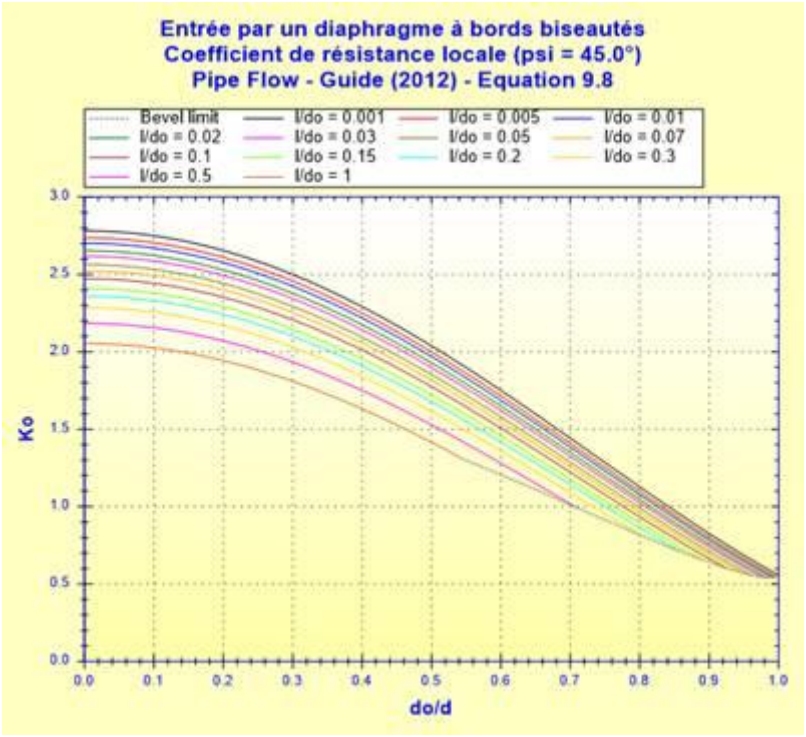
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - C_b \cdot \frac{l}{d_0}\right) \cdot \lambda^2 + \left[\lambda - \left(\frac{d_o}{d}\right)^2\right]^2$$

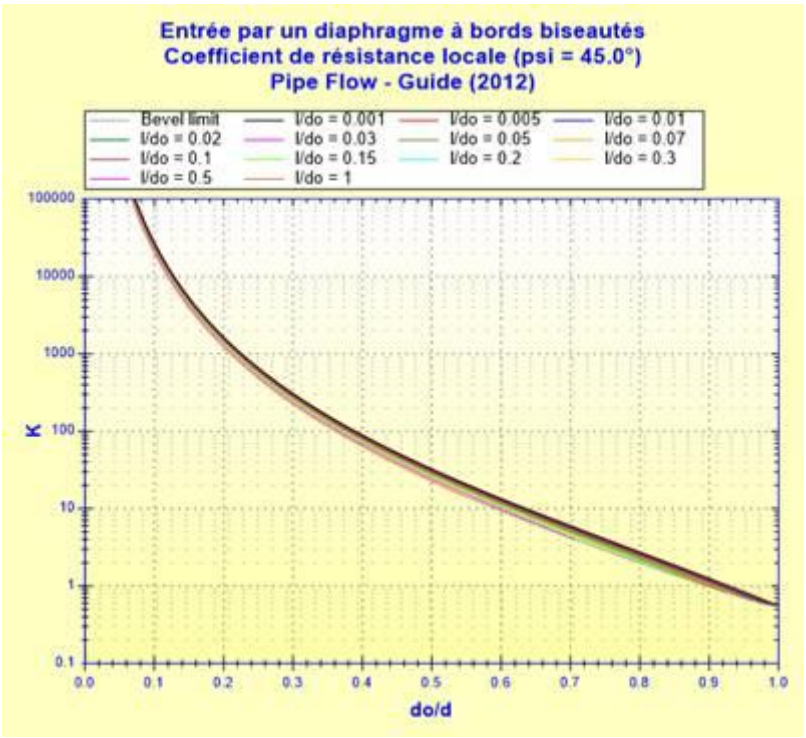
([1] équation 9.8)



(avec ψ =45°)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



(avec ψ =45°)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ψ	Angle du biseau (°)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
C_b	Coefficient d'effet de l'angle du biseau ()
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

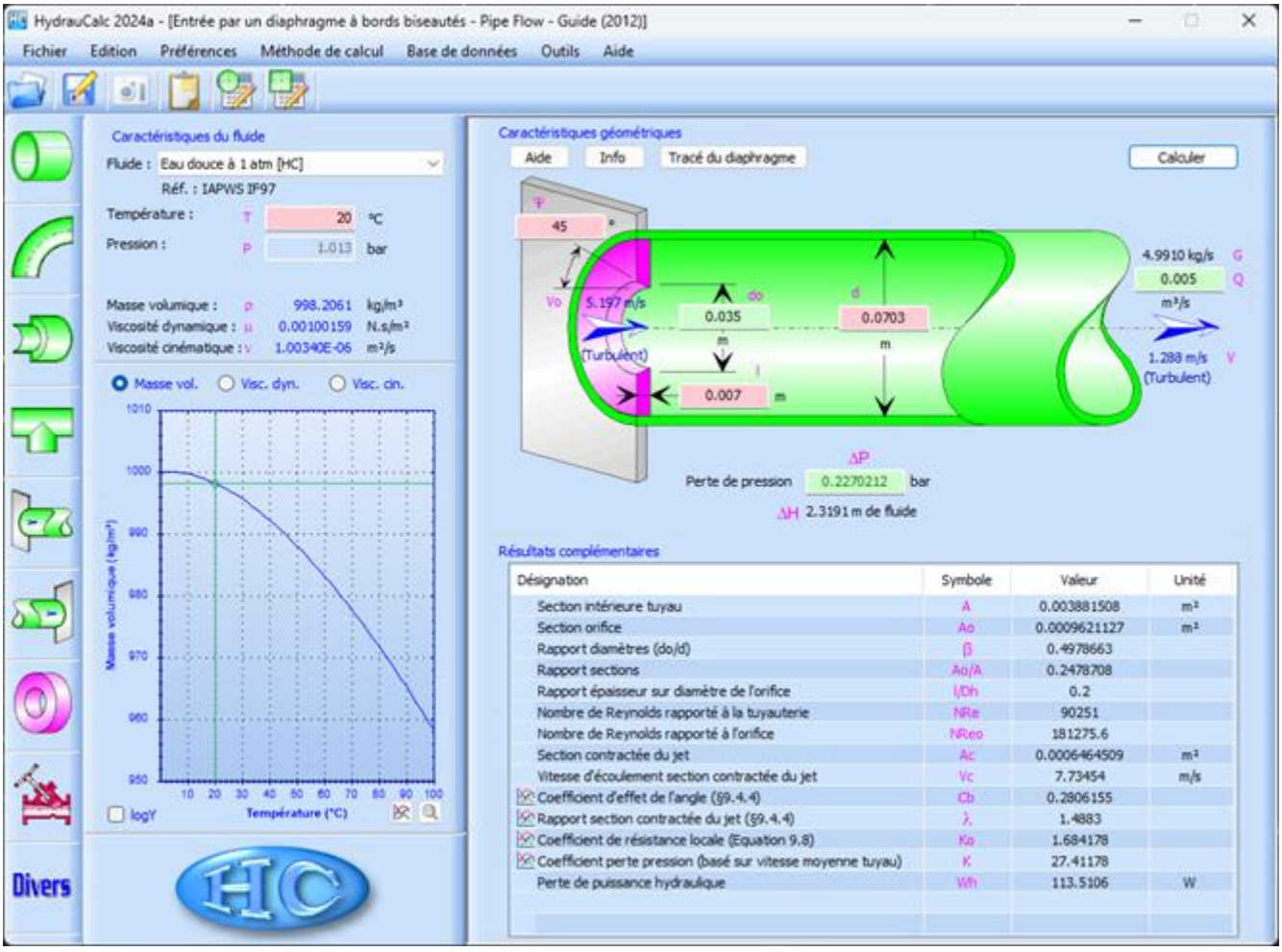
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- angle du biseau inférieur ou égal à : $\psi \leq tg^{-1}((d - d_o) / (2\ l))$

Exemple d'application :

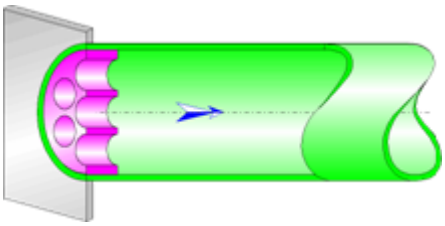


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.5.10 Entrée par une grille à bords épais

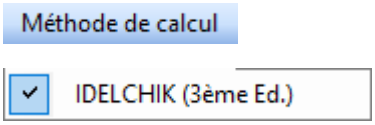
Section circulaire



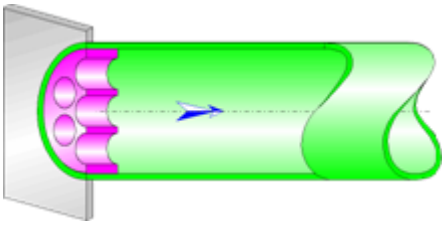
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords épais est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.5.10.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords épais. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures des trous est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Rugosité relative des parois des trous:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_{or}}$$

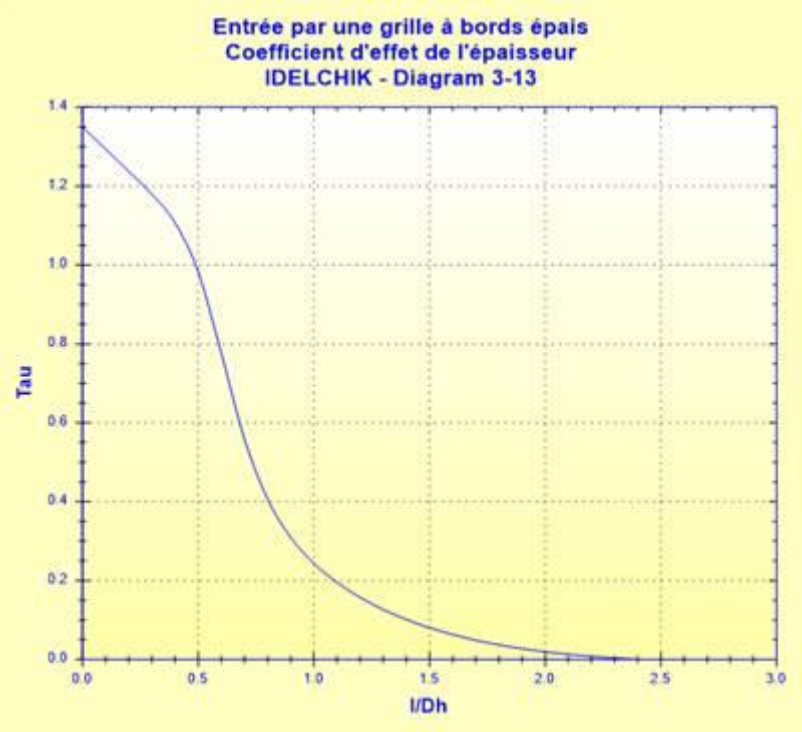
Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([1] diagramme 3-13)

avec :

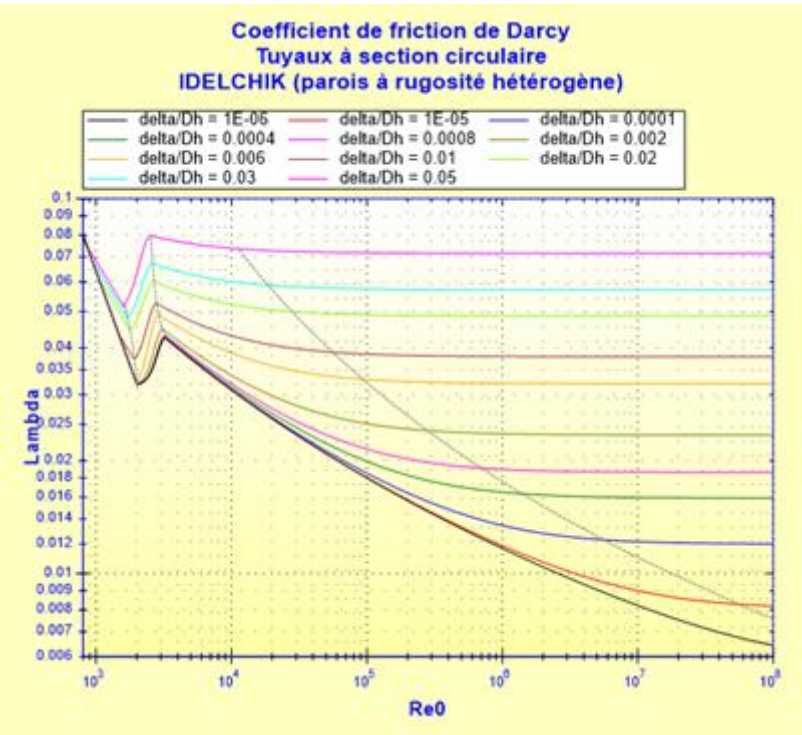
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

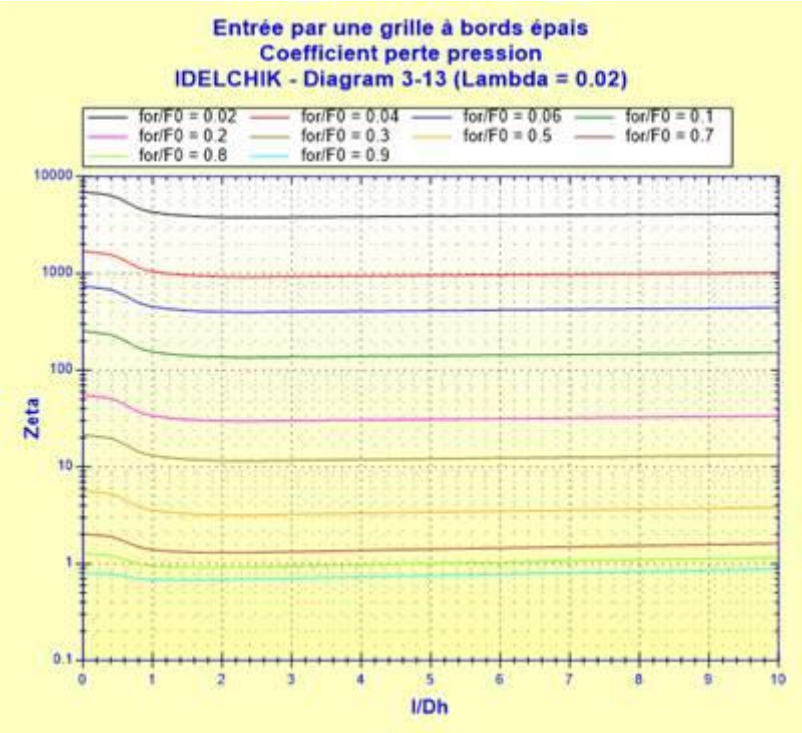


Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

■ Re ≥ 10^5

$$\zeta = \left[0.5 + \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)



([1] diagramme 3-13 avec λ = 0,02)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

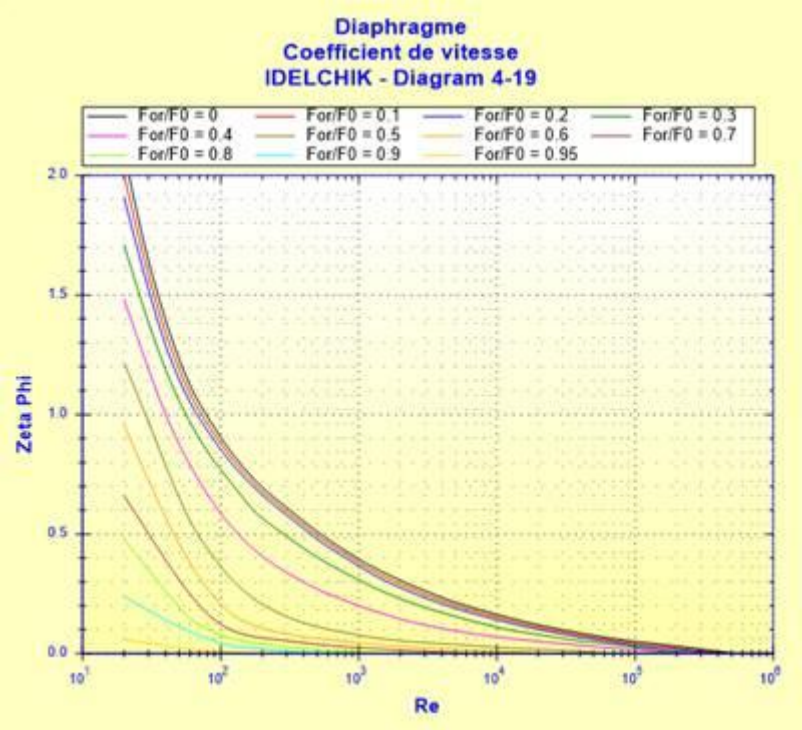
$$\zeta_{quad} = \left[0.5 + \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

Coefficient de vitesse :

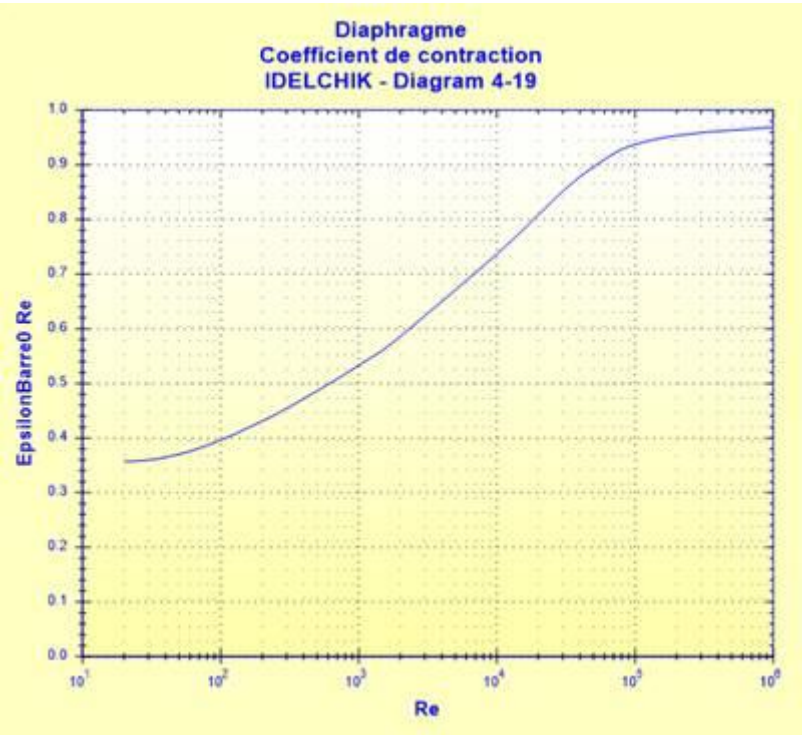
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < \mathrm{Re} \leq 30$

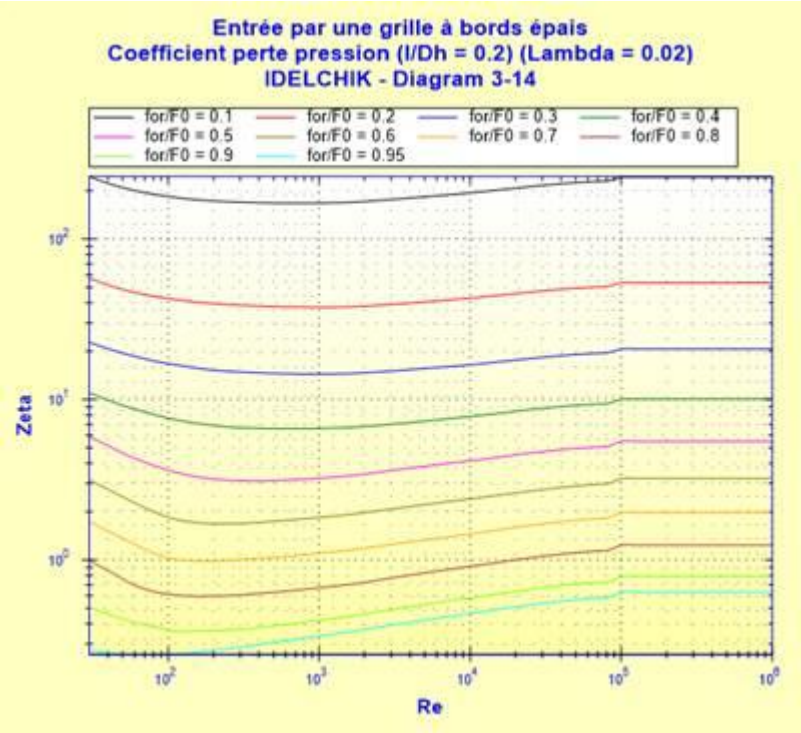
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $\mathrm{Re} \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



([1] diagramme 3-14 avec l/Dh = 0,2 et λ = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
F_{or}	Section transversale de passage de la grille (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans les trous ()
Δ	Rugosité absolue des parois des trous (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois des trous ()
l	Epaisseur de la grille (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

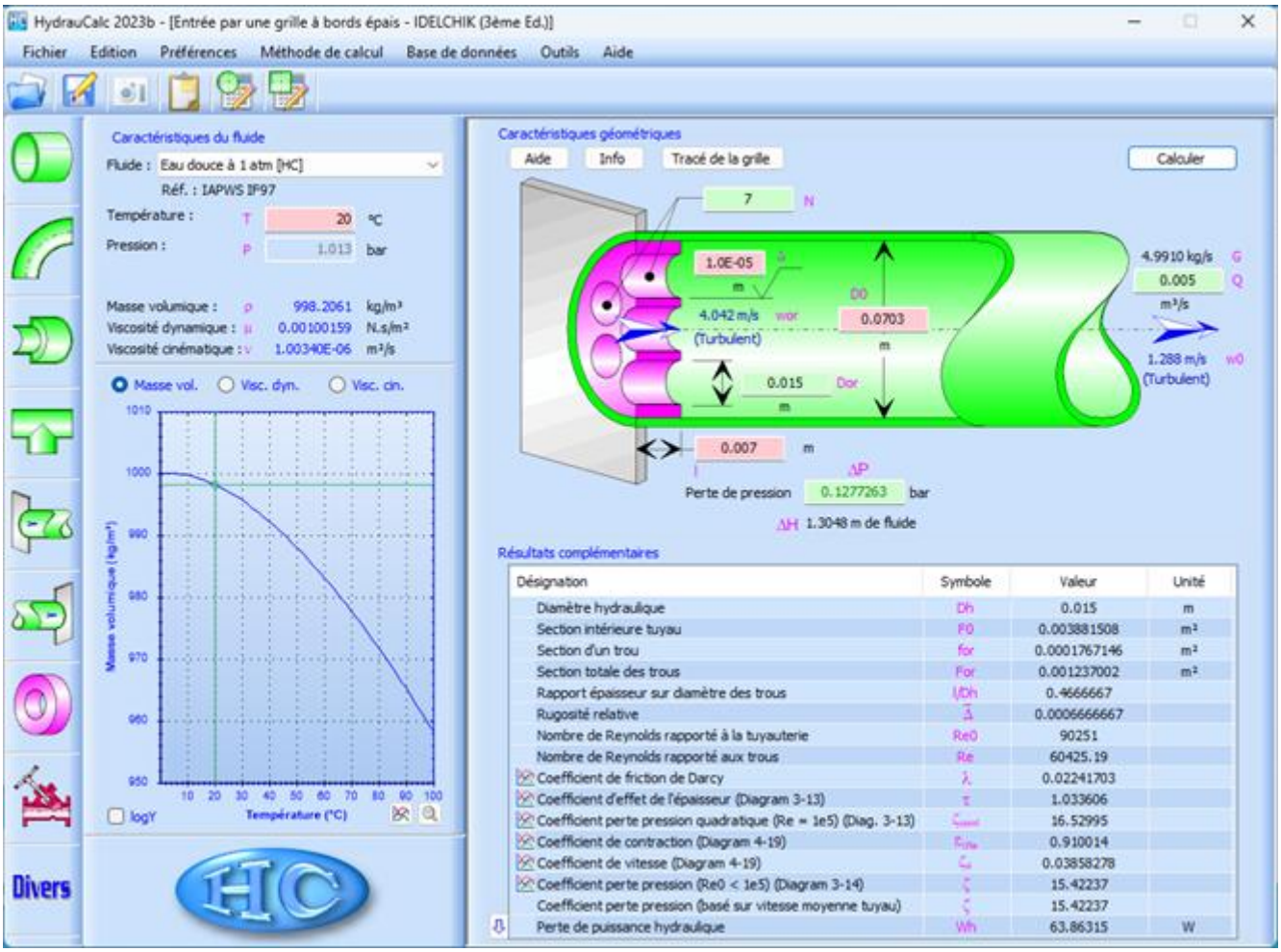
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre trou (l/D_{or}) supérieur à 0,015

Exemple d'application :

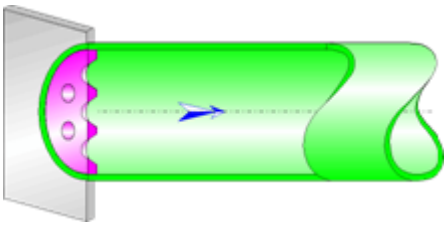


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.11 Entrée par une grille à bords effilés

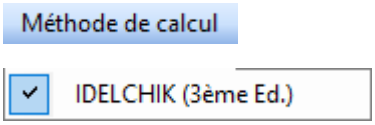
Section circulaire



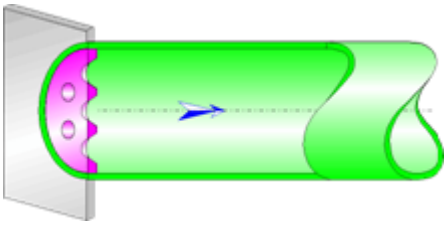
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords effilés est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.5.11.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords effilés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $\mathrm{Re} \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1.707 - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-12)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

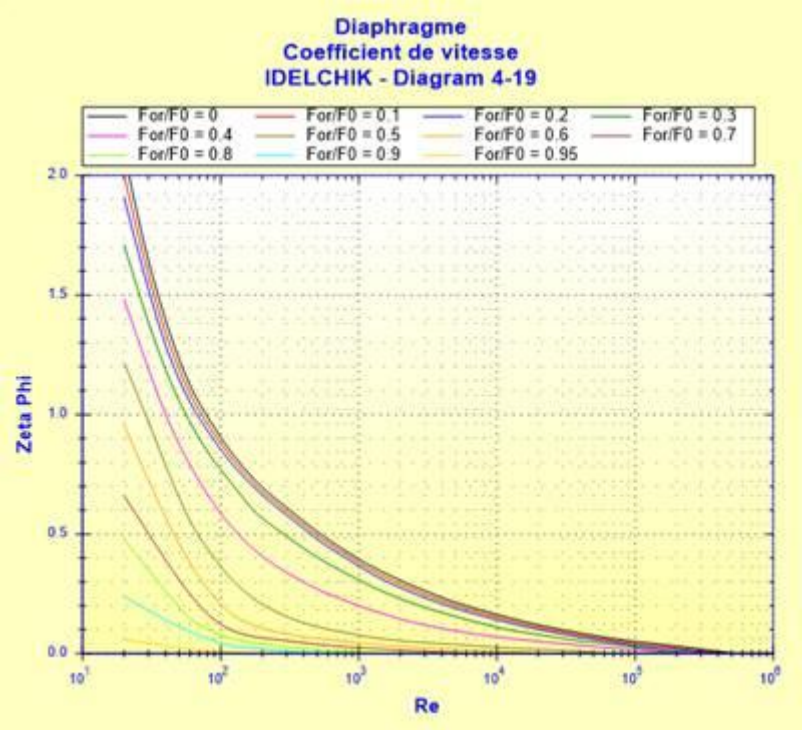
$$\zeta_{quad} = \left[1.707 - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-12)

Coefficient de vitesse :

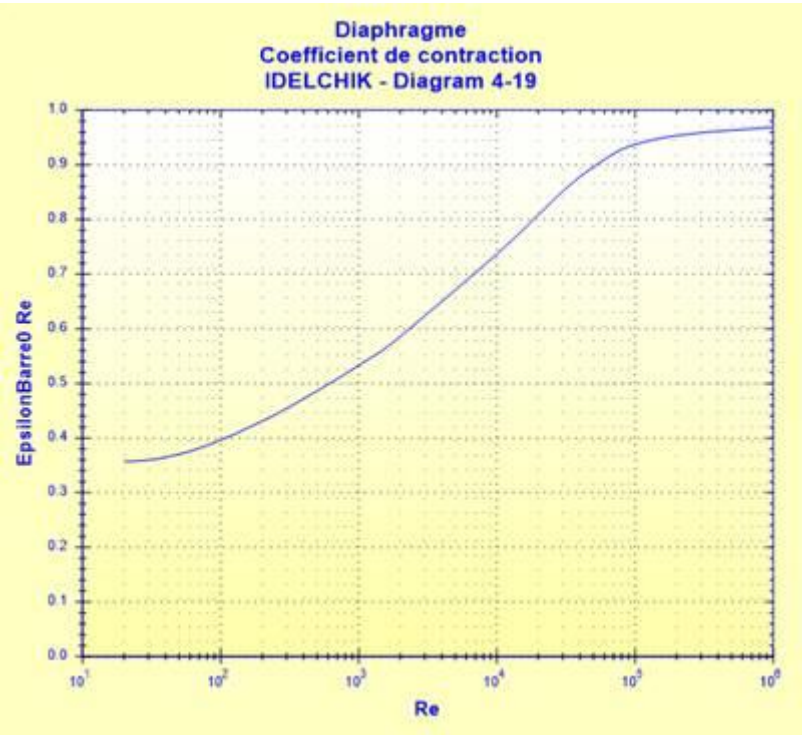
$$\zeta_{\varphi} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

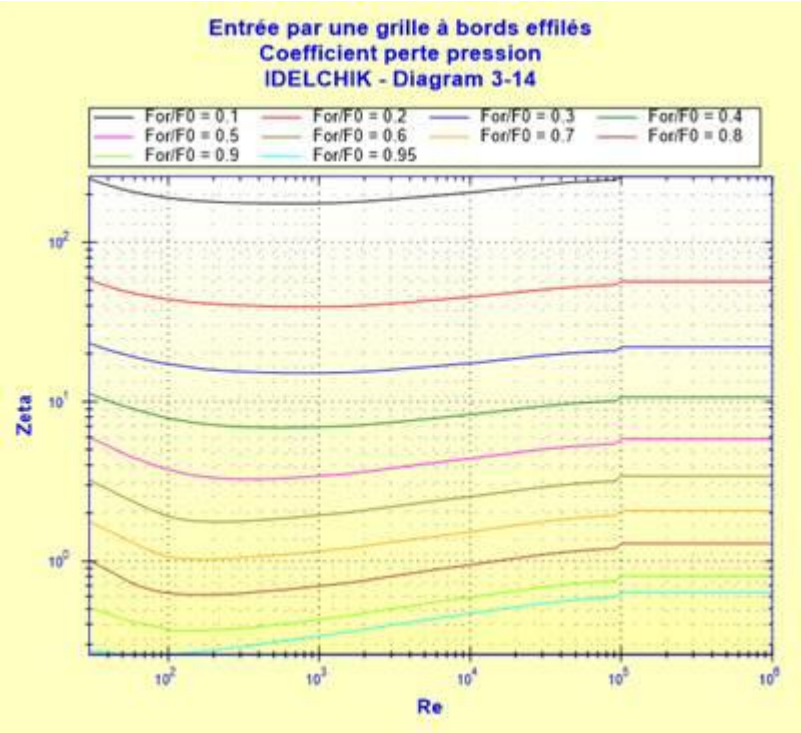
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

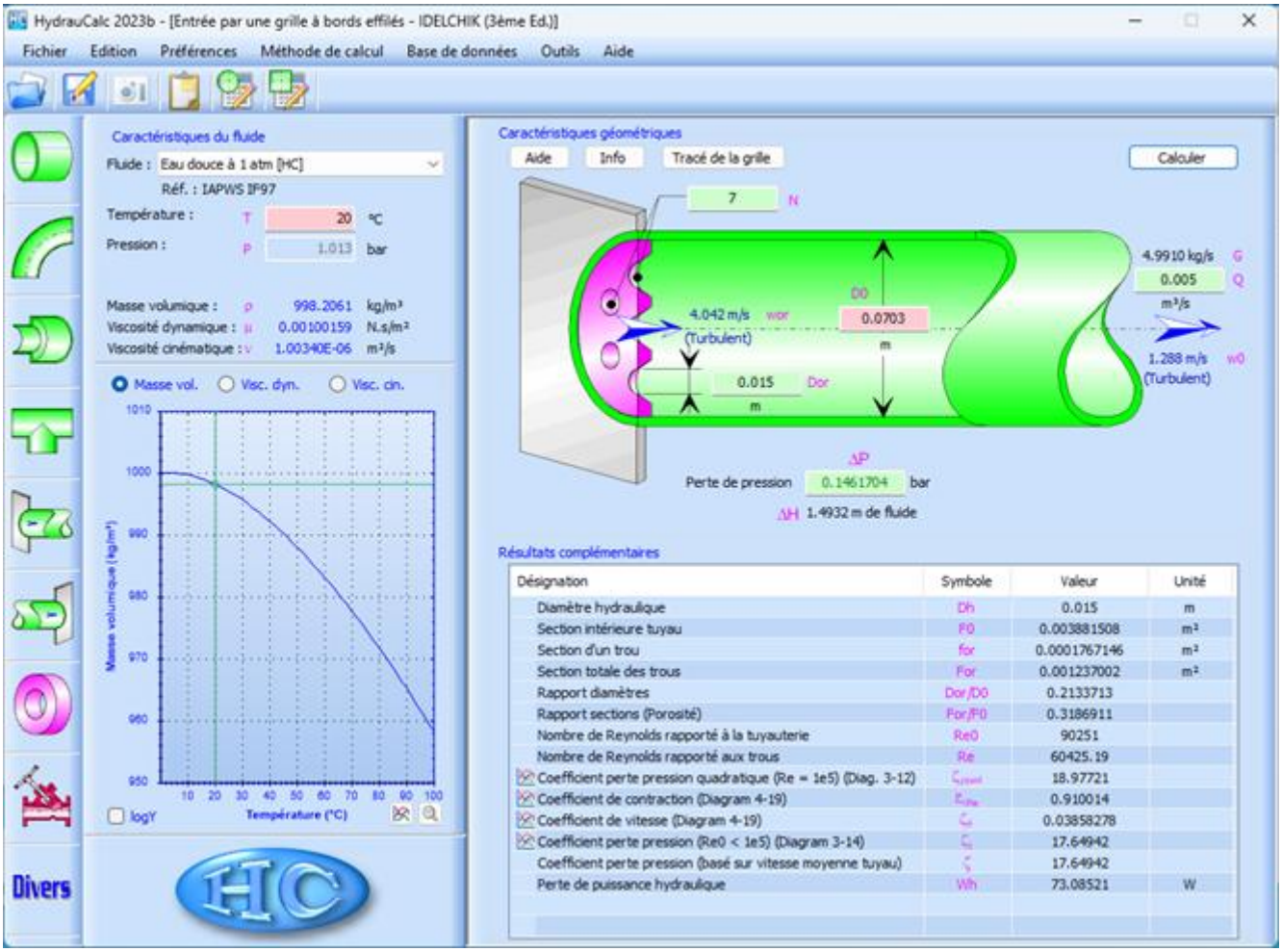
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
F_{or}	Section transversale de passage de la grille (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
l	Epaisseur de la grille (m)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans les trous ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour Re = 10^5 ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre trou (l/D_{or}) inférieur ou égal à 0,015

Exemple d'application :

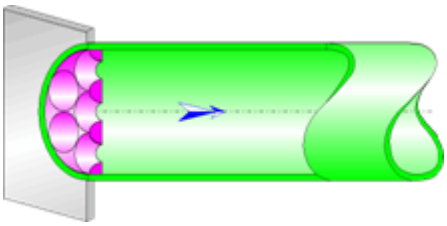


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.12 Entrée par une grille à bords arrondis

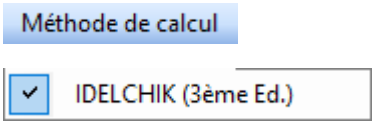
Section circulaire



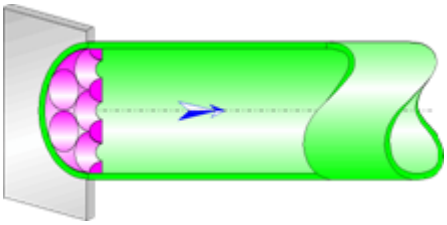
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords arrondis est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.5.12.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords arrondis.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m²) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m²) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

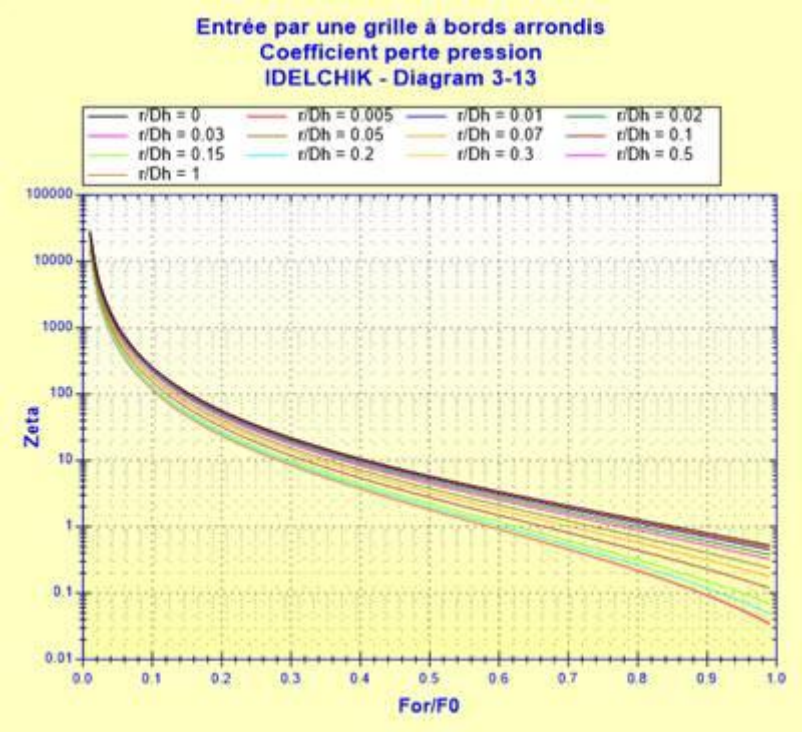
$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^{-2} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

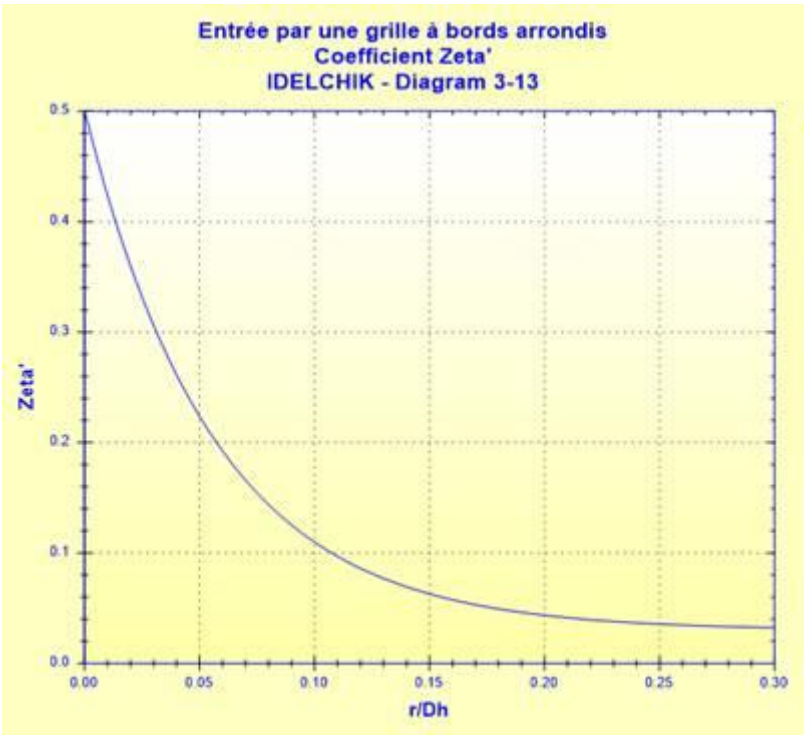


avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagram 3-13)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

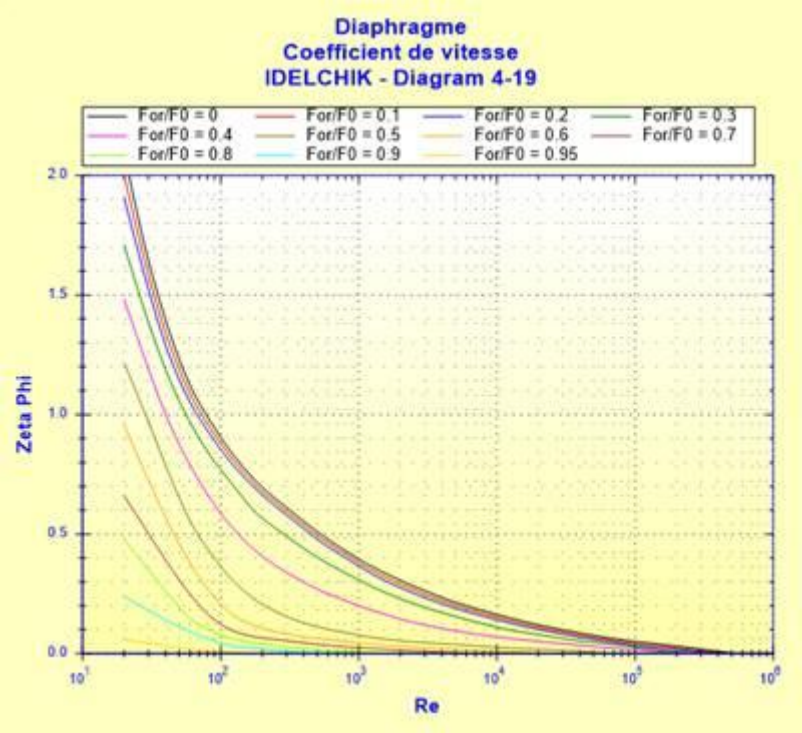
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

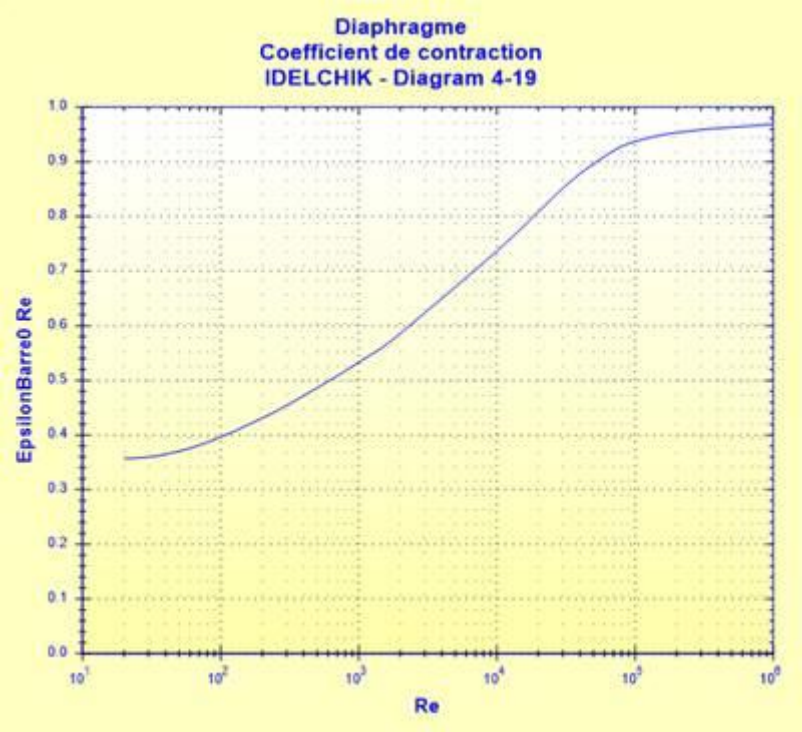
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

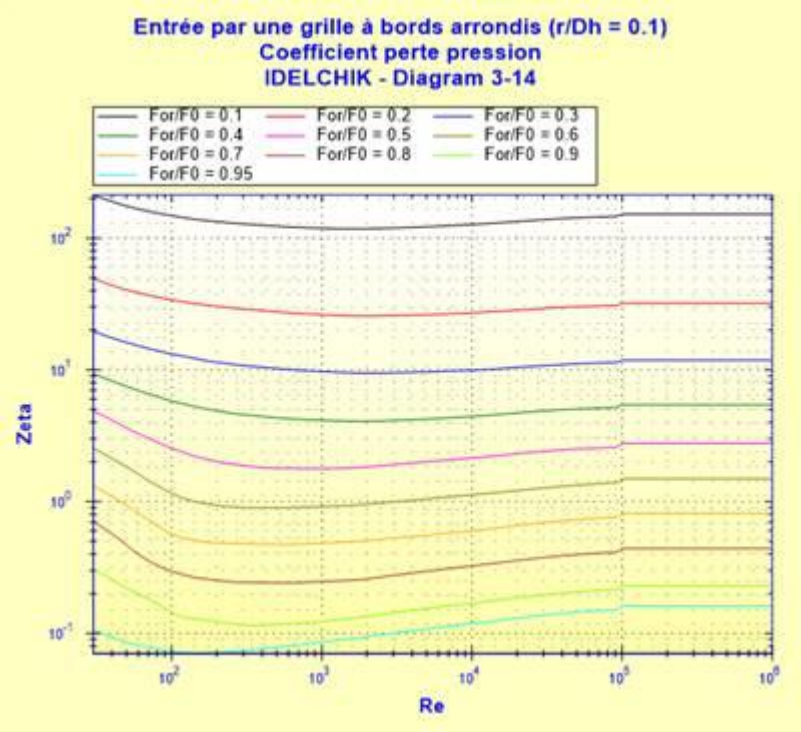
$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



([1] diagramme 3-14 avec r/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)

F_{or} Section transversale de passage de la grille (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

w_{or} Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)

r Rayon de l'arrondi (m)

Re_0 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

Re Nombre de Reynolds dans les trous ()

ζ' Coefficient d'effet de l'arrondi ()

ζ_{quad} Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()

ζ_φ Coefficient de vitesse ()

$\bar{\varepsilon}_{0Re}$ Coefficient de contraction ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

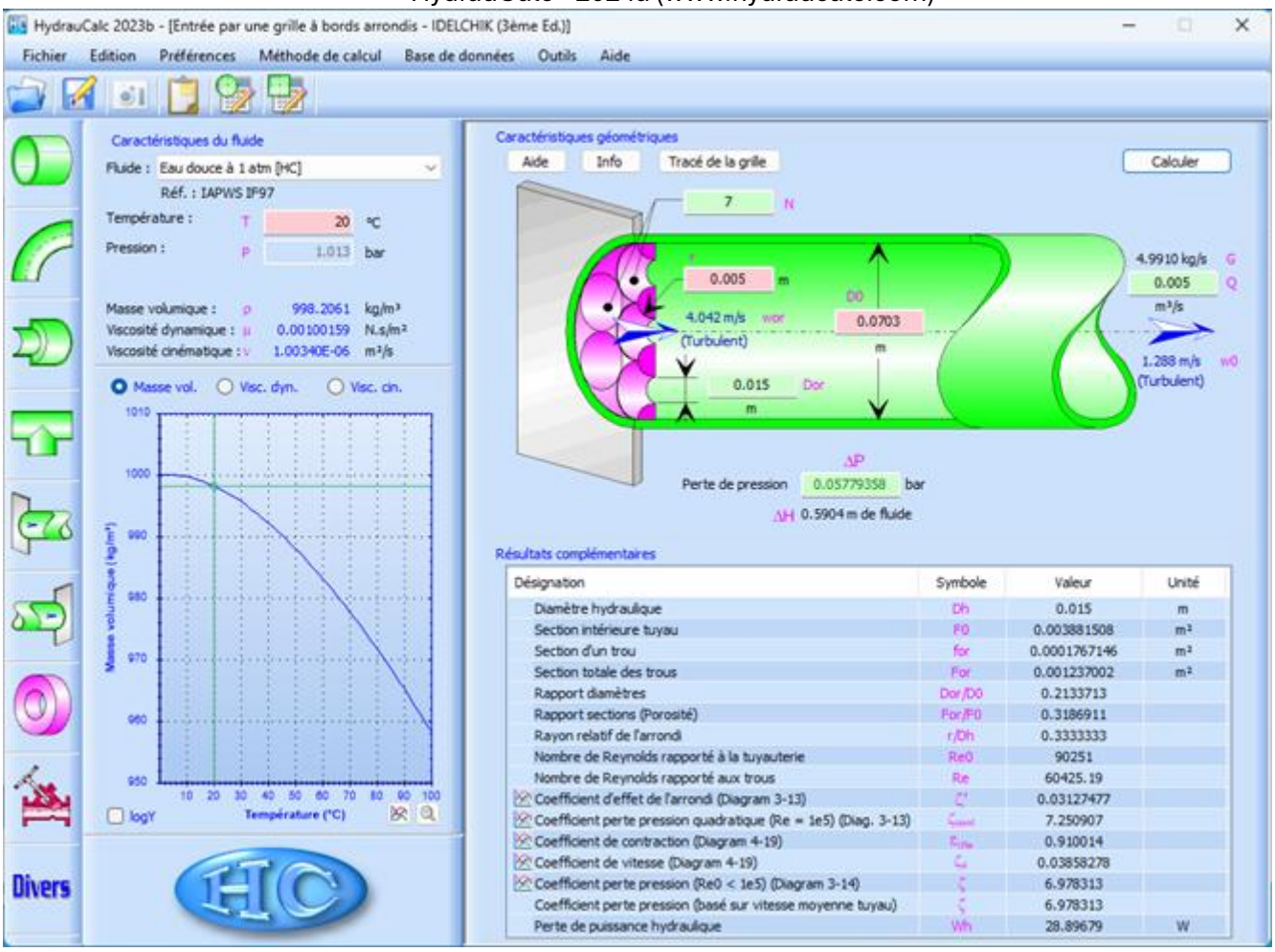
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille

Exemple d'application :

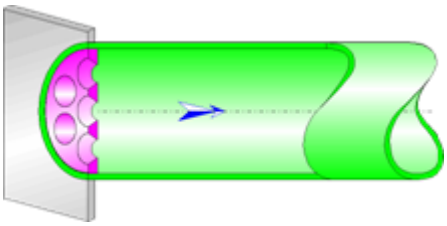


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.5.13 Entrée par une grille à bords biseautés

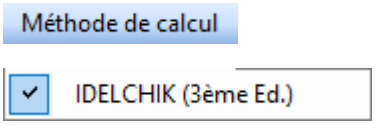
Section circulaire



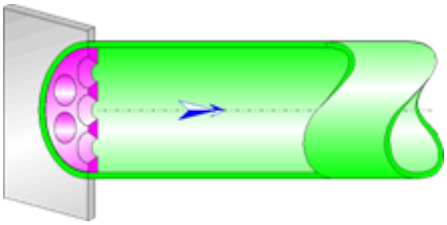
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords biseautés est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.5.13.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une entrée de tuyauterie équipée d'une grille à bords biseautés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m²) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m²) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^{-2} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.45 \cdot \frac{l}{D_h} + 88.4 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([1] diagramme 3-13)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

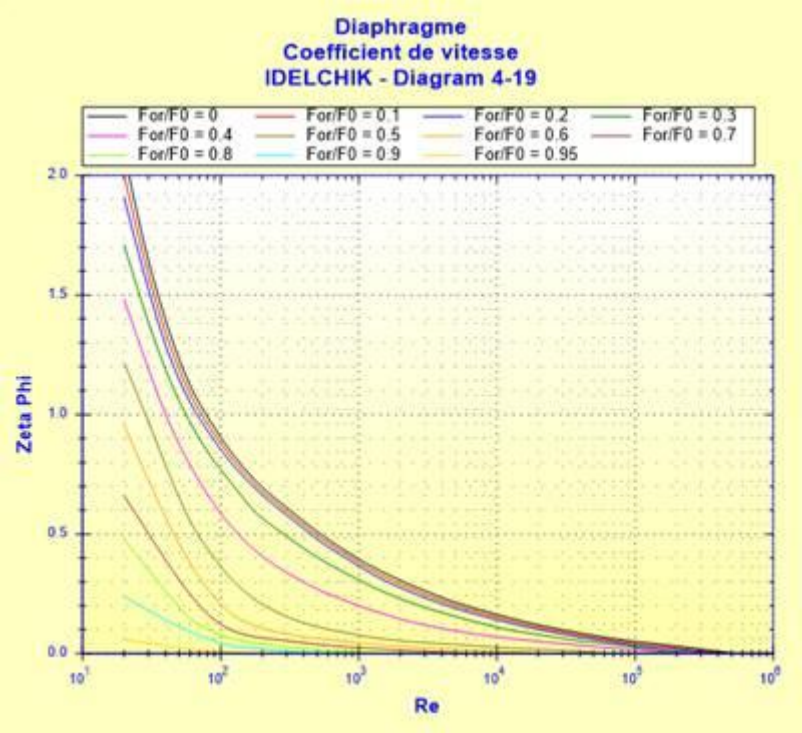
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \sqrt{\zeta'} - \frac{F_{or}}{F_0}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-13)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

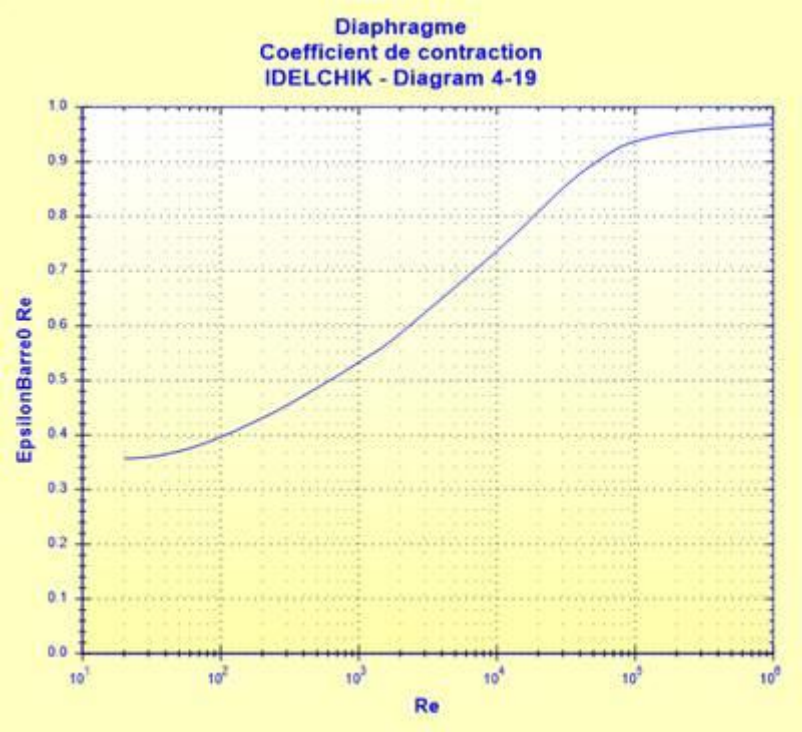
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re < 10^5$

$$\zeta = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $10 < Re \leq 30$

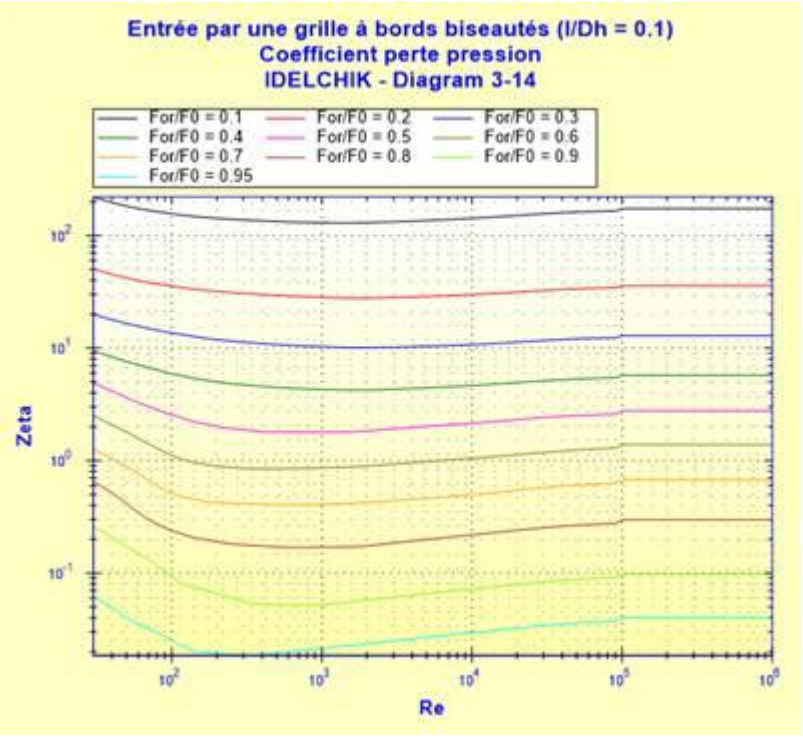
$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 3-14)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 3-14)



([1] diagramme 3-14 avec l/Dh = 0,1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

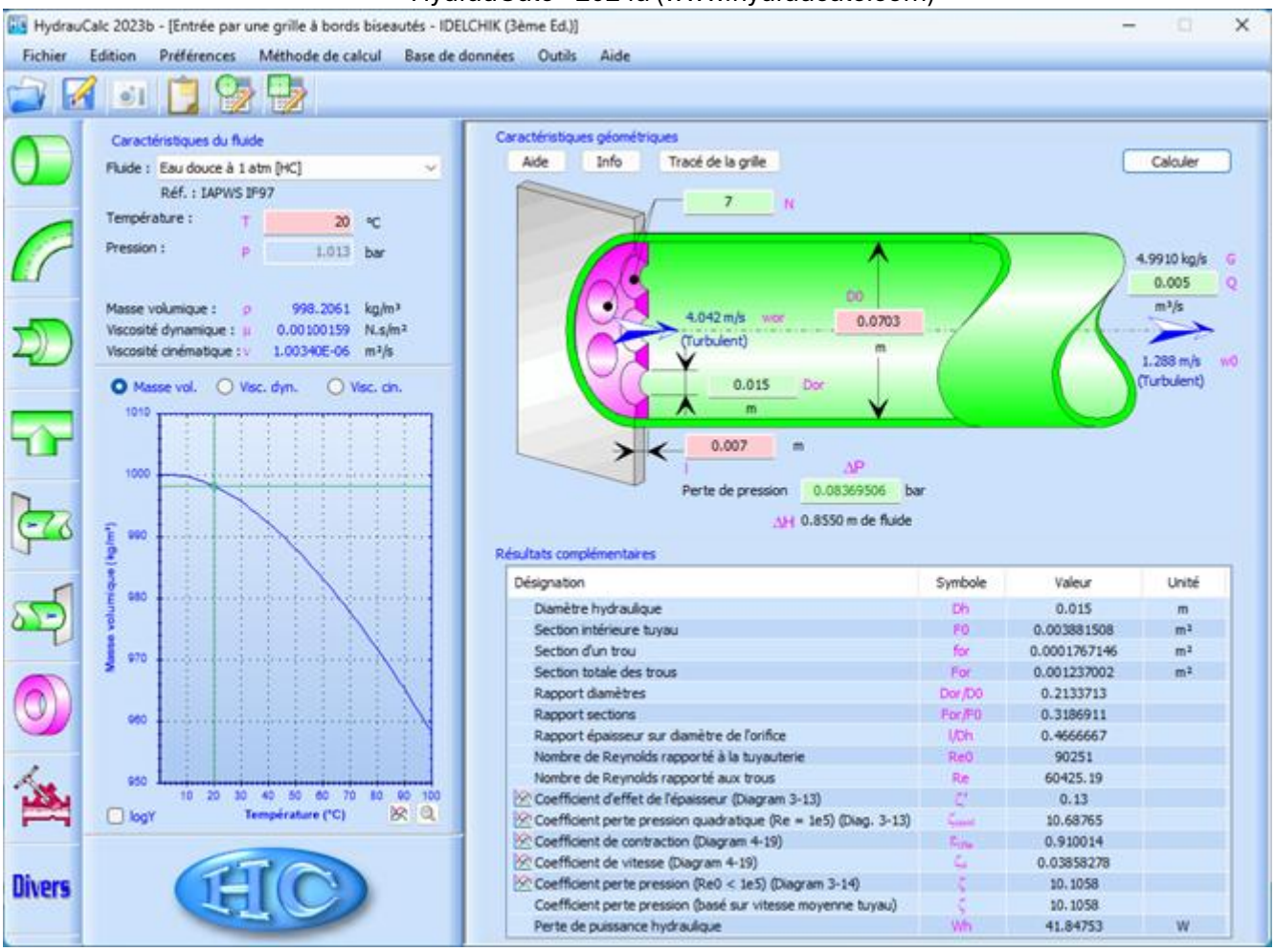
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)

F_{or}	Section transversale de passage de la grille (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
l	Epaisseur de la grille (m)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans les trous ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'épaisseur ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- angle au sommet du tronc de cône compris entre 40° et 60°

Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6 Sorties

Cette sous-section regroupe l'ensemble des éléments de sorties de tuyauterie qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de sortie de tuyauterie disponibles sont :

- Sortie brusque encastrée - Section circulaire

- Sortie arrondie encastrée - Section circulaire

- Sortie brusque encastrée montée à distance - Section circulaire

- Sortie par un diaphragme à bords épais

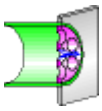
- Sortie par un diaphragme à bords effilés

- Sortie par un diaphragme à bords arrondis

- Sortie par un diaphragme à bords biseautés

- Sortie par une grille à bords épais

- Sortie par une grille à bords effilés

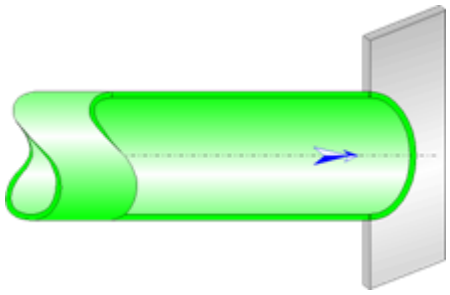


- Sortie par une grille à bords arrondis

- Sortie par une grille à bords biseautés

2.6.1 Sortie brusque encastrée

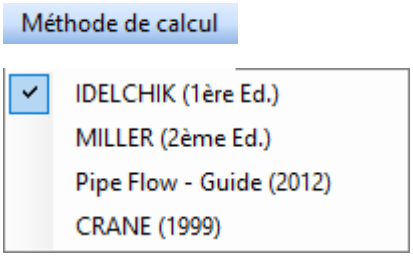
Section circulaire



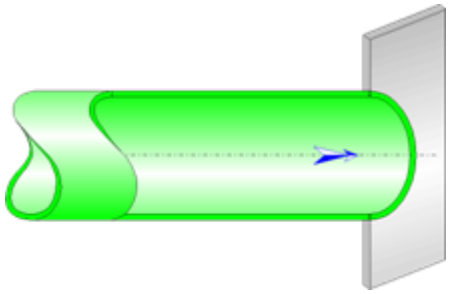
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des sorties brusques encastrées de tuyauterie, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.6.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta_{loc} = 1$$ ([1] diagramme 11.1 - Répartition uniforme des vitesses)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_{loc}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre du tuyau (m)
F_0	Aire de la section du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
ζ_{loc}	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

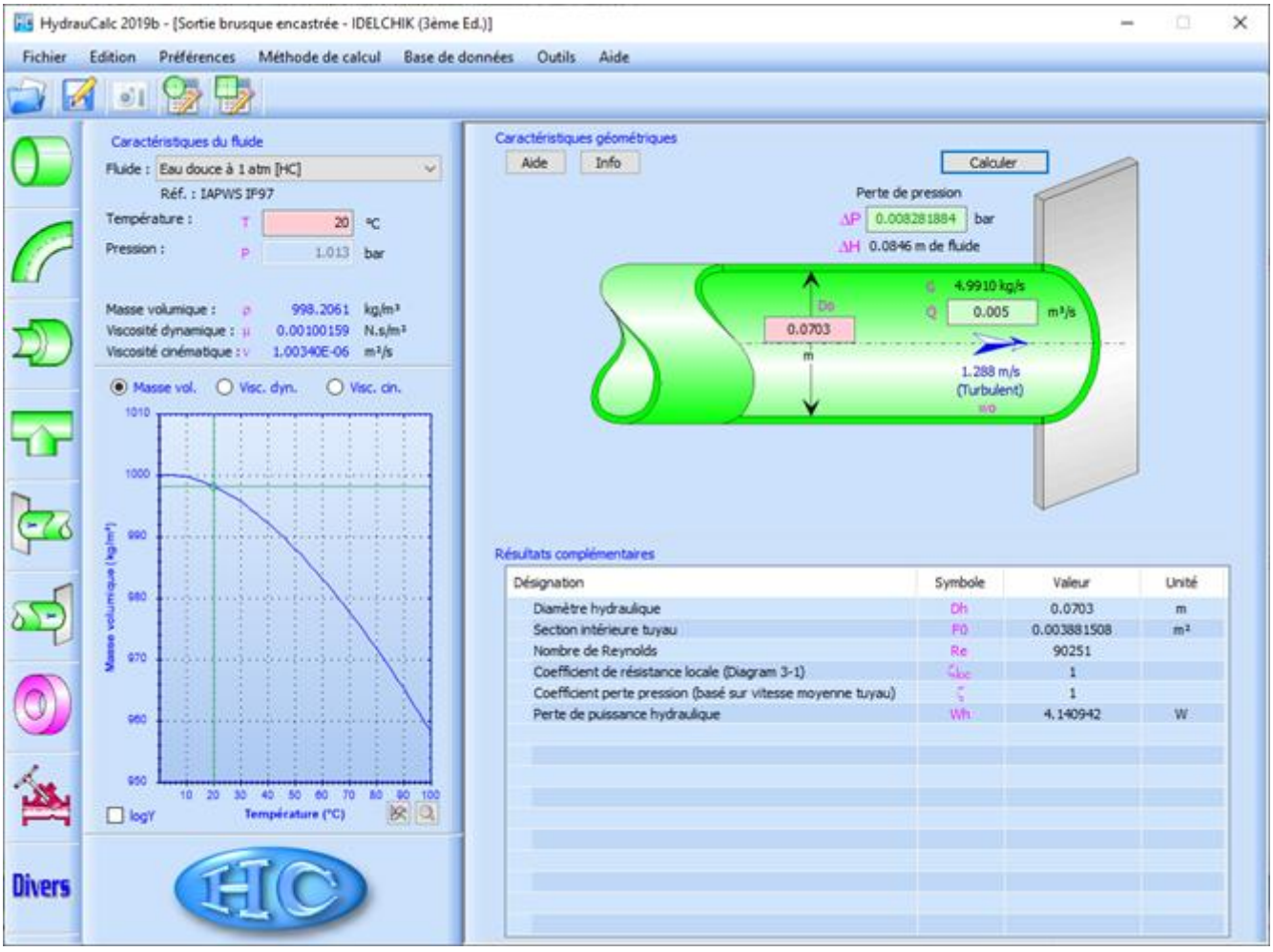
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($Re \geq 10^4$)

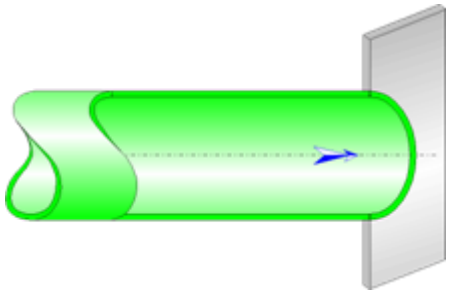
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\boxed{\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}}$$

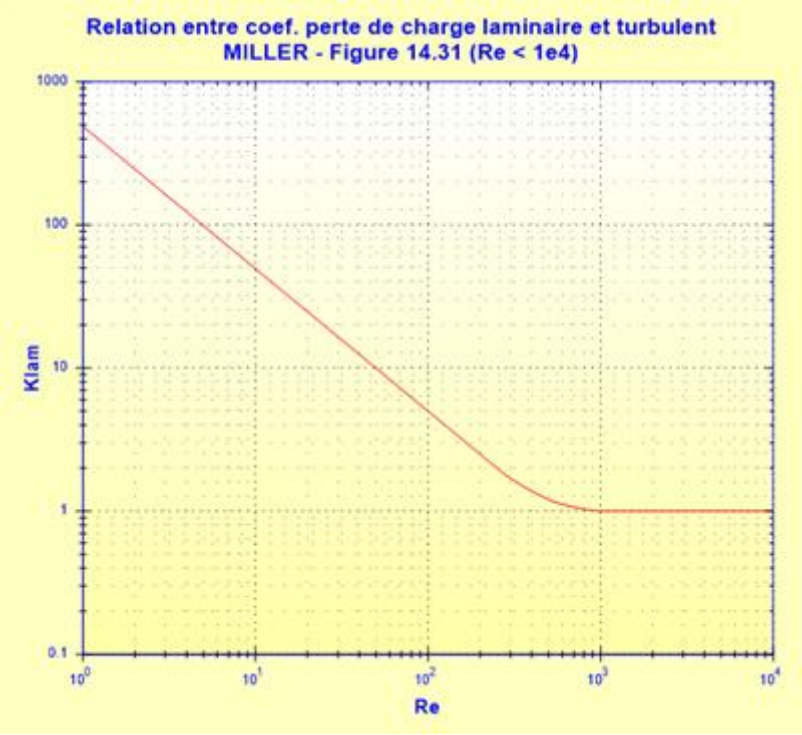
Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re} \geq 10^4$

  $\boxed{K_S = 1}$ ([1] figure 14.15 avec $A_1/A_2=0$)

- $\mathrm{Re} < 10^4$

  $\boxed{K_{lam} = f(\mathrm{Re})}$ ([1] figure 14.31 avec $K_{turb} = 1$)



Correction du nombre de Reynolds ($\mathrm{Re} < 10^4$) :

$$\boxed{C_{\mathrm{Re}} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- régime turbulent ($\mathrm{Re} \geq 10^4$) :

  $\boxed{K = K_S}$

- régime laminaire ($\mathrm{Re} < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

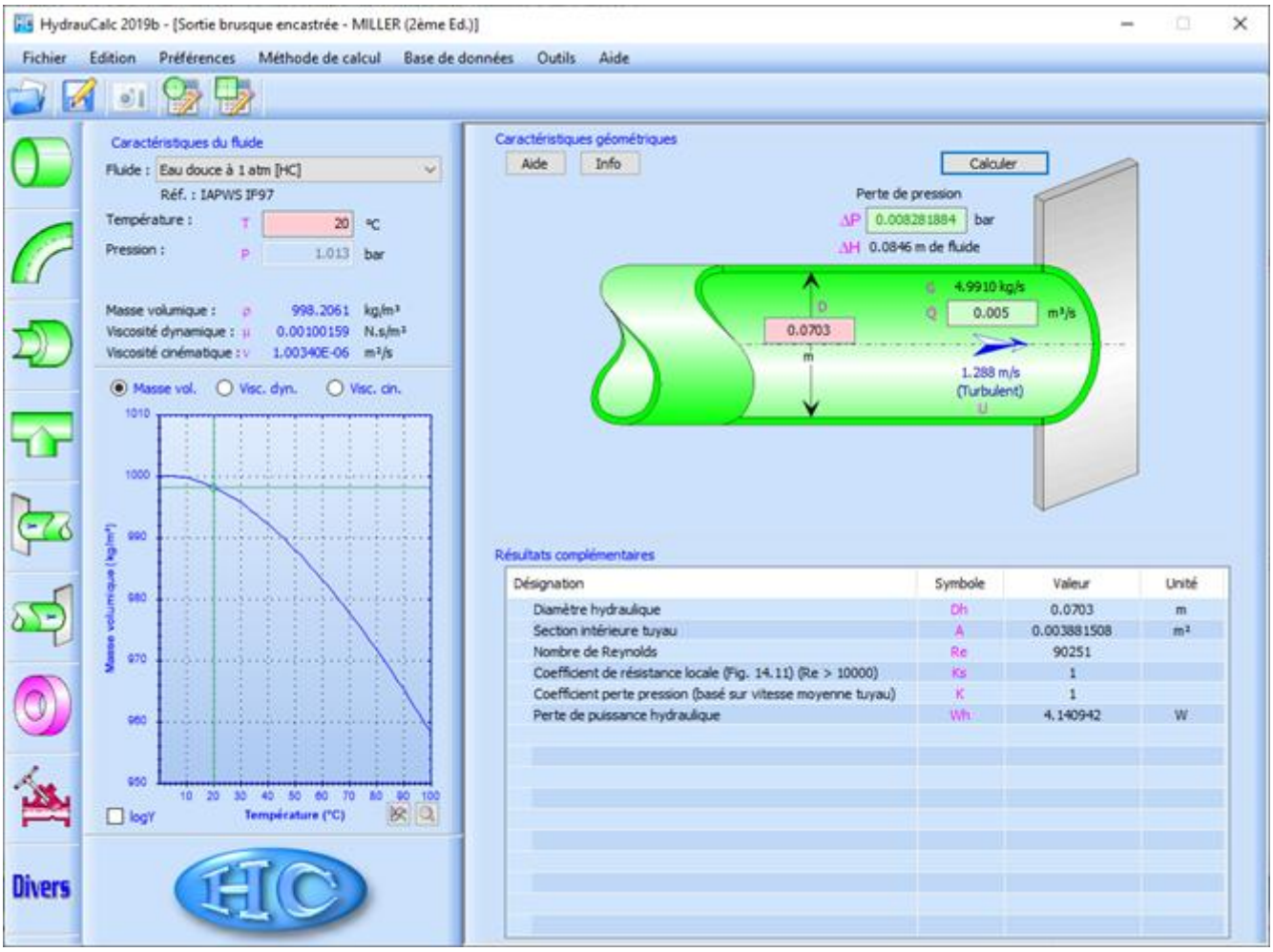
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau(m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_s	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

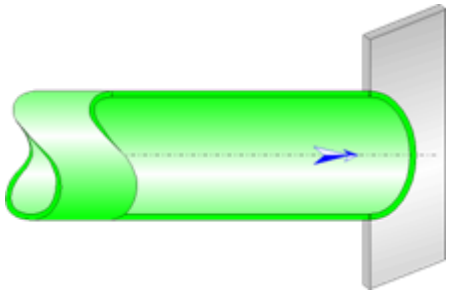
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.6.1.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 1$$ ([1] §12.1)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

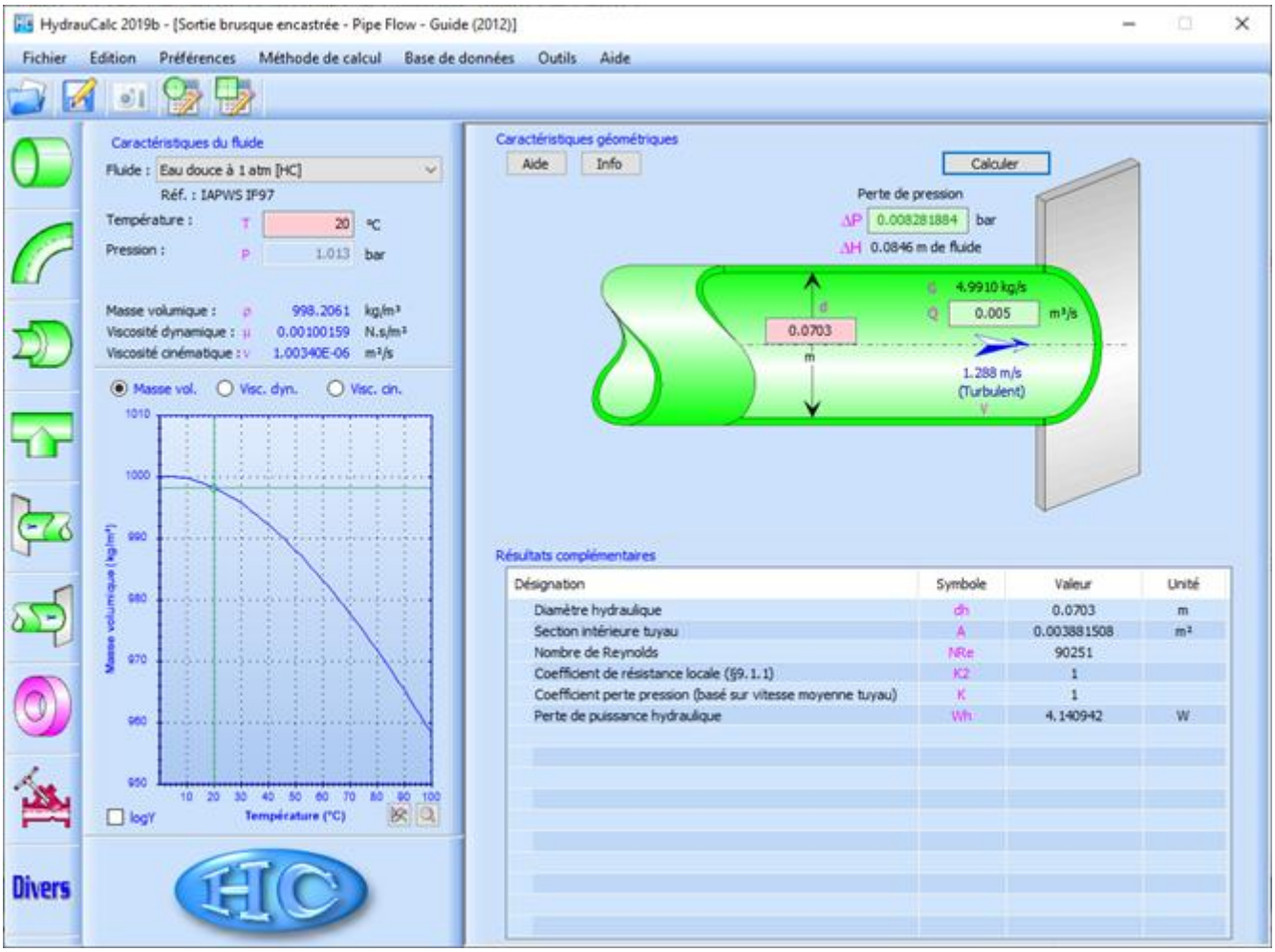
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)

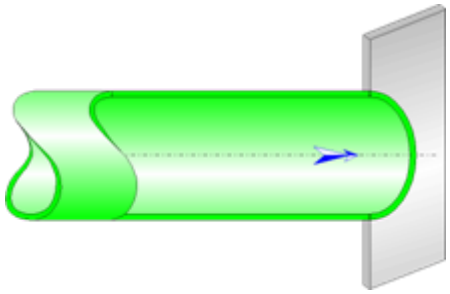
Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.1.4 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie brusque encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re \geq 10^4$) :

$$K_1 = 1$$ ([1] annexe A-29)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

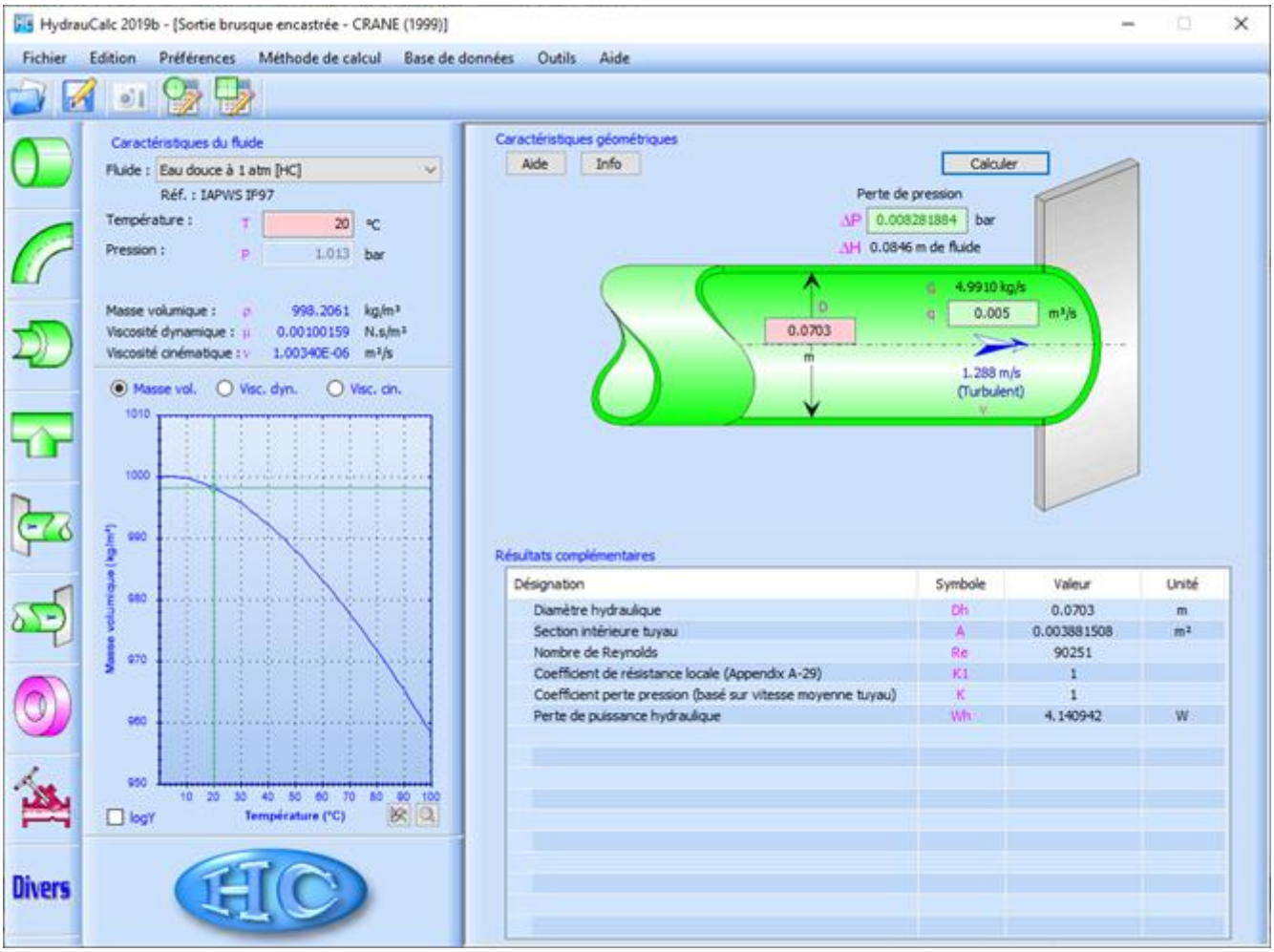
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)

Exemple d'application :

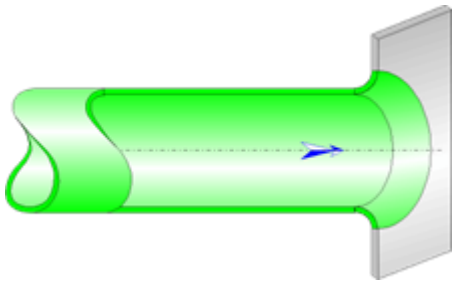


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.6.2 Sortie arrondie encastrée

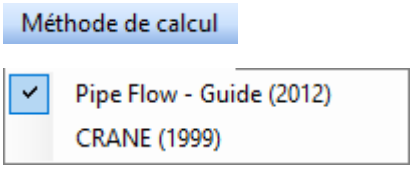
Section circulaire



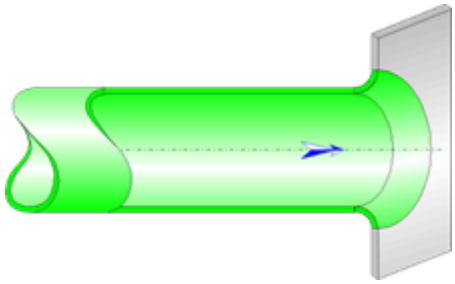
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des sorties arrondies encastrées de tuyauterie, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Pipe Flow - Guide (2012) ».



2.6.2.1 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie arrondie encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 1$$ ([1] §12.1)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

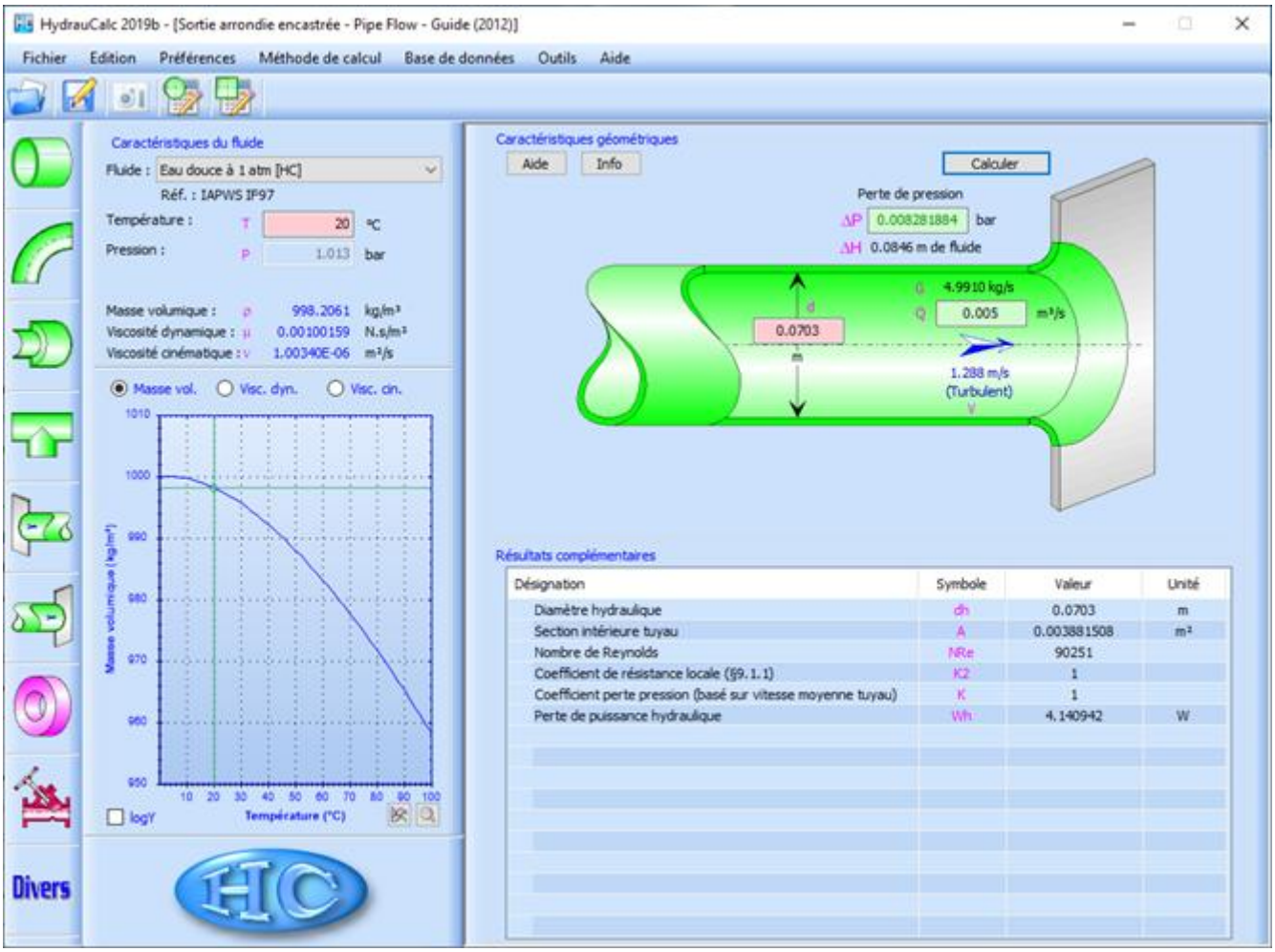
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)

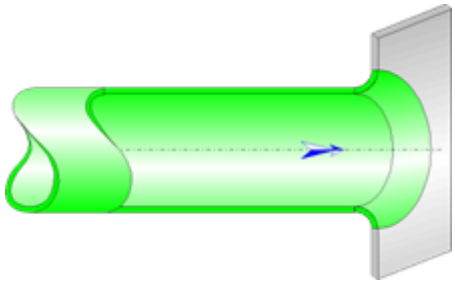
Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.2.2 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie arrondie encastrée de tuyauterie.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re \geq 10^4$) :

$$K_1 = 1$$ ([1] annexe A-29)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

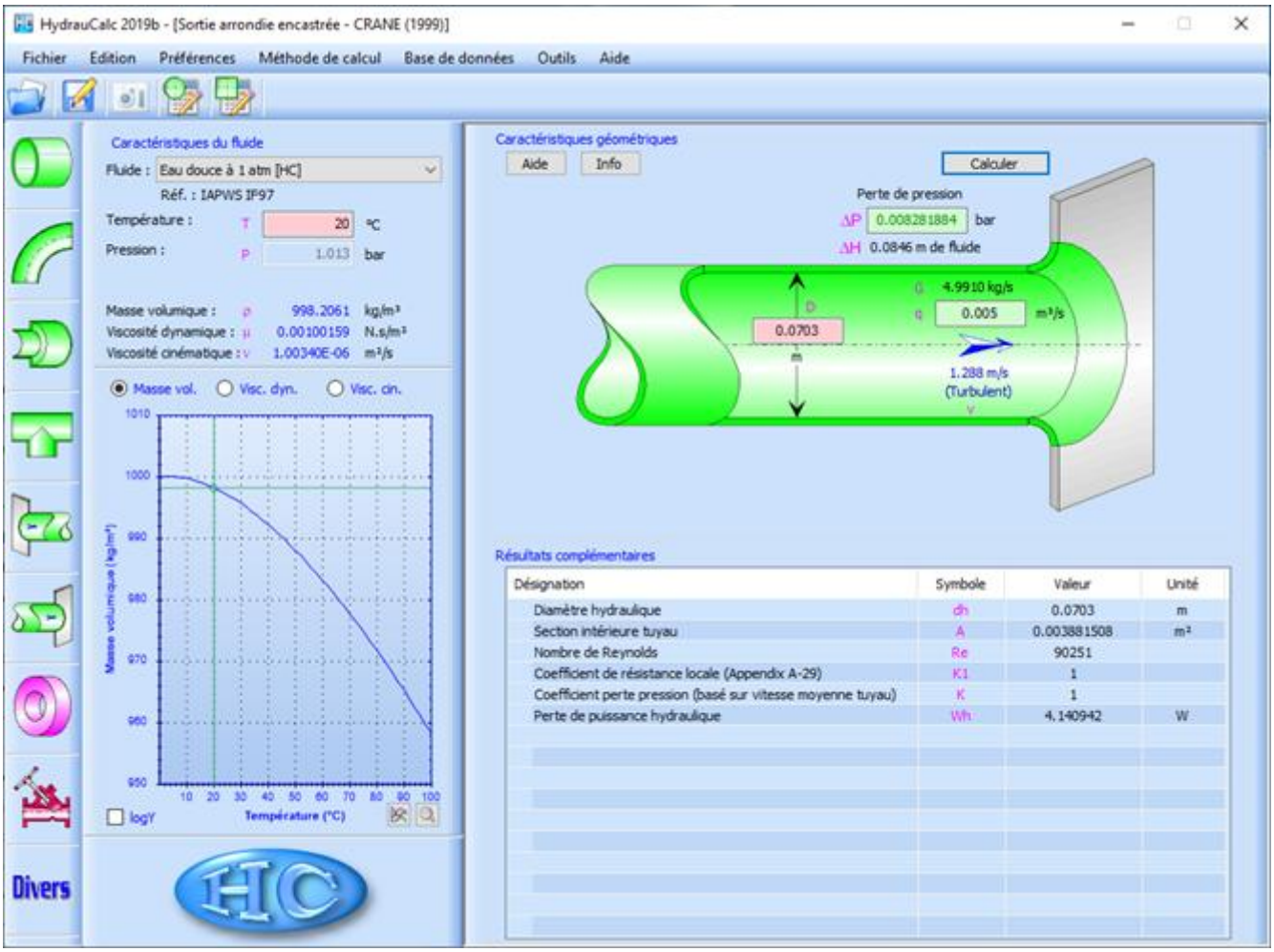
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)

Exemple d'application :

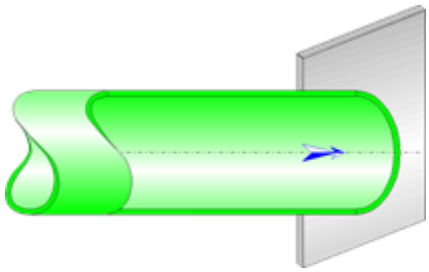


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.6.3 Sortie brusque encastrée montée à distance

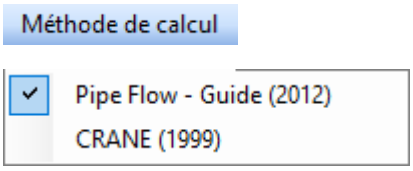
Section circulaire



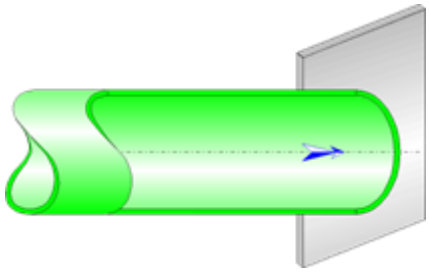
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des sorties brusques encastrées de tuyauterie montée à distance, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Pipe Flow - Guide (2012) ».



2.6.3.1 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie brusque encastrée de tuyauterie montée à distance.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = d$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($N_{Re} \geq 10^4$) :

$$K_2 = 1$$ ([1] §12.1)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_2$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_h	Diamètre hydraulique (m)
d	Diamètre du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
N_{Re}	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_2	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

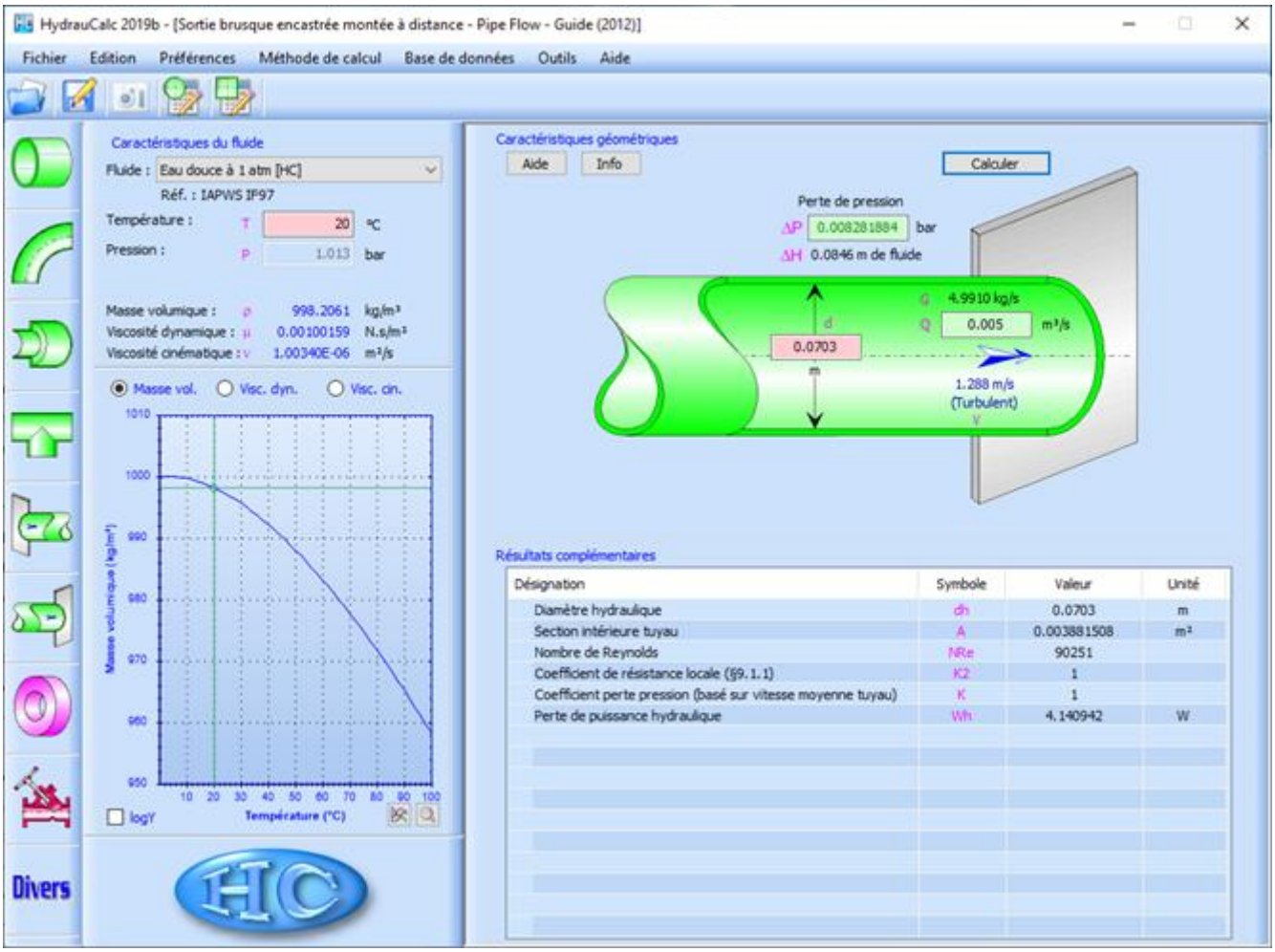
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($N_{Re} \geq 10^4$)

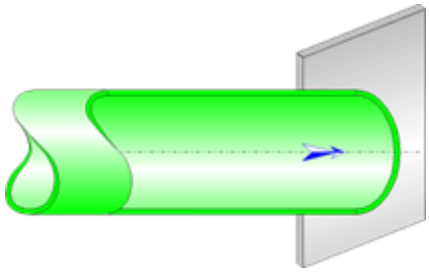
Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.3.2 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie brusque encastrée de tuyauterie montée à distance.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v = \frac{q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale ($Re \geq 10^4$) :

$$K_1 = 1$$ ([1] annexe A-29)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D	Diamètre du tuyau (m)
A	Section du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
K_1	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

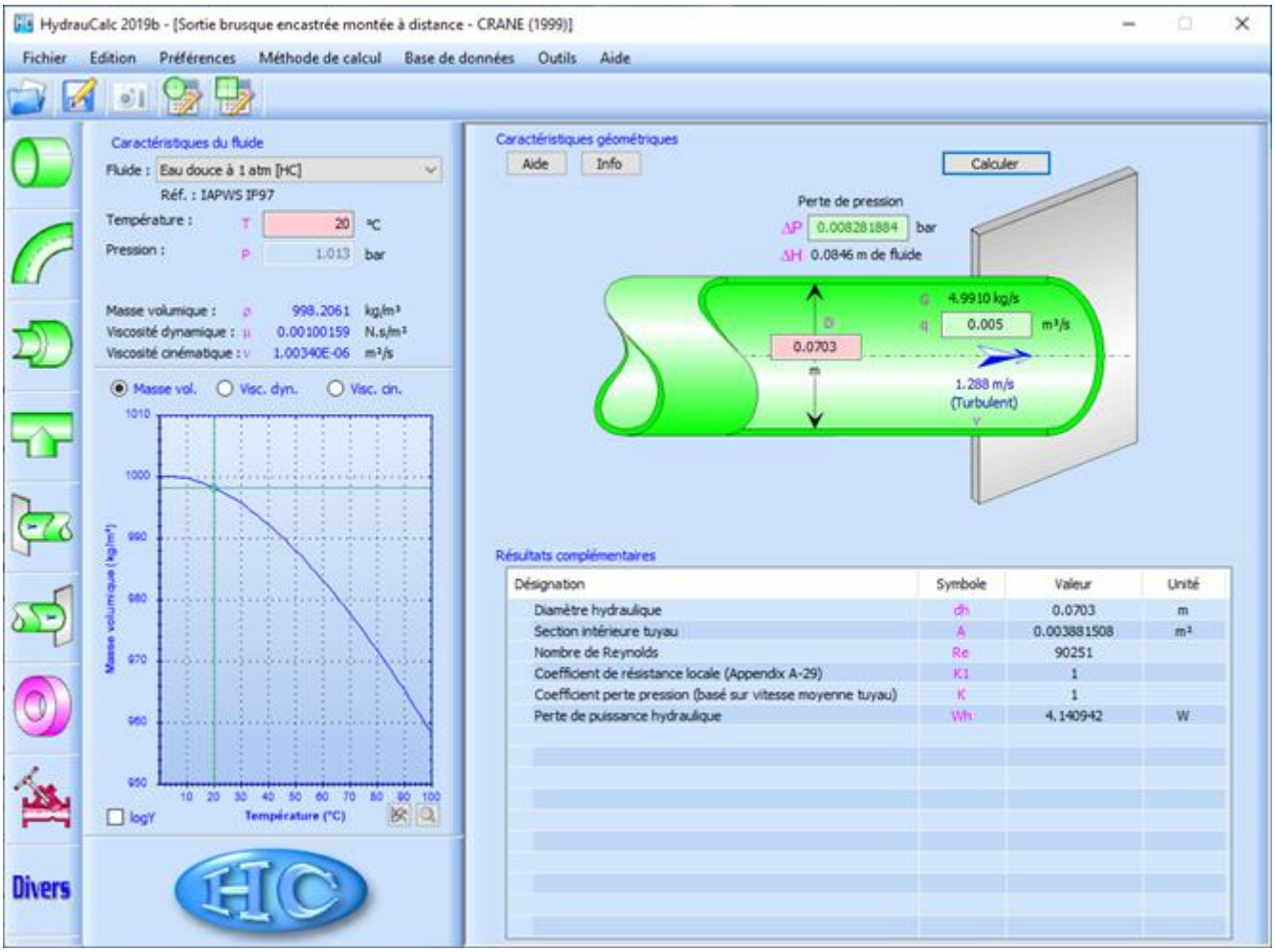
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans le tuyau ($Re \geq 10^4$)

Exemple d'application :

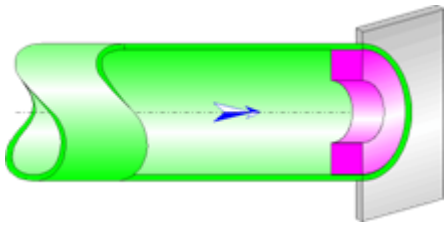


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.6.4 Sortie par un diaphragme à bords épais

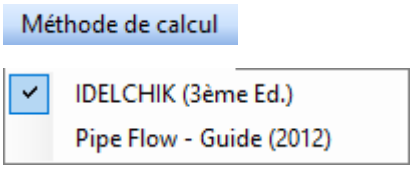
Section circulaire



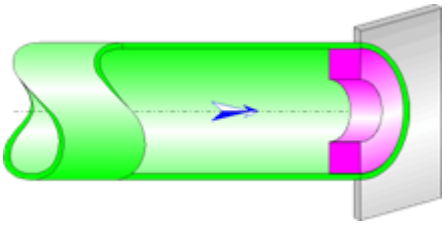
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords épais, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.6.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords épais. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures des trous est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Rugosité relative des parois de l'orifice :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_{or}}$$

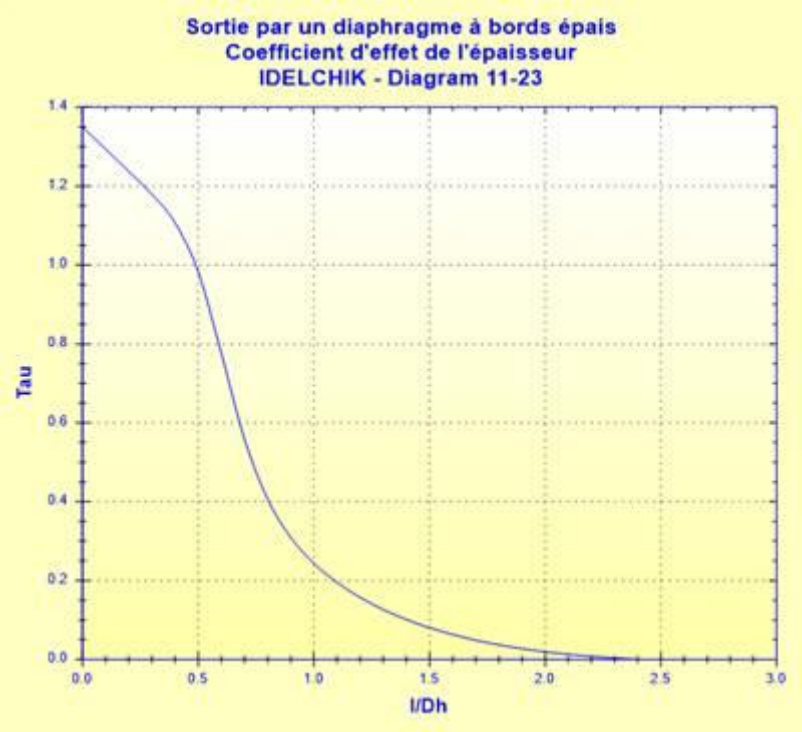
Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([2] diagramme 11-23 et 3-13)

avec :

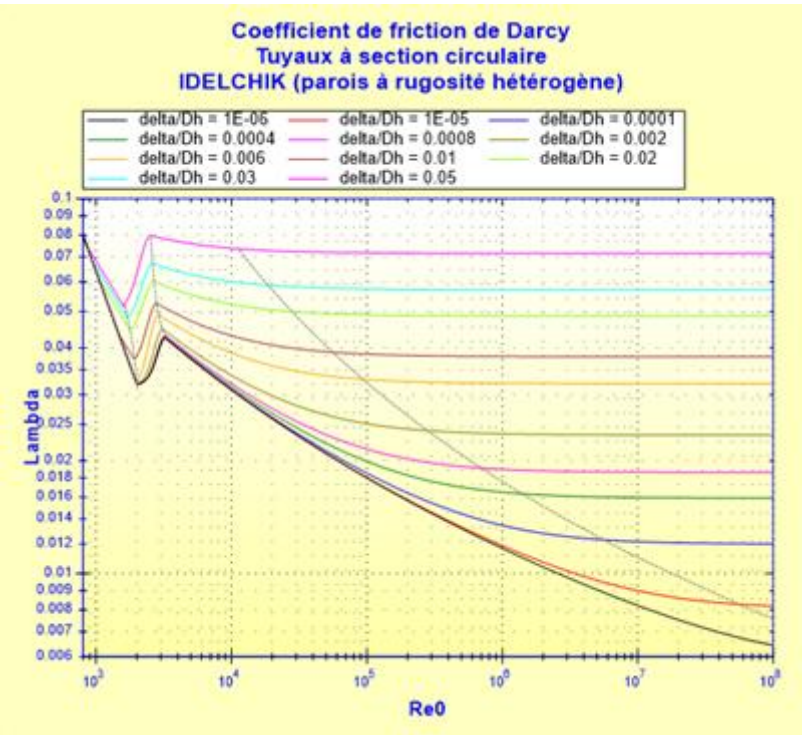
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

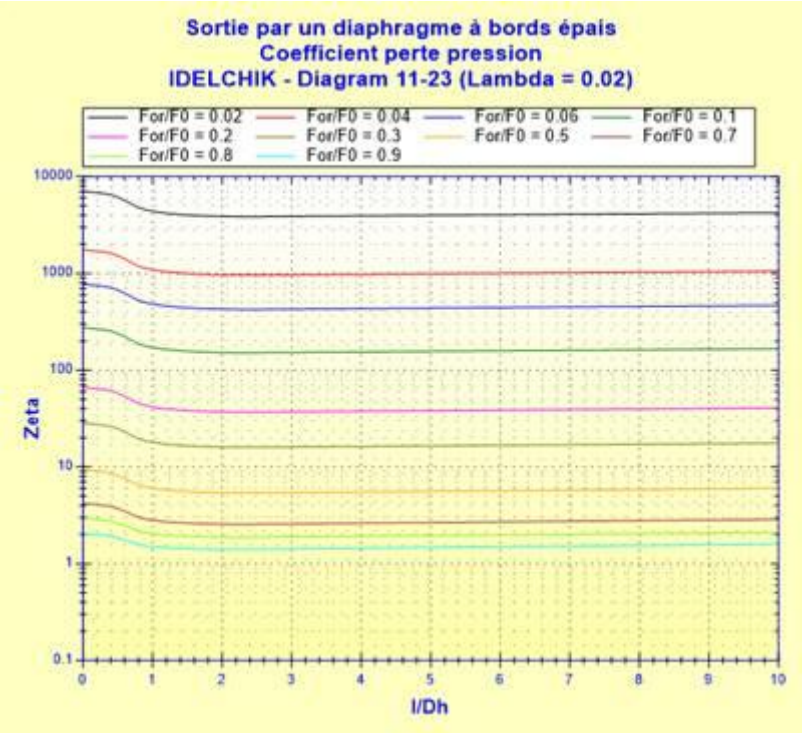


Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

■ Re ≥ 10^5

$$\zeta = \left[1 + 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0} \right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0} \right)^{0.375} + \lambda \cdot \frac{l}{D_h} \right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 11-23)



([1] diagramme 11-23 avec λ = 0,02)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

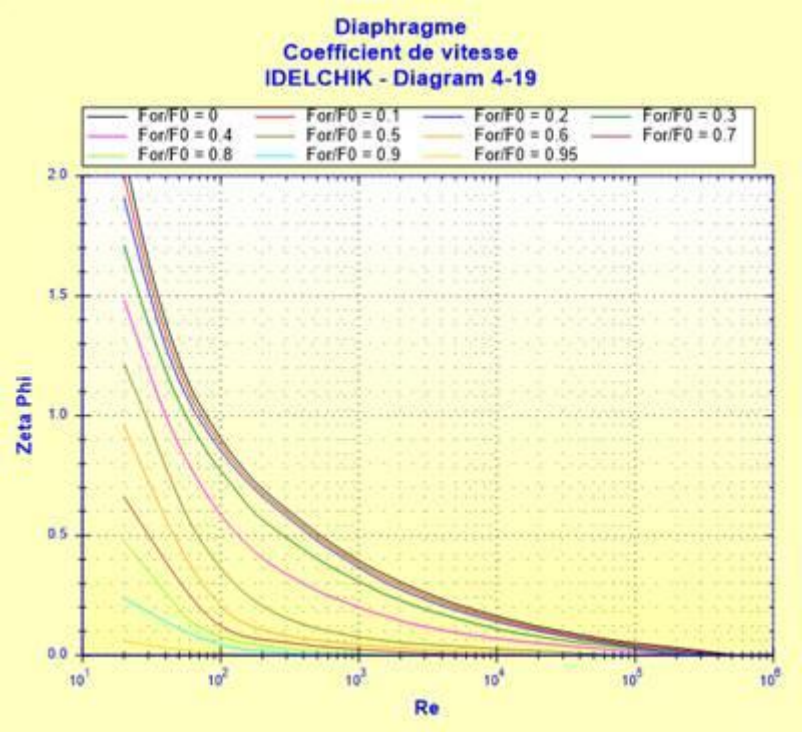
$$\zeta_{quad} = \left[1 + 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0} \right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0} \right)^{0.375} + \lambda \cdot \frac{l}{D_h} \right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

Coefficient de vitesse :

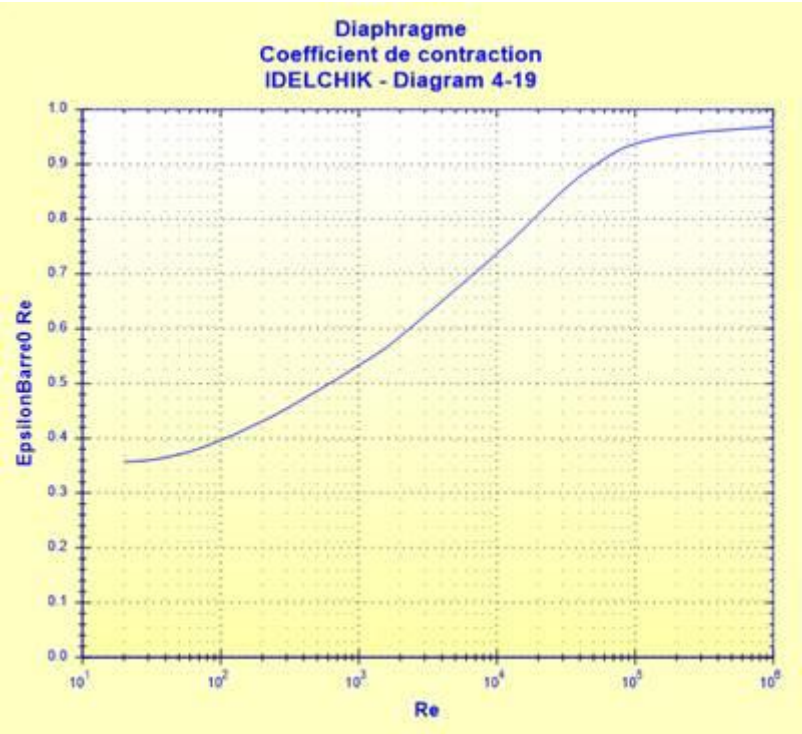
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0} \right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

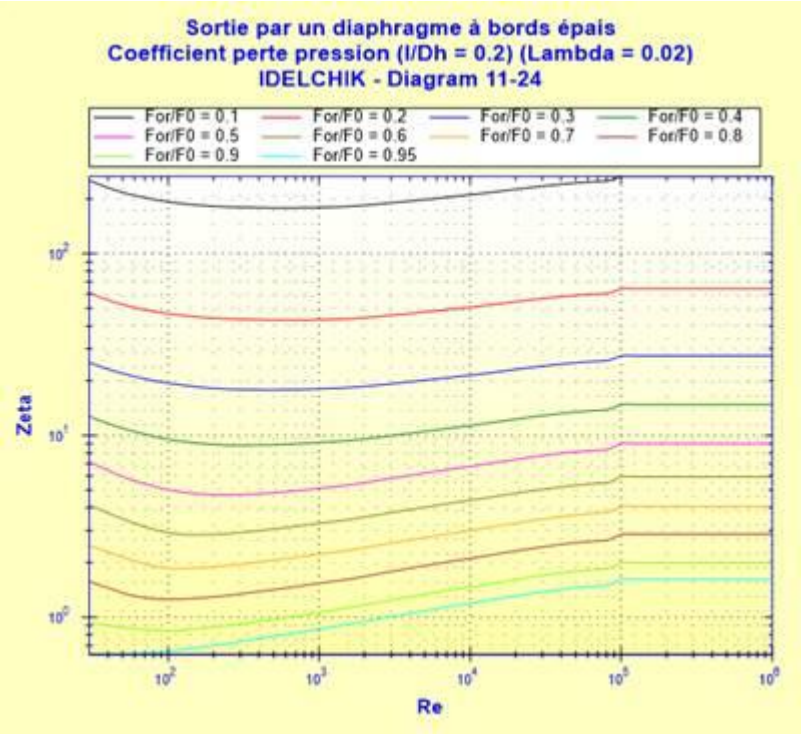
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



([1] diagramme 11-24 avec l/Dh = 0,2 et λ = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

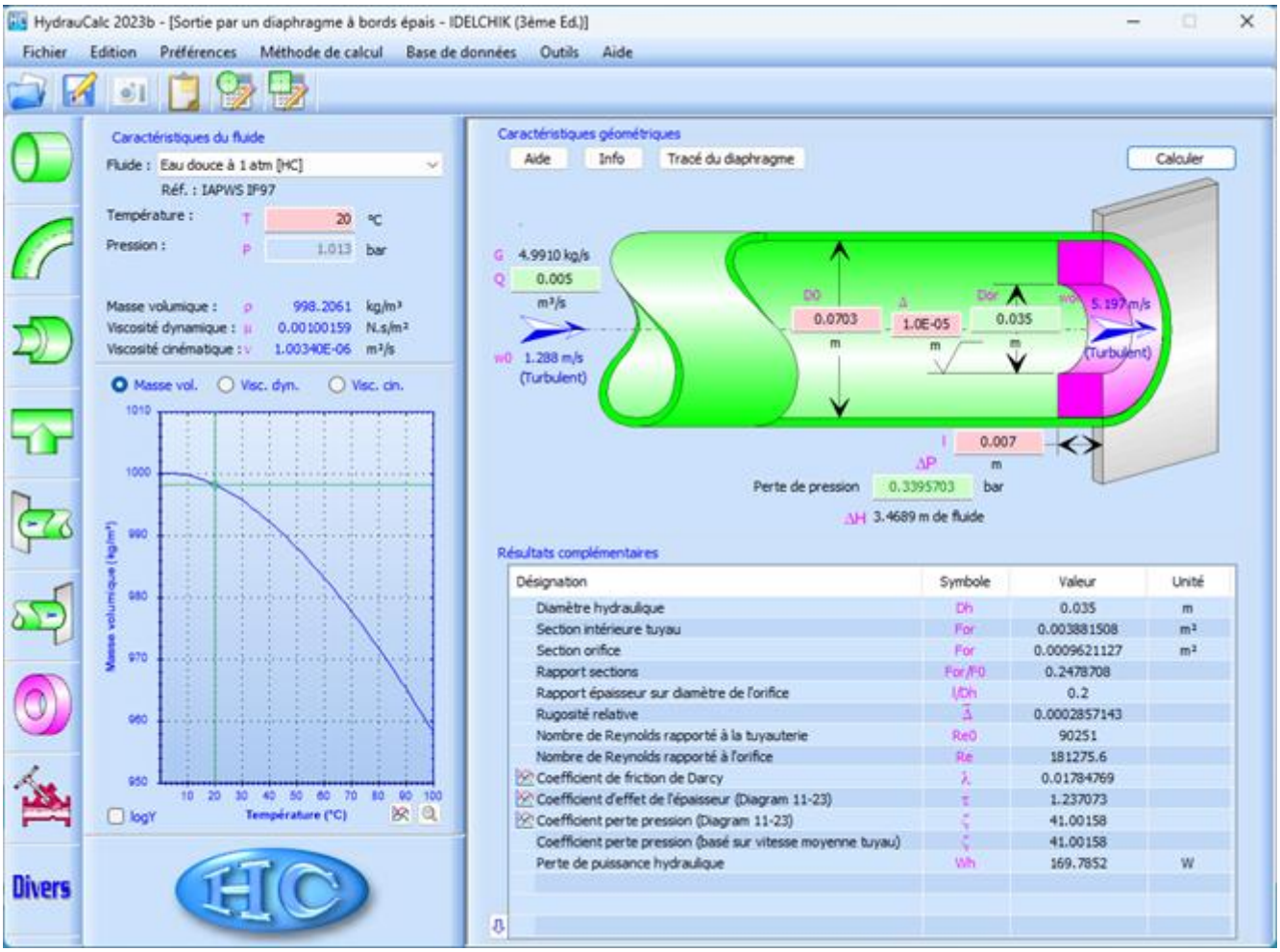
Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
Δ	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois de l'orifice ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour Re = 10^5 ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_{or}) supérieur à 0,015

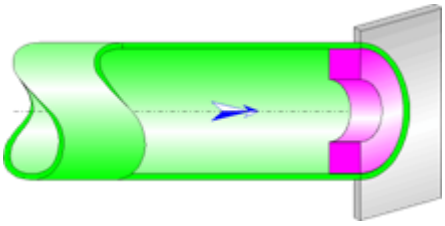
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.4.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords épais. De plus, lorsque l'épaisseur du diaphragme est supérieure à 1,4 fois le diamètre de l'orifice, la perte de charge due à la friction dans l'orifice est également prise en compte car elle devient non négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{{d_o}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

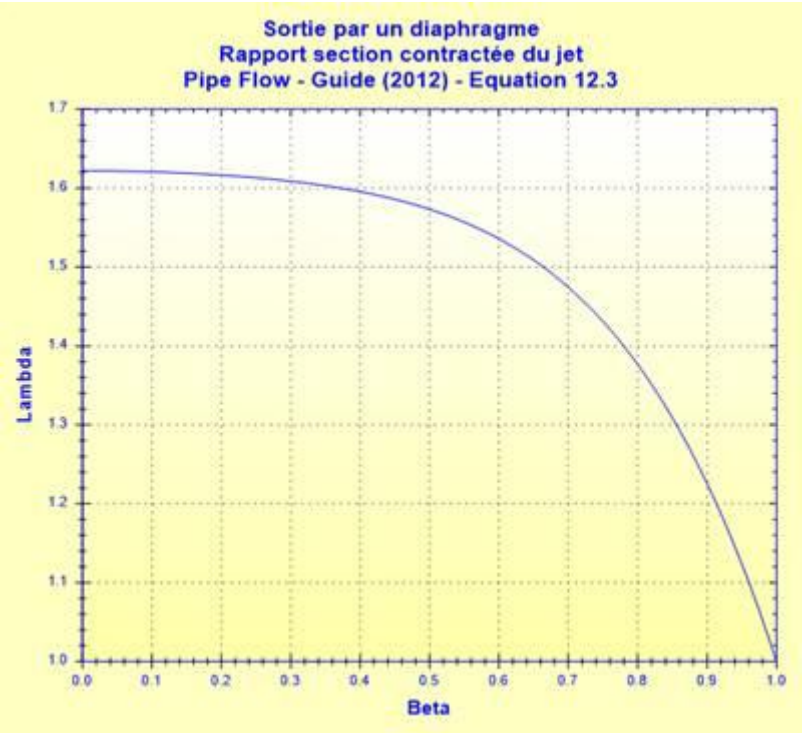
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$

([1] équation 12.3)



Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

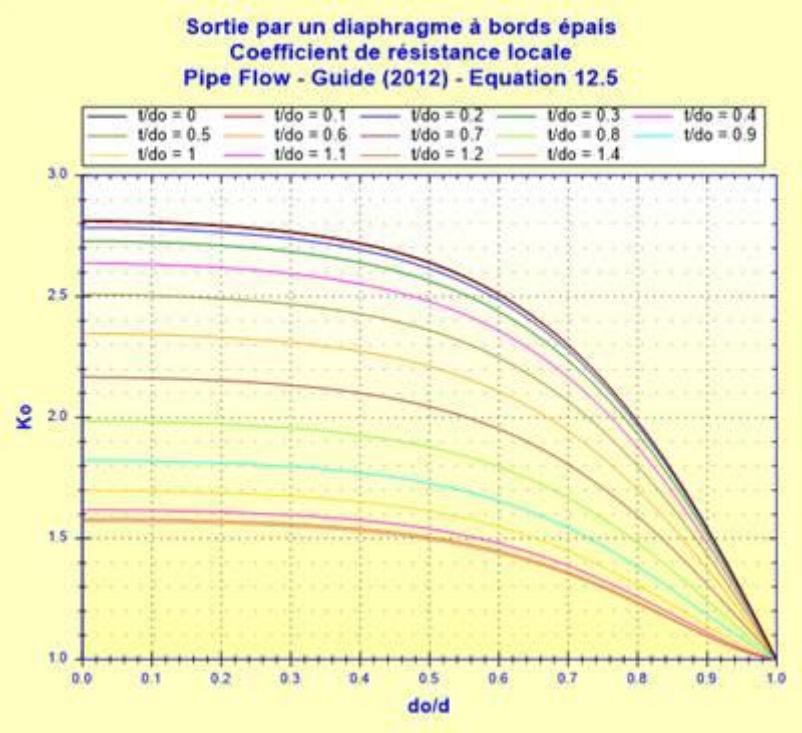
$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) ≤ 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + C_{th} \cdot \lambda^2 + (1-C_{th}) \cdot \left[(\lambda-1)^2+1\right]$$

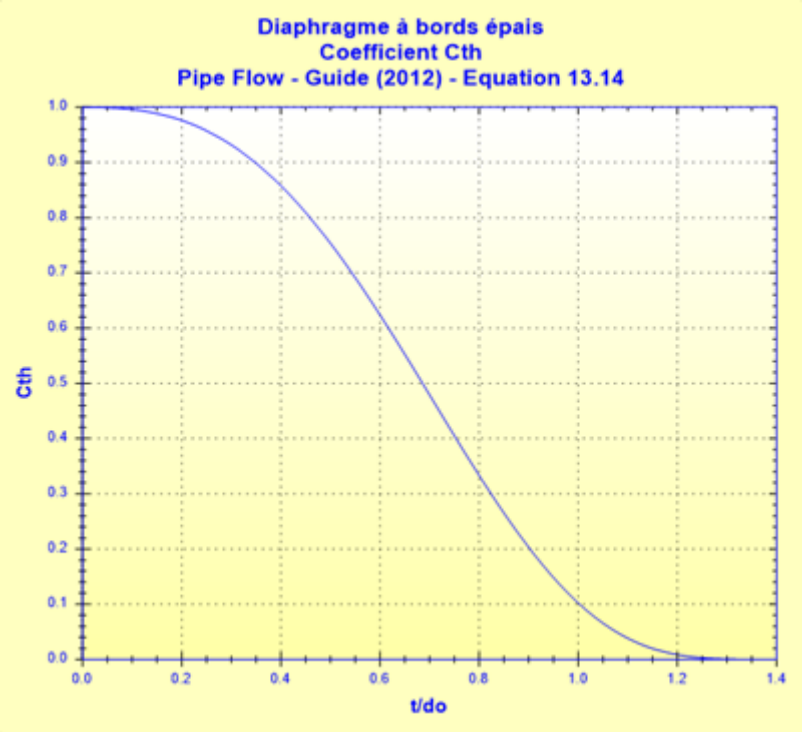
([1] équation 12.5)



avec :

$$C_{th} = \left[1-0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4d_o}\right)^{2.5} - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4d_o}\right)^{3}\right]^{4.5}$$

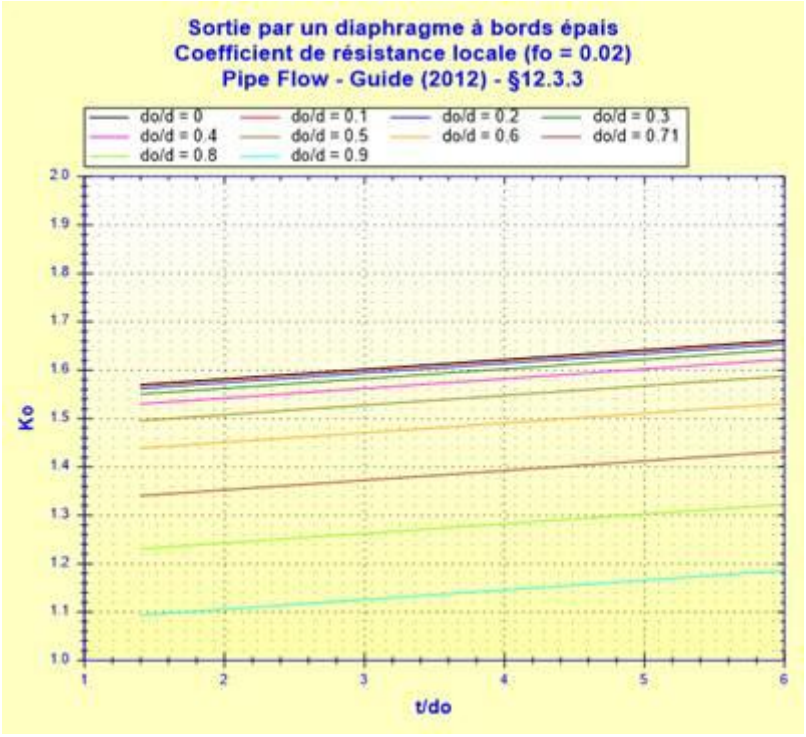
([1] équation 13.14)



■ Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) > 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + (\lambda - 1)^2 + 1 + f_o \cdot \left[\frac{t}{d_o} - 1.4\right]$$

([1] §12.3.3)

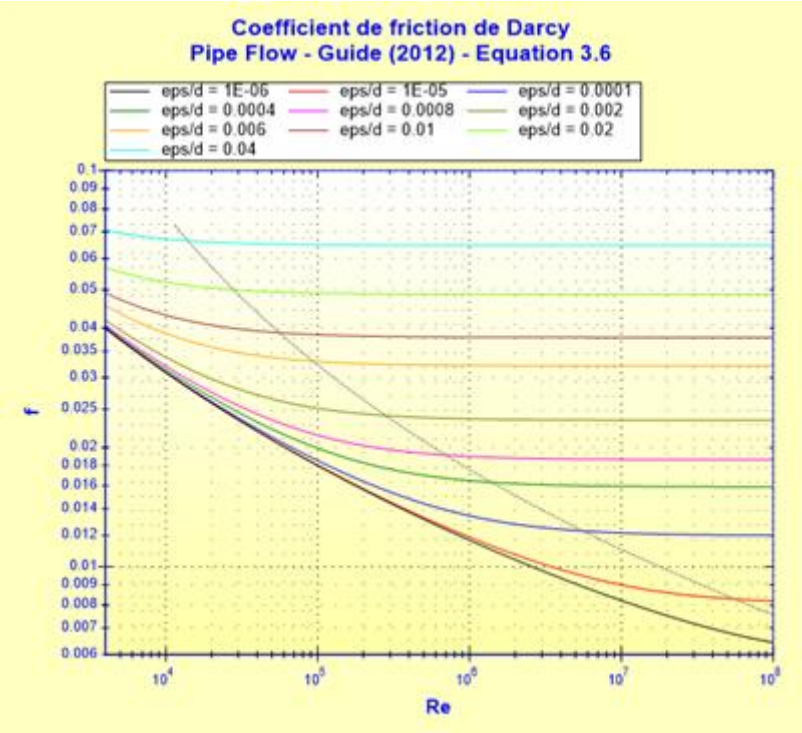


([1] §12.3.3 avec fo = 0,02)

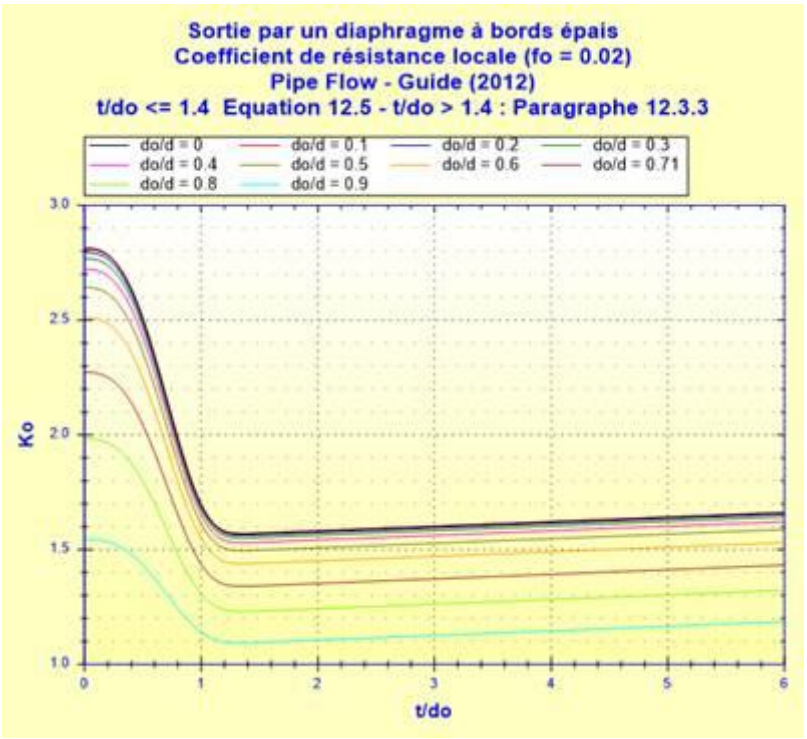
avec :

$$f_o = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \frac{2.51}{NRe_0 \cdot \sqrt{f_o}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



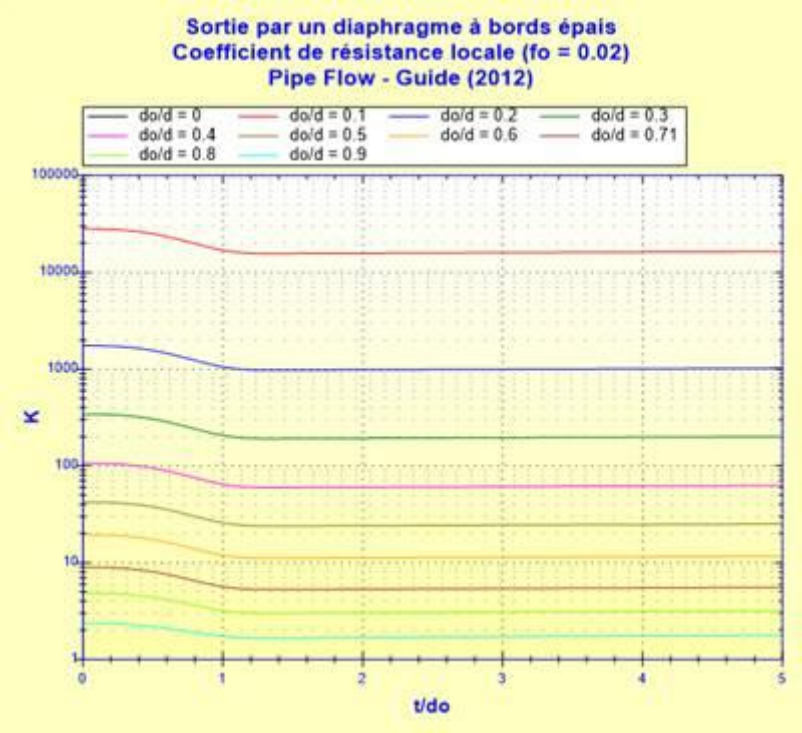
■ Tous rapports épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) :



([1] équation 12.5 et §12.3.3 avec fo = 0,02)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



(avec fo = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

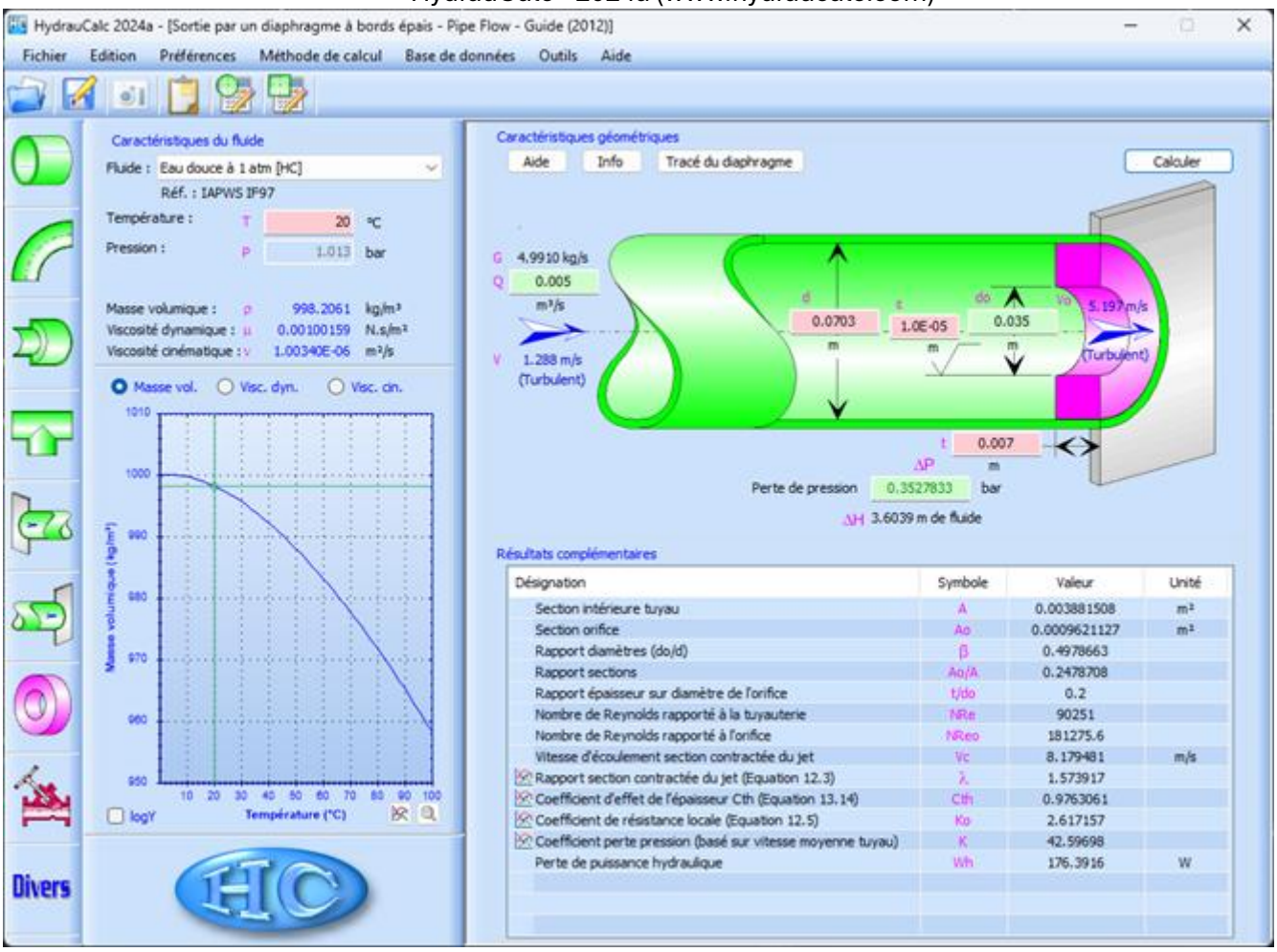
d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)

β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
t	Epaisseur du diaphragme (m)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
Cth	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
ε	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
f_o	Coefficient de friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

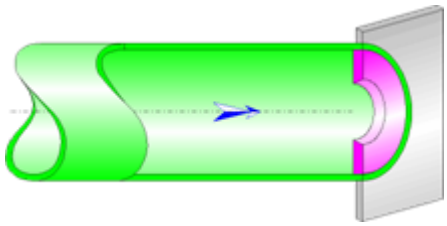


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.5 Sortie par un diaphragme à bords effilés

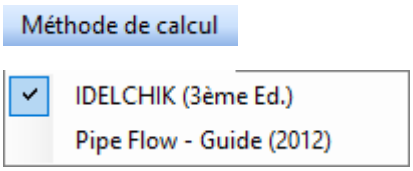
Section circulaire



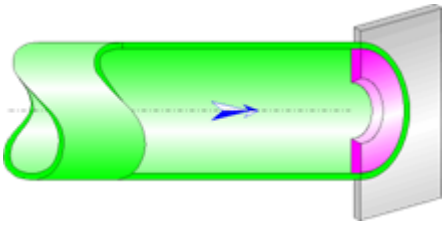
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords effilés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.6.5.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords effilés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

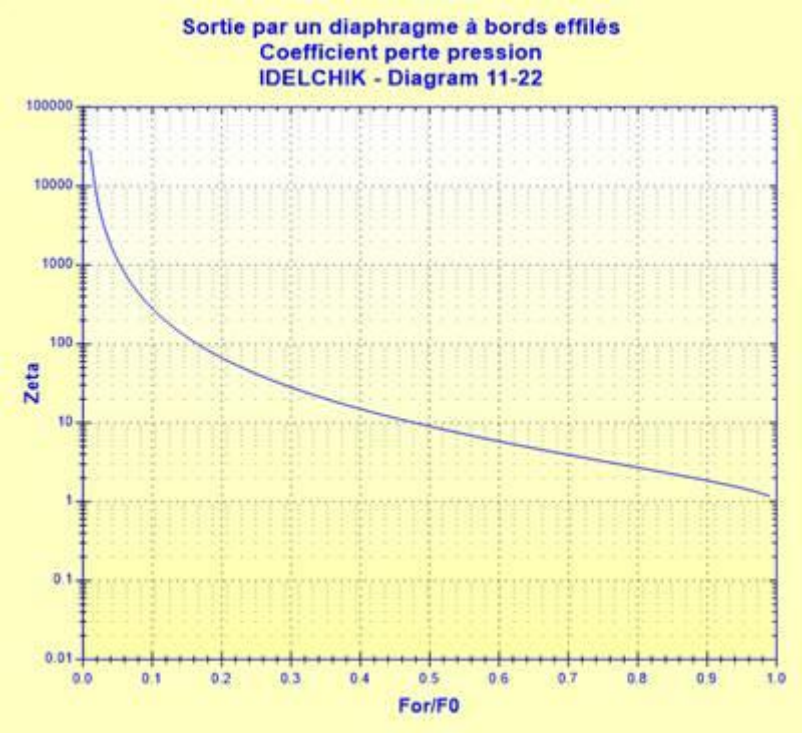
$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + 0.707 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-22)



- $Re < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

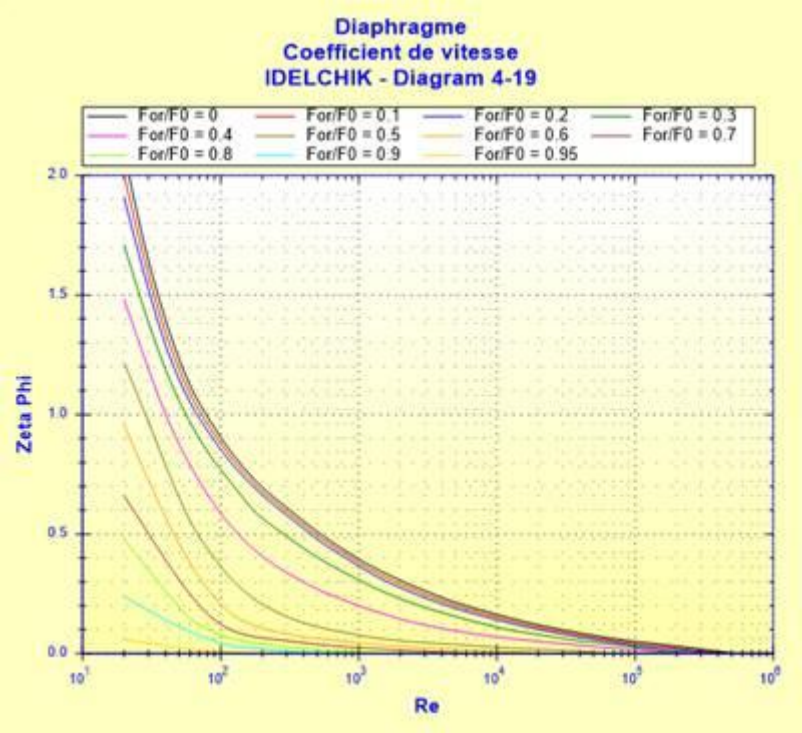
$$\zeta_{quad} = \left[1 + 0.707 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-22)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

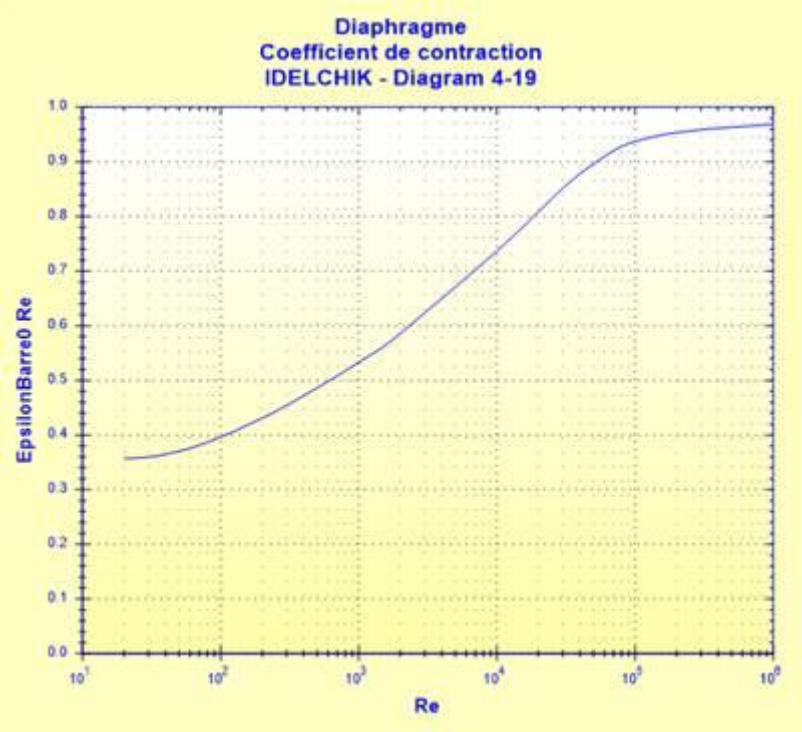
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re < 10^5$

$$\zeta = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

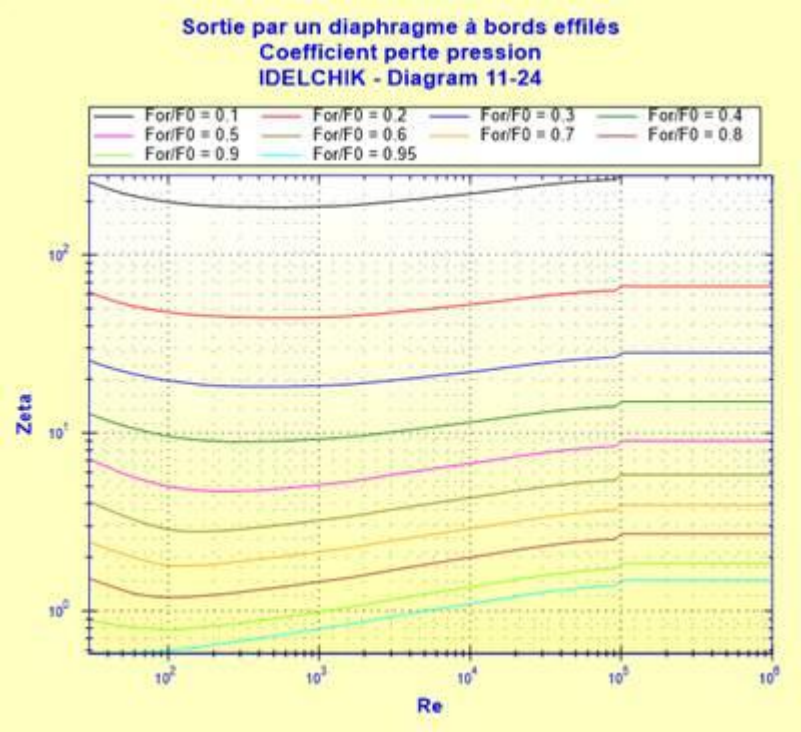
$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

w_{or} Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

Re_0 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

Re Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

l Epaisseur du diaphragme (m)

ζ_{quad} Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour Re = 10^5 ()

ζ_φ Coefficient de vitesse ()

$\bar{\varepsilon}_{0Re}$ Coefficient de contraction ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

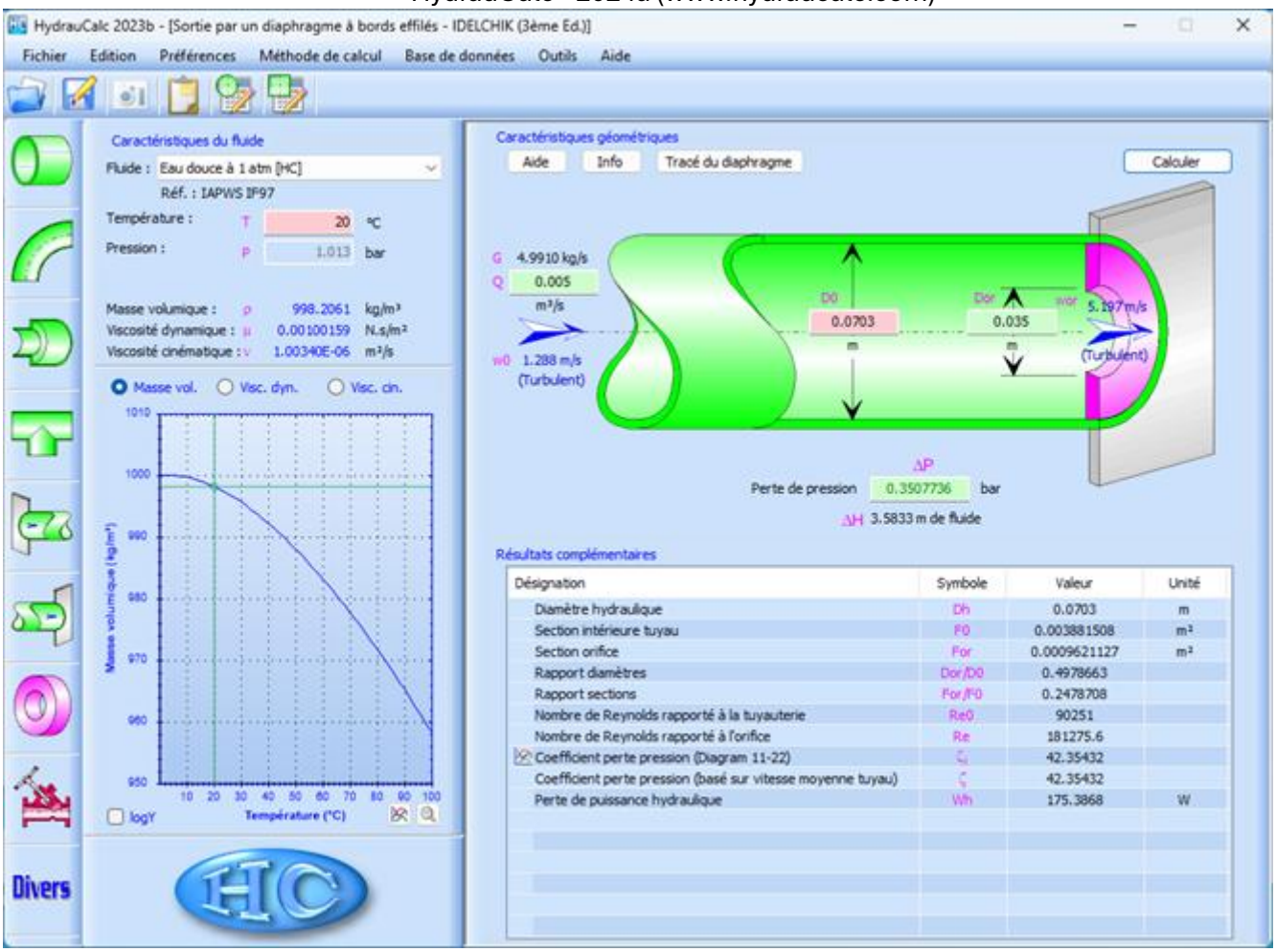
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle du chanfrein proche de 45°
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_{or}) inférieur ou égale à 0,015

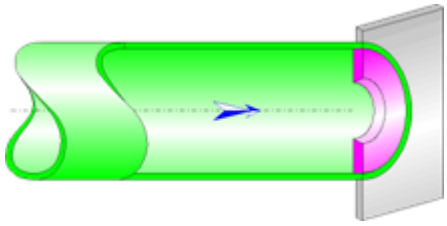
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.5.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords effilés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

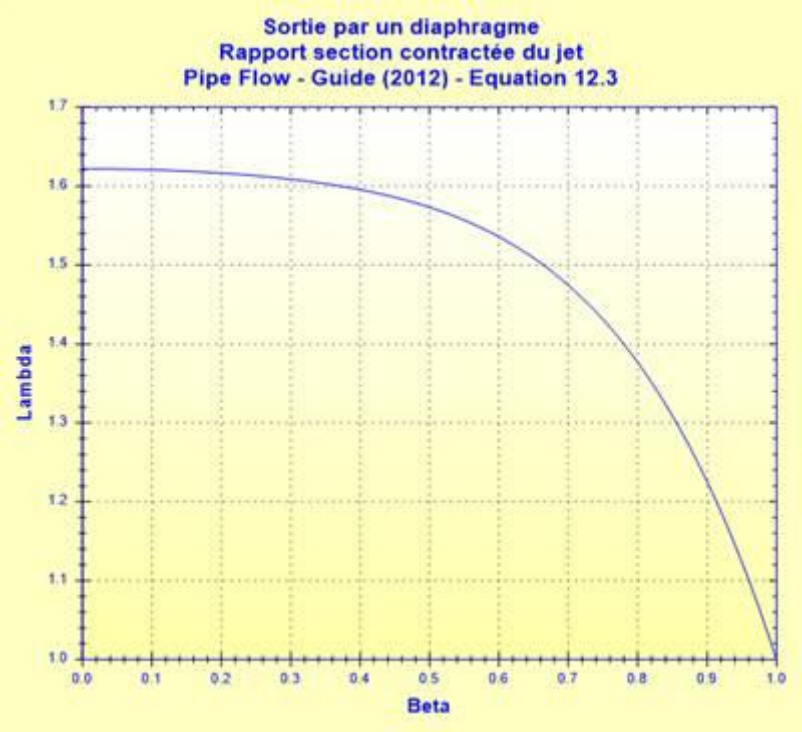
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 12.3)



Vitesse d'écoulement dans la veine contractée (m/s) :

$$V_C = V_o \cdot \lambda$$

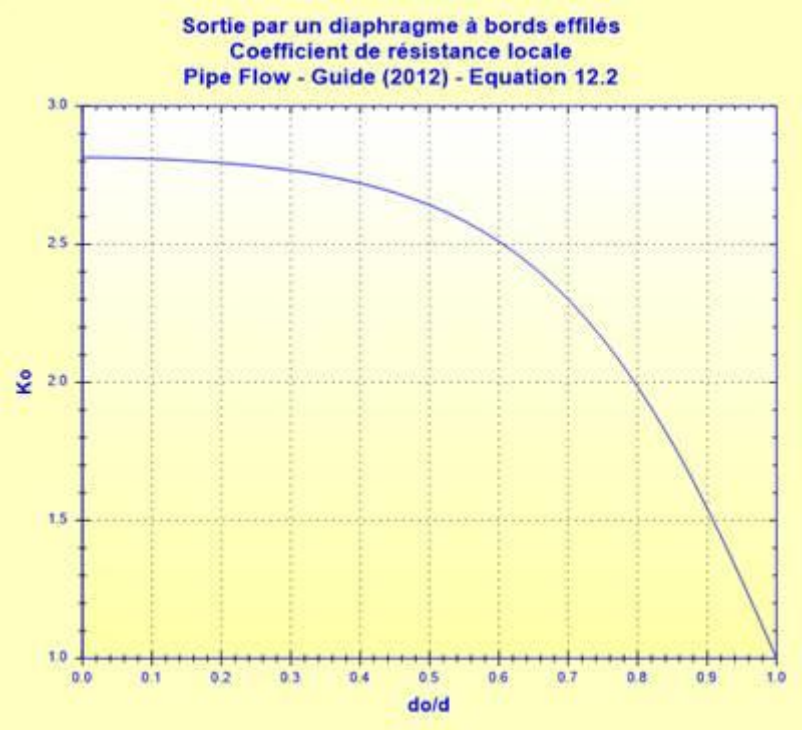
Section de la veine contractée (m^2):

$$A_c = \frac{Q}{V_c}$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

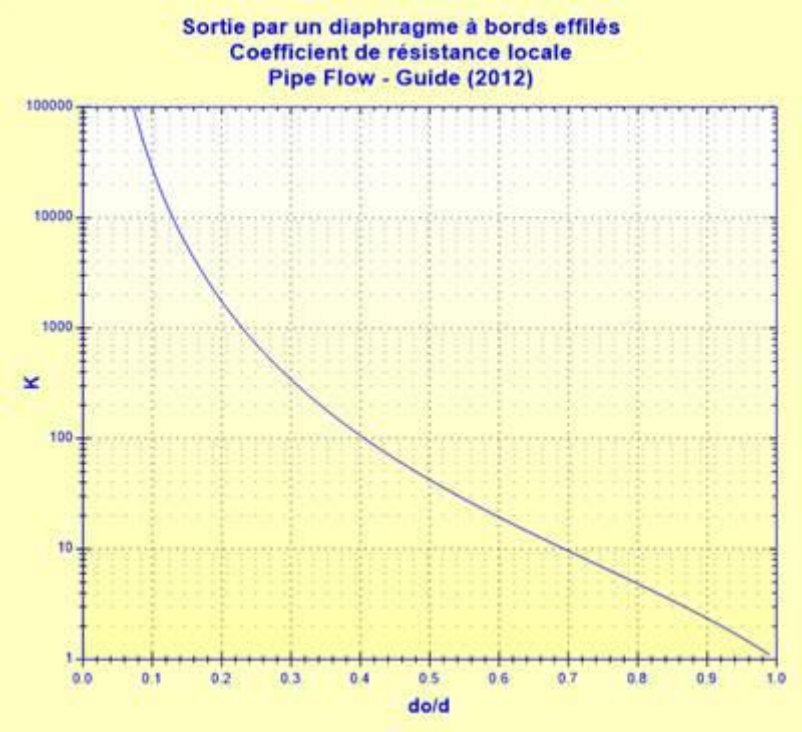
$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \lambda^2$$

([1] équation 12.2)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

V Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

NRe Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la veine contractée (m/s)

A_c Section de la veine contractée (m^2)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

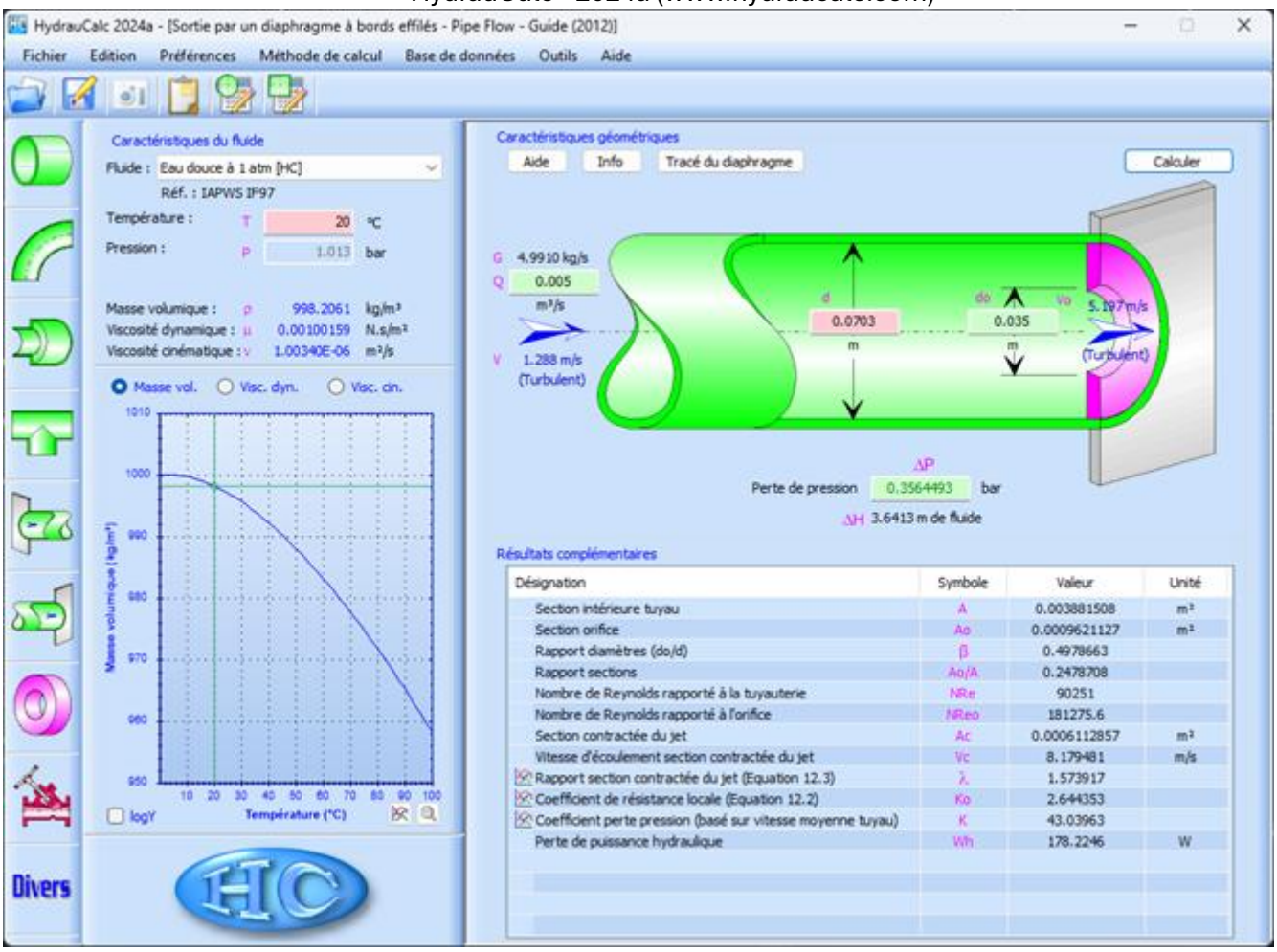
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

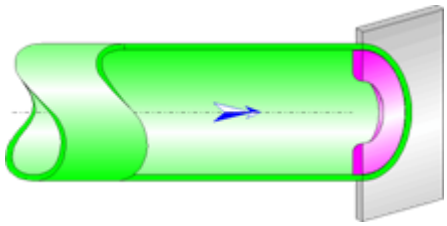


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.6 Sortie par un diaphragme à bords arrondis

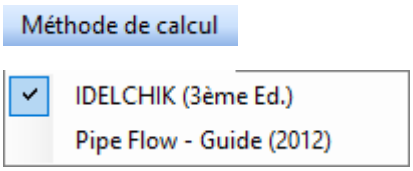
Section circulaire



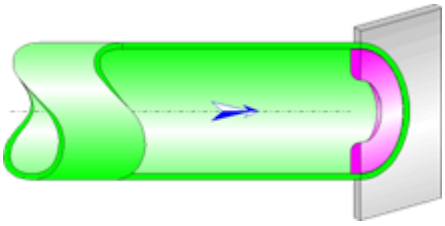
Pour pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords arrondis, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.6.6.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords arrondis.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

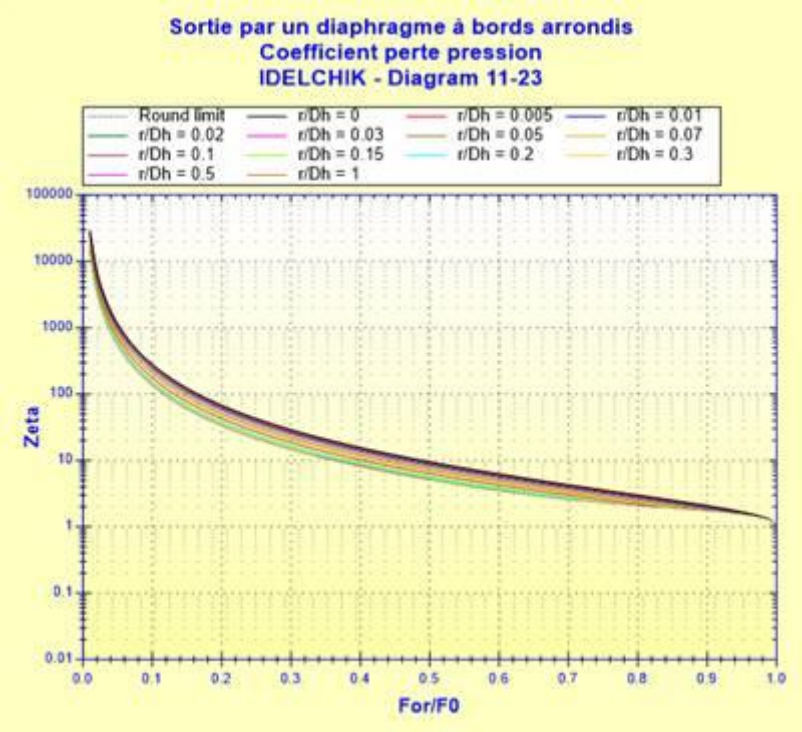
$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagram 11-23)

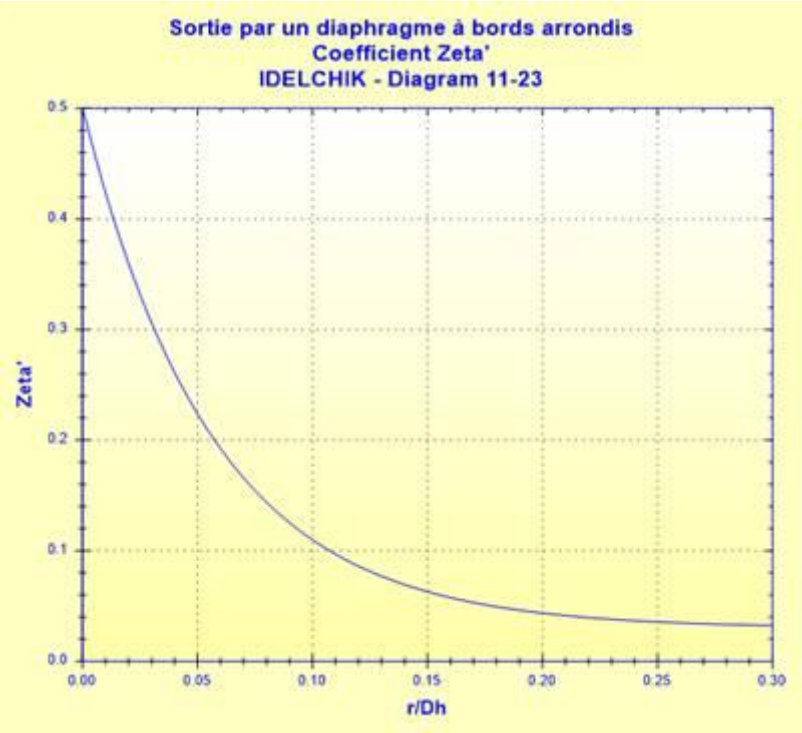


avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagram 11-23 et 3-13)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

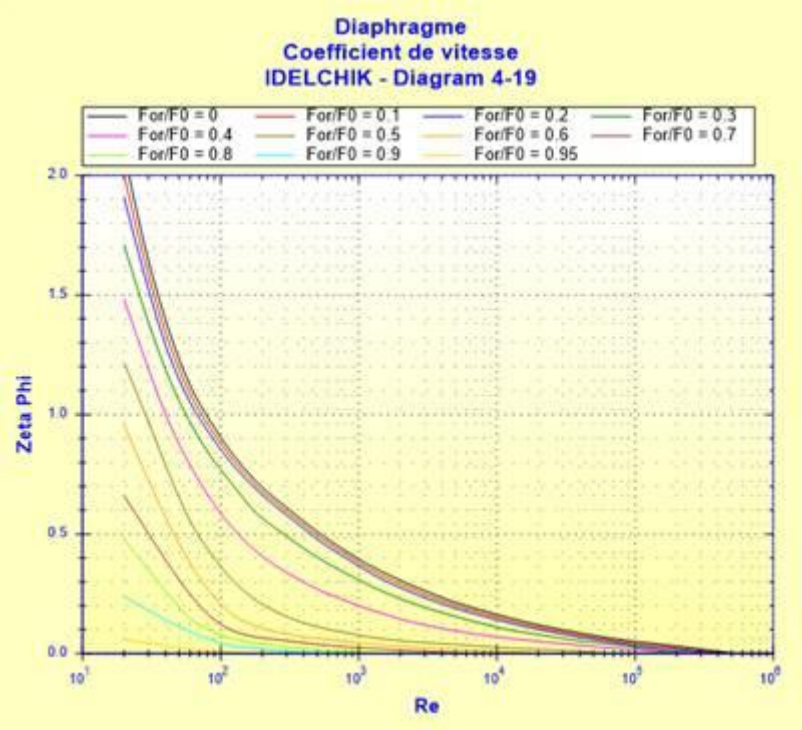
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0} \right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0} \right)^{0.375} \right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

Coefficient de vitesse :

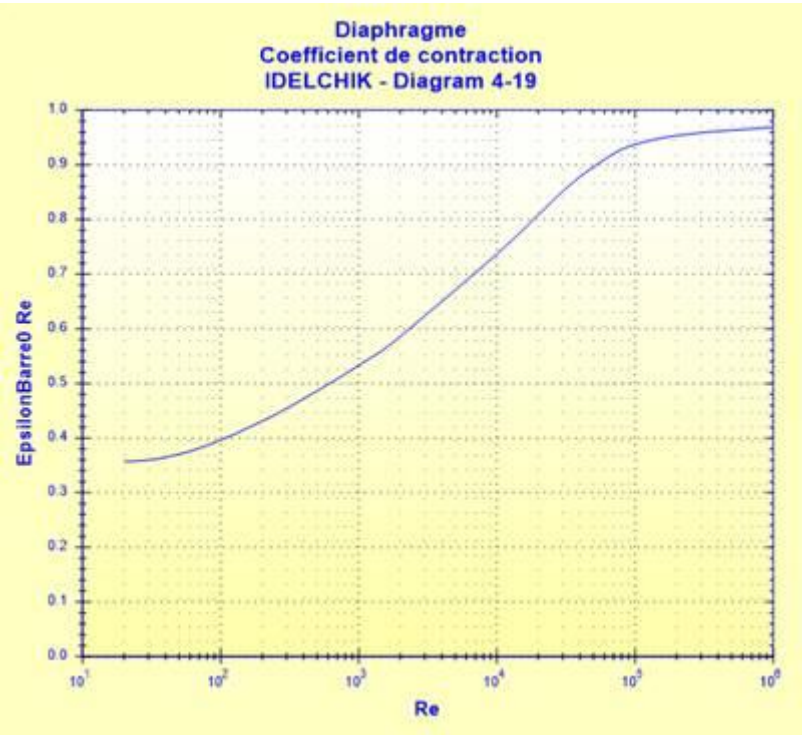
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0} \right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

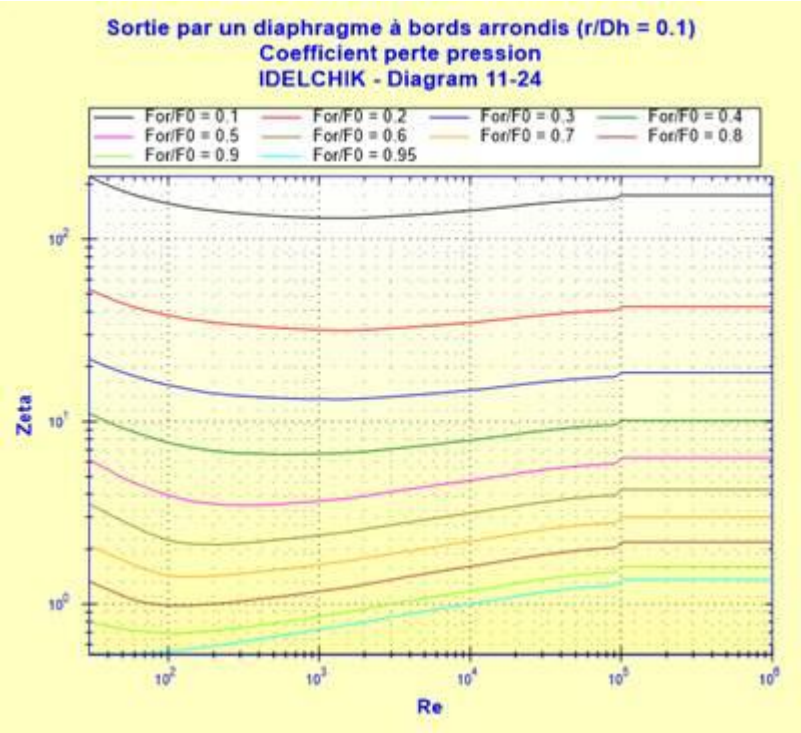
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



([1] diagramme 11-24 avec r/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

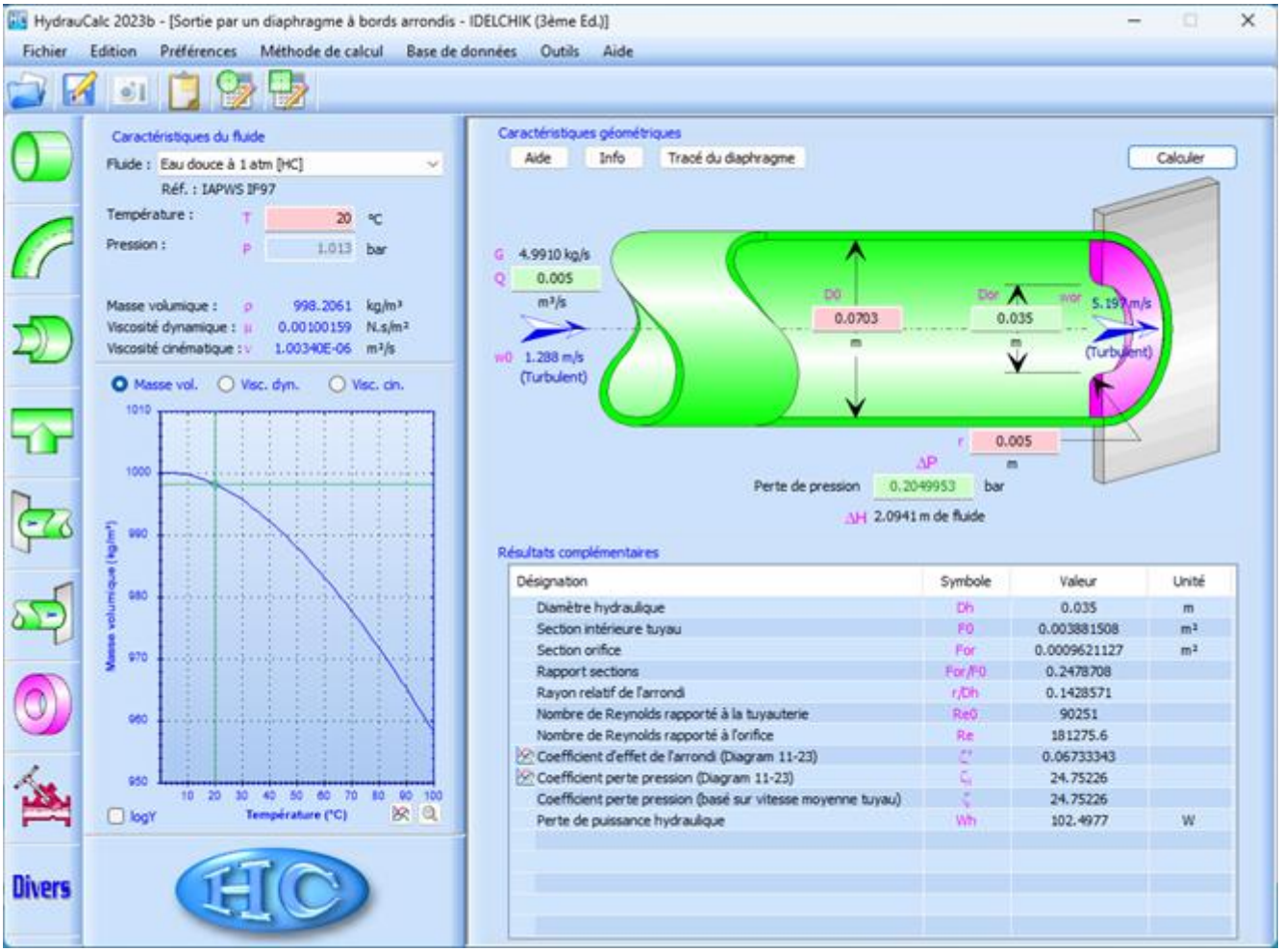
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'arrondi ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (D_0/2-D_{or}/2)$)

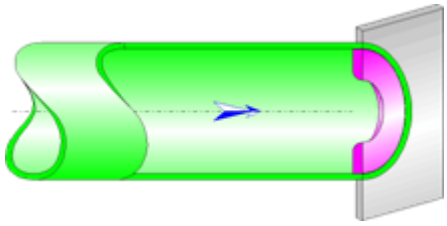
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.6.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords arrondis.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

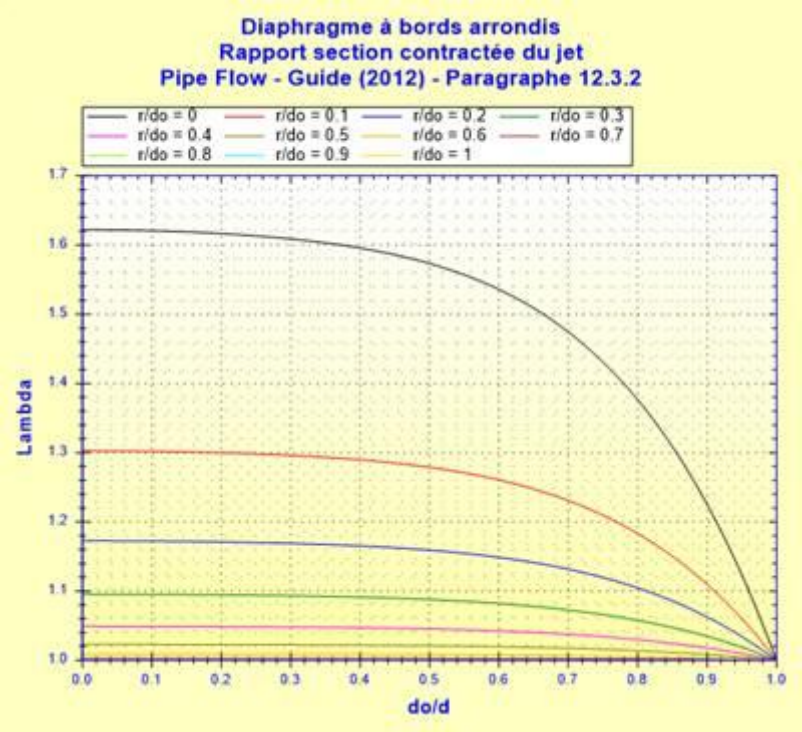
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_0}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d_0} \right]^4 \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] §12.3.2)



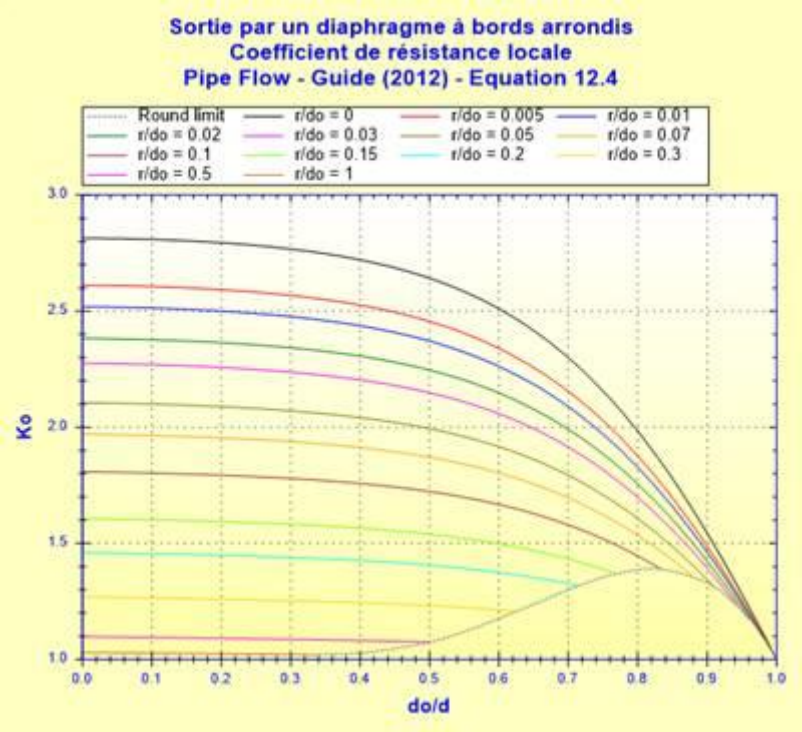
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

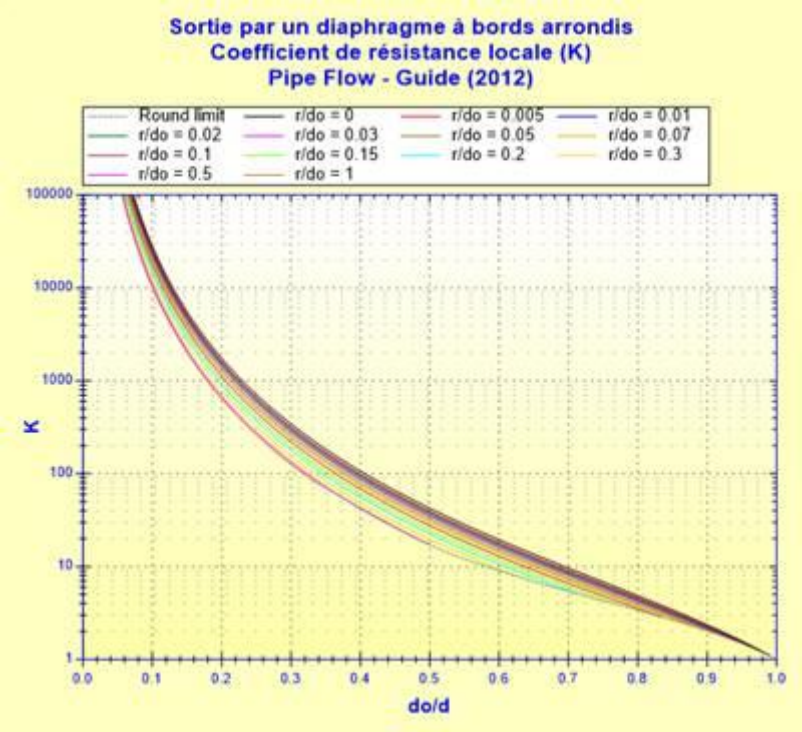
$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_0}\right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{r}{d_0}} \cdot \beta\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \lambda^2$$

([1] équation 12.4



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

V Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

NRe Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

r Rayon de l'arrondi (m)

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

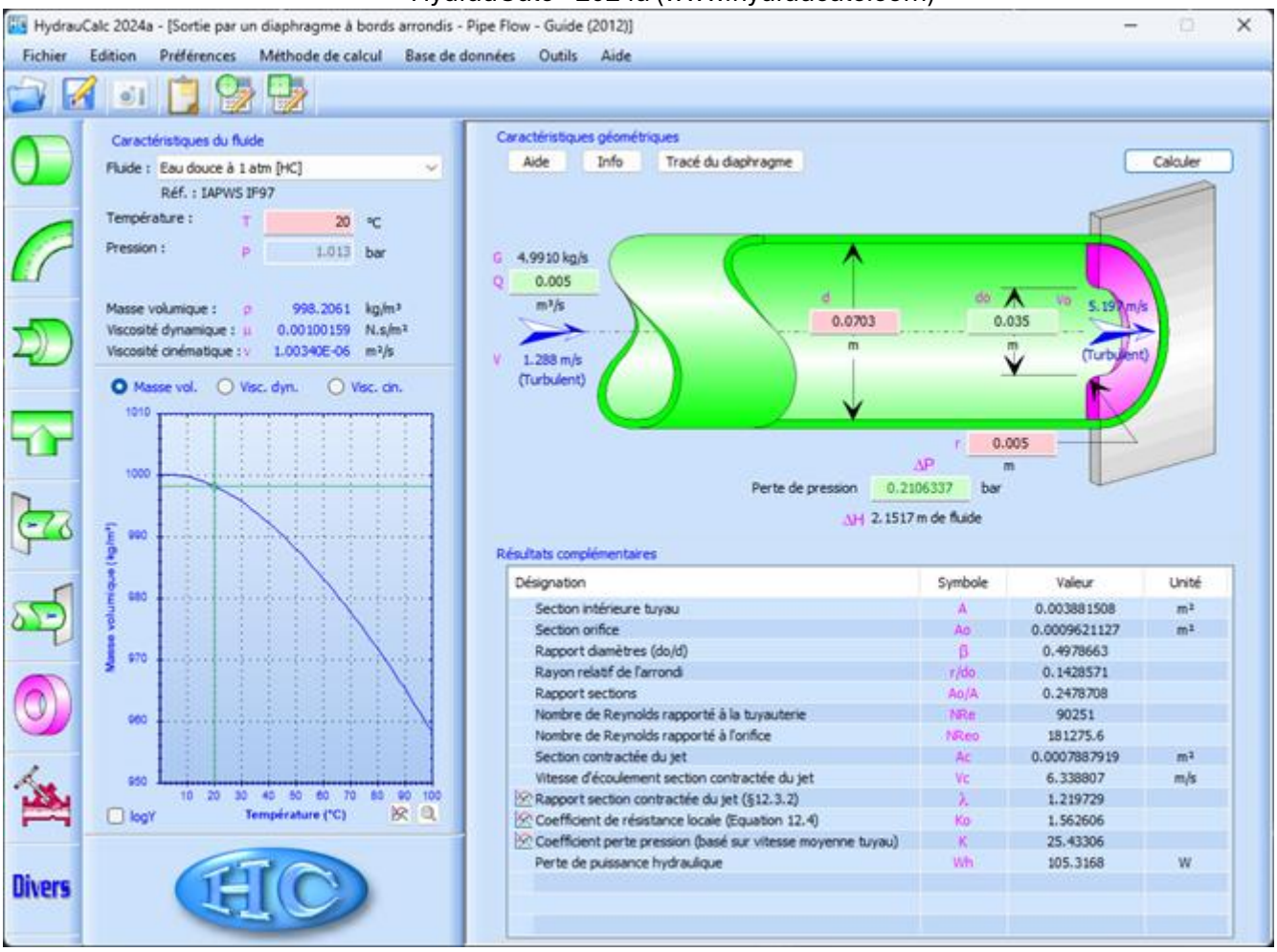
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (d/2-d_0/2)$)

Exemple d'application :

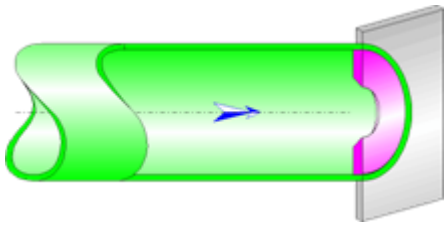


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.7 Sortie par un diaphragme à bords biseautés

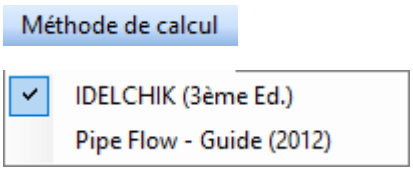
Section circulaire



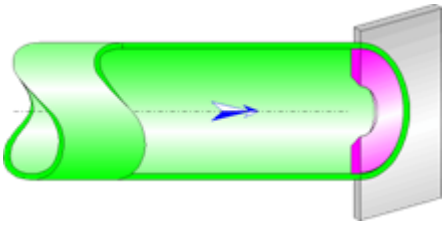
Pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords biseautés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.6.7.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords biseautés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

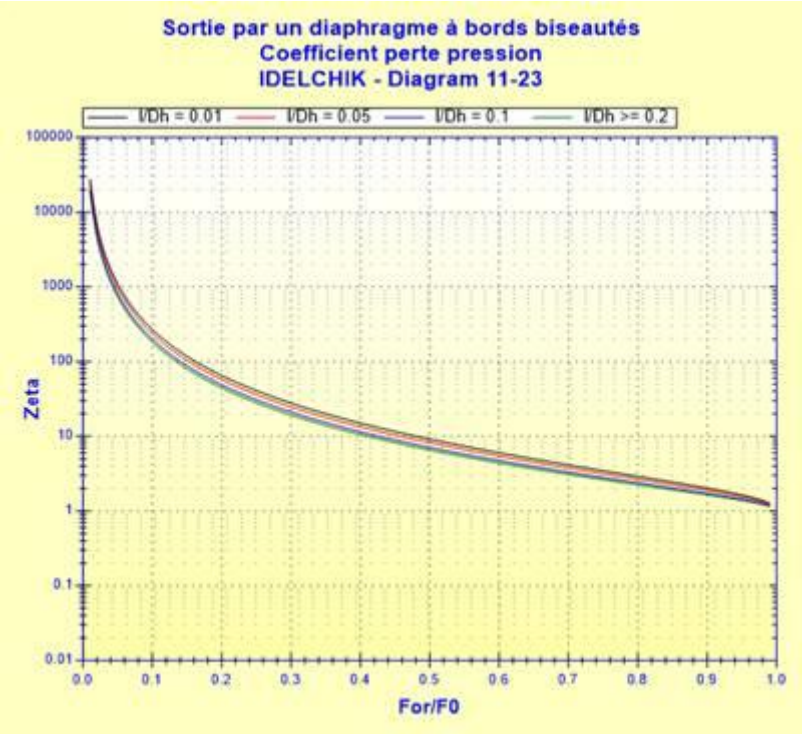
$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

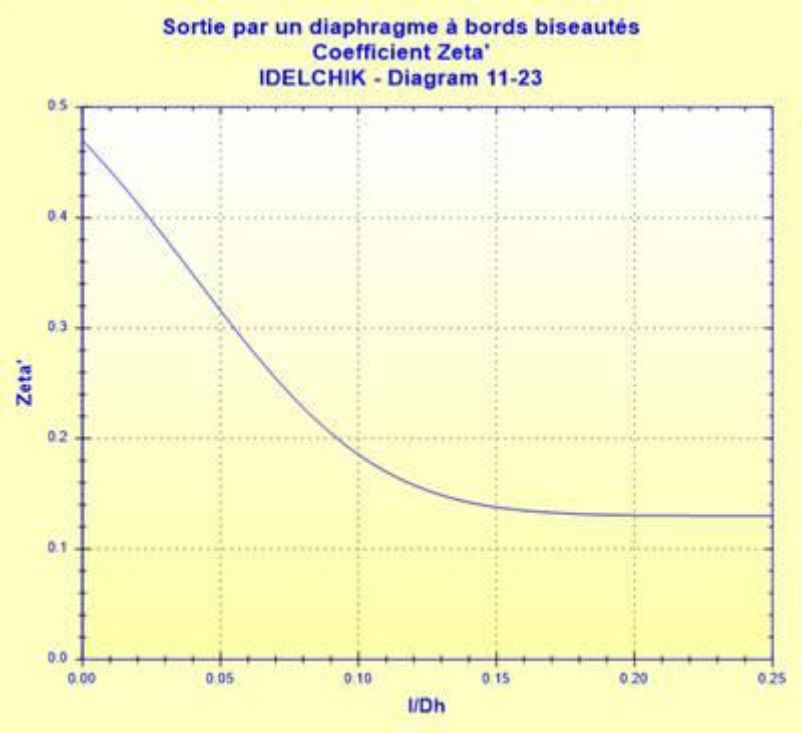


avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.45\frac{l}{D_h}+88.4\left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([1] diagramme 11-23 et 3-13)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

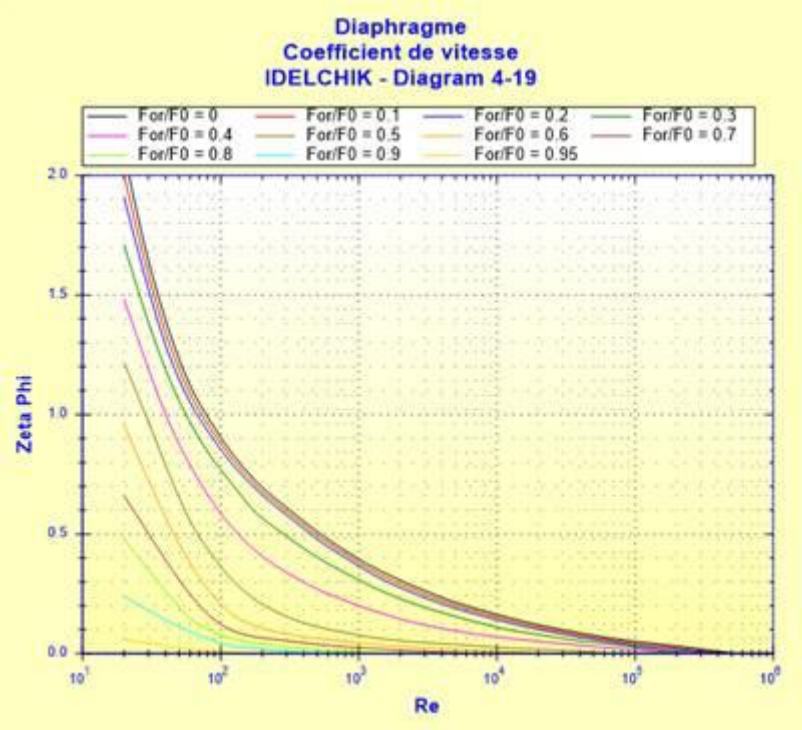
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

Coefficient de vitesse :

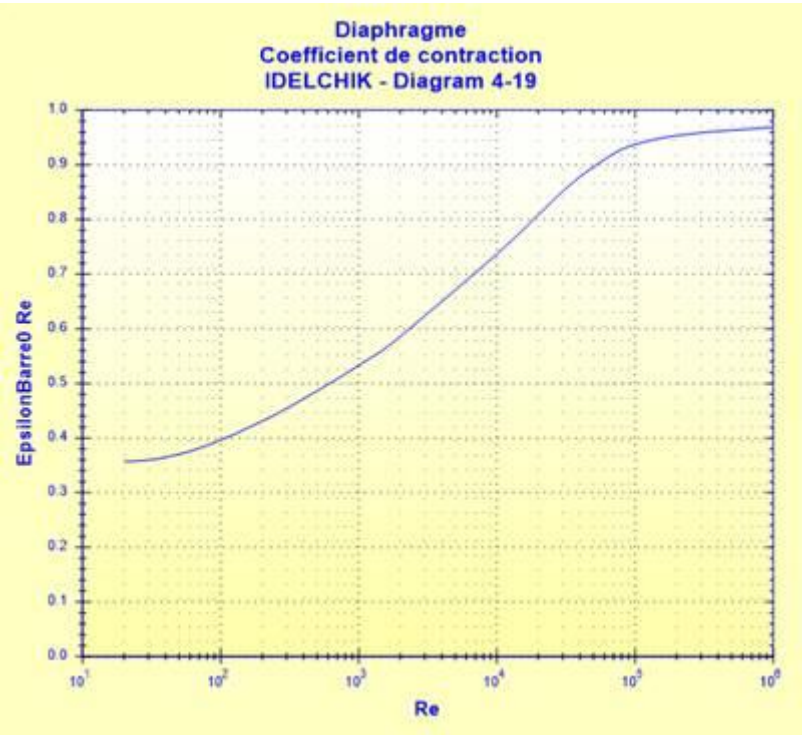
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

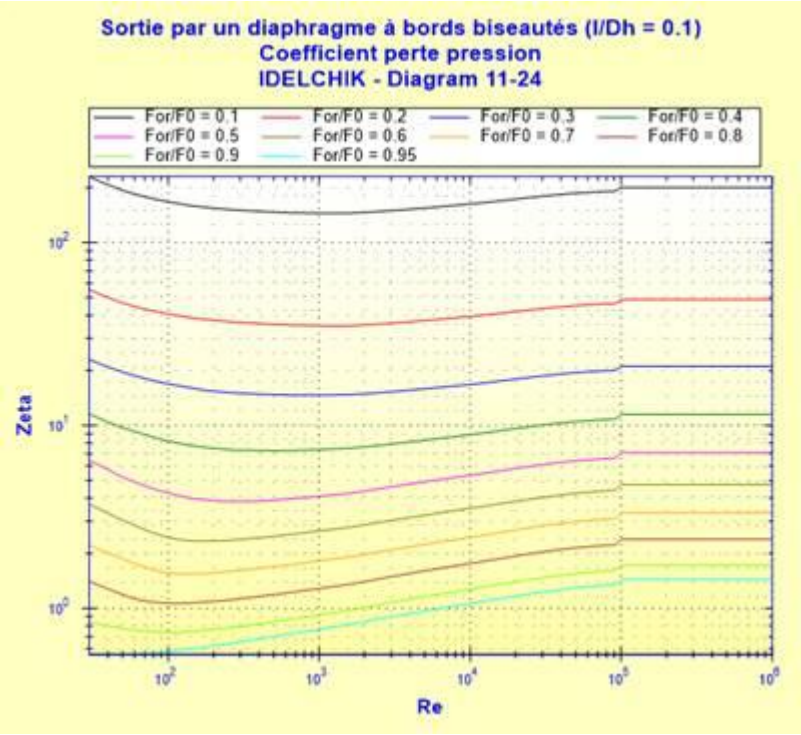
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



([1] diagramme 11-24 avec l/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

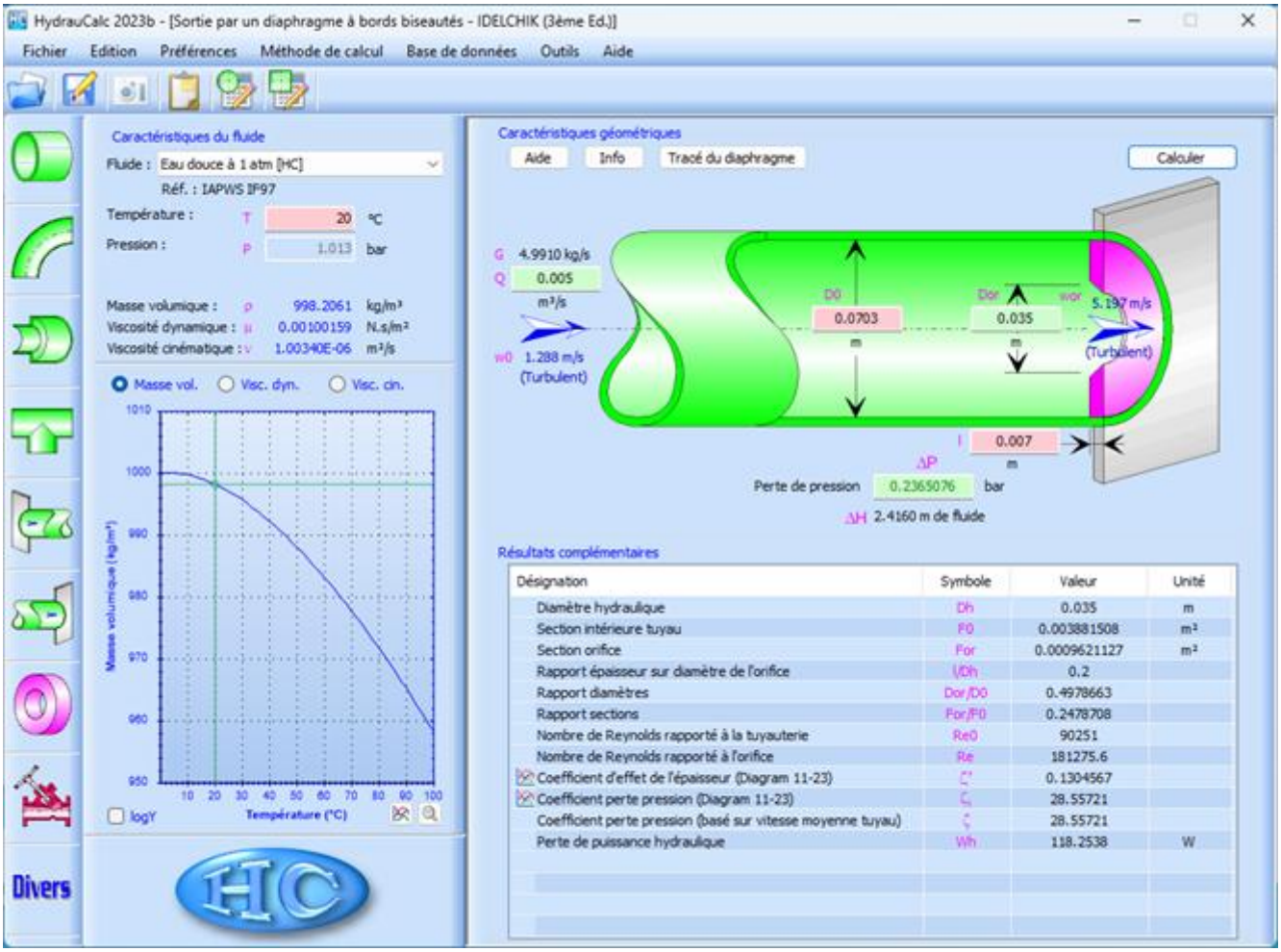
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_{or}	Diamètre de l'orifice (m)
F_{or}	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'épaisseur ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

- angle au sommet du tronc de cône compris entre 40° et 60°

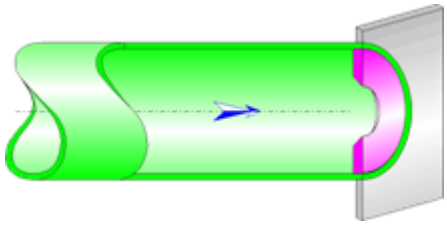
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.7.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'un diaphragme à bords biseautés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

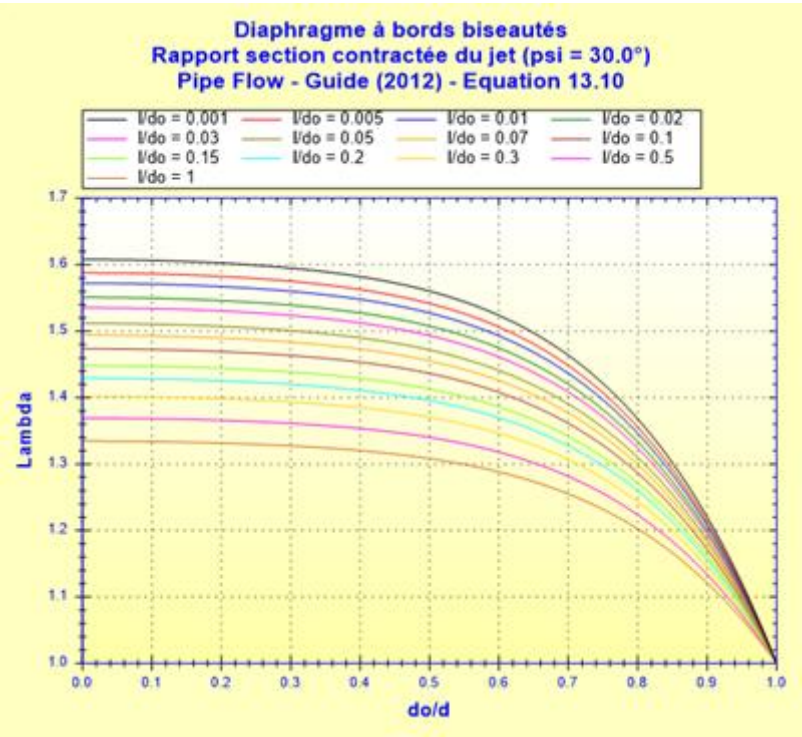
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - C_b \cdot \left(\frac{l}{d_0} \right)^{\frac{1-\sqrt[4]{\beta_0}}{2}} \right] \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] équation 13.10)

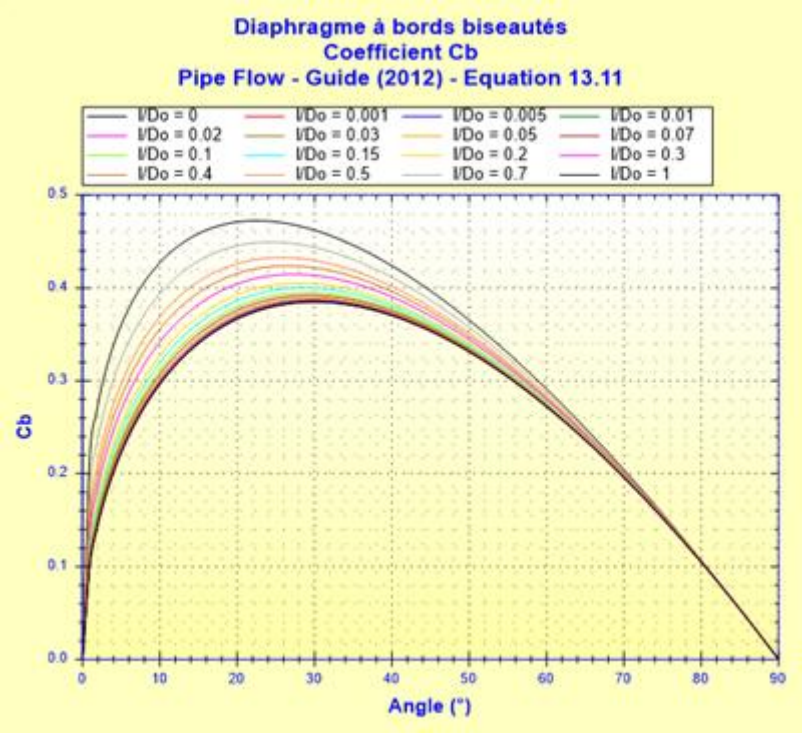


avec :

Coefficient d'effet de l'angle du biseau :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{2 + l/d_0}}$$

([1] équation 13.11)



(avec ψ =30°)

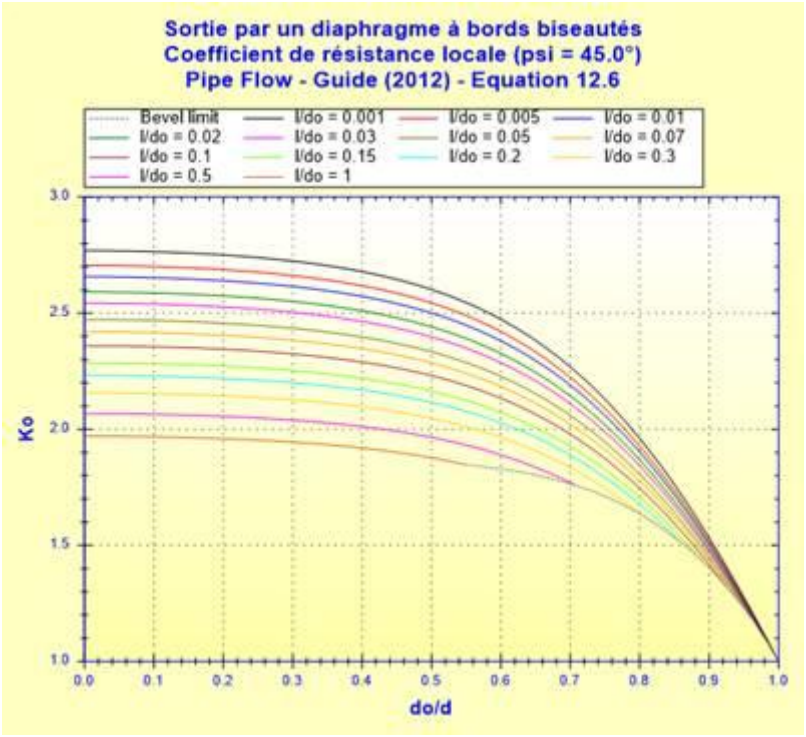
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - C_b \cdot \frac{l}{d_0}\right) \cdot \left(1 - 0.42 \cdot \sqrt{\frac{l}{d_0}} \cdot \beta^2\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \lambda^2$$

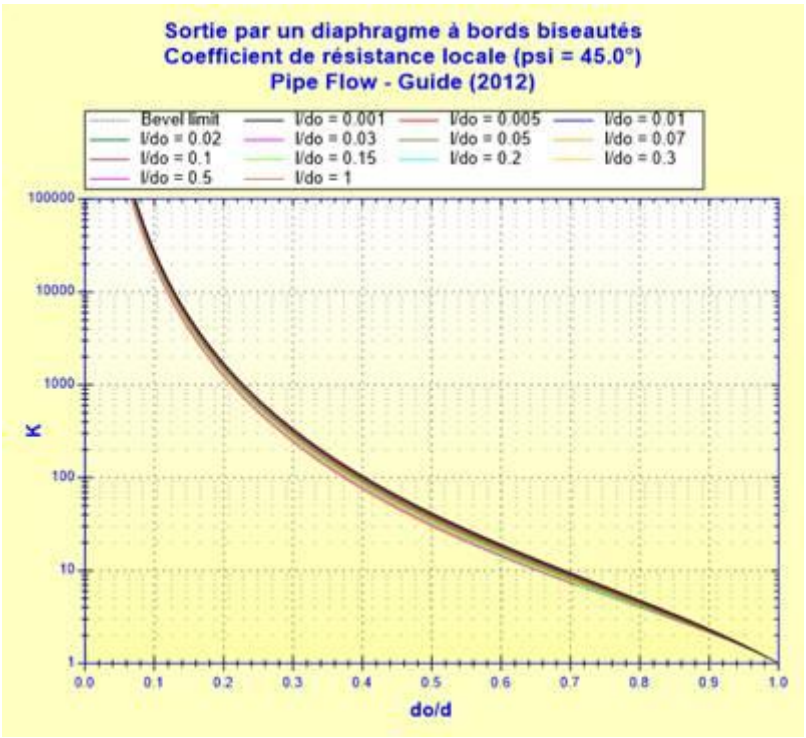
([1] équation 12.6)



(avec ψ =45°)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o} \right)^2$$



(avec ψ =45°)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ψ	Angle du biseau (°)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
C_b	Coefficient d'effet de l'angle du biseau ()
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

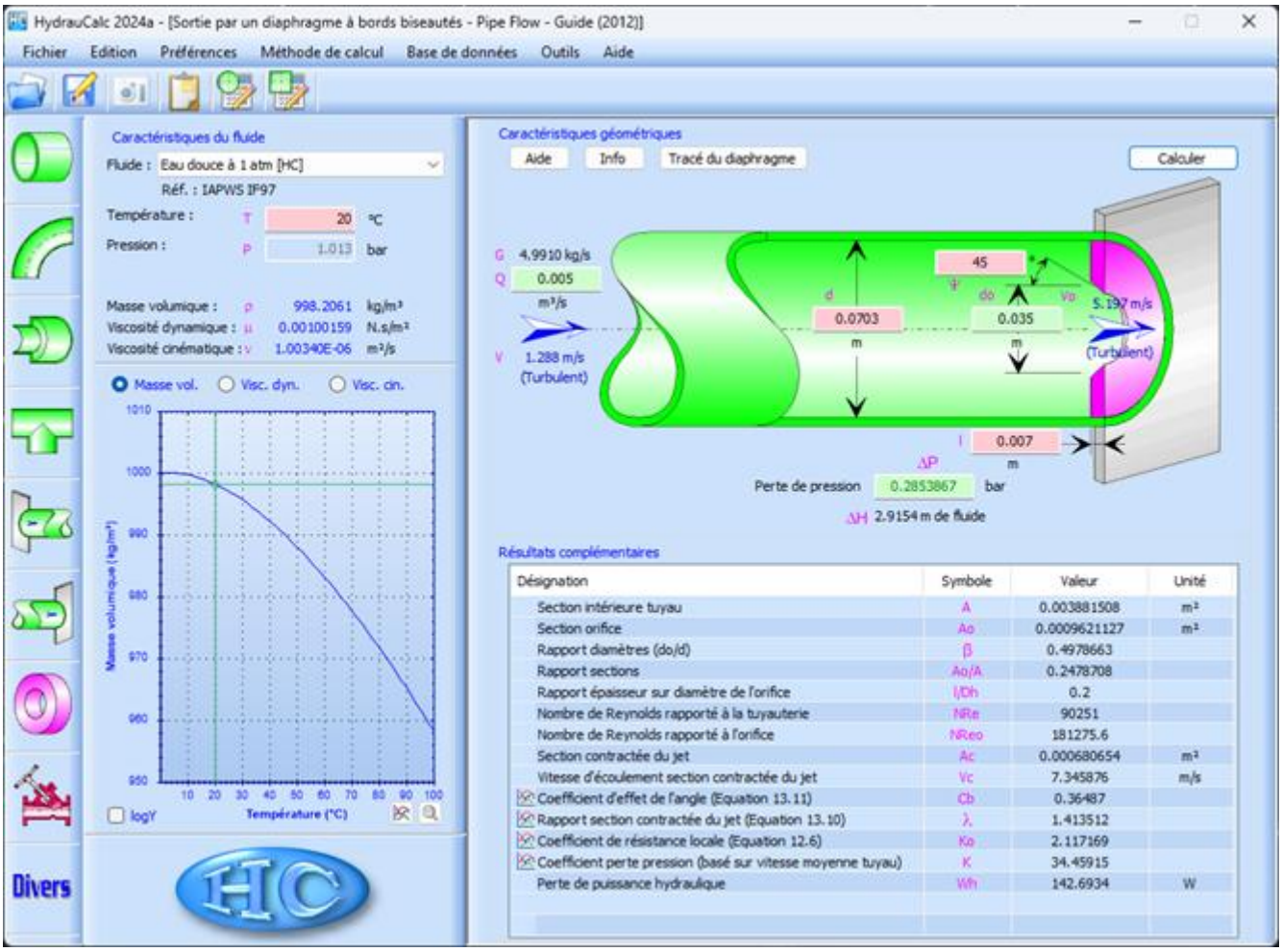
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle du biseau inférieur ou égal à : $\psi \leq tg^{-1}((d - d_o) / (2\ l))$

Exemple d'application :

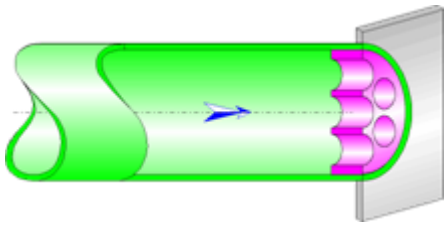


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.6.8 Sortie par une grille à bords épais

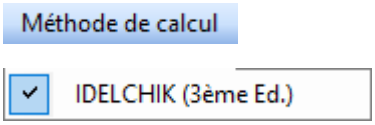
Section circulaire



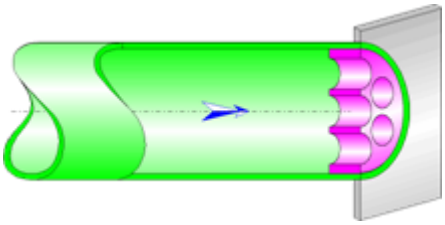
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords épais est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.6.8.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords épais. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures des trous est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m²) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m²) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Rugosité relative des parois des trous:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_{or}}$$

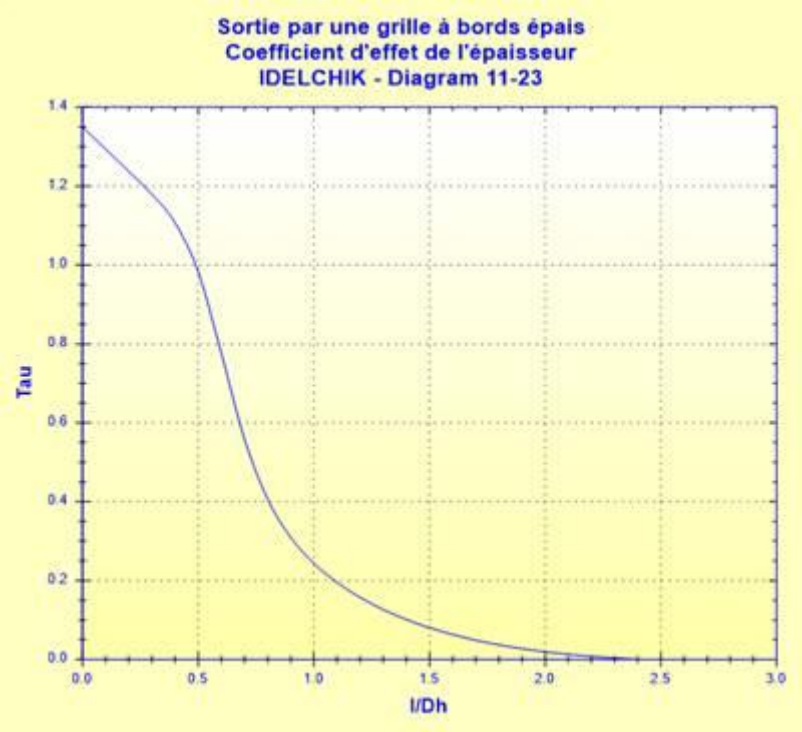
Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([2] diagramme 11-23 et 3-13)

avec :

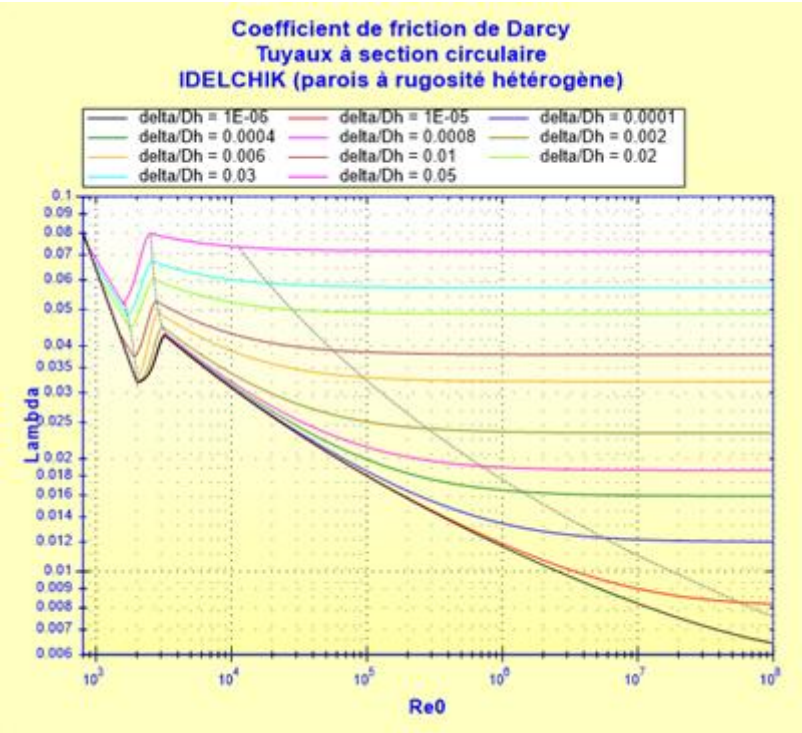
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

■ Re ≥ 10^5

$$\zeta = \left[1 + 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375} + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

([1] diagramme 11-23 avec λ = 0,02)

■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

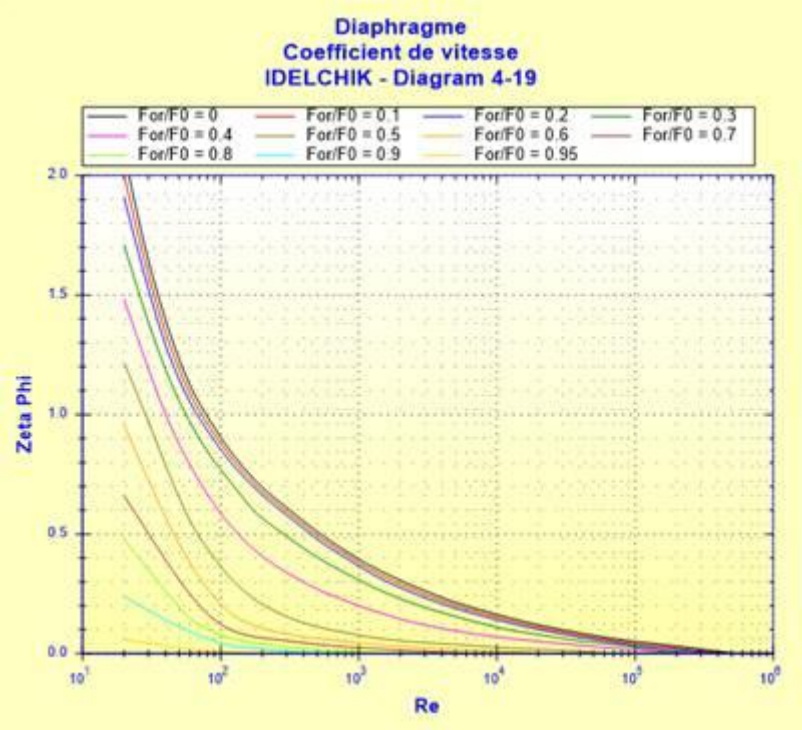
$$\zeta_{quad} = \left[1 + 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375} + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

Coefficient de vitesse :

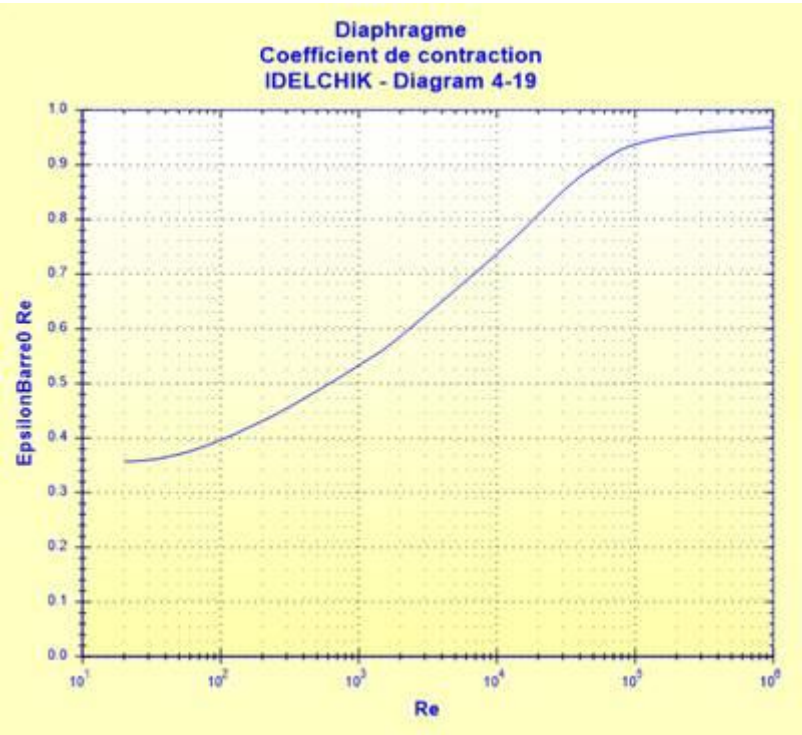
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 11-24)

([1] diagramme 11-24 avec l/Dh = 0,2 et λ = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
F_{or}	Section transversale de passage de la grille (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans les trous ()
Δ	Rugosité absolue des parois des trous (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois des trous ()
l	Epaisseur de la grille (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

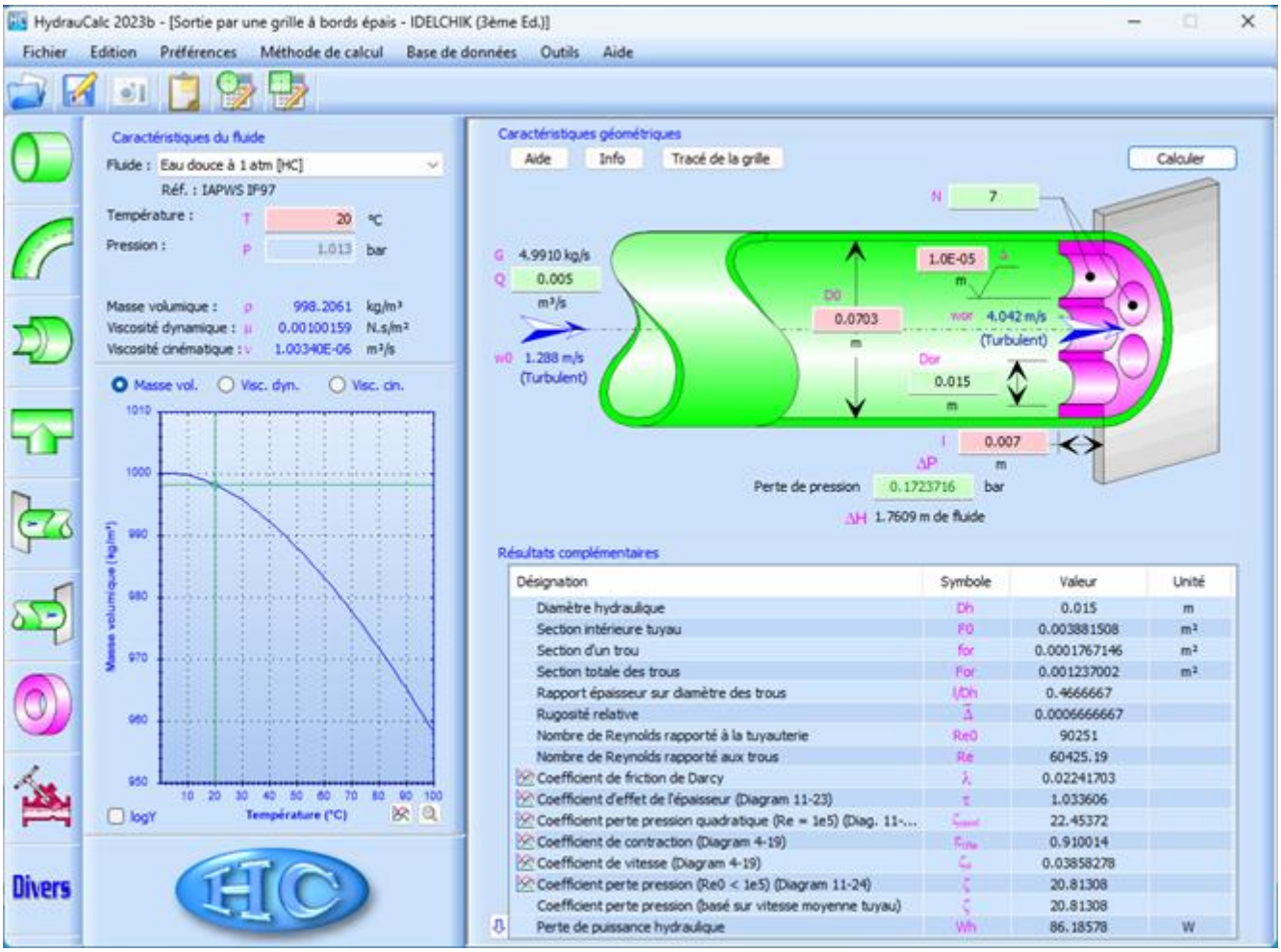
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre trou (l/D_{or}) supérieur à 0,015

Exemple d'application :

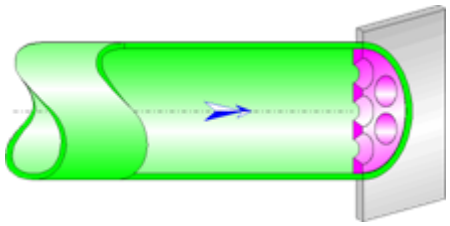


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.9 Sortie par une grille à bords effilés

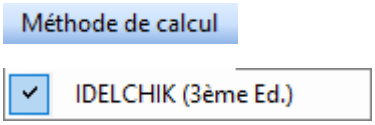
Section circulaire



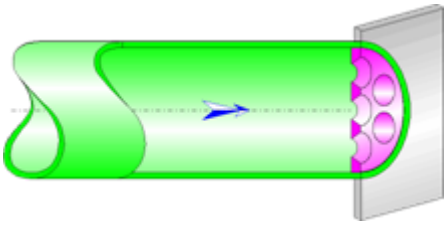
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords effilés est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.6.9.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords effilés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m²) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m²) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

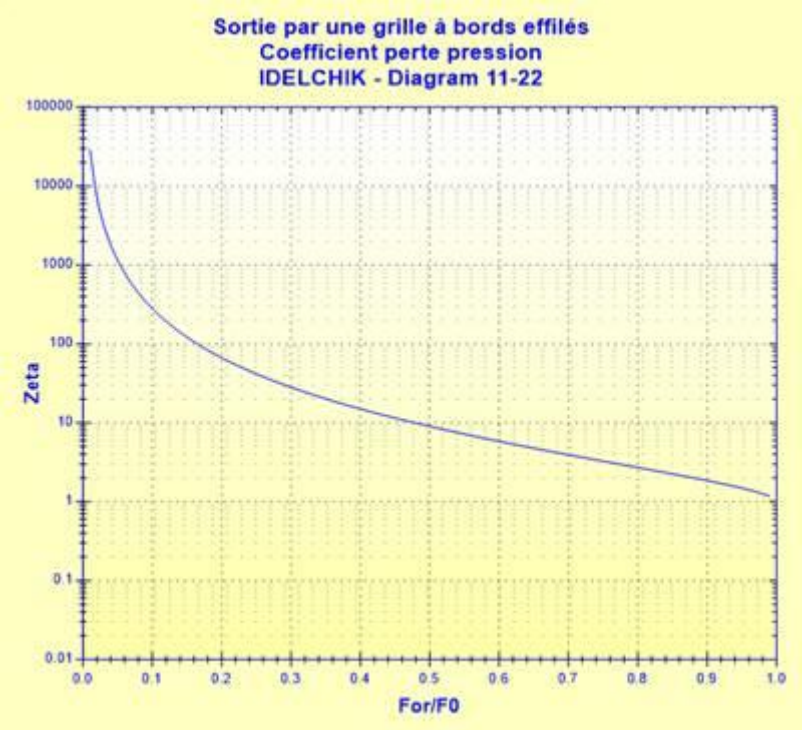
$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $\mathrm{Re} \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + 0.707 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-22)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

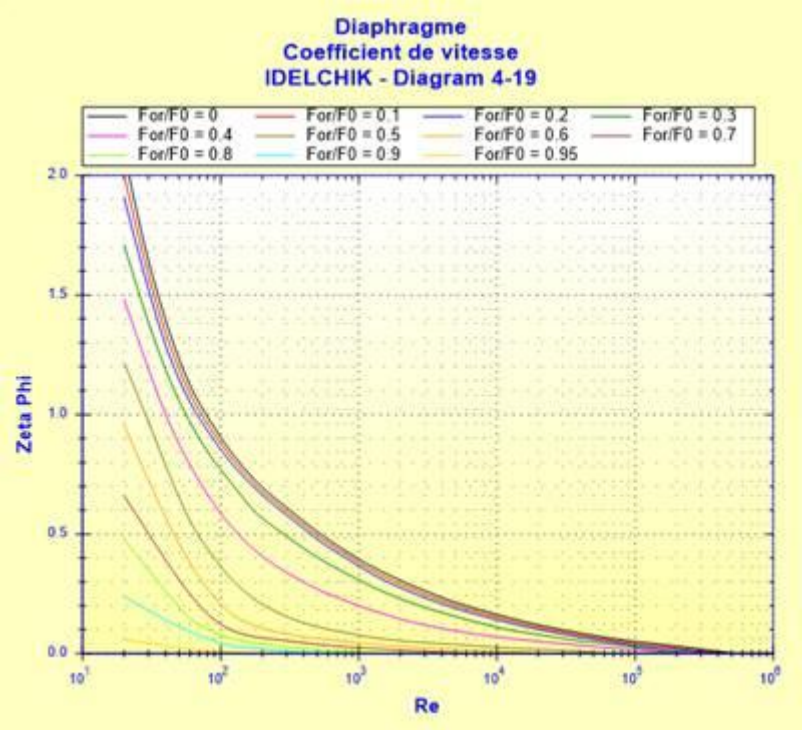
$$\zeta_{quad} = \left[1 + 0.707 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-22)

Coefficient de vitesse :

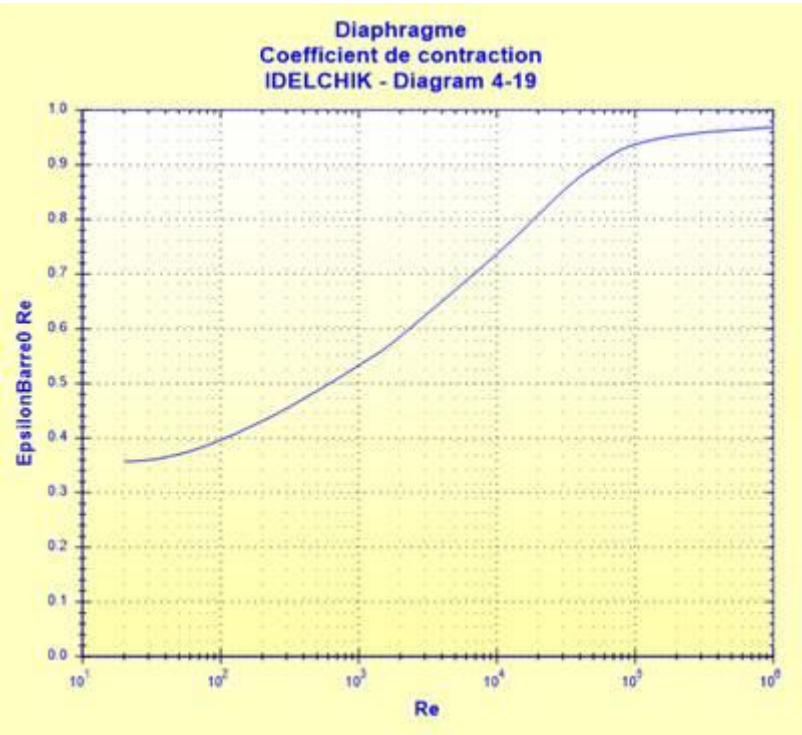
$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re} < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

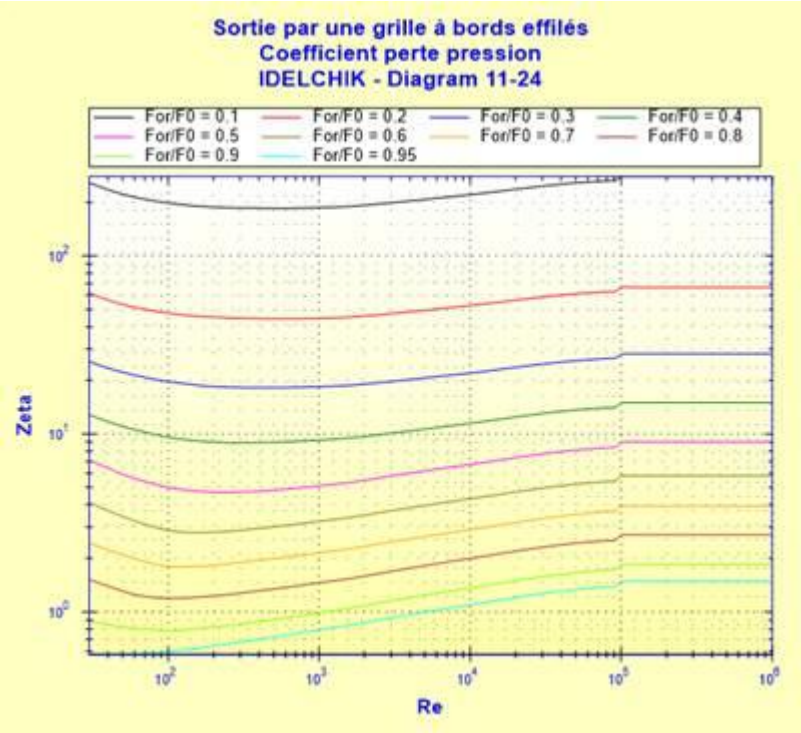
$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

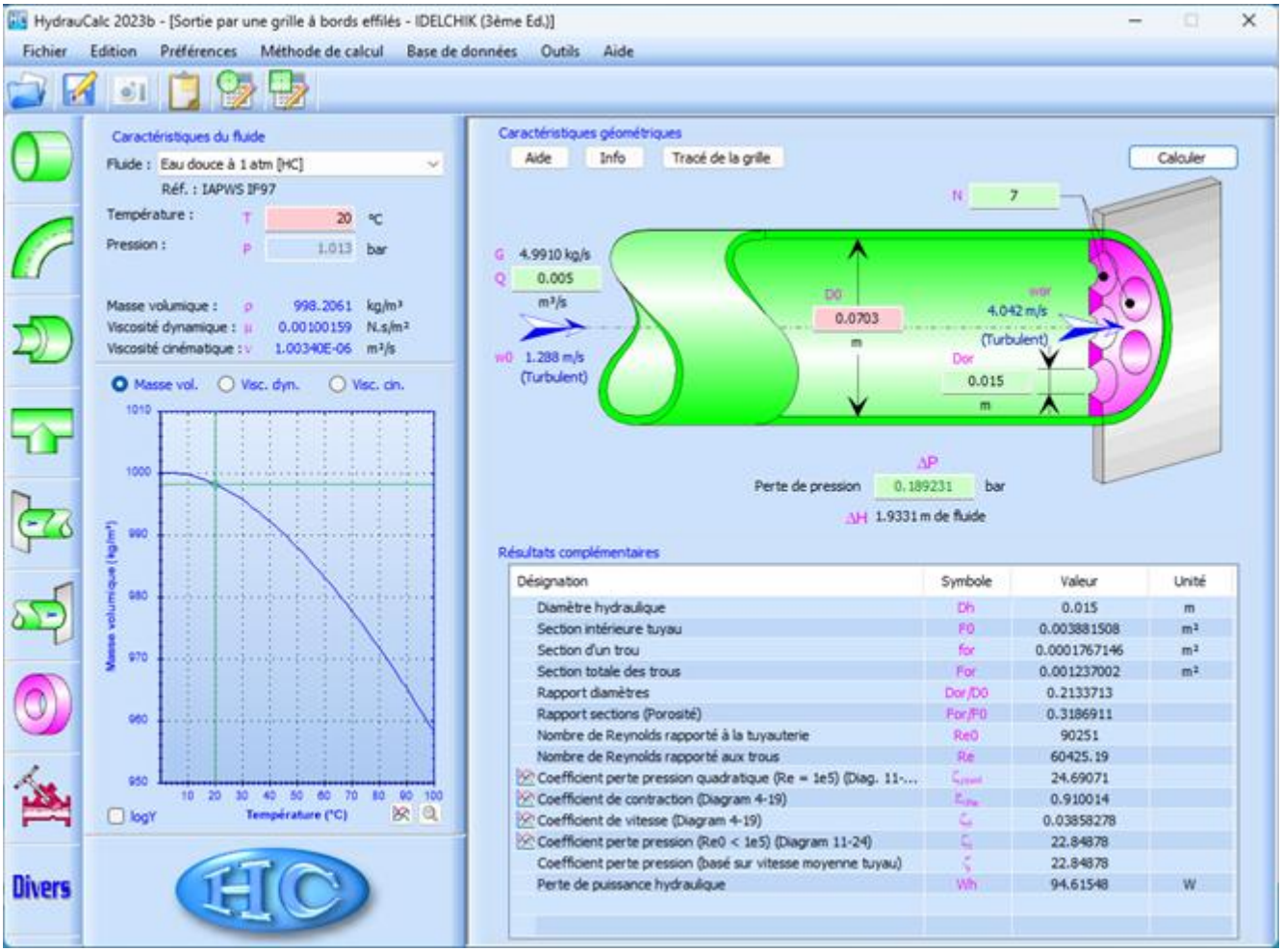
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
F_{or}	Section transversale de passage de la grille (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_{or}	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
l	Epaisseur de la grille (m)
Re_0	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re	Nombre de Reynolds dans les trous ()
ζ_{quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour Re = 10^5 ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre trou (l/D_{or}) inférieur ou égal à 0,015

Exemple d'application :

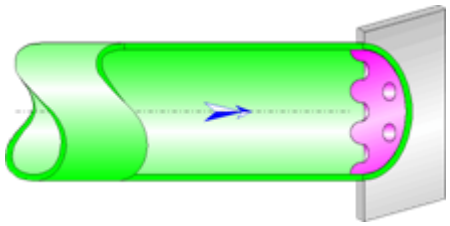


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.10 Sortie par une grille à bords arrondis

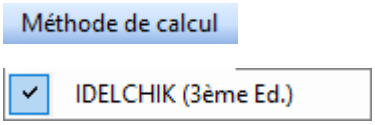
Section circulaire



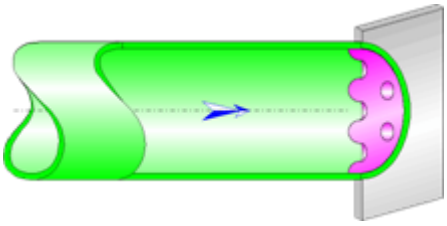
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords arrondis est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.6.10.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords arrondis.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m²) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m²) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

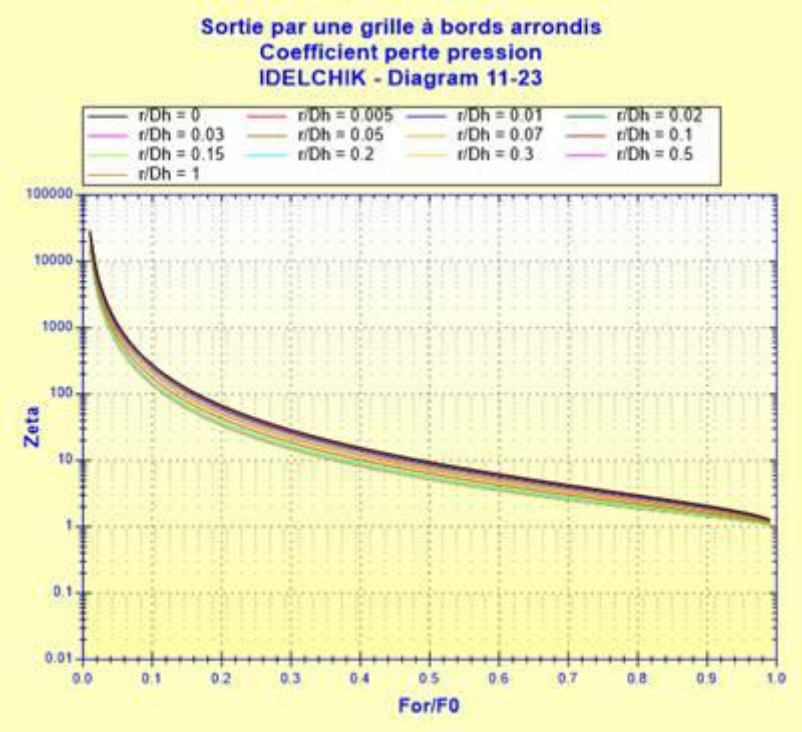
$$\mathrm{Re} = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $\mathrm{Re} \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagram 11-23)

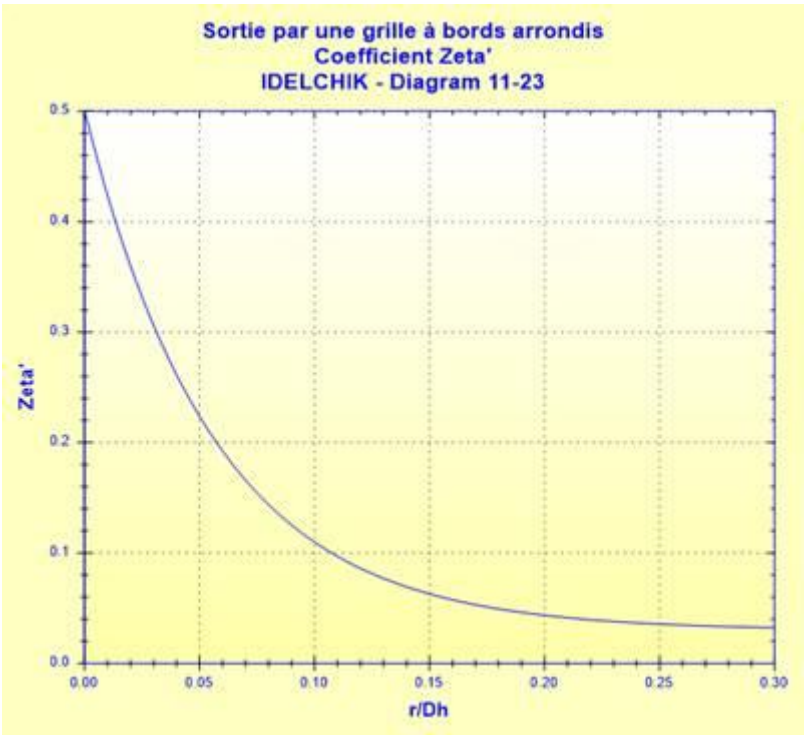


avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagram 11-23 et 3-13)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

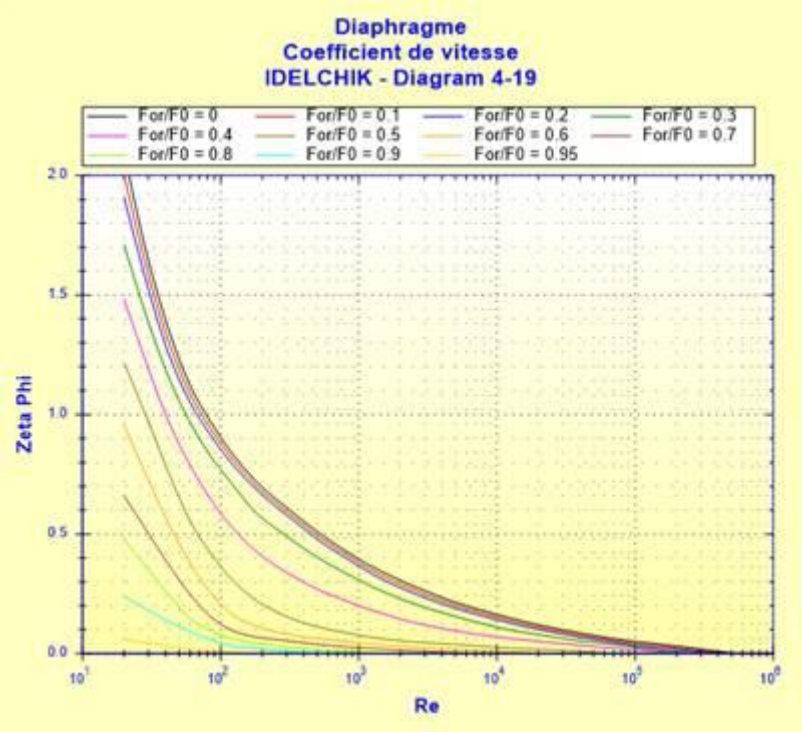
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

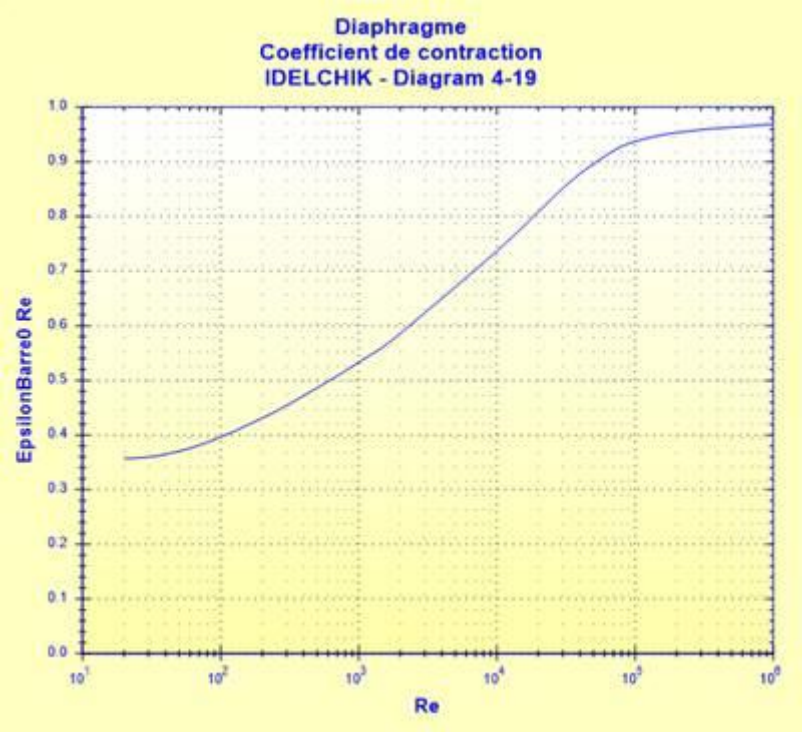
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re < 10^5$

$$\zeta = \zeta_{\varphi} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

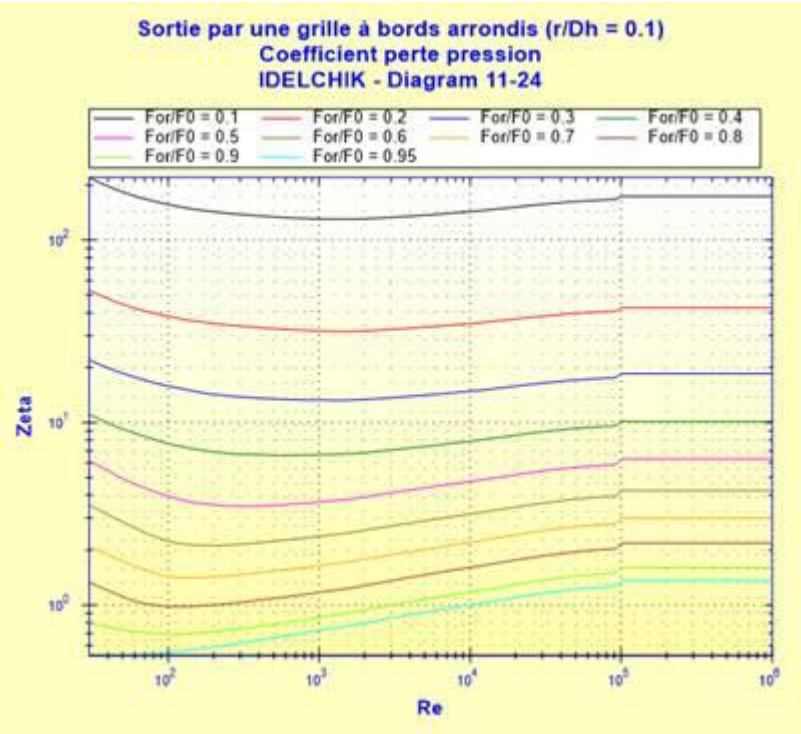
$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}} \right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



([1] diagramme 3-14 avec r/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)

F_{or} Section transversale de passage de la grille (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

w_{or} Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)

Re_0 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

Re Nombre de Reynolds dans les trous ()

ζ' Coefficient d'effet de l'arrondi ()

r Rayon de l'arrondi (m)

ζ_{quad} Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()

ζ_φ Coefficient de vitesse ()

$\bar{\varepsilon}_{0Re}$ Coefficient de contraction ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

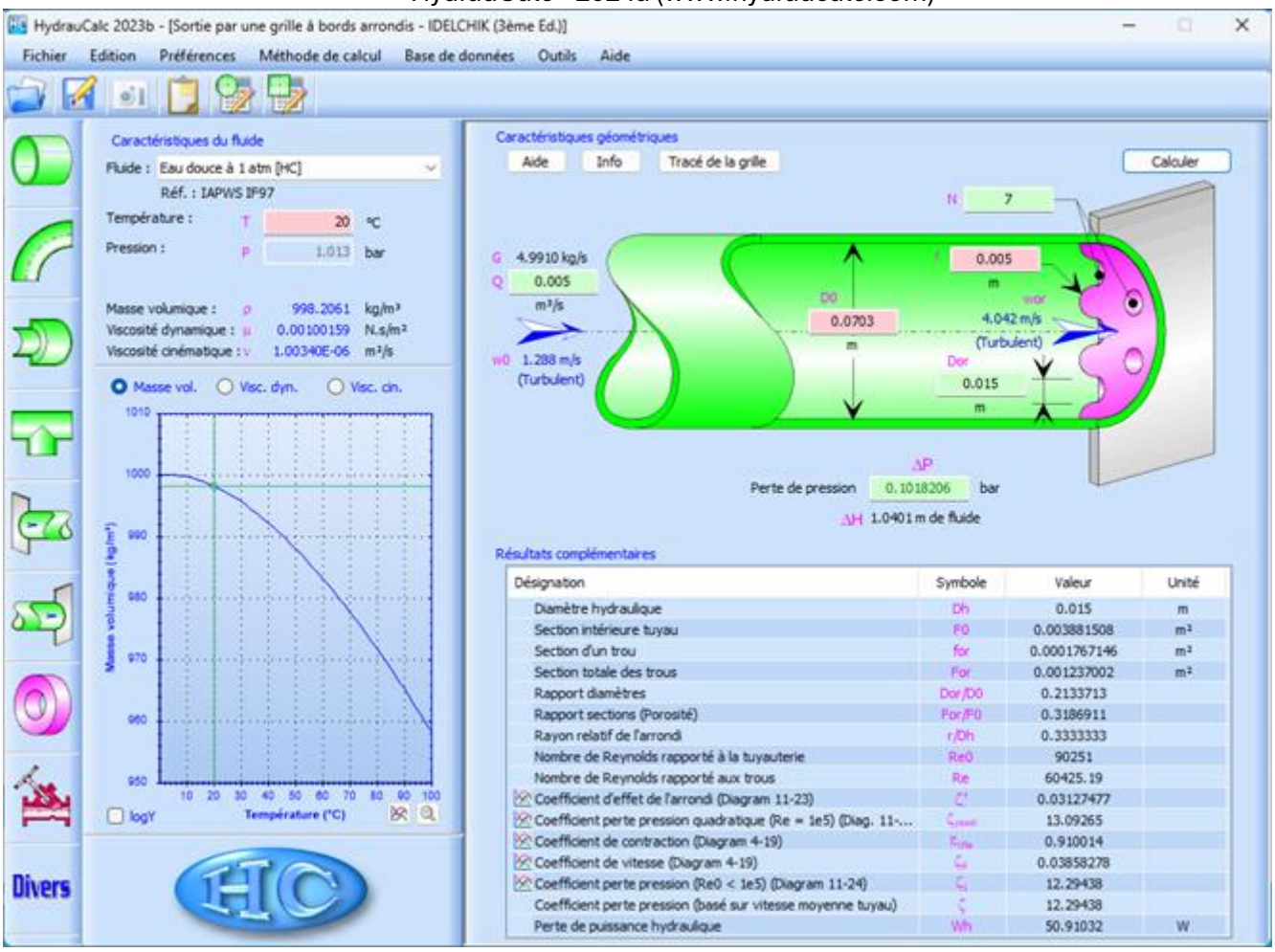
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille

Exemple d'application :

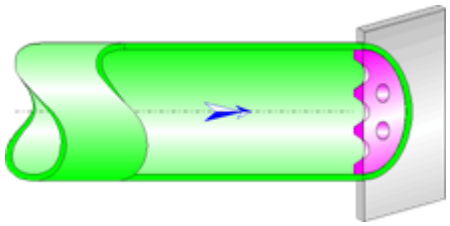


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.6.11 Sortie par une grille à bords biseautés

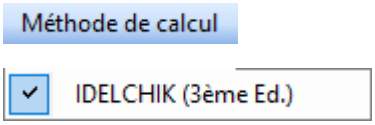
Section circulaire



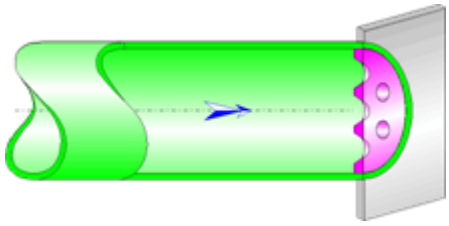
La méthode de calcul utilisée pour le calcul du coefficient de perte de pression d'une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords biseautés est décrite dans le document de référence suivant :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

L'unique méthode de calcul offerte apparaît dans le menu « Méthode de calcul » et est activée par défaut.



2.6.11.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une sortie de tuyauterie équipée d'une grille à bords biseautés.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_{or}$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_{or} = \pi \cdot \frac{D_{or}^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_{or} = f_{or} \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_{or} = \frac{Q}{F_{or}}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$Re = \frac{W_{or} \cdot D_{or}}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

- $Re \geq 10^5$

$$\zeta = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

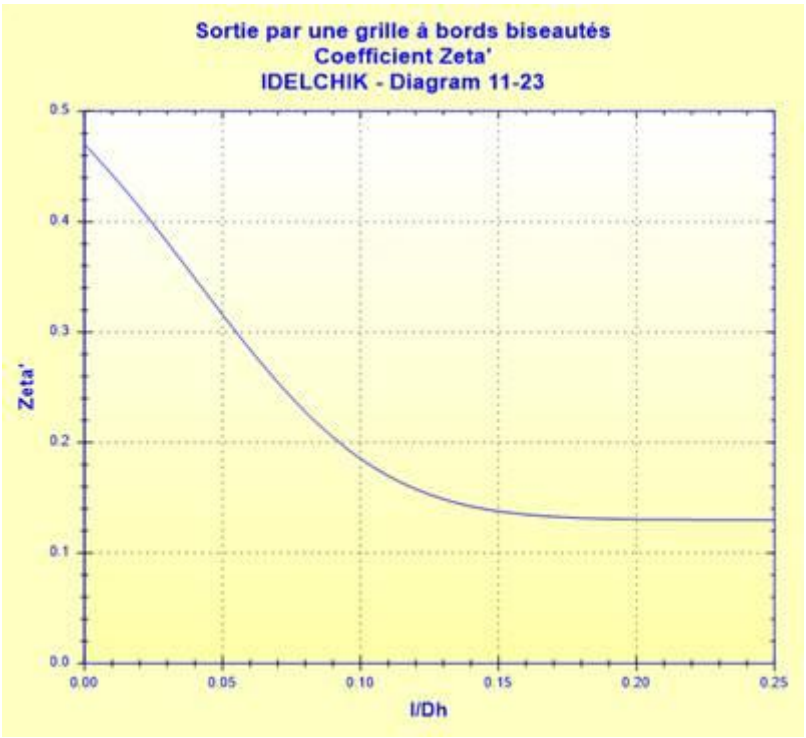
([1] diagramme 11-23)

avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.45 \cdot \frac{l}{D_h} + 88.4 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([1] diagramme 11-23 et 3-13)



■ Re < 10^5

Coefficient de résistance locale quadratique :

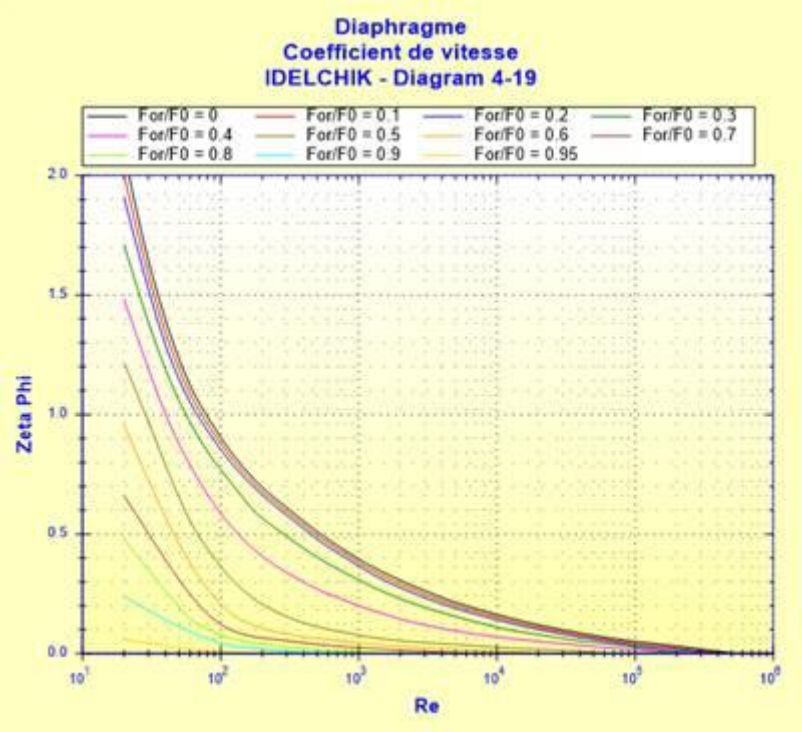
$$\zeta_{quad} = \left[1 + \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.75} + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_{or}}{F_0}\right)^{0.375}\right] \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-23)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_{or}}{F_0}\right)$$

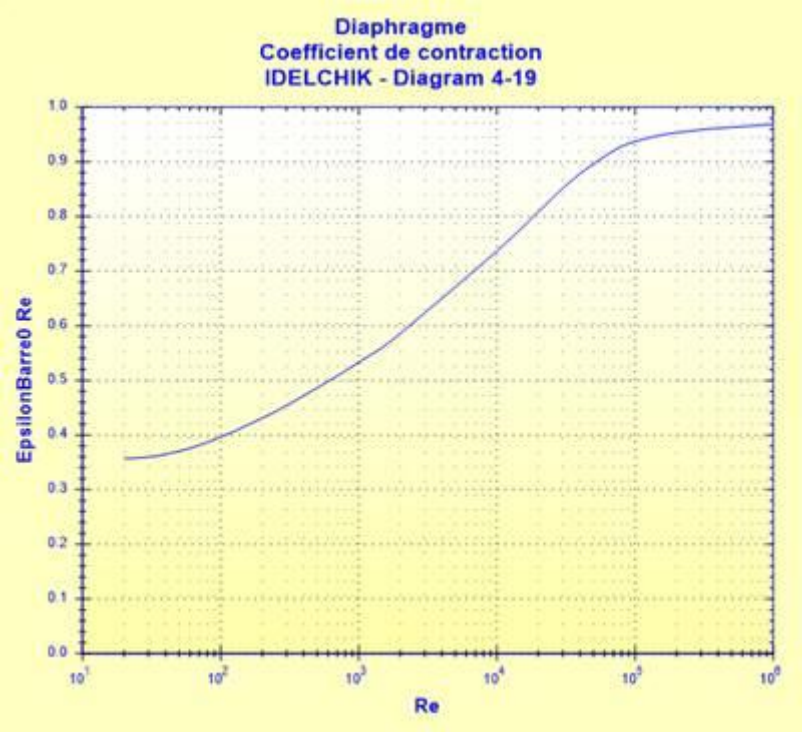
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re < 10^5$

$$\zeta = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $10 < Re \leq 30$

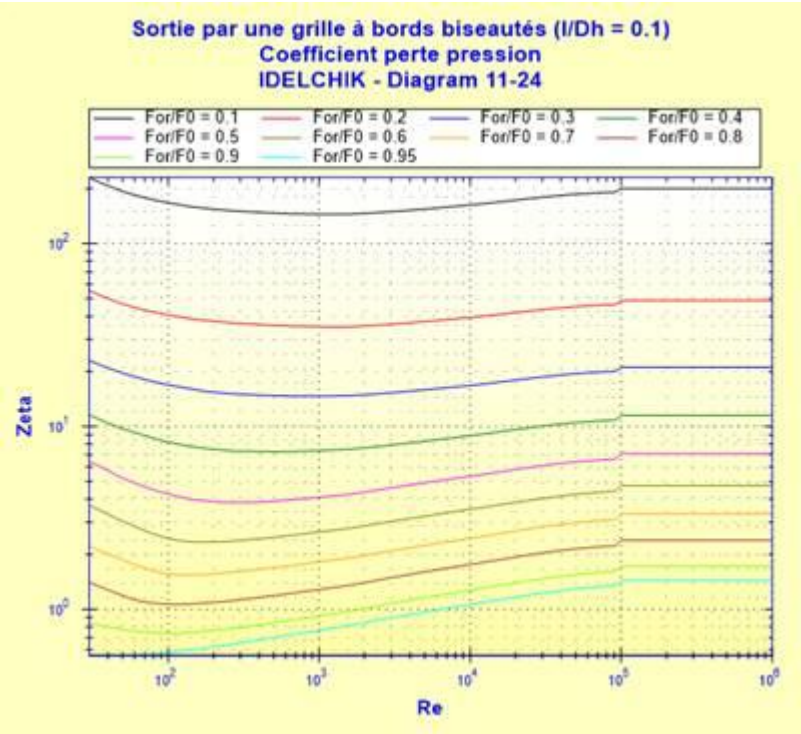
$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{quad}$$

([1] diagramme 11-24)

- $Re \leq 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \cdot \left(\frac{F_0}{F_{or}}\right)^2$$

([1] diagramme 11-24)



([1] diagramme 11-24 avec l/Dh = 0.1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_0^{\,2}}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_0^{\,2}}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_0	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_0	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_{or}	Diamètre des trous (m)
f_{or}	Section transversale de passage d'un trou (m^2)

F_{or} Section transversale de passage de la grille (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

w_{or} Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)

l Epaisseur de la grille (m)

Re_0 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

Re Nombre de Reynolds dans les trous ()

ζ' Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille ()

ζ_{quad} Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re = 10^5$ ()

ζ_φ Coefficient de vitesse ()

$\bar{\varepsilon}_{0Re}$ Coefficient de contraction ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

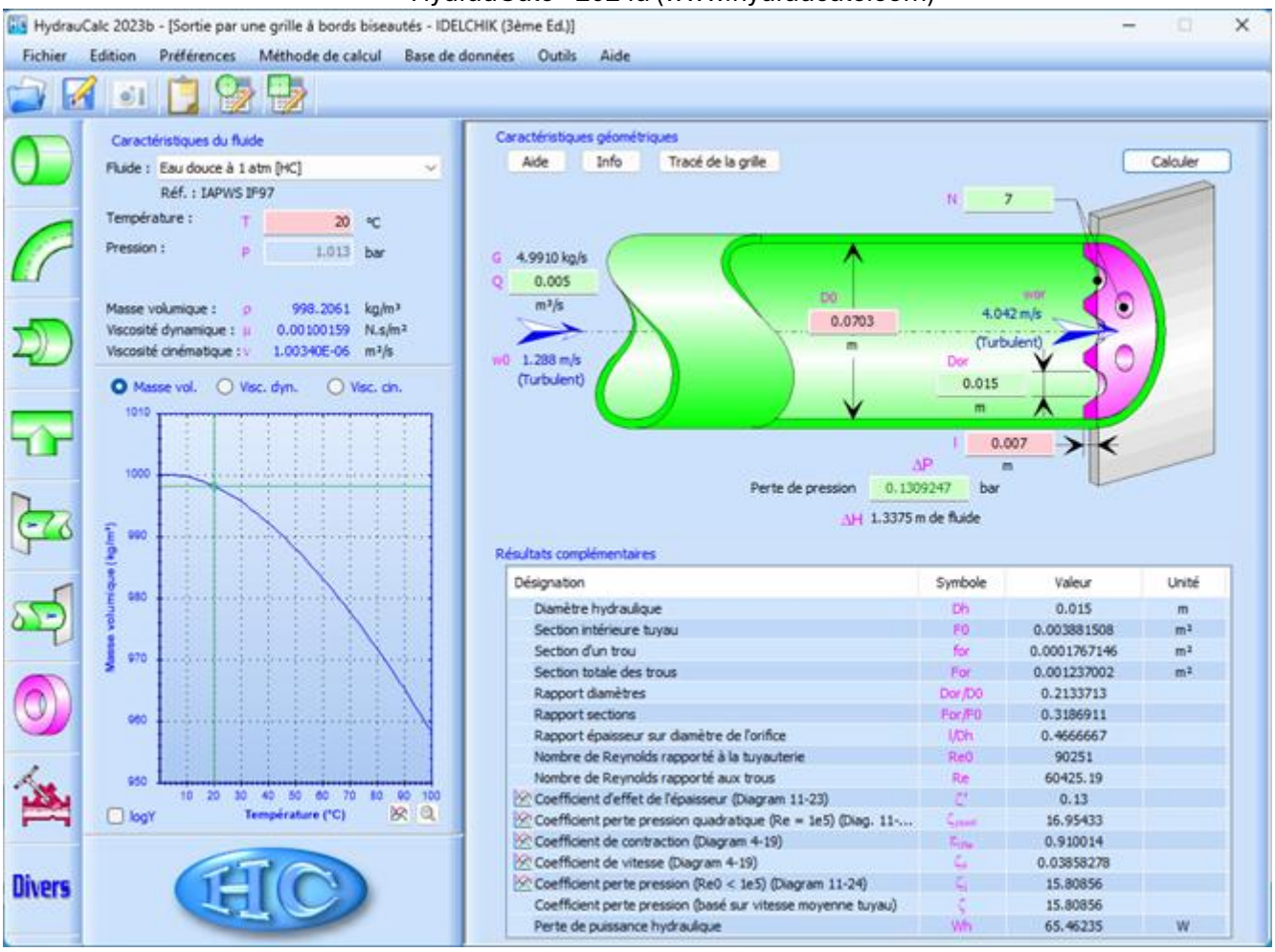
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille

Exemple d'application :

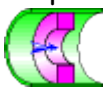
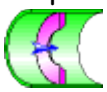
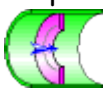
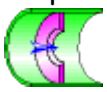
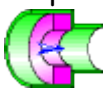
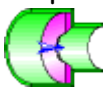
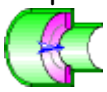
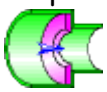


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.7 Diaphragmes d'équilibrage

Cette sous-section regroupe l'ensemble des diaphragmes d'équilibrage qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de diaphragme d'équilibrage disponibles sont :

- Diaphragme à bords épais

- Diaphragme à bords effilés

- Diaphragme à bords arrondis

- Diaphragme à bords biseautés

- Diaphragme à bords épais (avec rétrécissement du tuyau)

- Diaphragme à bords effilés (avec rétrécissement du tuyau)

- Diaphragme à bords arrondis (avec rétrécissement du tuyau)

- Diaphragme à bords biseautés (avec rétrécissement du tuyau)

- Diaphragme à bords épais (avec élargissement du tuyau)

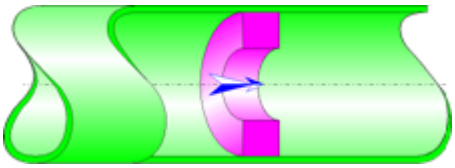
- Diaphragme à bords effilés (avec élargissement du tuyau)

- Diaphragme à bords arrondis (avec élargissement du tuyau)

- Diaphragme à bords biseautés (avec élargissement du tuyau)

2.7.1 Diaphragme à bords épais

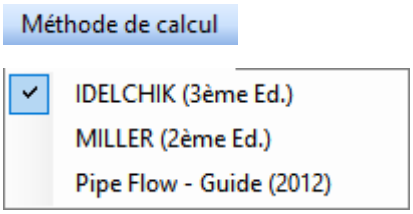
Section circulaire



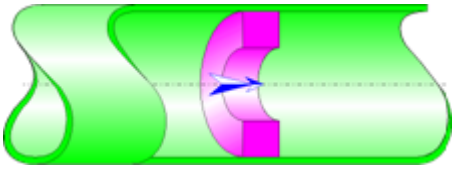
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des diaphragmes à bords épais, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais installé dans un tuyau droit. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures de l'orifice est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Rugosité relative des parois de l'orifice :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

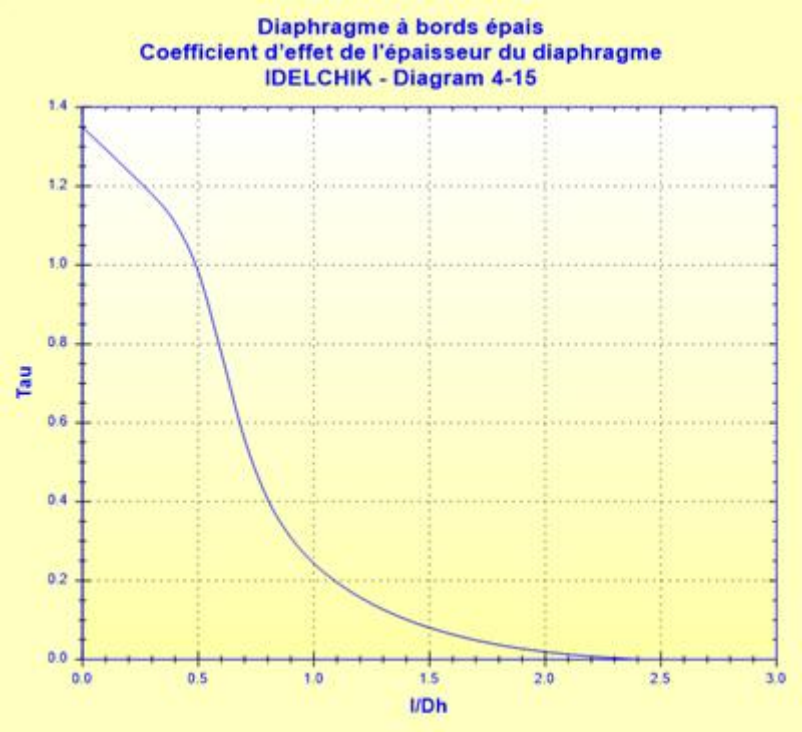
Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([2] diagramme 4-15)

avec :

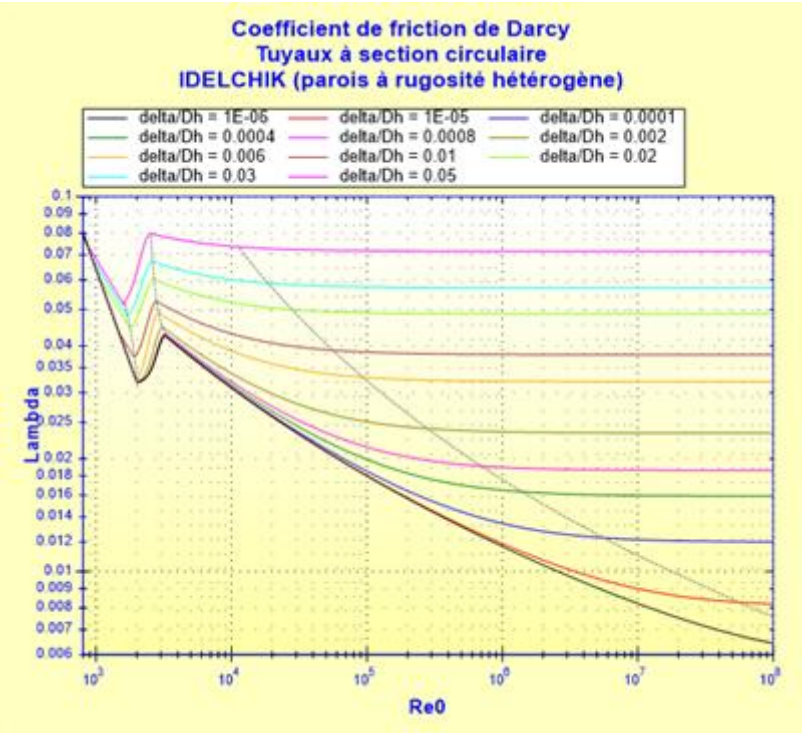
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

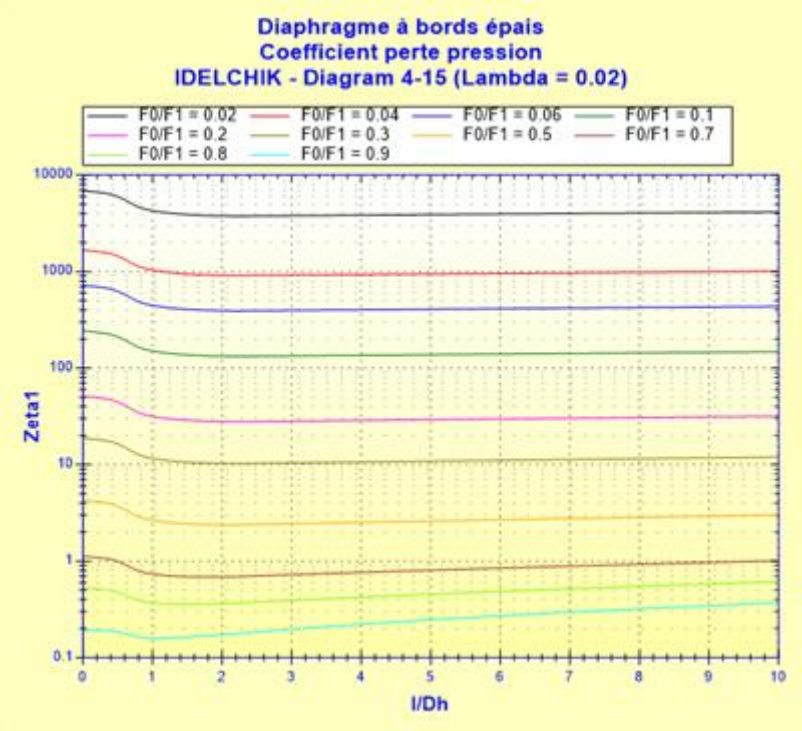


Coefficient de résistance locale :

■ $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{1.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-15)



([1] diagramme 4-15 avec λ = 0,02)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

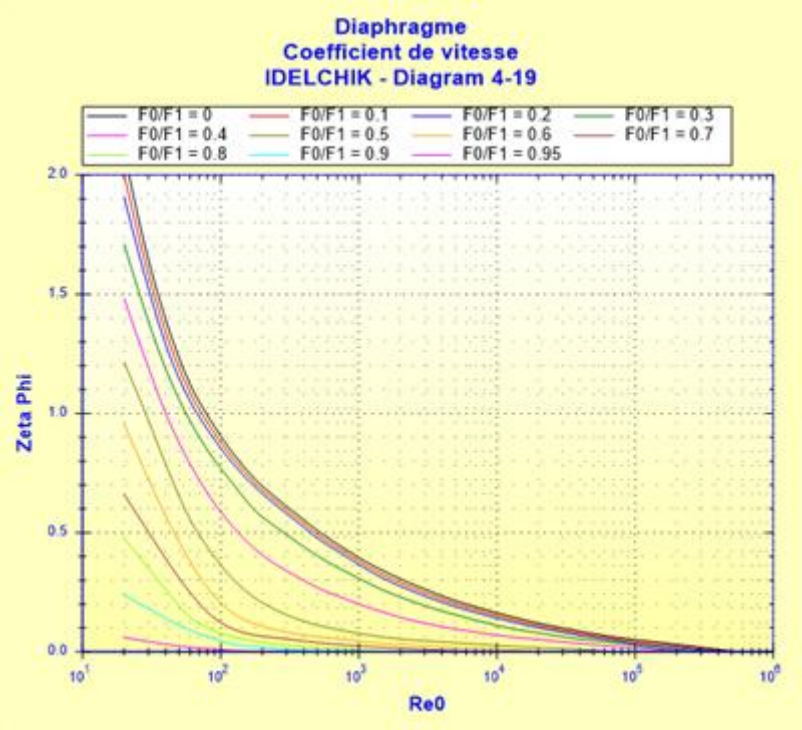
$$\zeta_{1quad} = \left[0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{1.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right] \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4.15)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0Re} = f(Re_0)$ ([1] diagramme 4-19)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

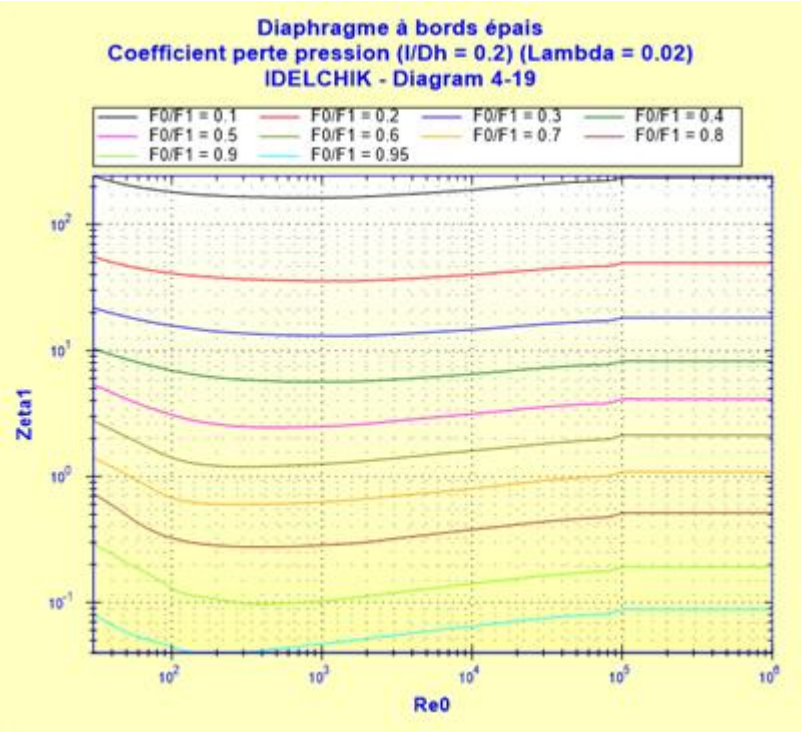
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



([1] diagramme 4-19 avec l/Dh = 0,2 et λ = 0,02)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
l	Epaisseur du diaphragme (m)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
Δ	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois de l'orifice ()
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ_{1quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

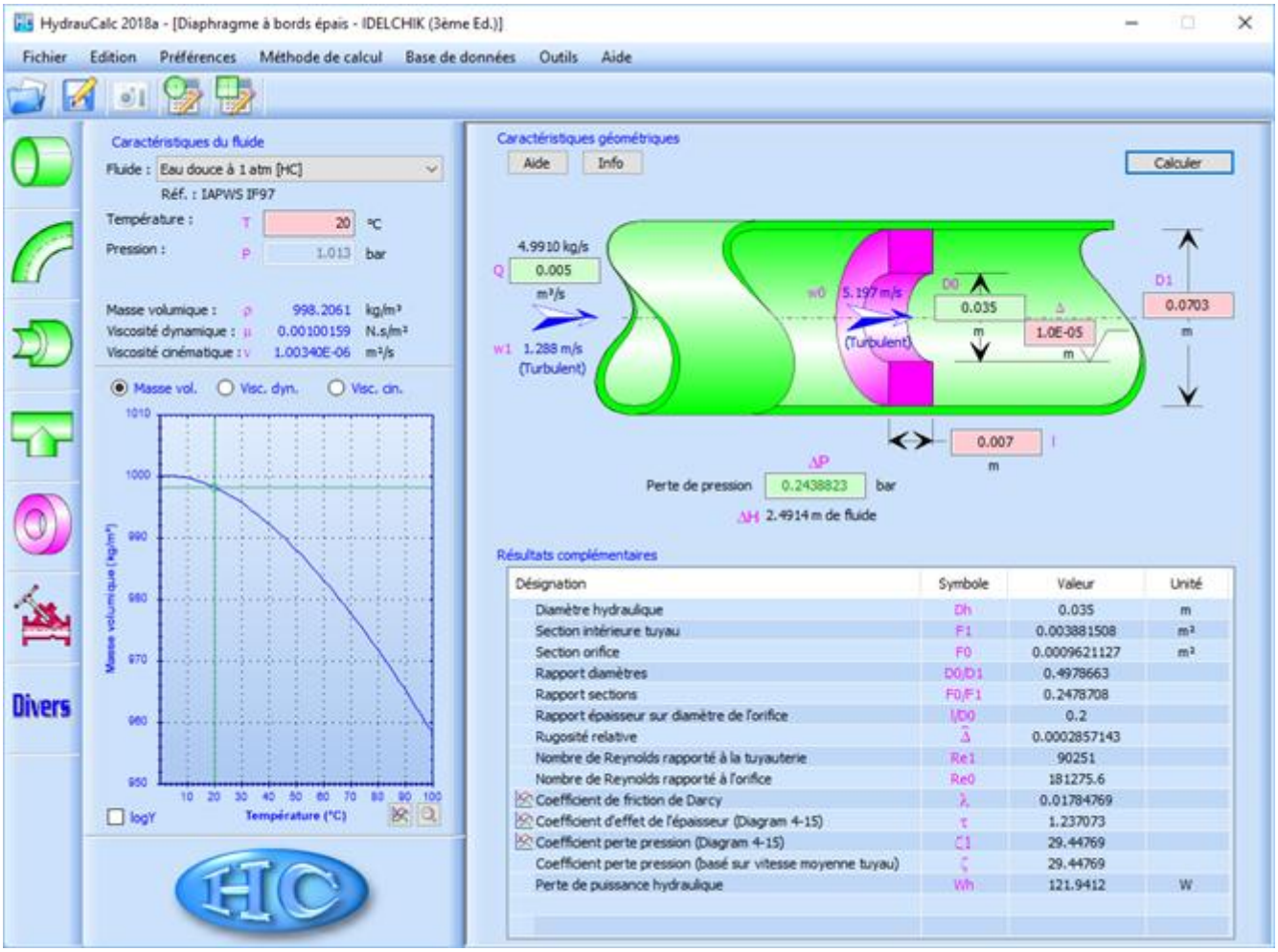
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_0) supérieur à 0,015

Exemple d'application :



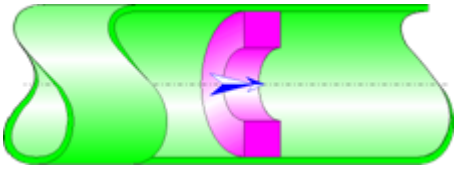
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul du coefficient $\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)$ est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$u = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

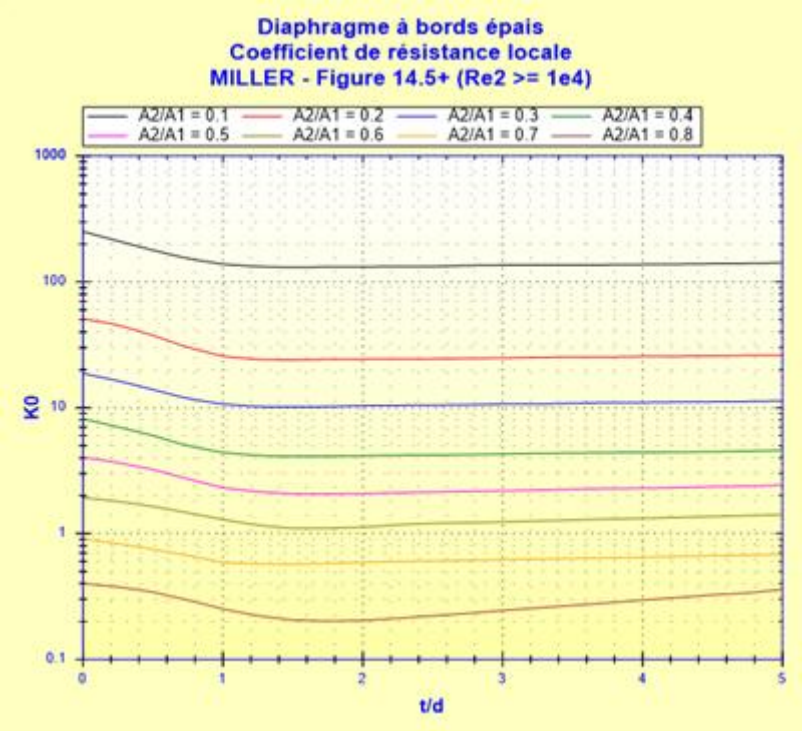
$$Re_1 = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$Re_2 = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

$$K_0 = f\left(\frac{t}{d}, \frac{A_2}{A_1}\right)$$ ([1] figure 14.5+)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) :

$$K = K_0$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

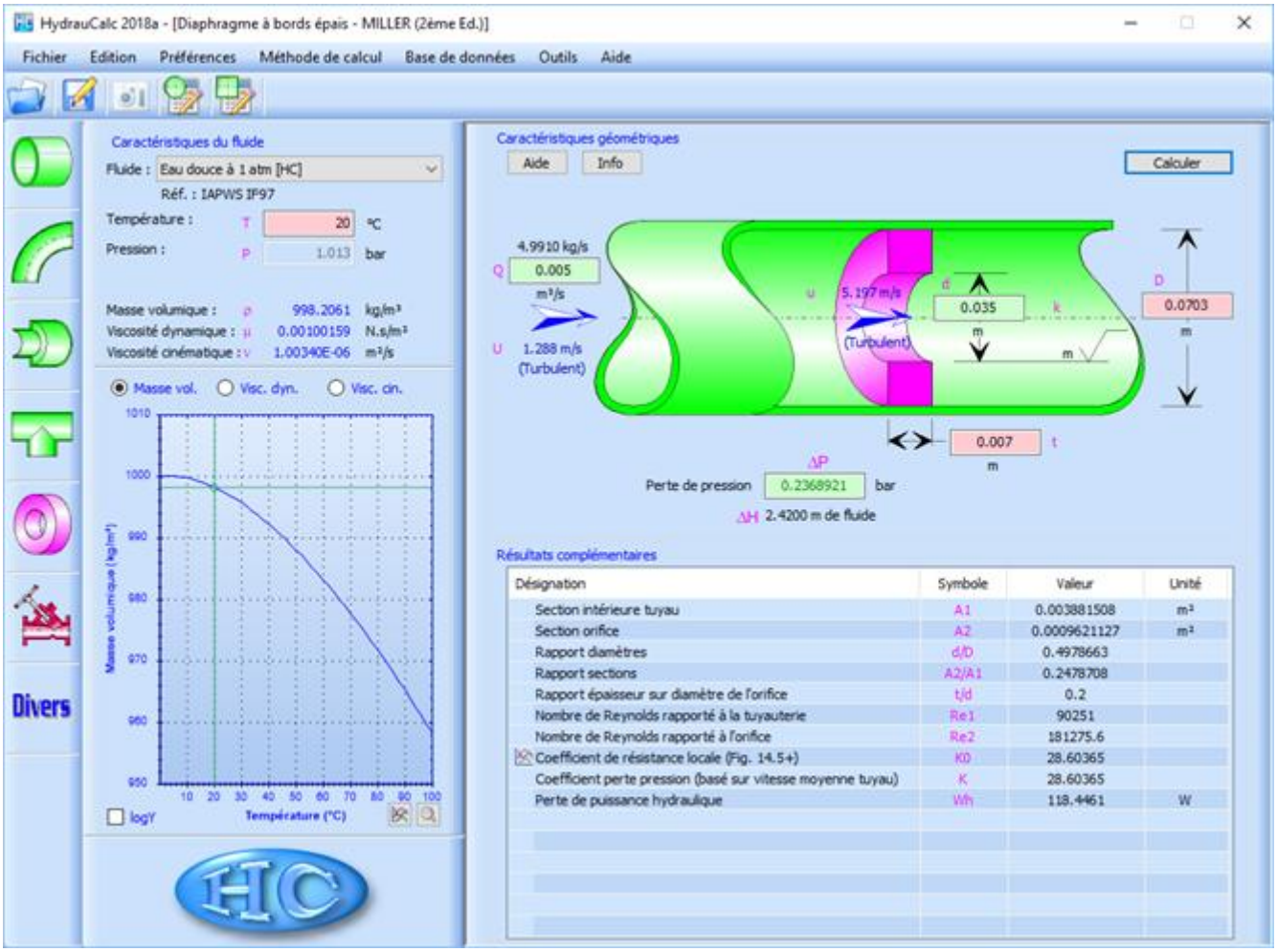
Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre du tuyau (m)
d	Diamètre de l'orifice (m)
A_1	Section de passage du tuyau (m^2)
A_2	Section de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
u	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
t	Epaisseur du diaphragme (m)
K_0	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($Re_2 \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

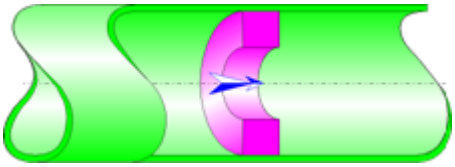
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.7.1.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais installé dans un tuyau droit. De plus, lorsque l'épaisseur du diaphragme est supérieure à 1,4 fois le diamètre de l'orifice, la perte de charge due à la friction dans l'orifice est également prise en compte car elle devient non négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

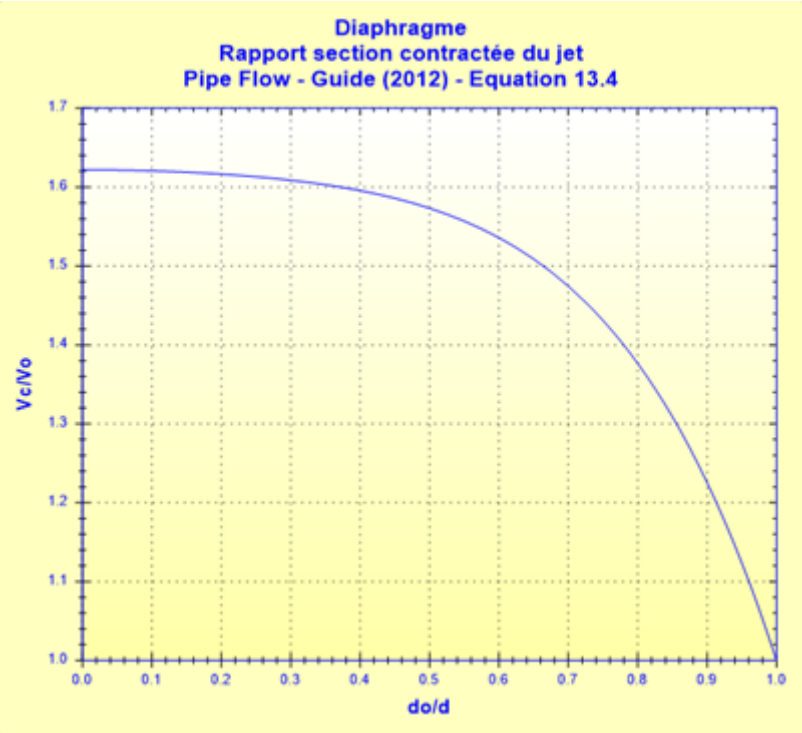
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

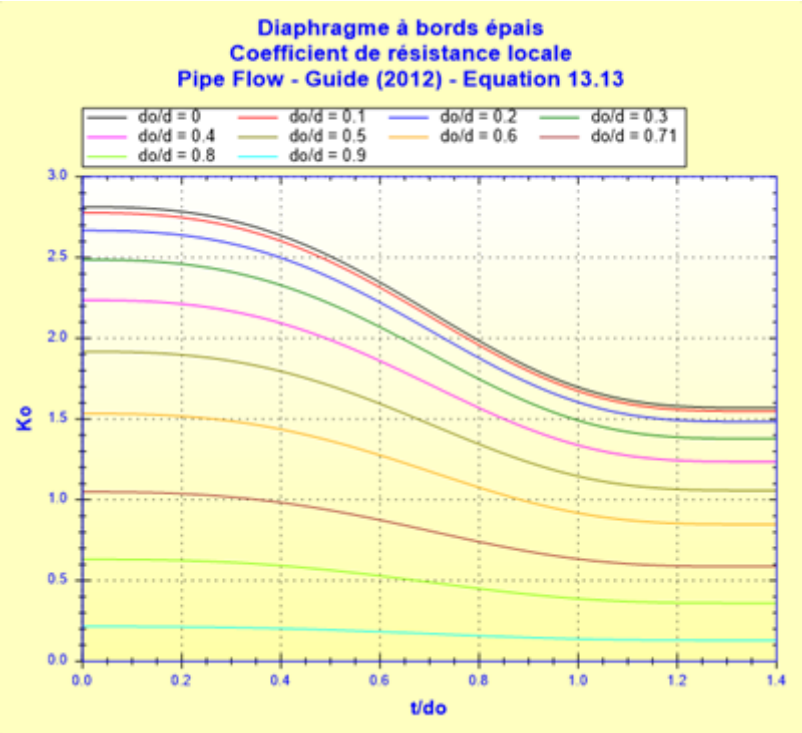
$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) ≤ 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + C_{th} \cdot \left(\lambda - \beta^2\right)^2 + \left(1-C_{th}\right) \cdot \left[\left(\lambda-1\right)^2 + \left(1-\beta^2\right)^2\right]$$

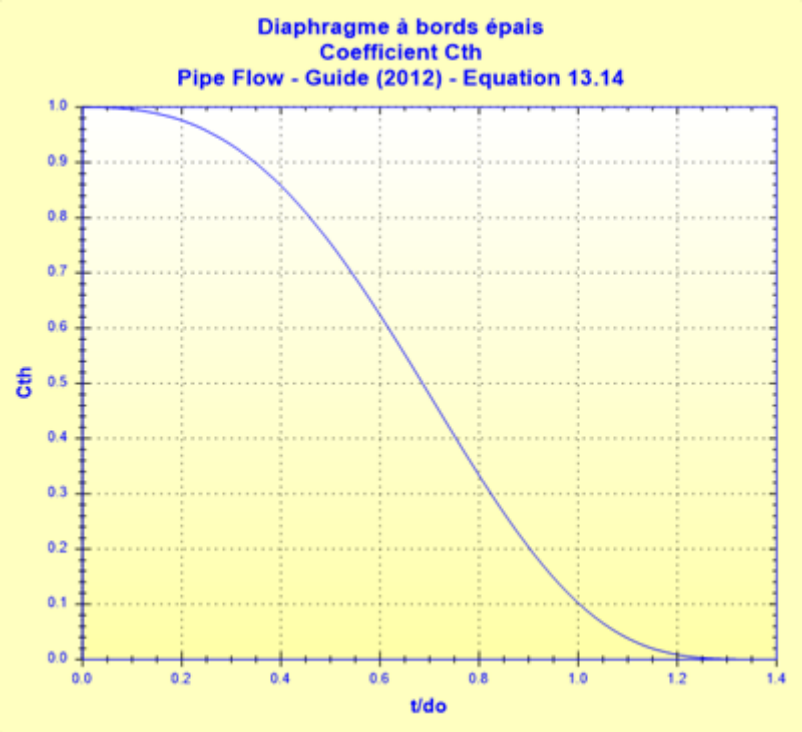
([1] équation 13.13)



avec :

$$C_{th} = \left[1 - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{2.5} - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{3}\right]^{4.5}$$

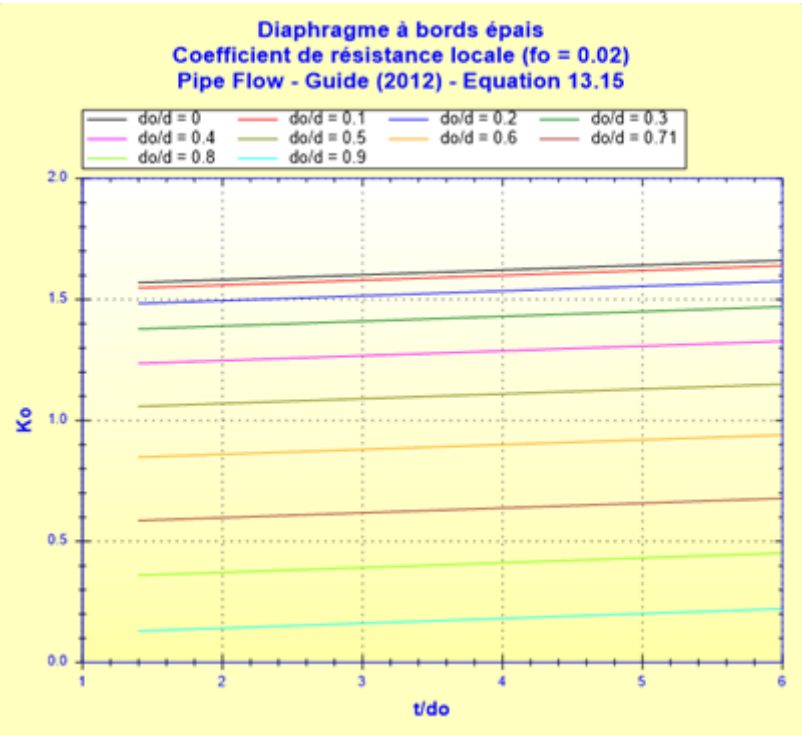
([1] équation 13.14)



■ Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) > 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + (\lambda-1)^2 + \left(1-\beta^2\right)^2 + f_o \cdot \left(\frac{t}{d_o} - 1.4\right)$$

([1] équation 13.15)

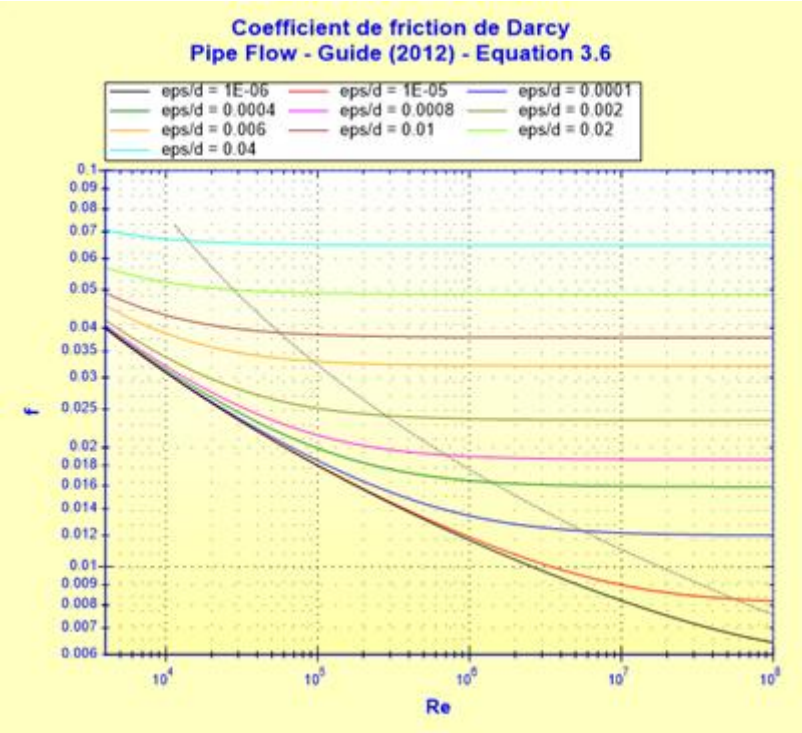


([1] équation 13.15 avec fo = 0,02)

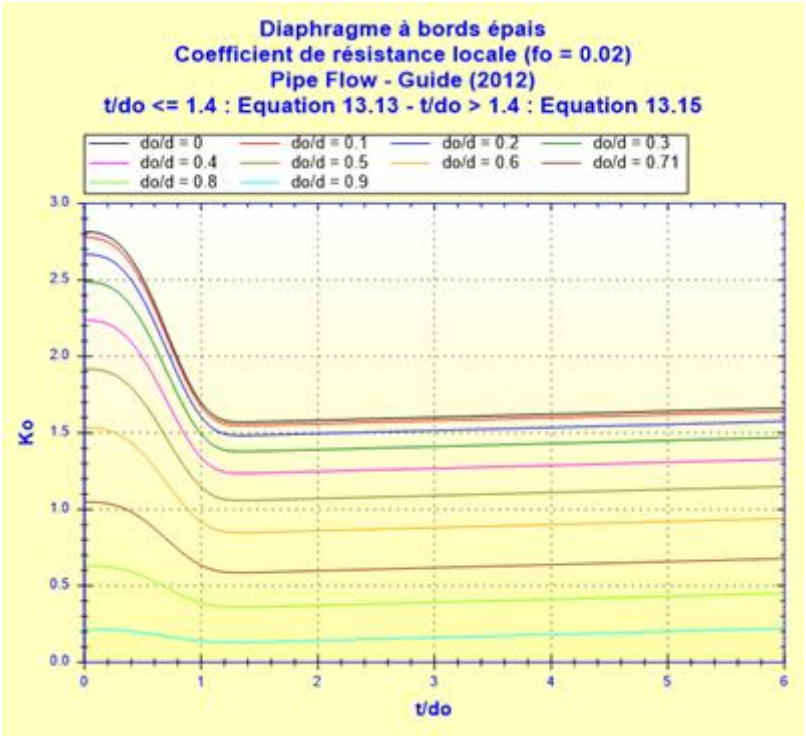
avec :

$$f_o = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \frac{2.51}{NRe_0 \cdot \sqrt{f_o}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



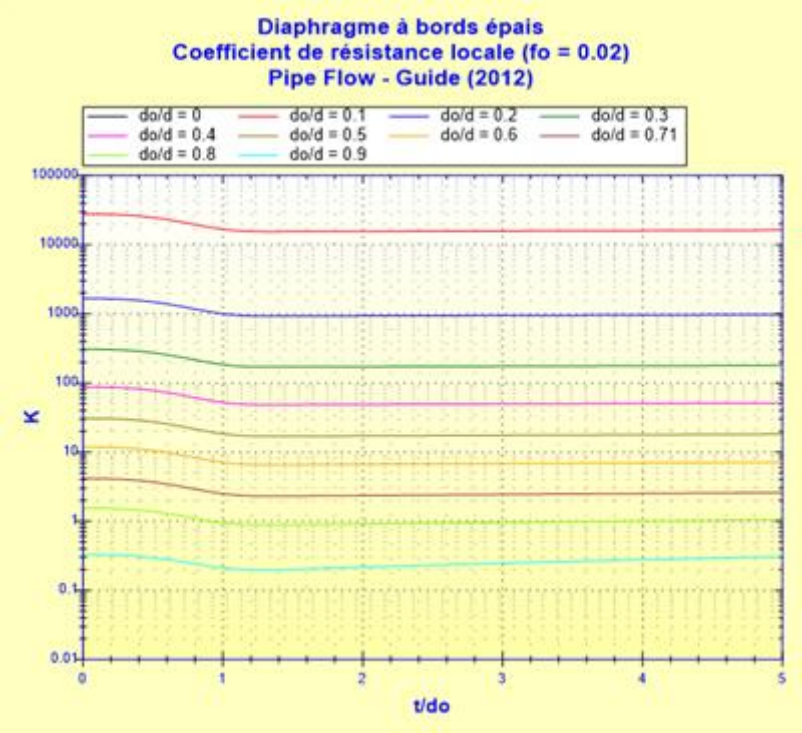
■ Tous rapports épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) :



([1] équations 13.13 et 13.15 avec fo = 0,02)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



(avec fo = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

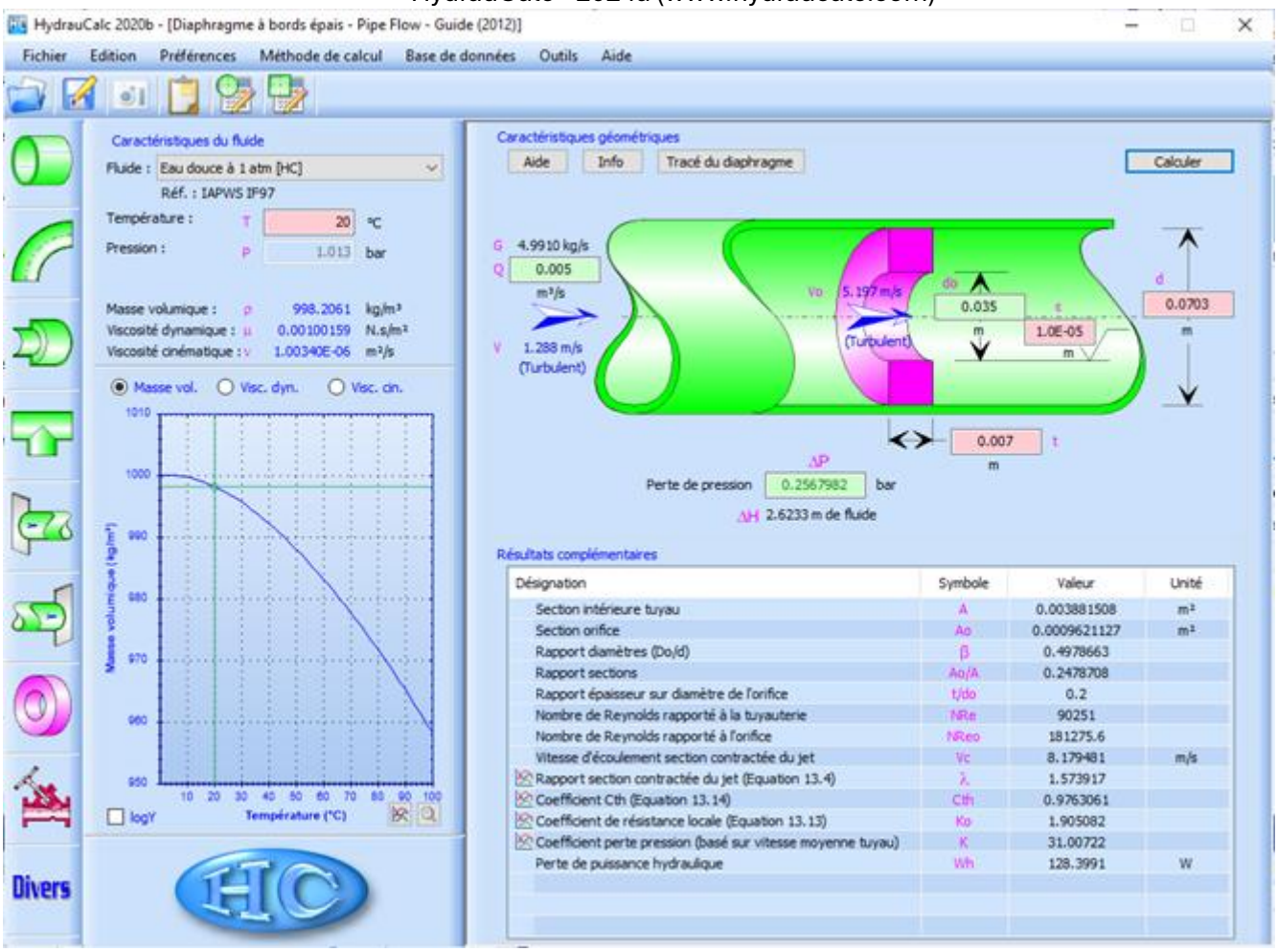
d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)

β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
t	Epaisseur du diaphragme (m)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
Cth	Coefficient ()
ε	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
f_o	Coefficient de friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

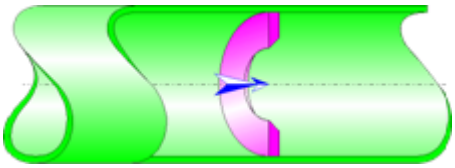


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.2 Diaphragme à bords effilés

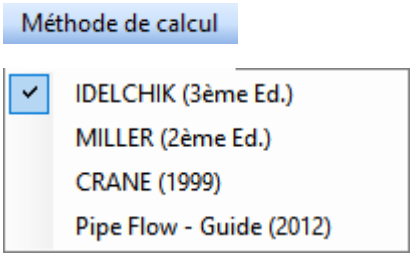
Section circulaire



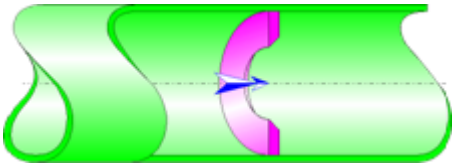
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des diaphragmes à bords effilés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les quatre documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.2.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

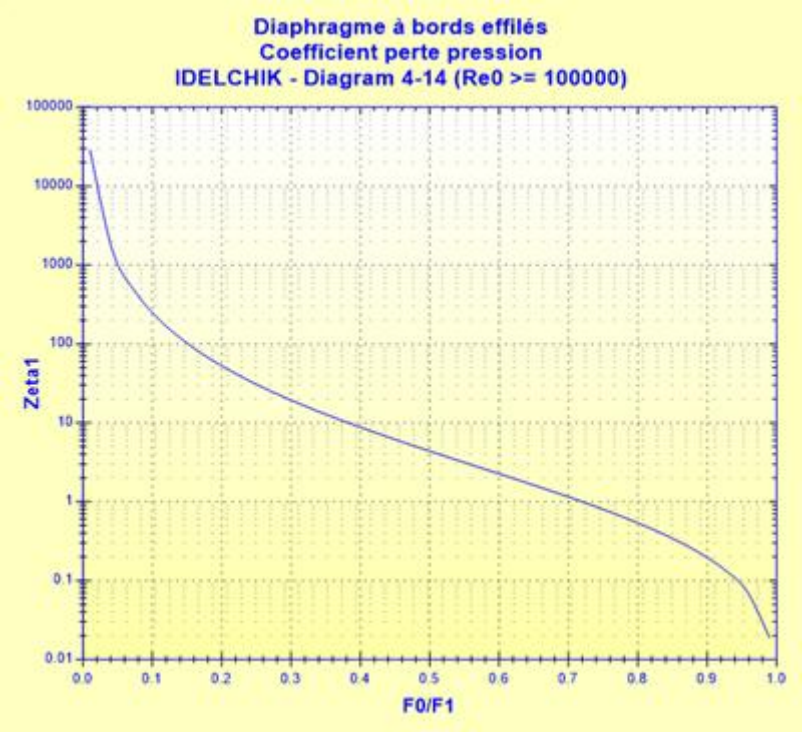
$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + 0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-14)



- $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

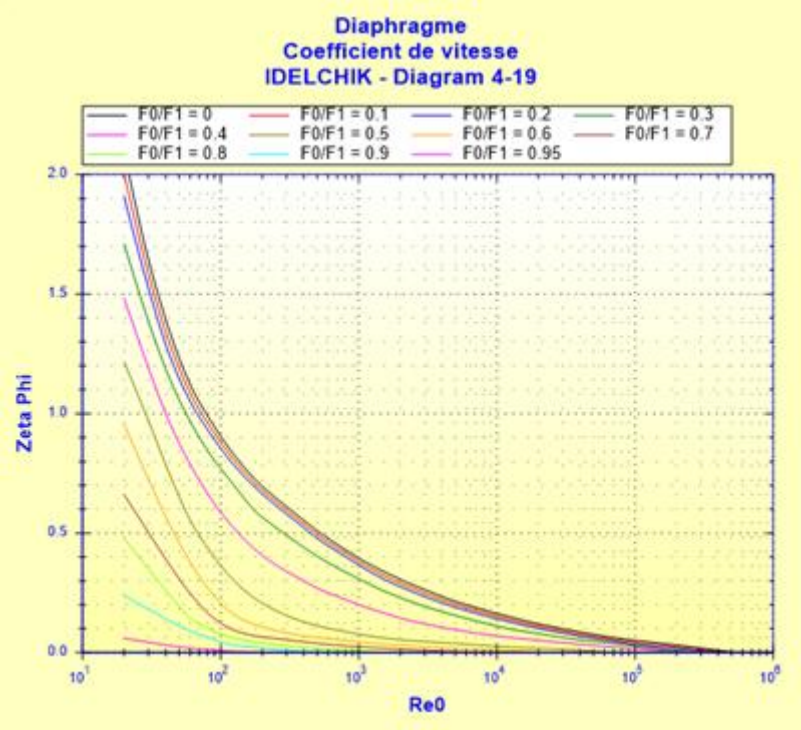
$$\zeta_{1quad} = \left[\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)+0.707\cdot\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\right]^2\cdot\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-14)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$$

([1] diagramme 4-19)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

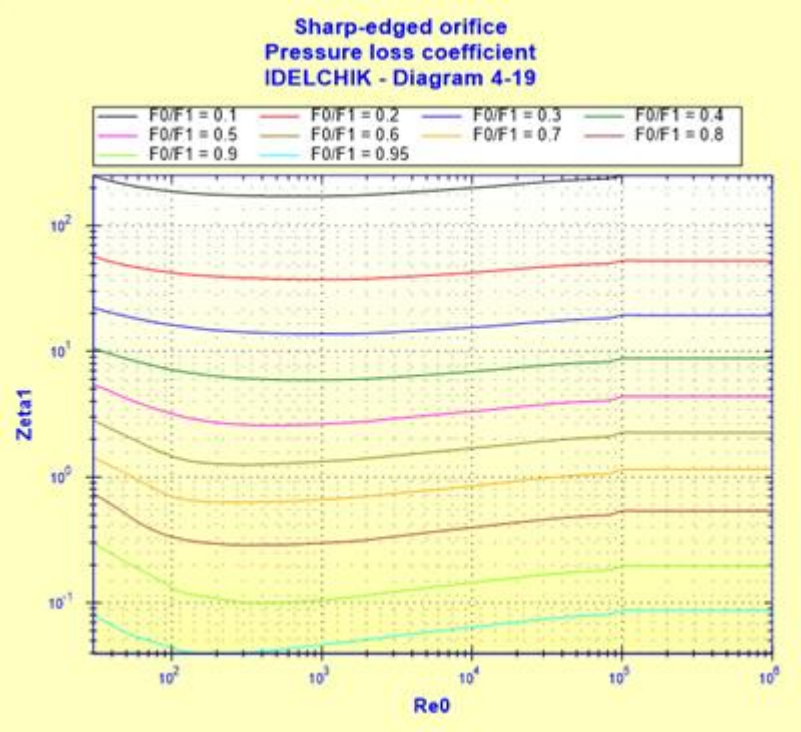
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



([1] diagramme 4-19)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h Diamètre hydraulique (m)

D_1 Diamètre intérieur du tuyau (m)

F_1 Section transversale de passage du tuyau (m^2)

D_0 Diamètre de l'orifice (m)

F_0 Section transversale de passage de l'orifice (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

w_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

w_0 Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

Re_0 Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

ζ_{1quad} Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()

ζ_φ Coefficient de vitesse ()

$\bar{\varepsilon}_{0Re}$ Coefficient de contraction ()

ζ_1 Coefficient de résistance locale ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

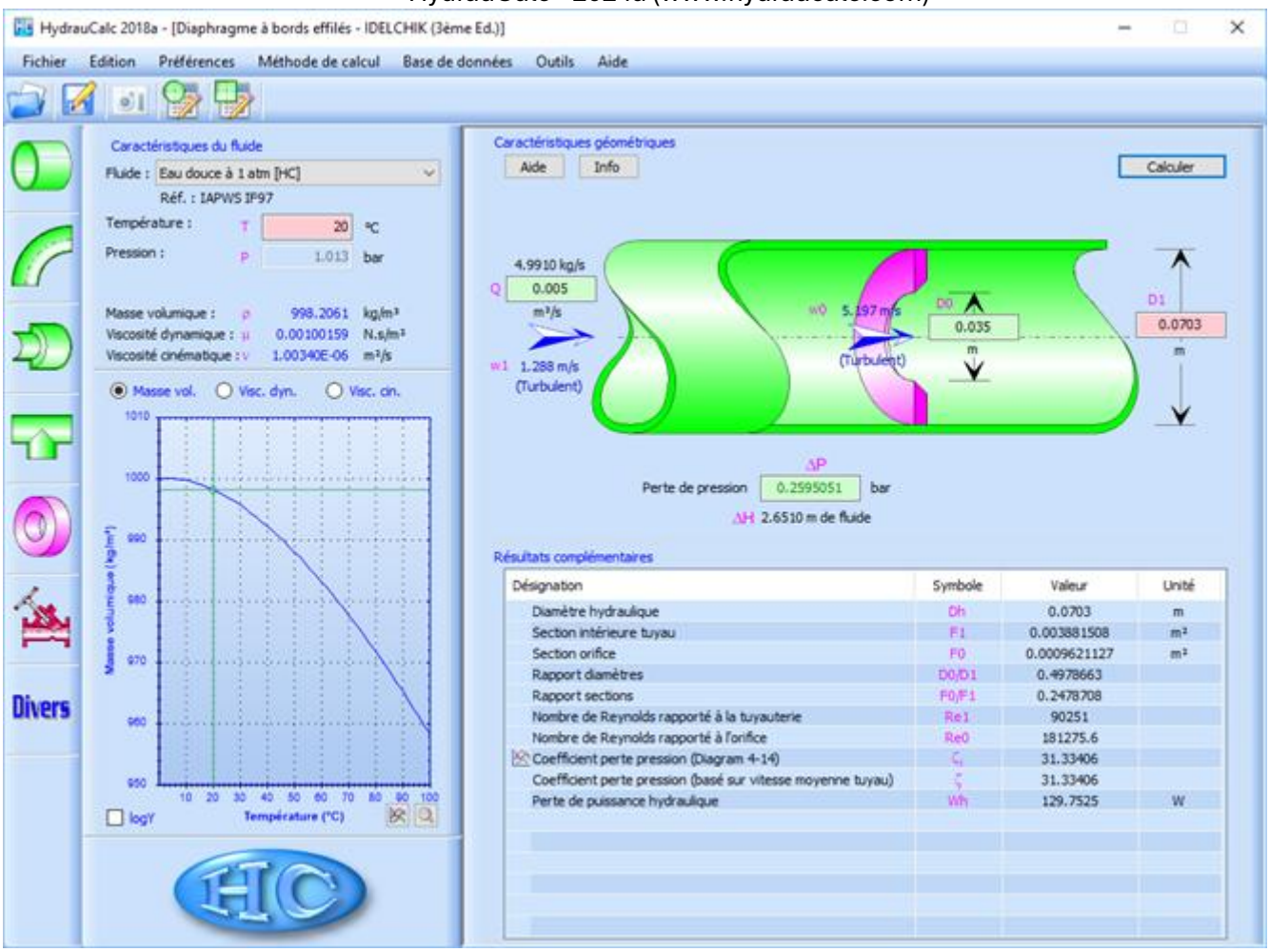
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

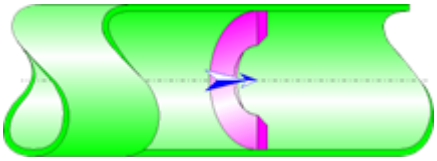
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.7.2.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$u = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

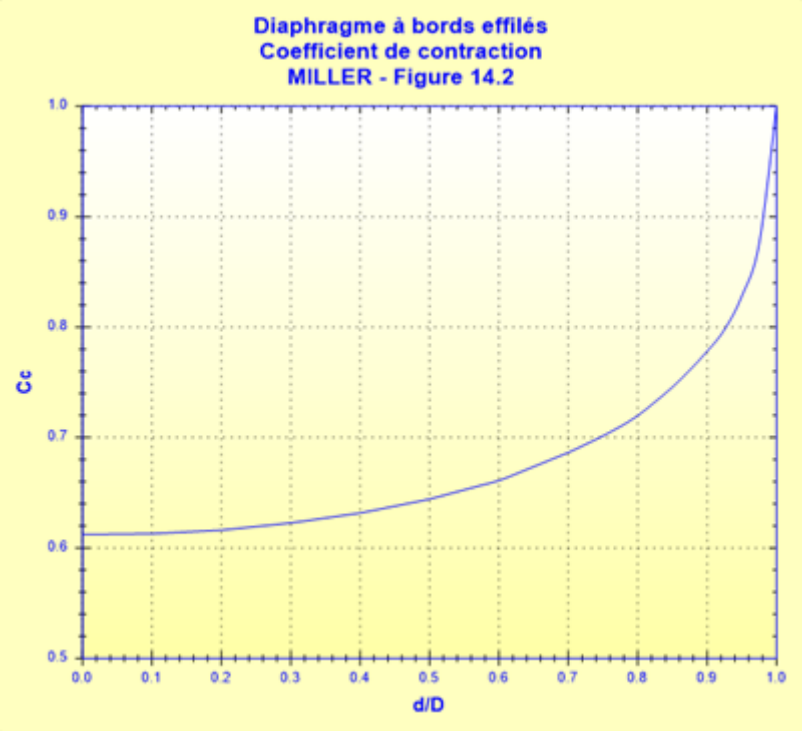
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$Re_2 = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de contraction :

$$C_c = f\left(\frac{d}{D}\right)$$

([1] figure 14.2)



Section contractée du jet (m^2):

$$A_c = d \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot C_c$$

Vitesse moyenne d'écoulement section contractée du jet (m/s) :

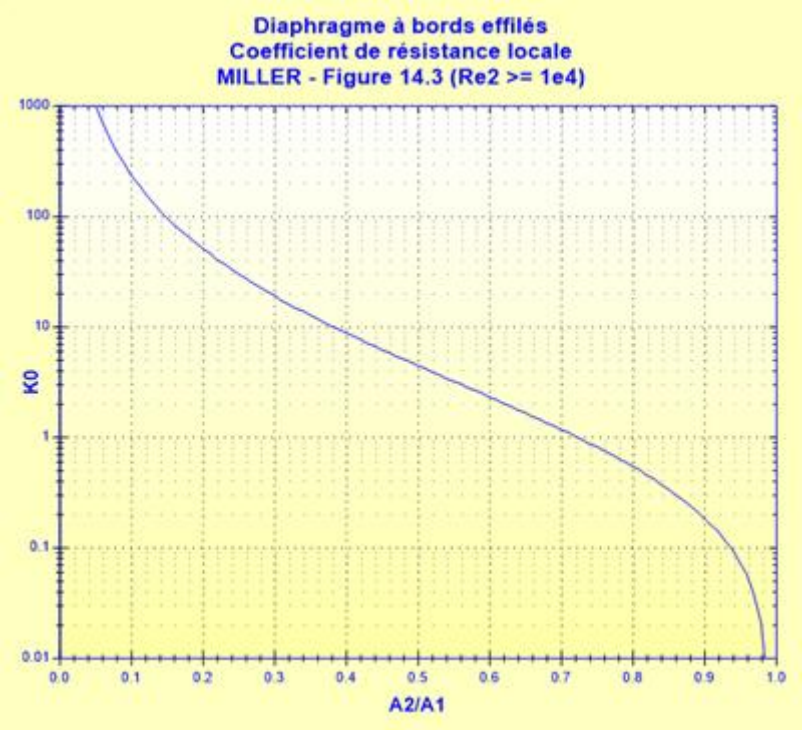
$$U_c = \frac{Q}{A_c}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_2 \geq 10^4$

$$K_0 = f\left(\frac{A_2}{A_1}\right)$$

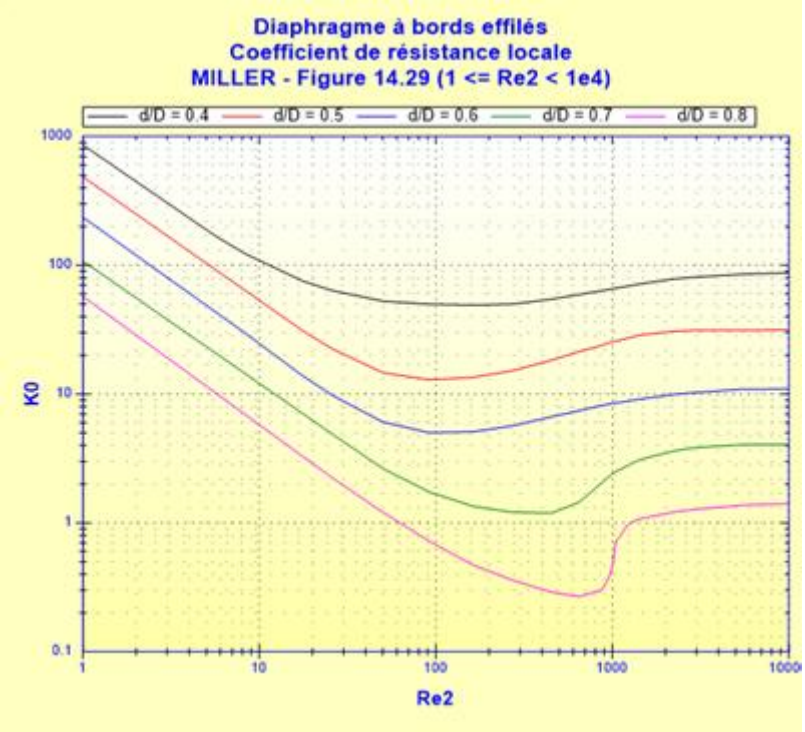
([1] figure 14.3)



- $Re_2 < 10^4$

$$K_0 = f\left(Re_2, \frac{d}{D}\right)$$

([1] figure 14.29)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) :

$$K = K_0$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre du tuyau (m)
d	Diamètre de l'orifice (m)
A_1	Section de passage du tuyau (m^2)
A_2	Section de passage de l'orifice (m^2)

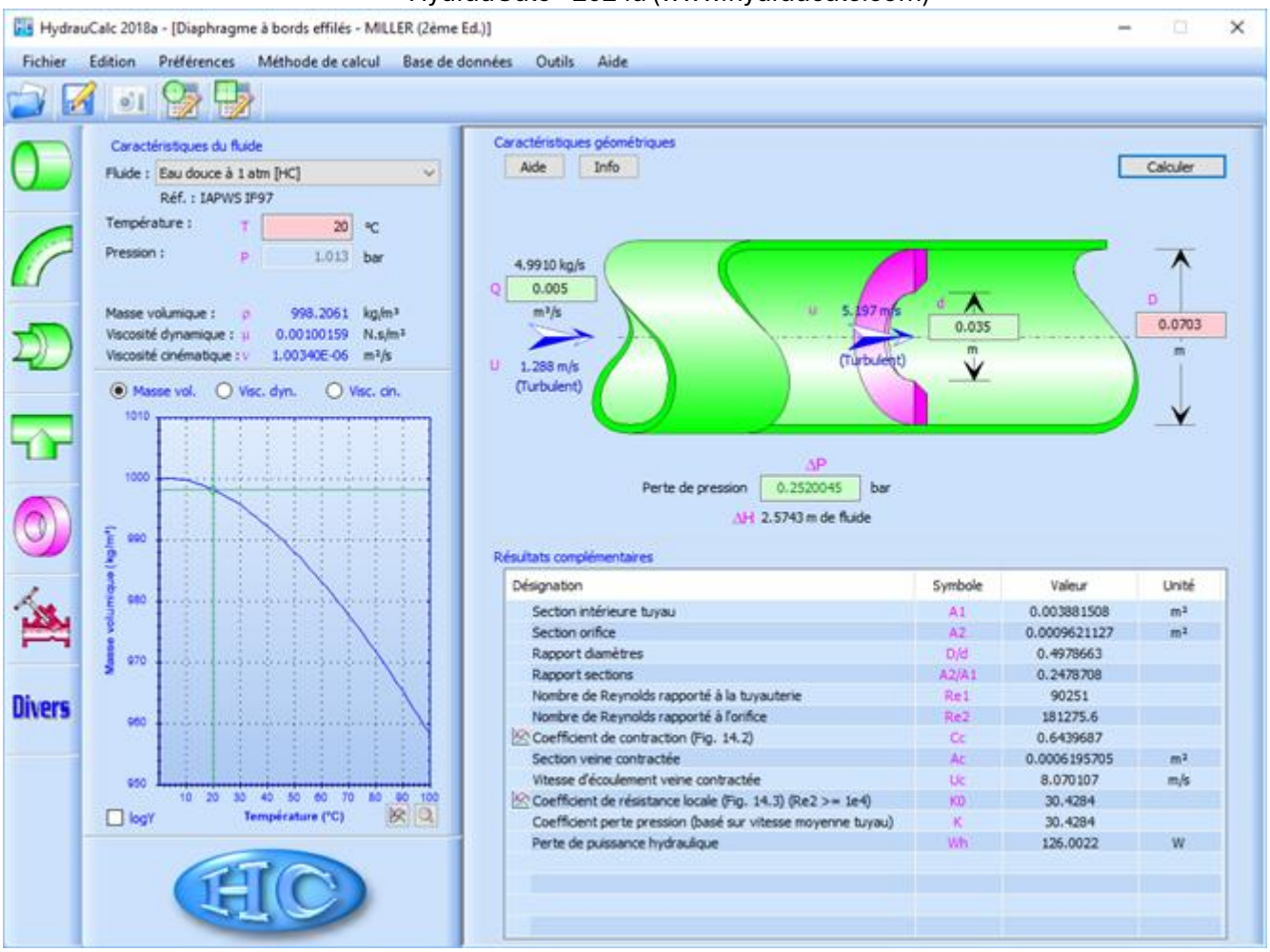
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
u	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
C_c	Coefficient de contraction ()
A_c	Section contractée du jet (m^2)
U_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
K_0	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

nota : 1) pour des rapports de diamètres "d/D" inférieurs à 0,4 ou supérieurs à 0,8 et lorsque le nombre de Reynolds "Re_2" est inférieur à 10^4, le coefficient de perte de pression "K_0" est extrapolé

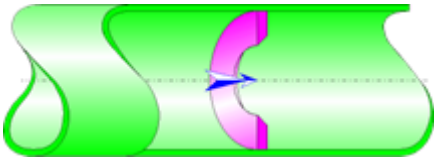
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.7.2.3 CRANE



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$W = q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

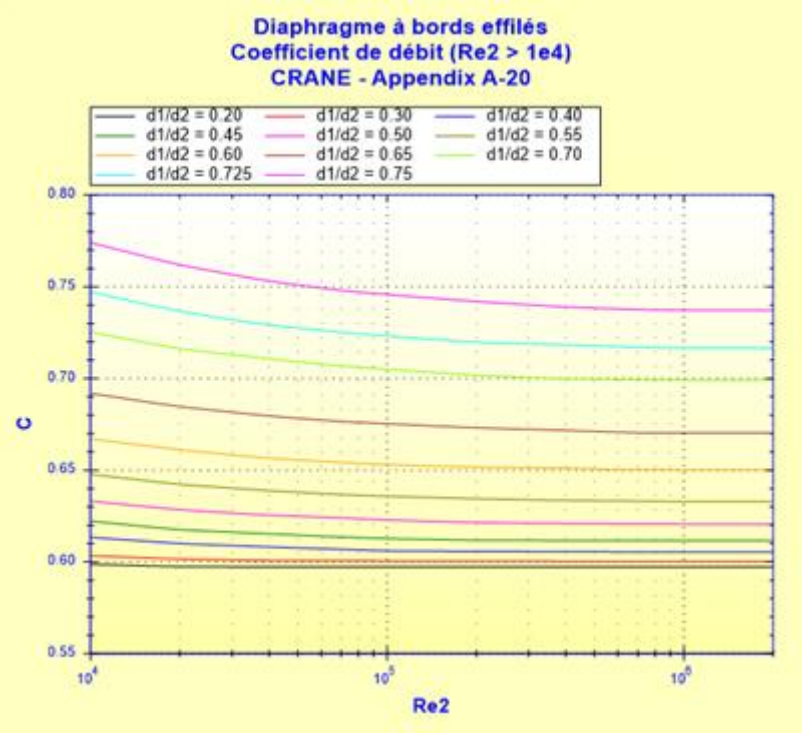
Coefficient de débit :

$$C = f\left(\mathrm{Re}_2, \frac{d_1}{d_2}\right)$$

([1] appendix A-20)

- $3 \leq \mathrm{Re}_2 \leq 10^4$

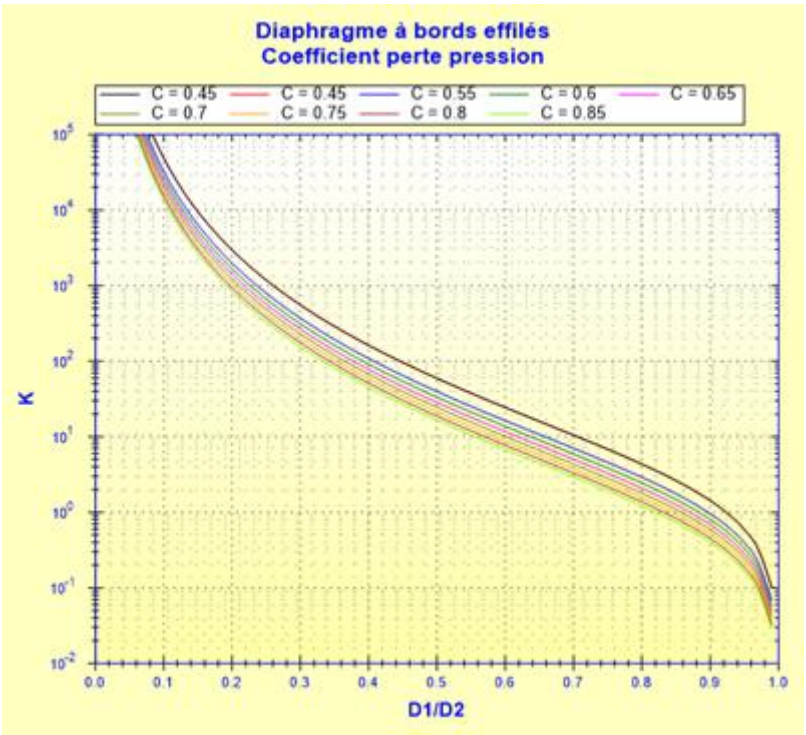
- $\mathrm{Re}_2 > 10^4$



Coefficient de résistance de l'orifice :

$$K_o = \frac{1-\beta^2}{C^2 \cdot \beta^4}$$

([1] appendix A-20)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de l'orifice (m)
D_2	Diamètre du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
A_1	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_2	Section de passage du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)
w	Débit massique (kg/s)
v_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
v_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
C	Coefficient de débit ()
K_o	Coefficient de résistance de l'orifice ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

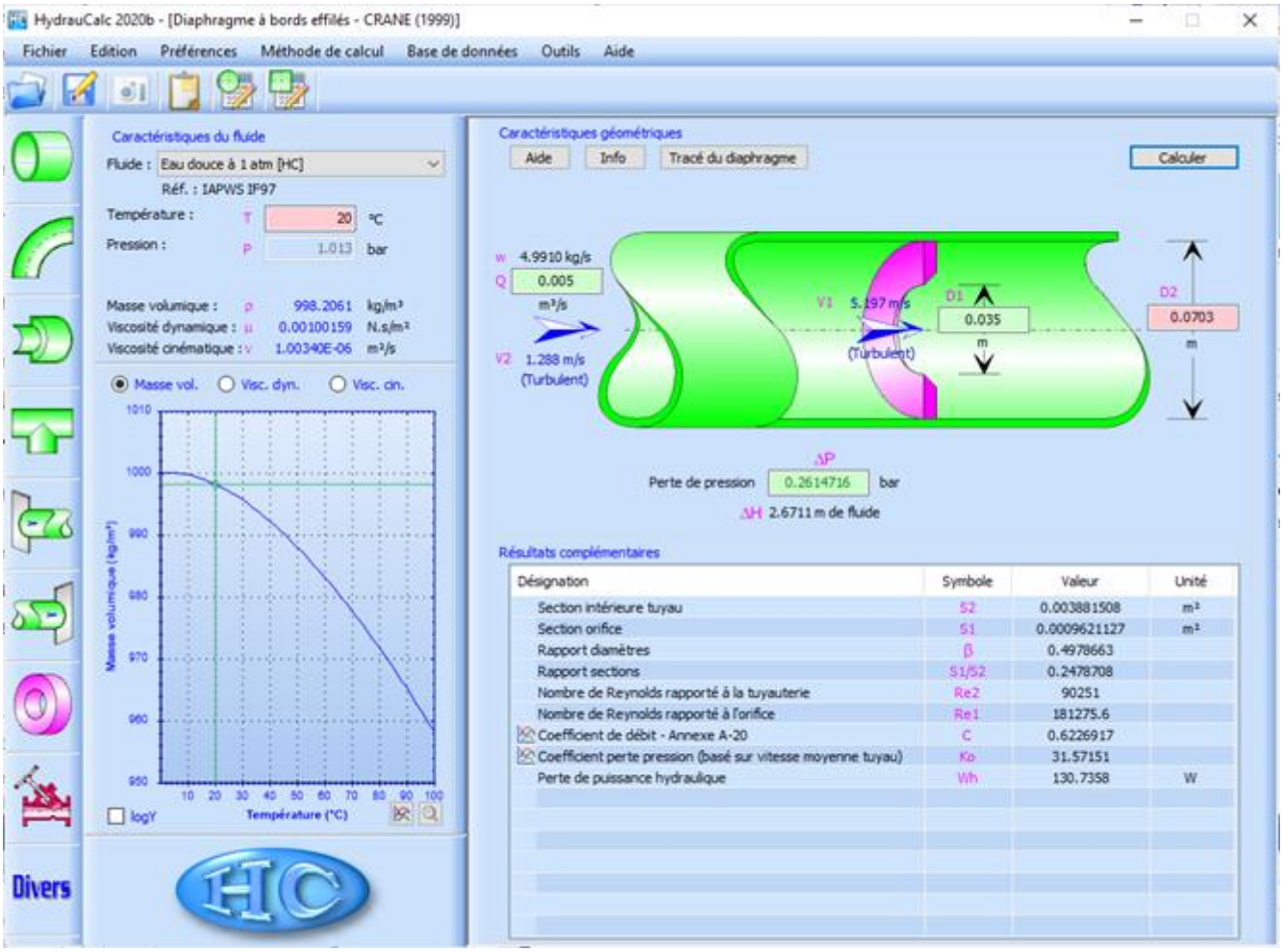
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

nota: 1) pour des nombres de Reynolds "Re_2" compris entre 3 and 10^4, et des rapports de diamètres "D_1/ D_2" inférieurs à 0,2 ou supérieurs à 0.8, le coefficient de débit "*C*" est extrapolé

2) pour des nombres de Reynolds "Re_2" compris entre 10^4 et 2.10^6, et des rapports de diamètres "D_1/ D_2" inférieurs à 0,2 ou supérieurs à 0.75, le coefficient de débit "*C*" est extrapolé

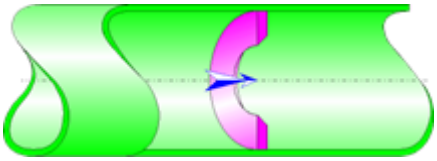
Exemple d'application :



Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.7.2.4 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o{}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

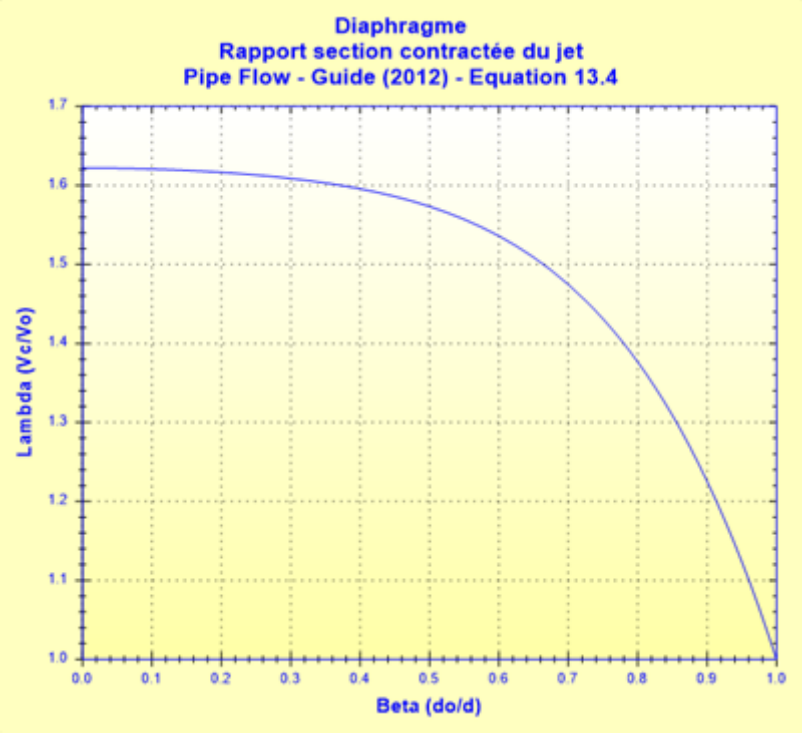
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement dans la veine contractée (m/s) :

$$V_c = V_o \cdot \lambda$$

Section de la veine contractée (m^2):

$$A_c = \frac{Q}{V_c}$$

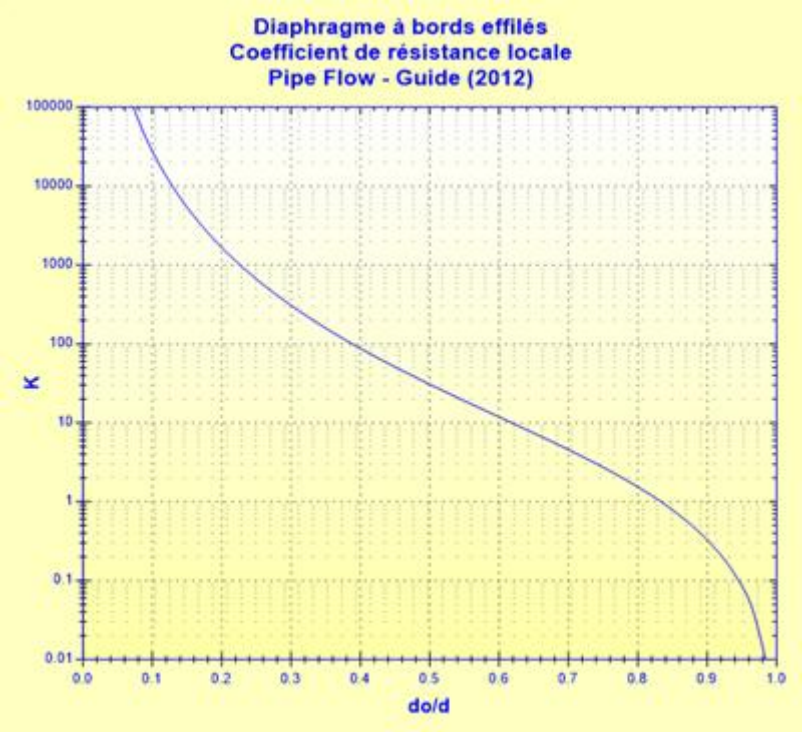
Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \beta^2\right)^2$$

([1] équation 13.3)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

V Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

NRe Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la veine contractée (m/s)

A_c Section de la veine contractée (m^2)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

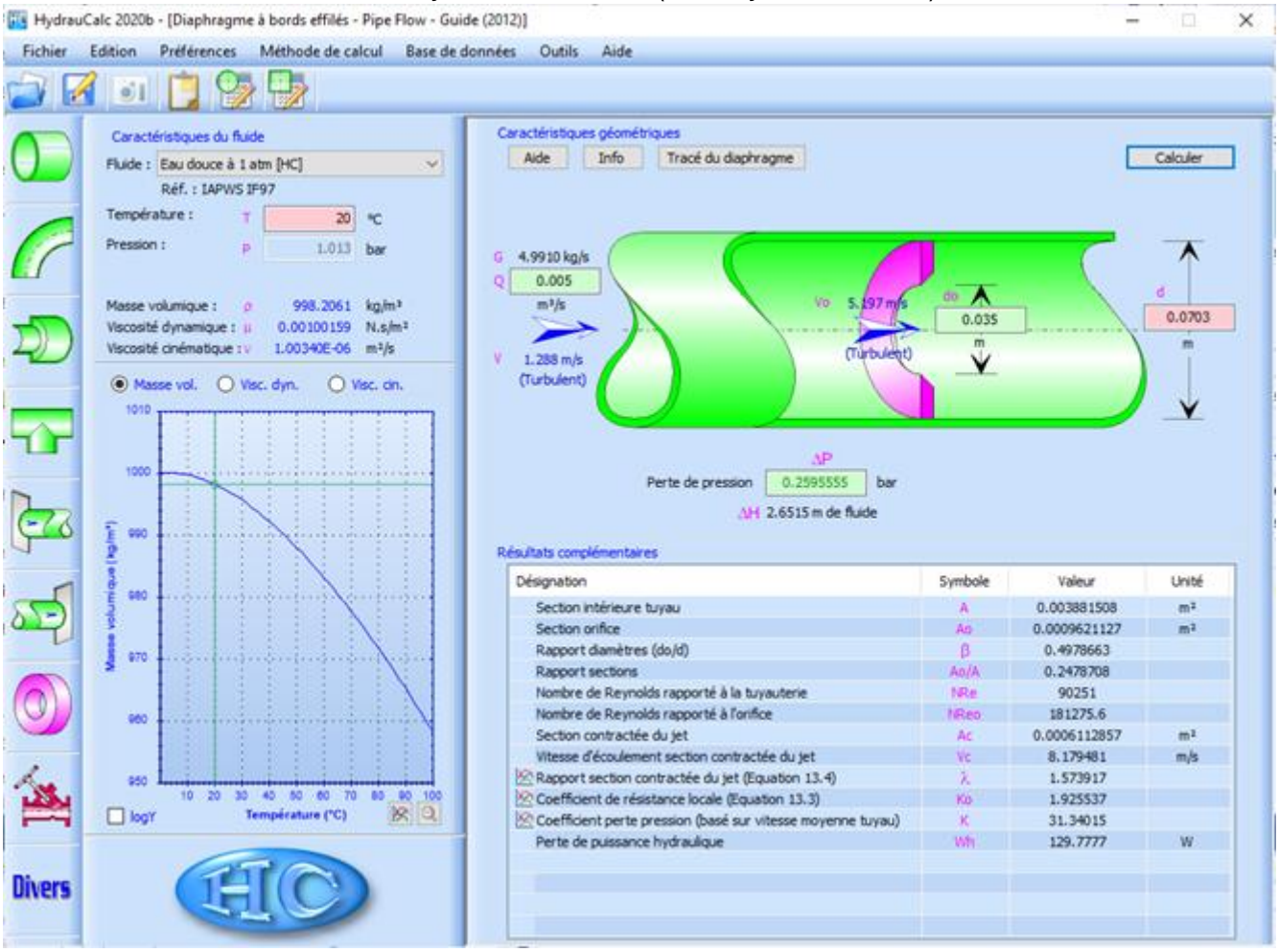
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

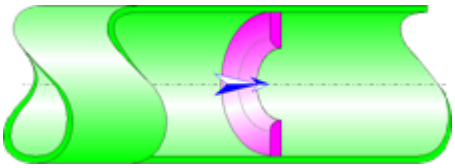


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.3 Diaphragme à bords arrondis

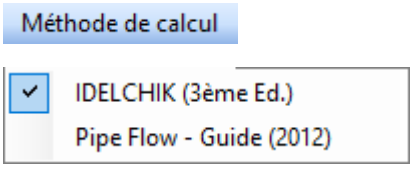
Section circulaire



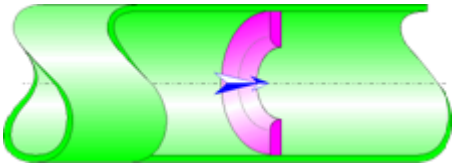
Pour le calcul du coefficient de perte de pression dans les diaphragmes à bords arrondis, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords arrondis installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

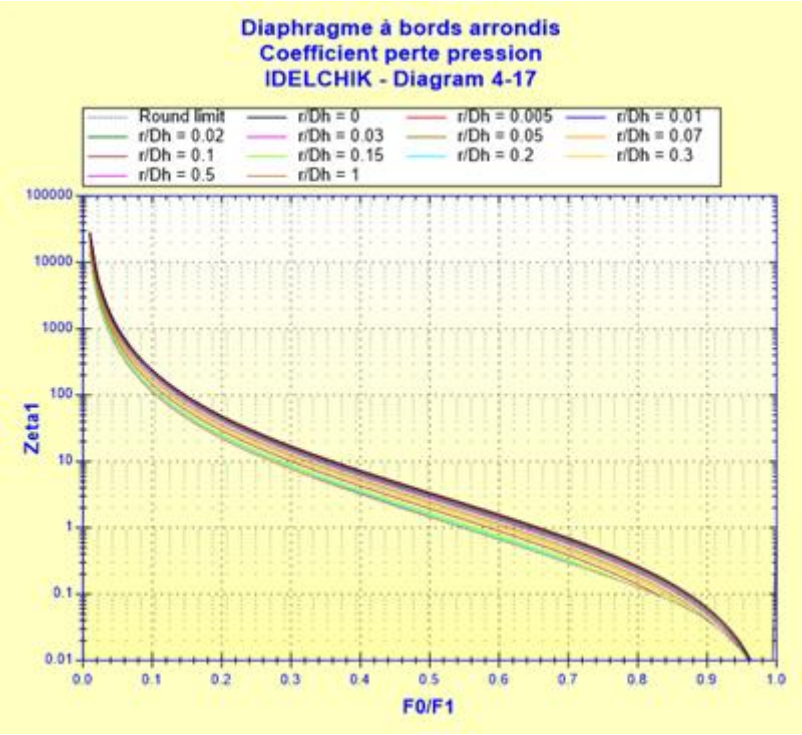
$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-17)

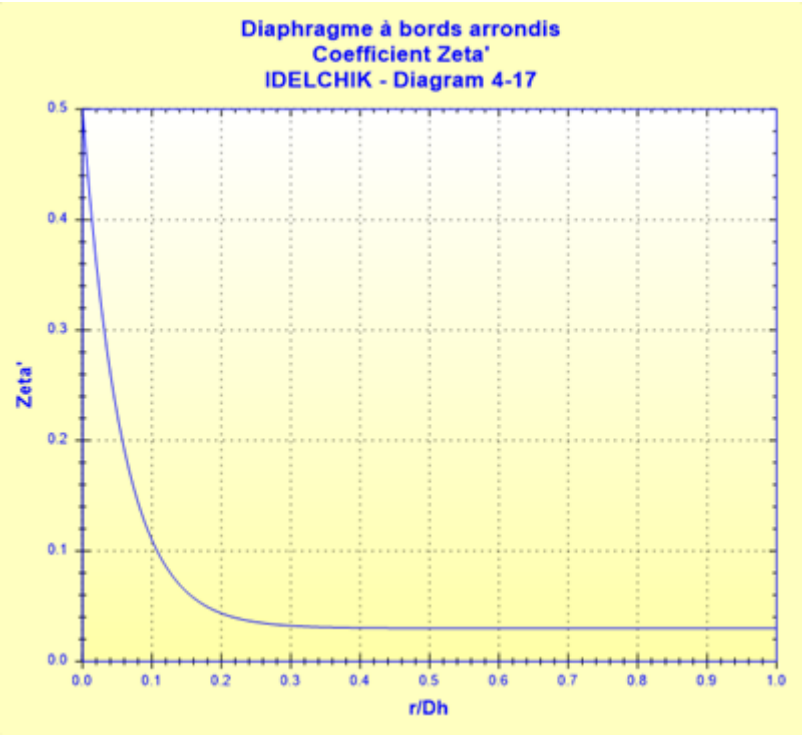


avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagramme 4-17)



■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

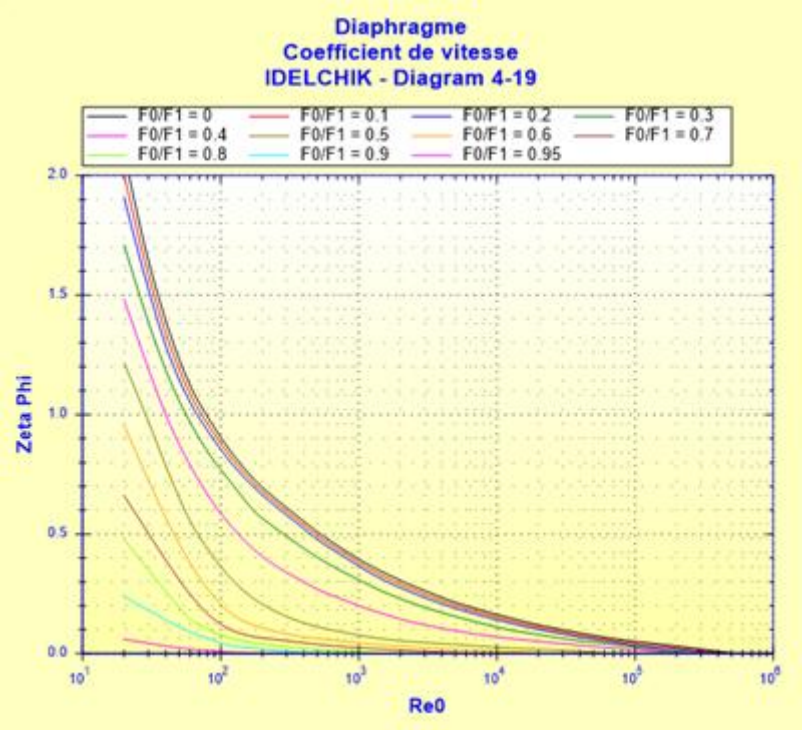
$$\zeta_{1quad} = \left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-17)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$ ([1] diagramme 4-19)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re}_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

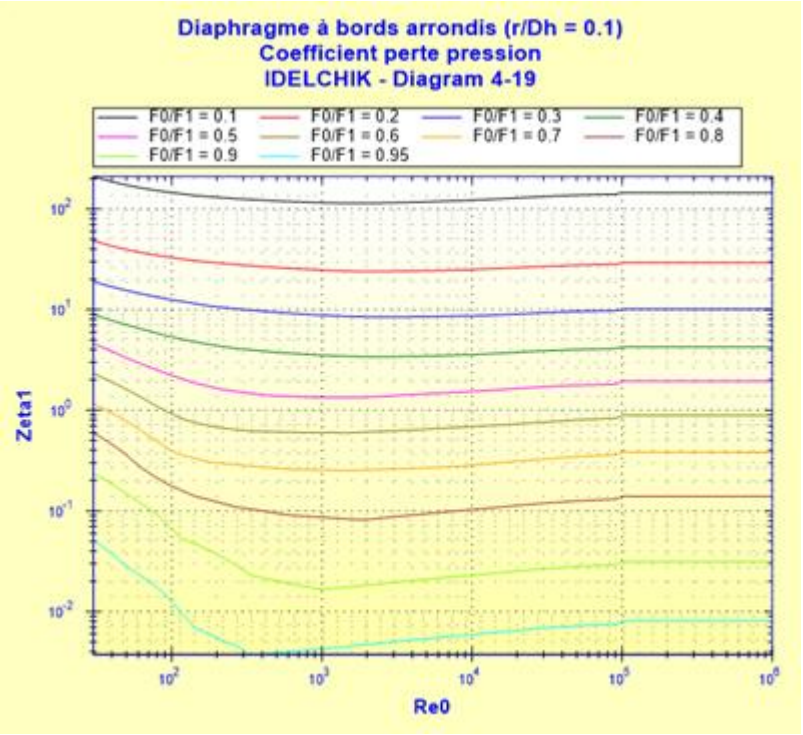
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



([1] diagramme 4-19 avec r/Dh = 0,1)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

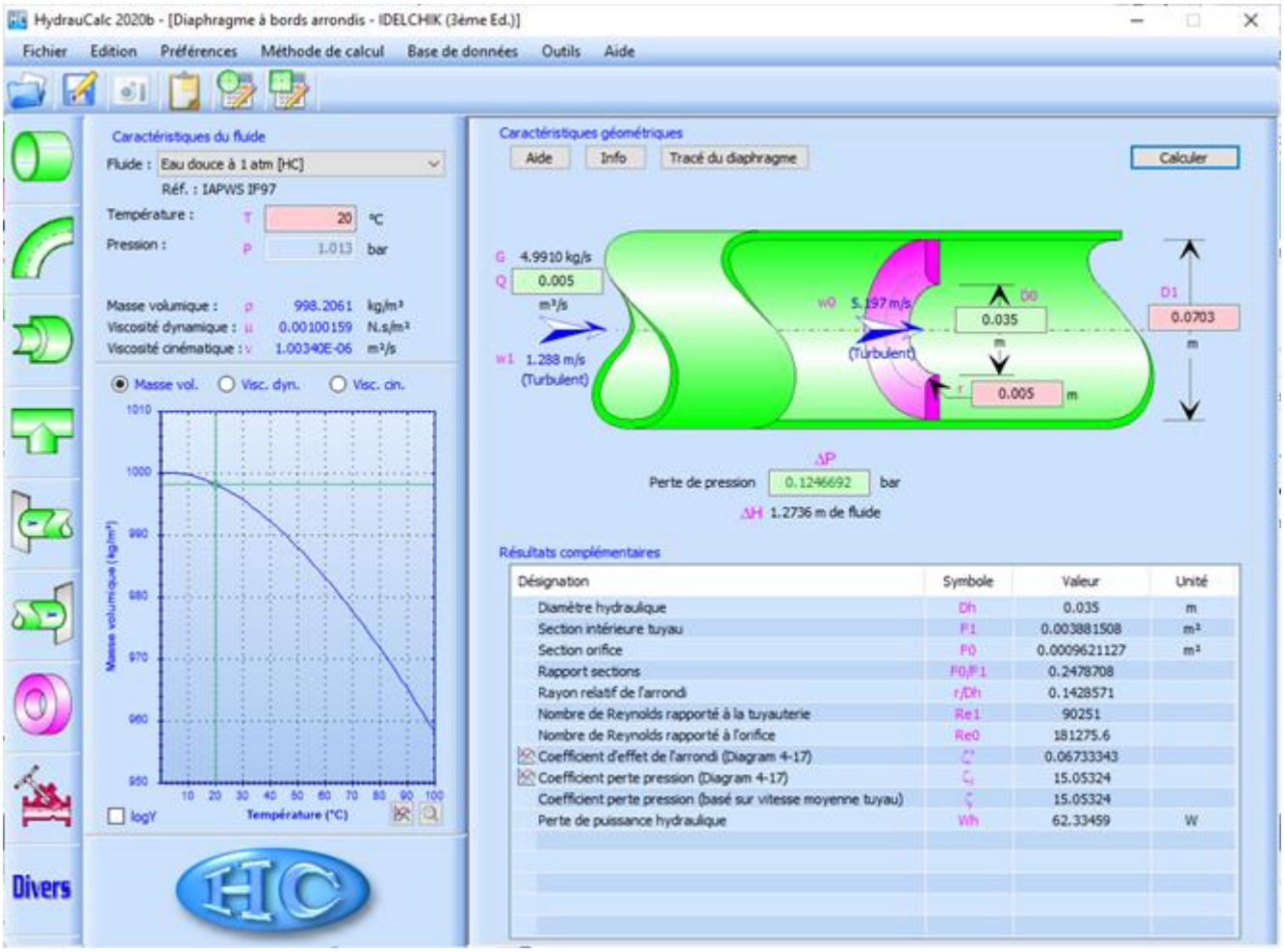
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
r	Rayon de l'arrondi (m)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'arrondi ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (D_1/2-D_0/2)$)

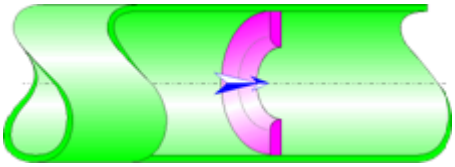
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.7.3.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords arrondis installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{{d_o}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

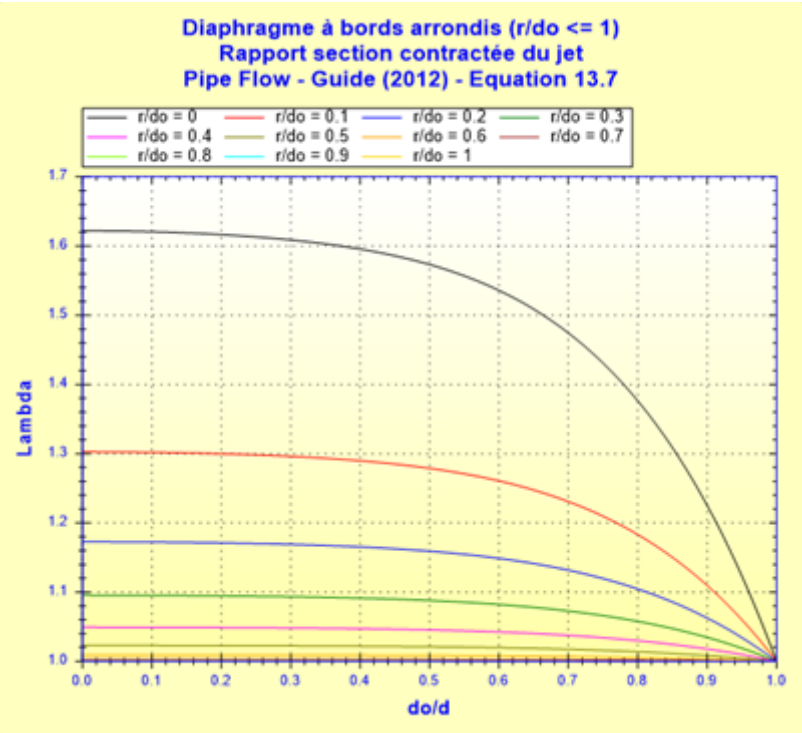
$$N_{Re\,o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

- $r/d_0 \leq 1$

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_0}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d_0}\right]^4 \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5\right)$$

([1] équation 13.7)



- $r/d_0 > 1$

$$\lambda = 1$$ ([1] § 13.3.1)

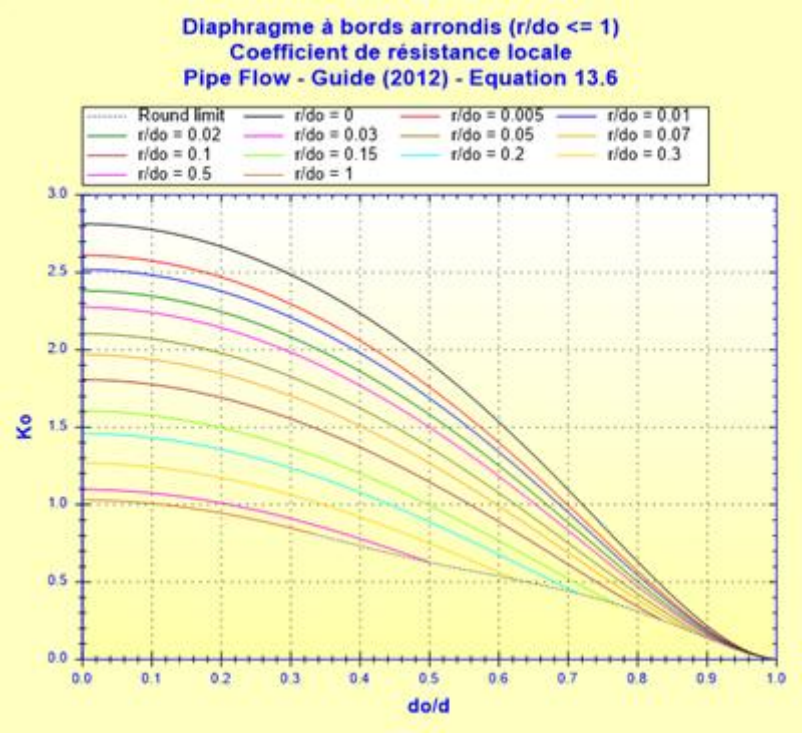
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

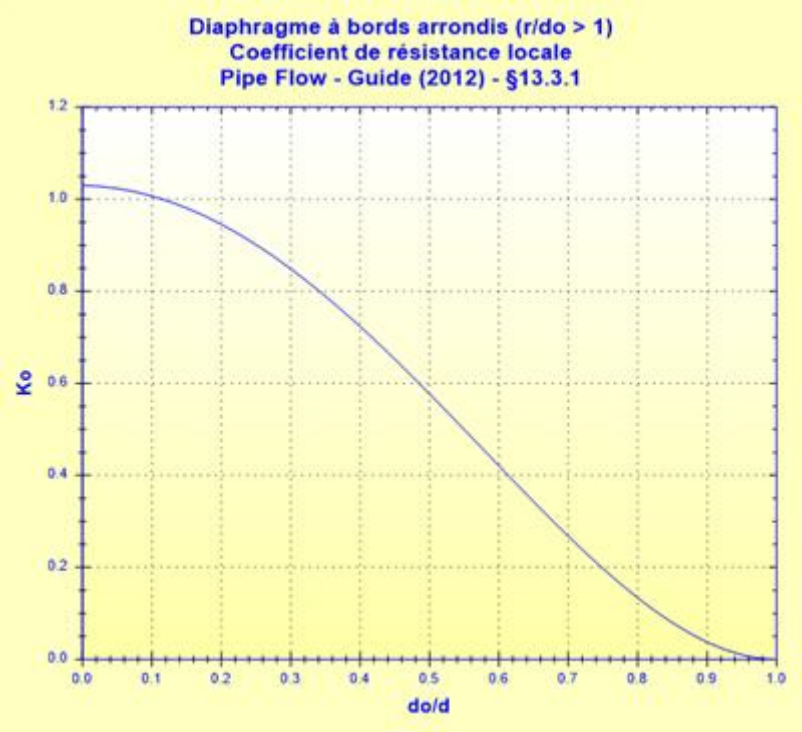
- $r/d_0 \leq 1$

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_0}\right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{r}{d_0}} \cdot \beta\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \beta^2\right)^2$$ ([1] équation 13.6)



- $r/d_0 > 1$

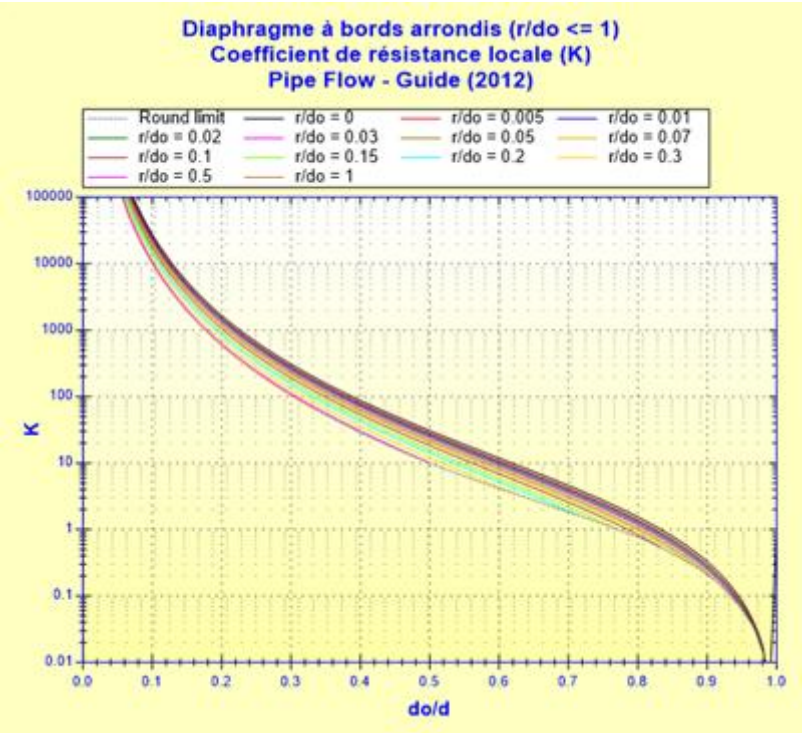
$$K_o = 0.03 \cdot (1 - \beta) \cdot \left(1 - \beta^5\right) + \left(1 - \beta^2\right)^2$$ ([1] § 13.3.1)



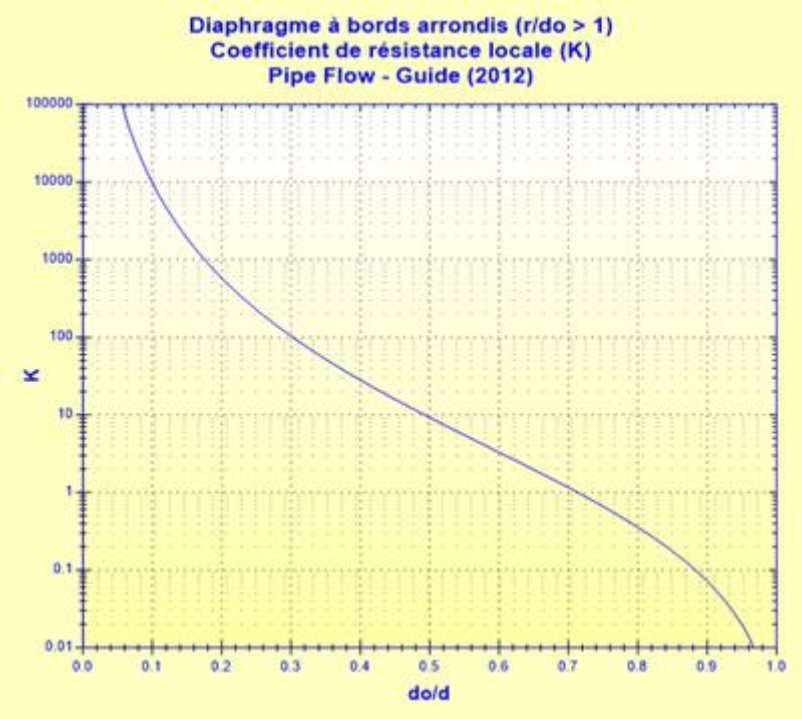
Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o} \right)^2$$

- $r/d_o \leq 1$



■ $r/d_0 > 1$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

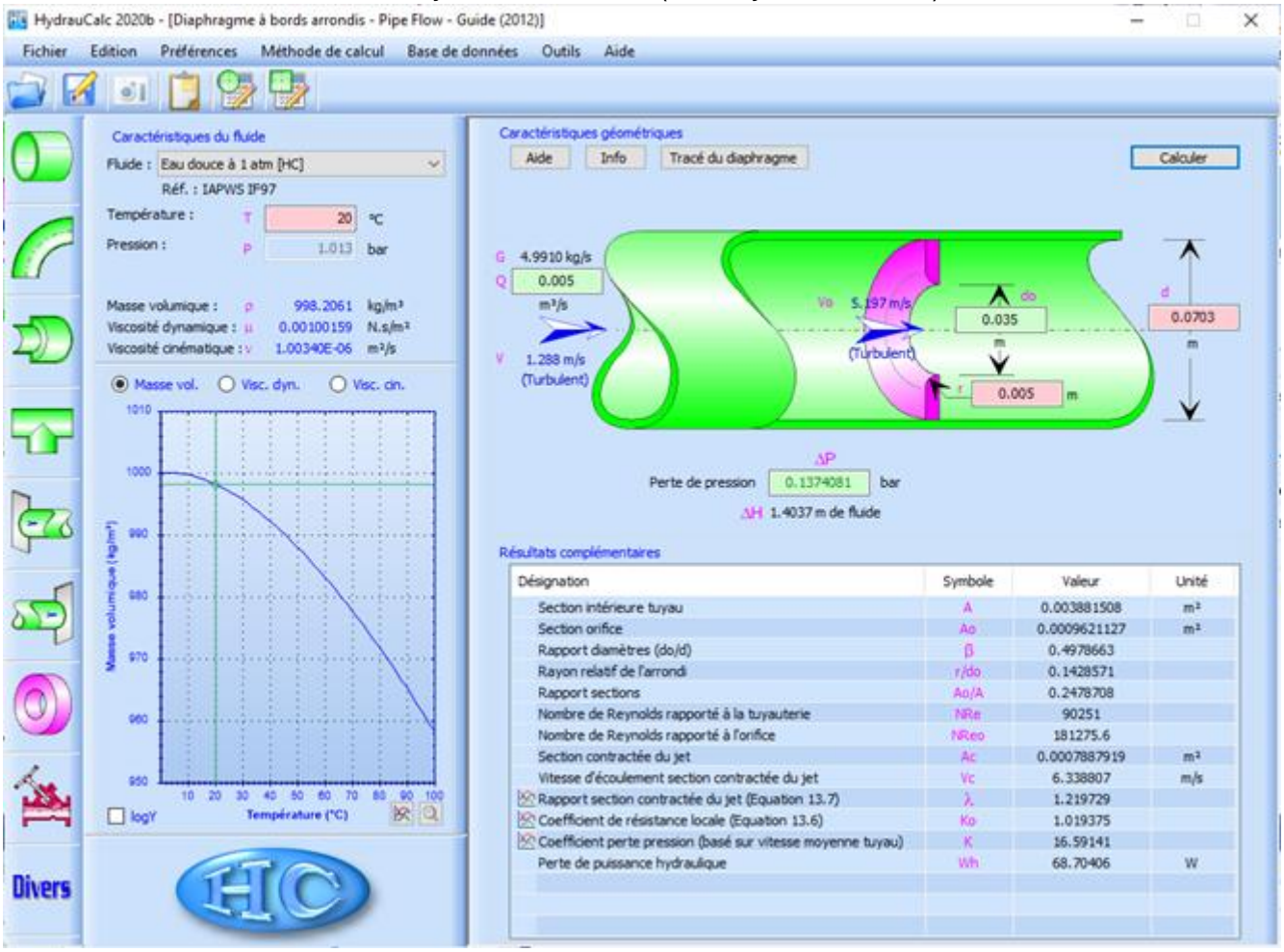
d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (d/2-d_0/2)$)

Exemple d'application :

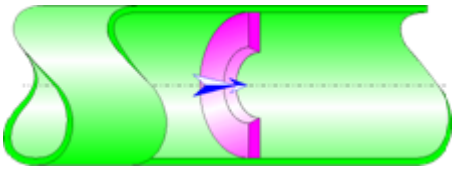


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.4 Diaphragme à bords biseautés

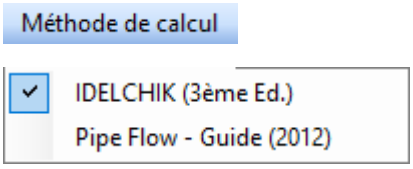
Section circulaire



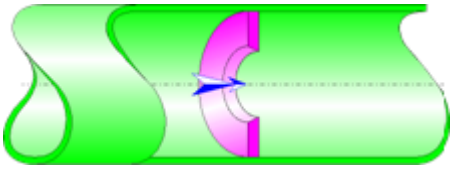
Pour le calcul du coefficient de perte de pression dans les diaphragmes à bords biseautés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords biseautés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

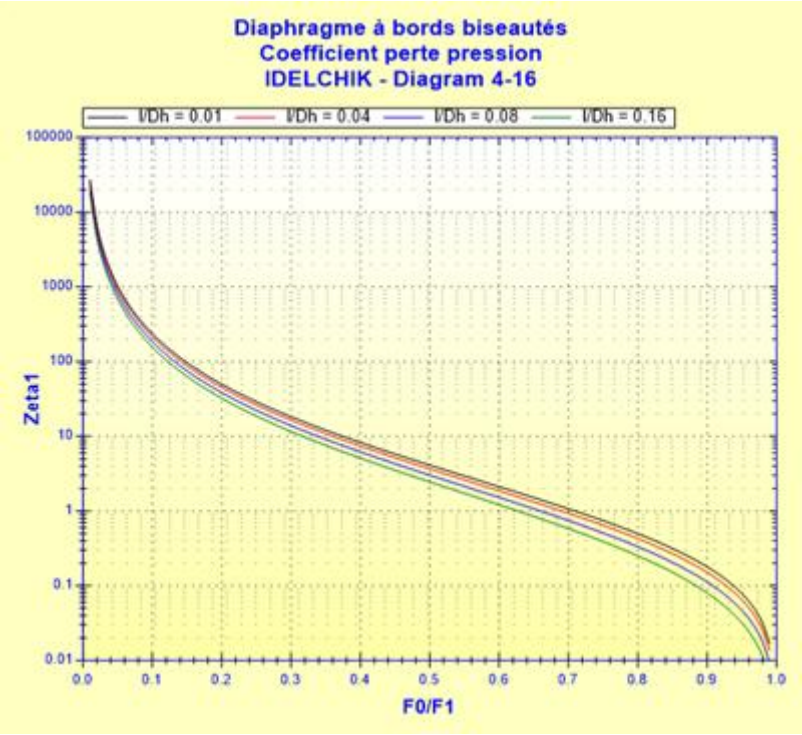
$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-16)

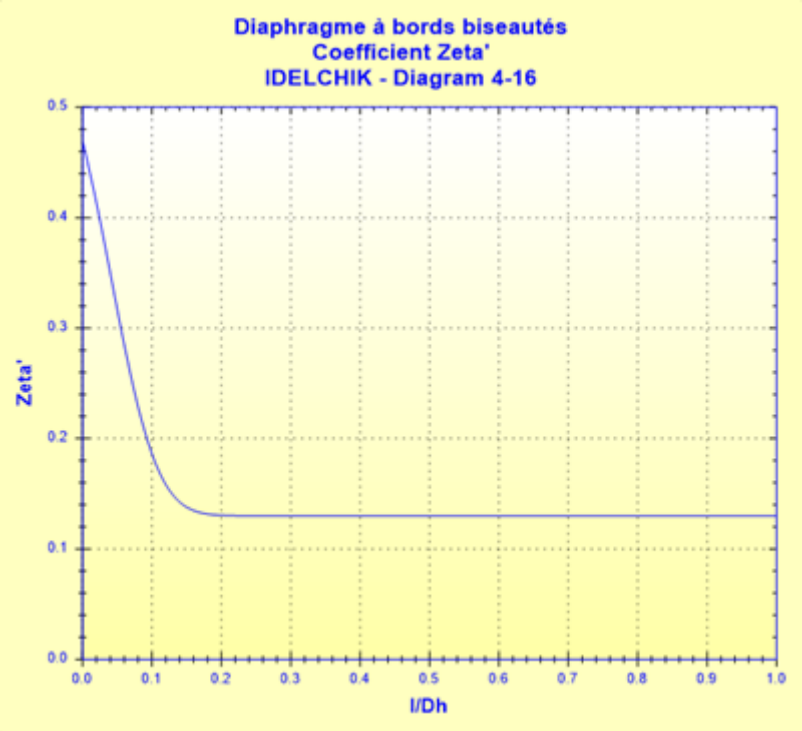


avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.4\frac{l}{D_h} + 88.4\left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([1] diagramme 4-16)



■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

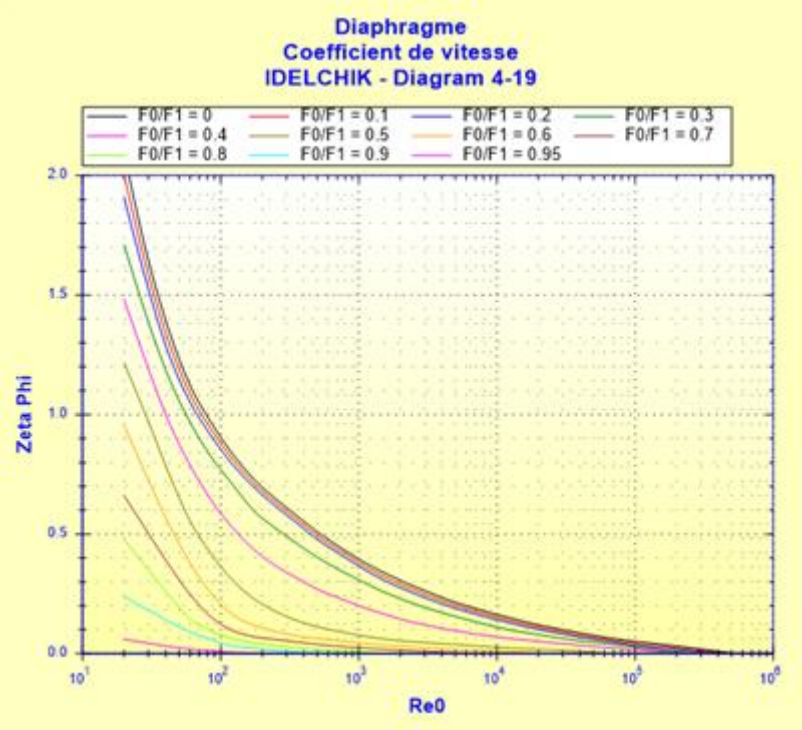
$$\zeta_{1quad} = \left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-16)

Coefficient de vitesse :

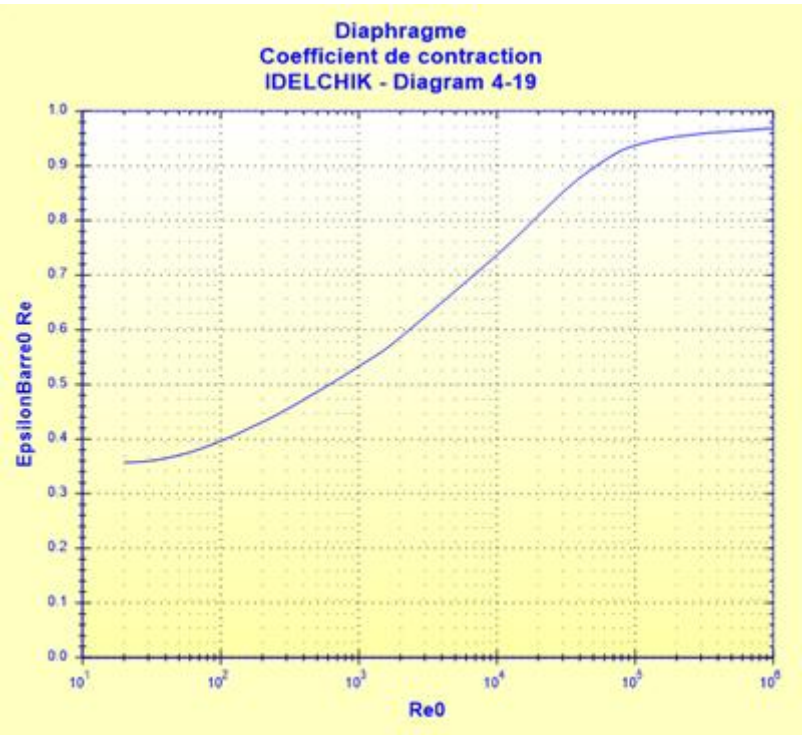
$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re}_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

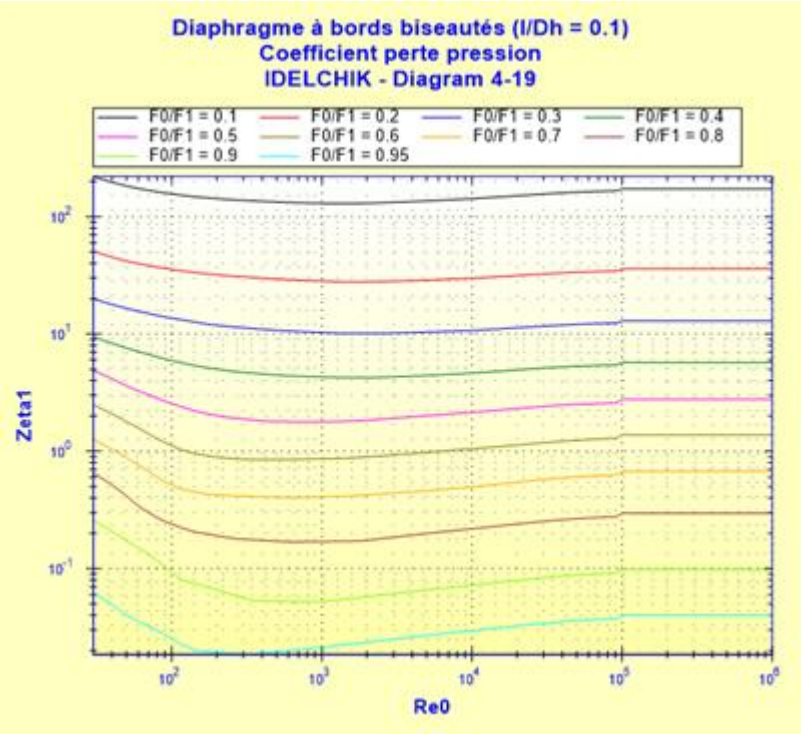
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



([1] diagramme 4-19 avec l/Dh = 0,1)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

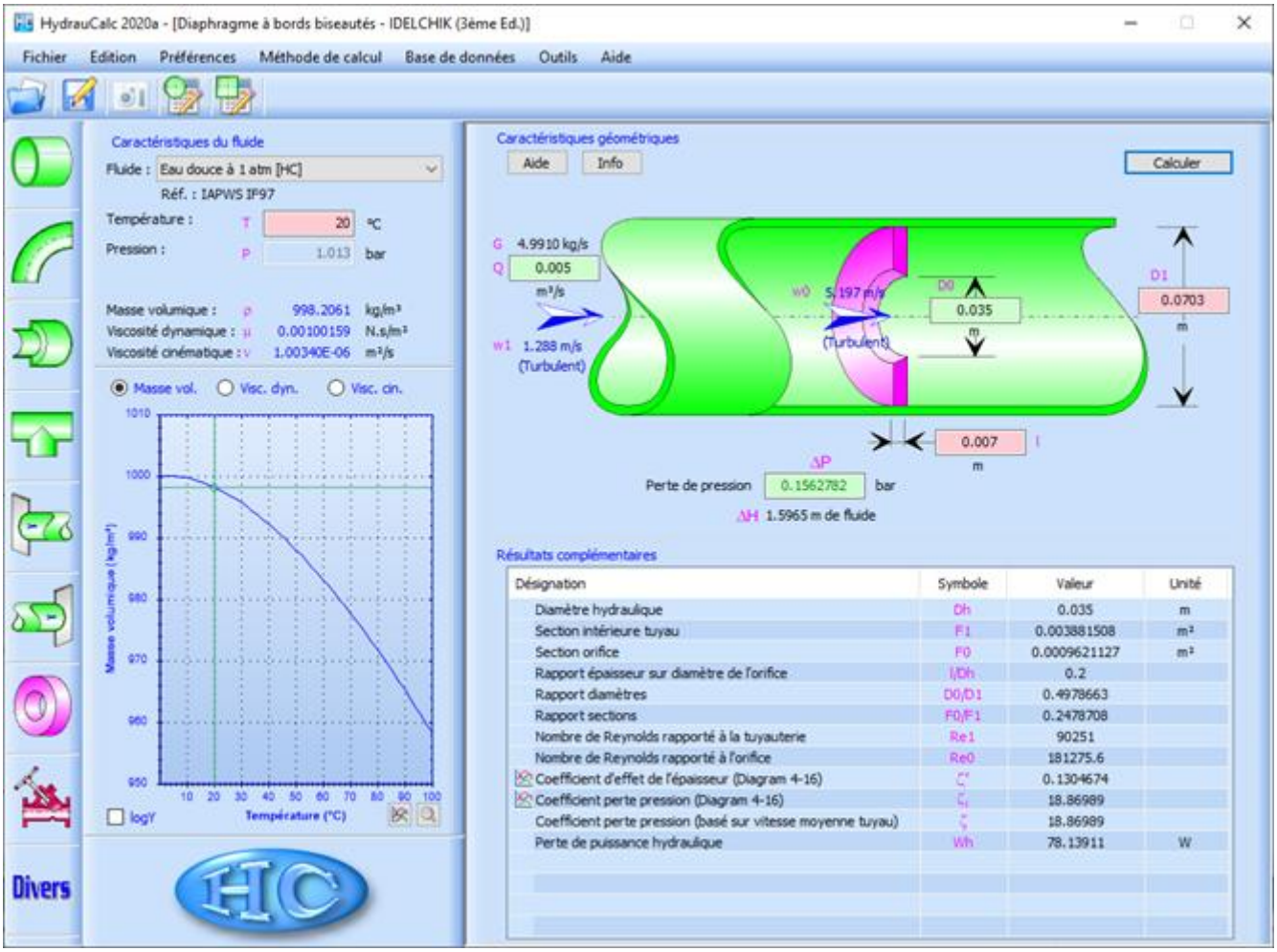
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
l	Epaisseur du diaphragme (m)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ'	Coefficient d'effet de l'épaisseur ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle au sommet du tronc de cône compris entre 40° et 60°

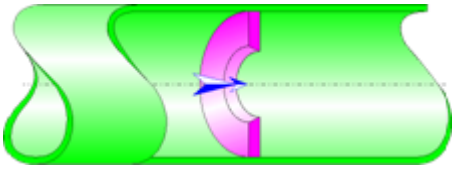
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.7.4.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords biseautés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d}$$

Aire de la section du tuyau (m²) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m²) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{{d_o}^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

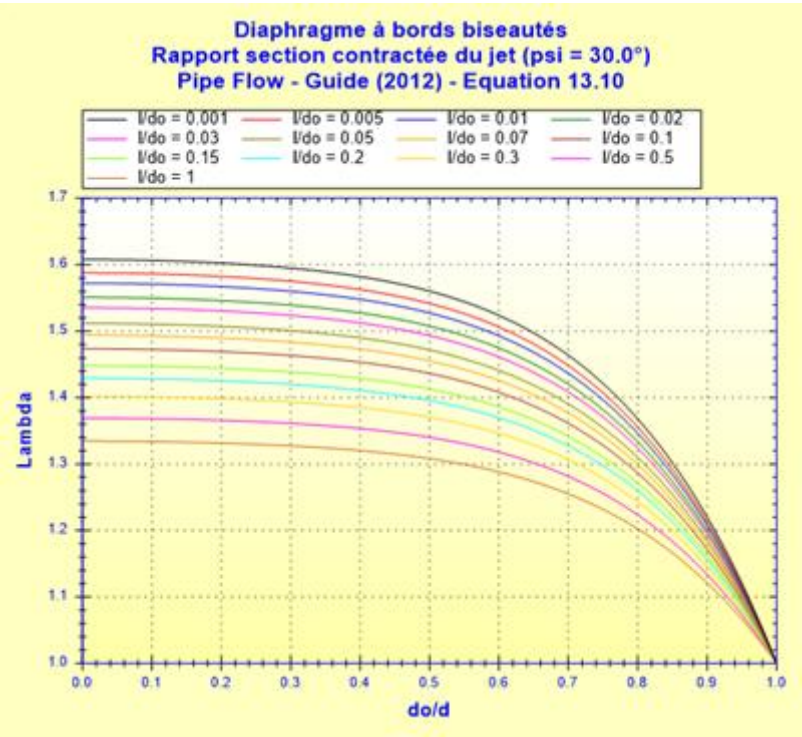
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - C_b \cdot \left(\frac{l}{d_0} \right)^{\frac{1-\sqrt[4]{d_0}}{2}} \right] \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] équation 13.10)

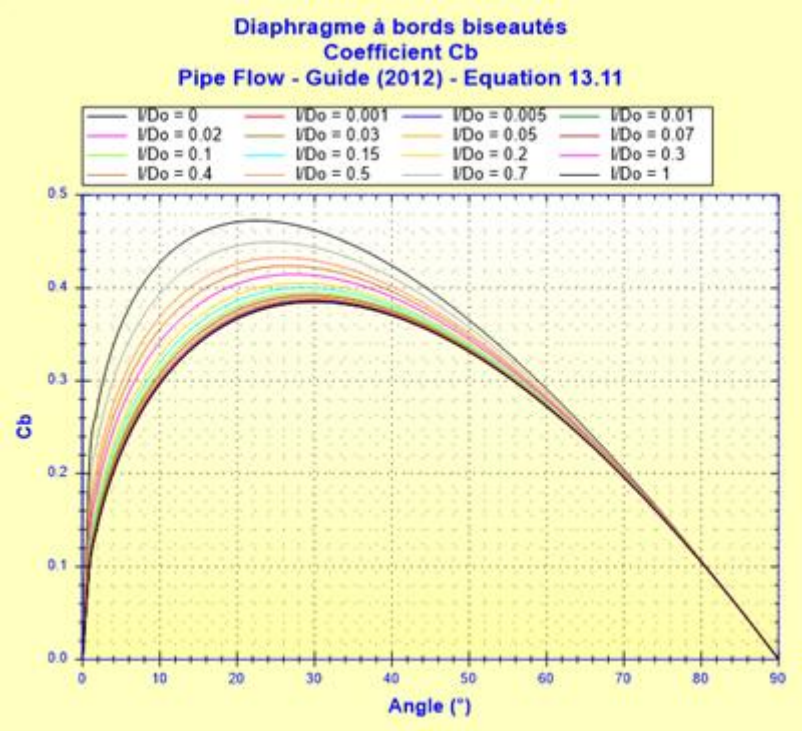


avec :

Coefficient d'effet de l'angle du biseau :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{2+l/d_0}}$$

([1] équation 13.11)



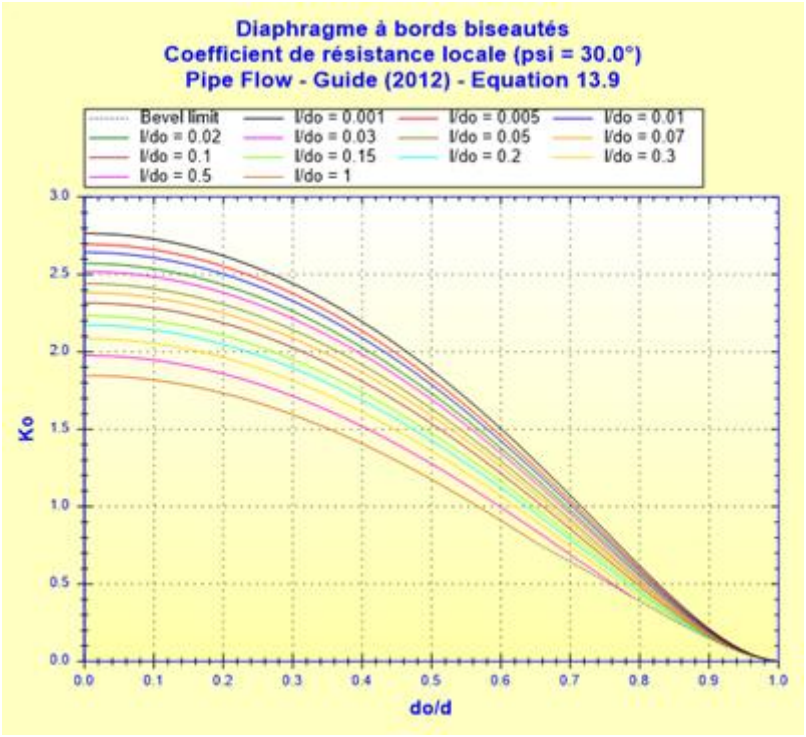
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - C_b \cdot \frac{l}{d_0}\right) \cdot \left(1 - 0.42 \cdot \sqrt{\frac{l}{d_0}} \cdot \beta^2\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \beta^2\right)^2$$

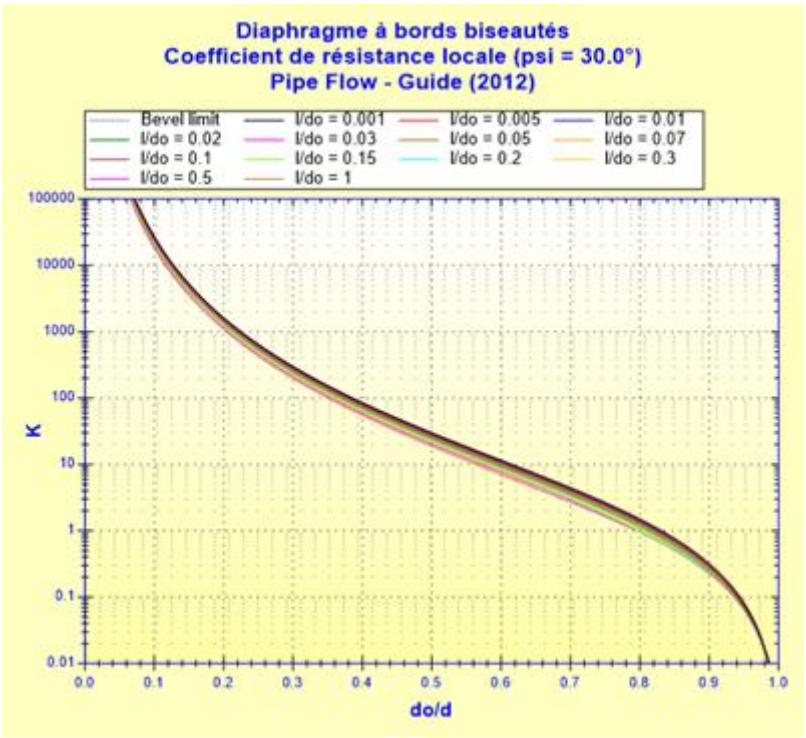
([1] équation 13.9)



(avec ψ =30°)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



(avec ψ =30°)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ψ	Angle du biseau (°)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
C_b	Coefficient d'effet de l'angle du biseau ()
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

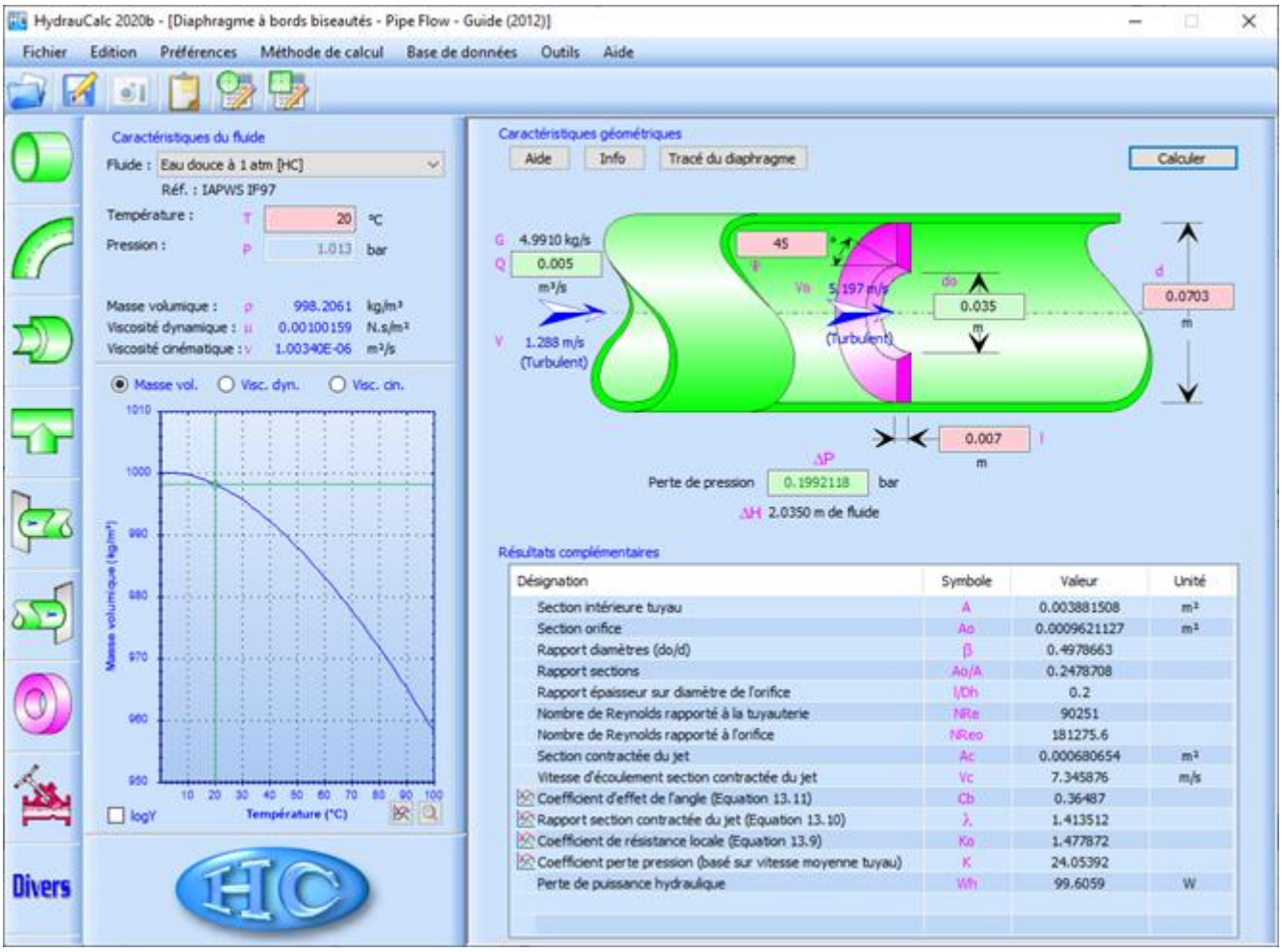
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle du biseau inférieur ou égal à : $\psi \leq tg^{-1}((d - d_o) / (2\ l))$

Exemple d'application :

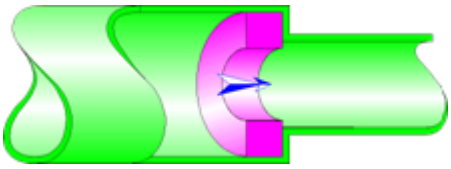


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.5 Diaphragme à bords épais (avec rétrécissement du tuyau)

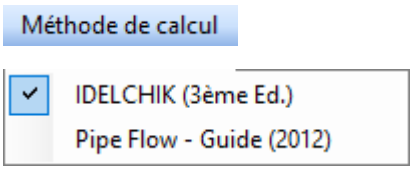
Section circulaire



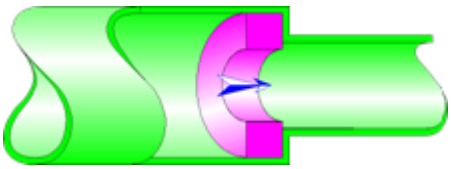
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des diaphragmes à bords épais avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.5.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures de l'orifice est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m²) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Rugosité relative des parois de l'orifice :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

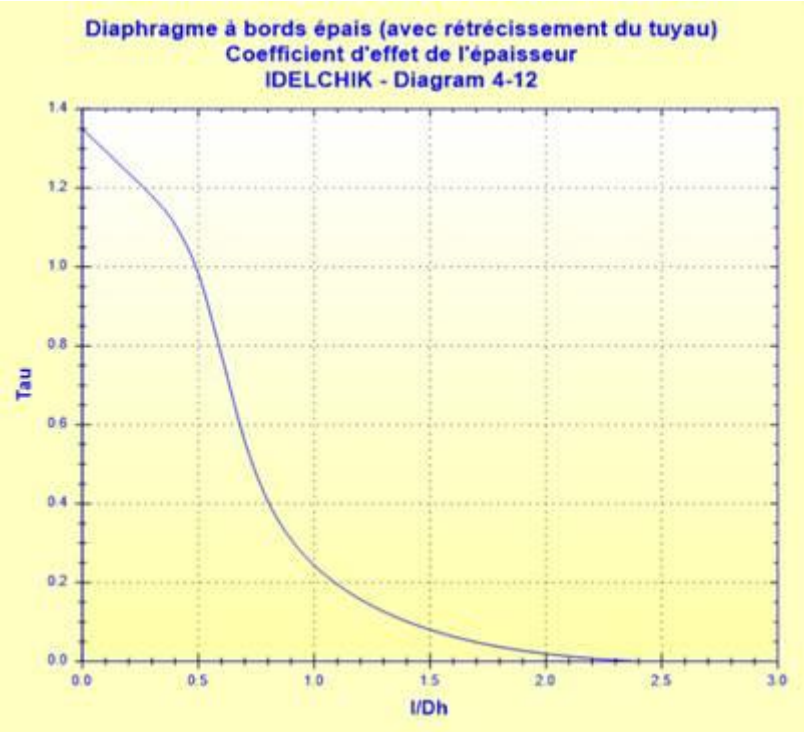
Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([1] diagramme 4-12)

avec :

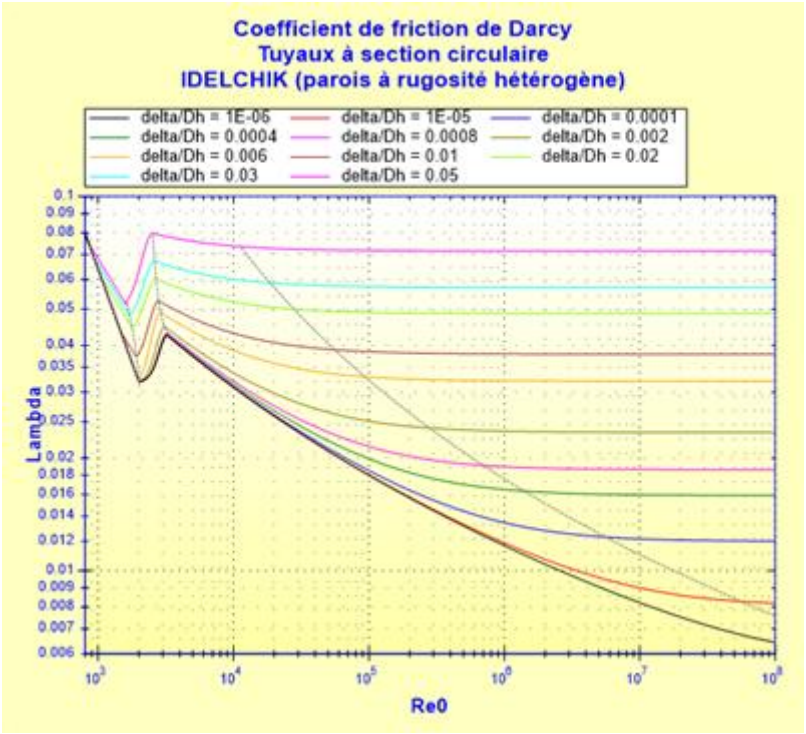
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

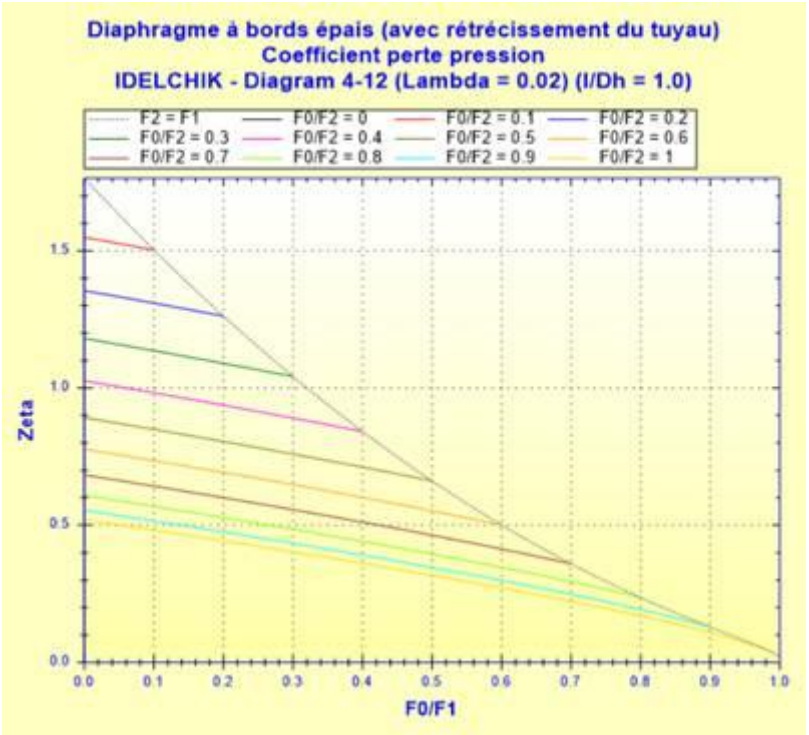


■ $Re_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta = \left[0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h} \right]$$

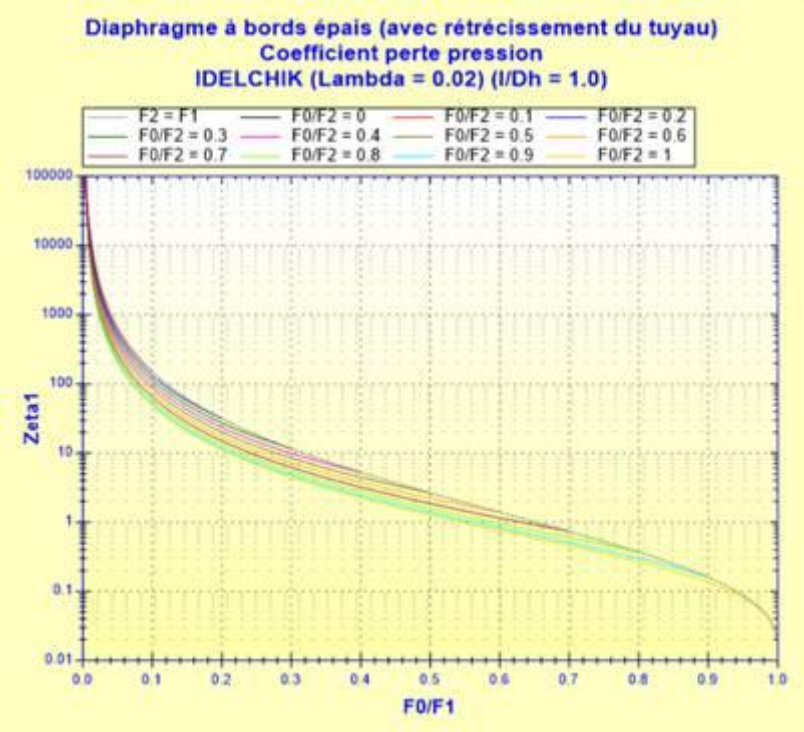
([1] diagramme 4-12)



(avec λ = 0,02 et l/D_h = 1)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



(avec λ = 0,02 et l/D_h = 1)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \left[0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right]$$

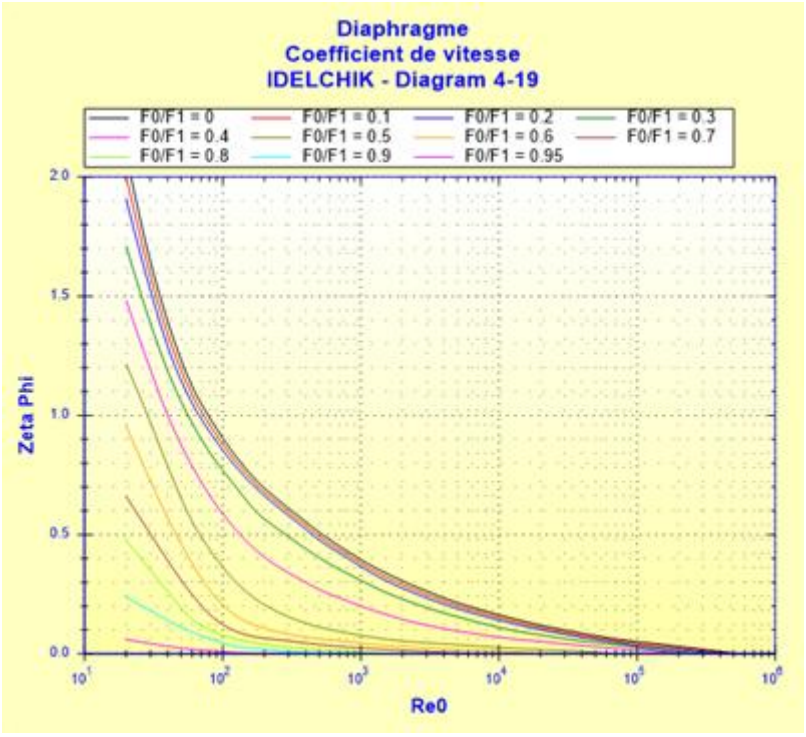
([1] diagramme 4-12)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

Coefficient de vitesse :

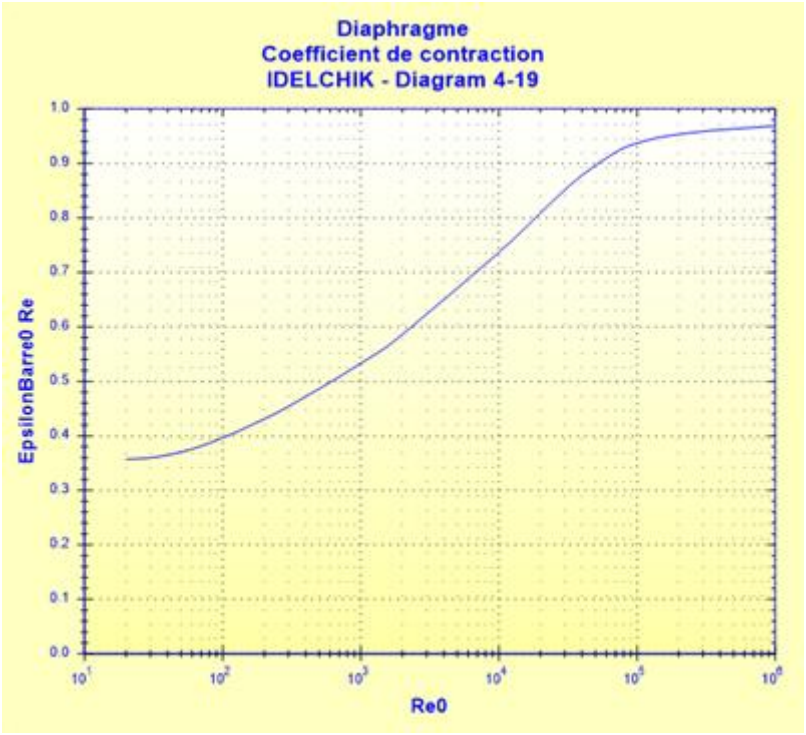
$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,Re} = f(Re_0)$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

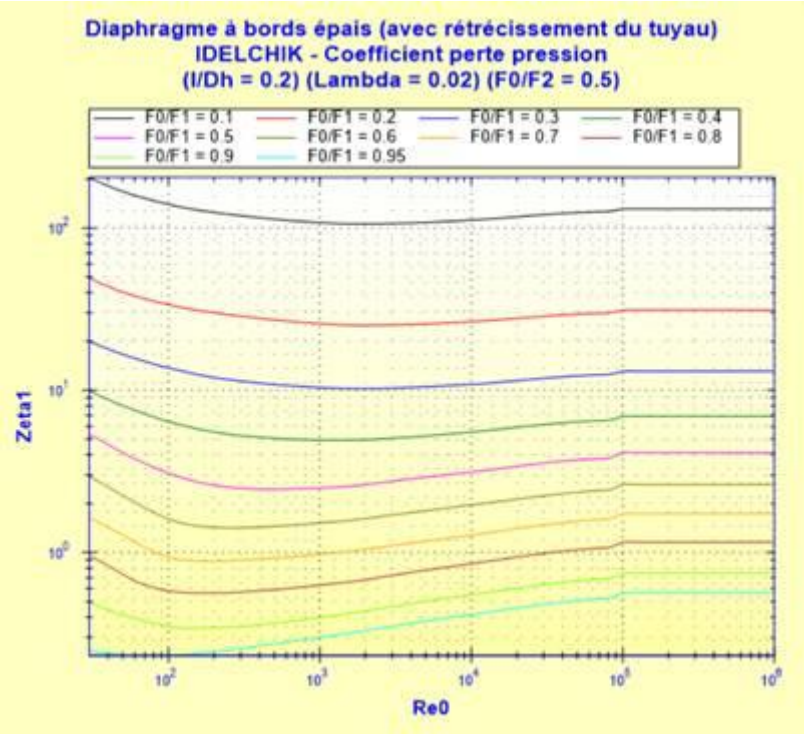
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec l/D_h = 0,2, λ = 0,02 et F_0/F_2 = 0,5)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
Δ	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois de l'orifice ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

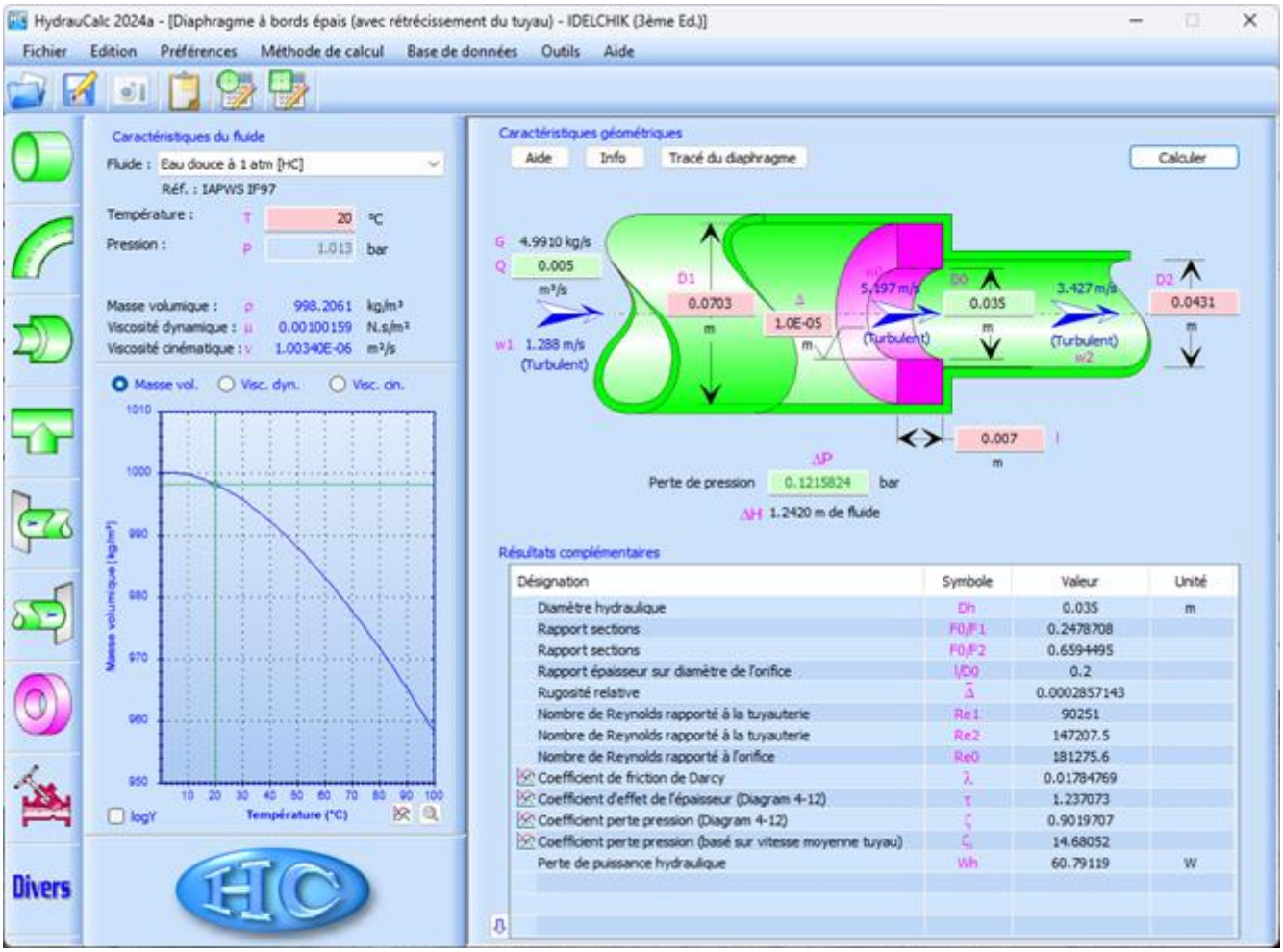
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_0) supérieur à 0,015

Exemple d'application :



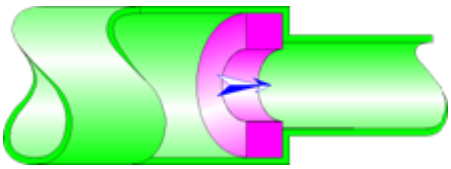
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul du coefficient $\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)$ est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.5.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme. De plus, lorsque l'épaisseur du diaphragme est supérieure à 1,4 fois le diamètre de l'orifice, la perte de charge due à la friction dans l'orifice est également prise en compte car elle devient non négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

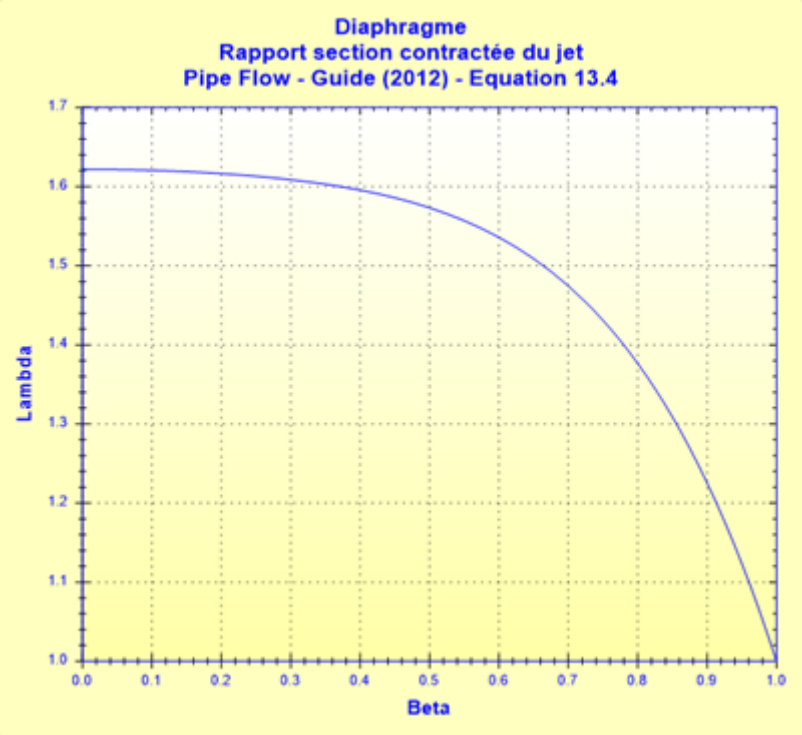
$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re0} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

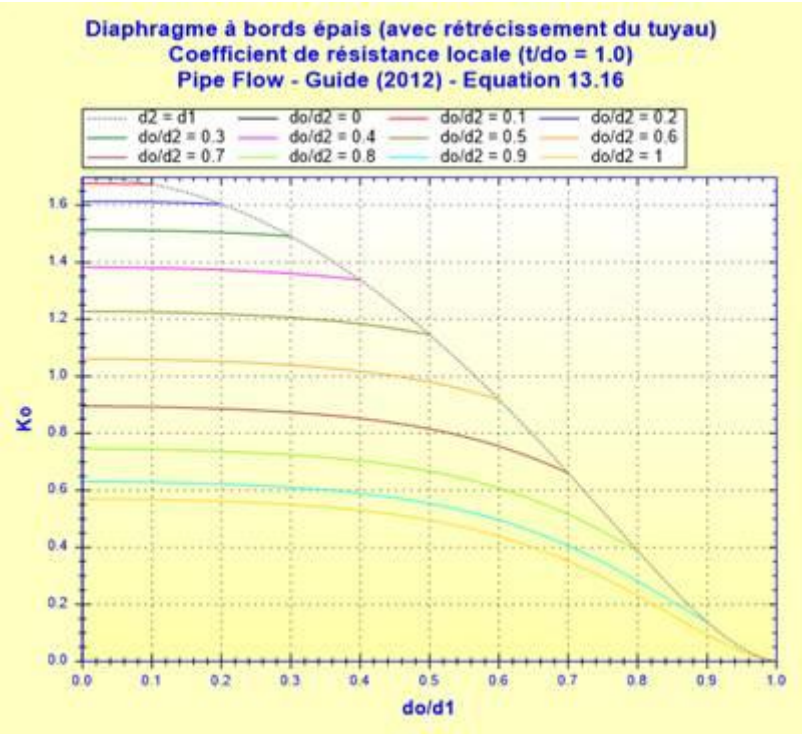
$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) ≤ 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + C_{th} \cdot \left(\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2 + \left(1-C_{th}\right) \cdot \left[\left(\lambda-1\right)^2 + \left(1-\left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2\right]$$

([1] équation 13.16)

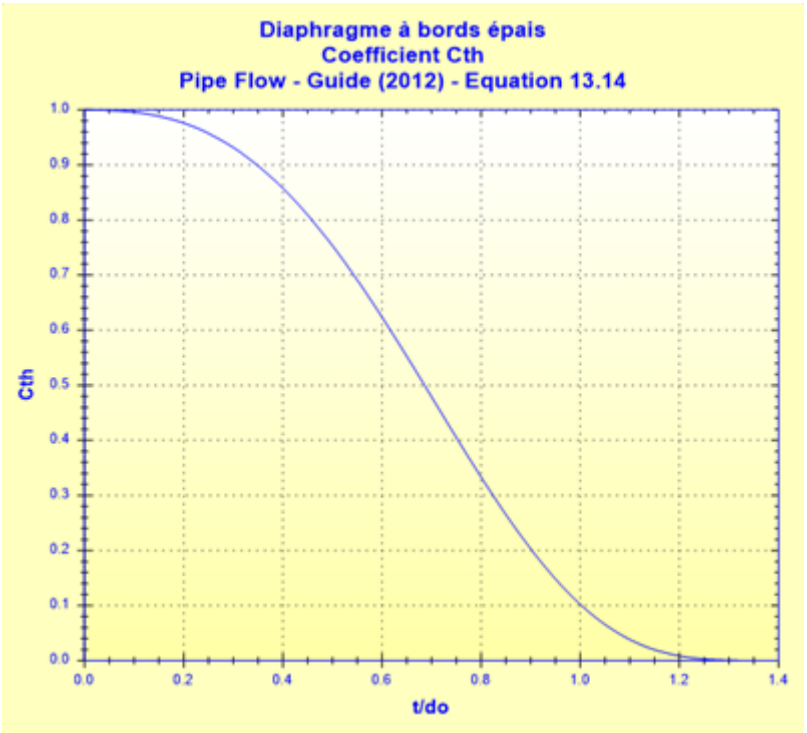


(avec $t/d_0 = 1$)

avec :

$$C_{th} = \left[1 - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{2.5} - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{3}\right]^{-4.5}$$

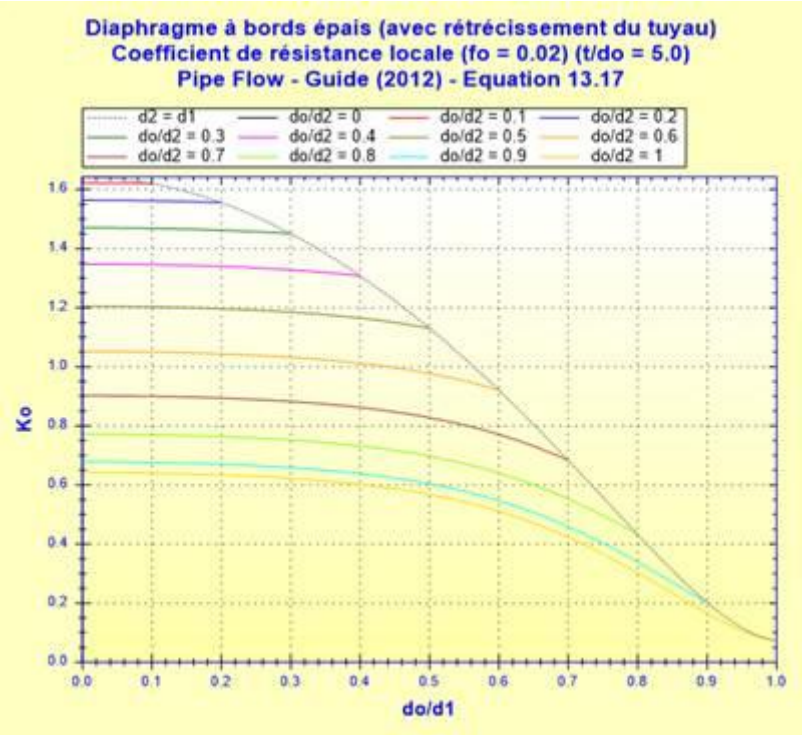
([1] équation 13.14)



■ Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) > 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - 1\right)^2 + \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right]^2 + f_o \cdot \left(\frac{t}{d_o} - 1.4\right)$$

([1] équation 13.17)

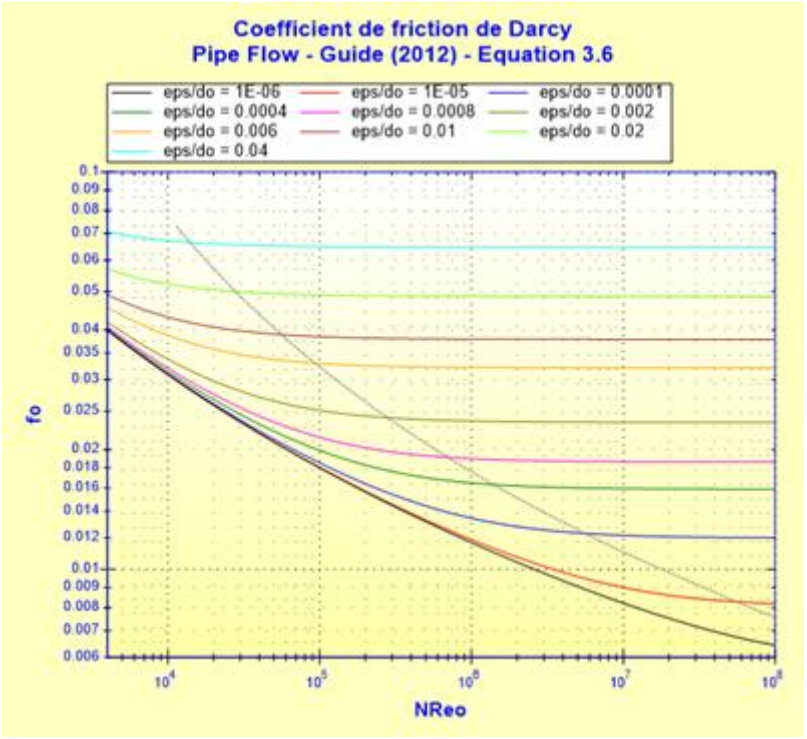


(avec $f_0 = 0{,}02$ et $t/d_0 = 5$)

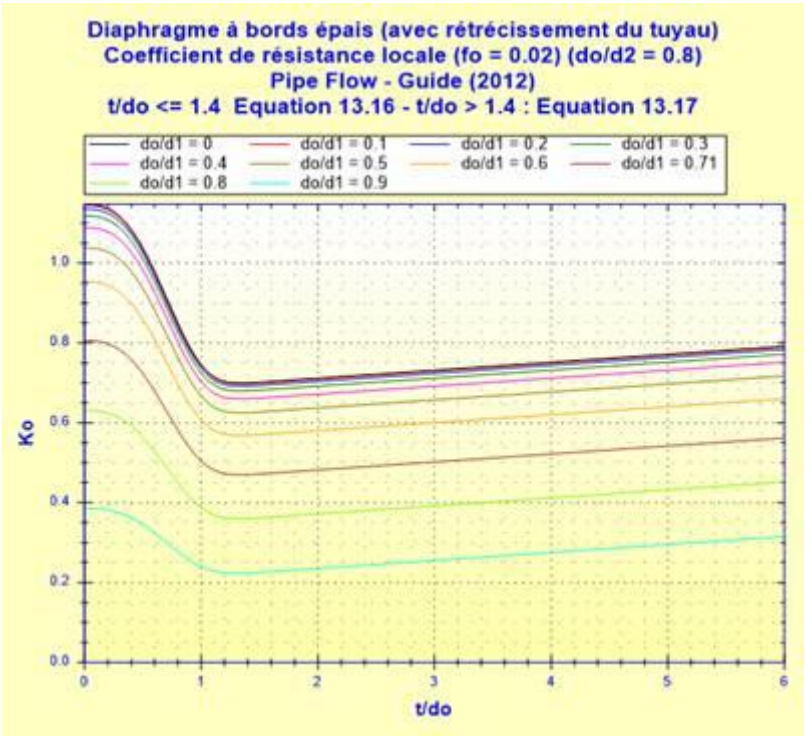
avec :

$$f_o = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \frac{2.51}{NRe_0 \cdot \sqrt{f_o}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



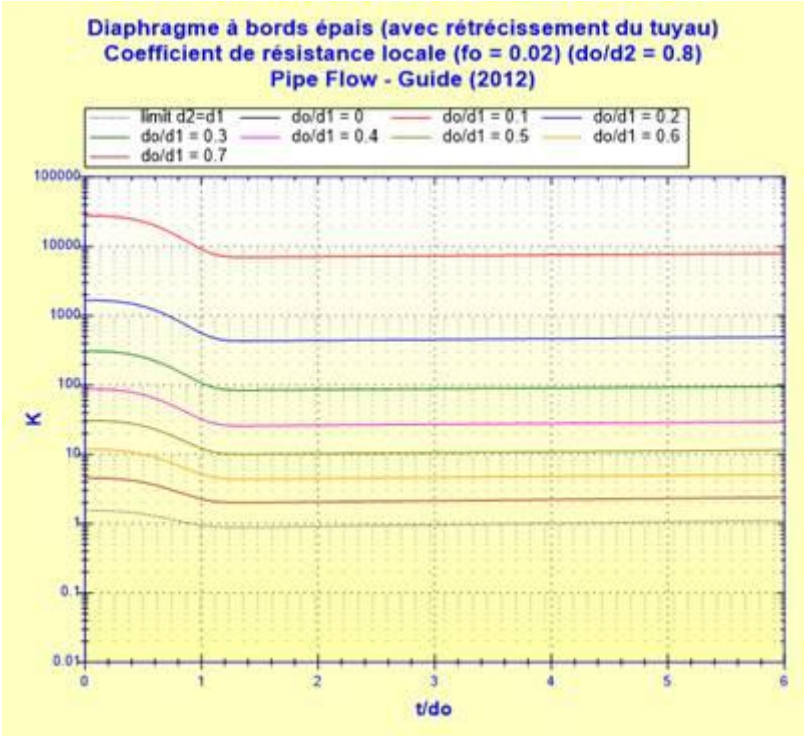
■ Tous rapports épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) :



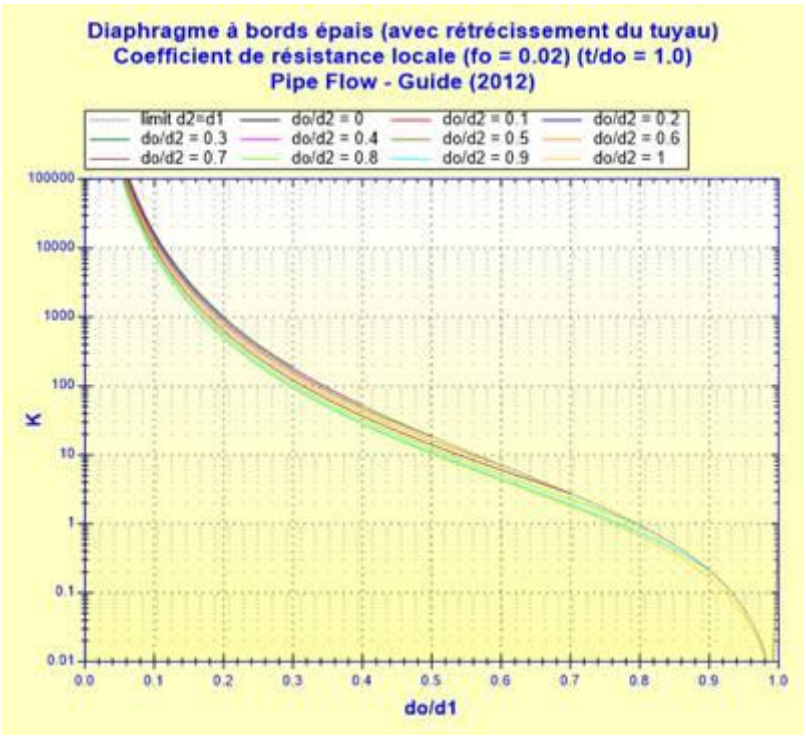
(avec f_0 = 0,02 et d_0/d_2 = 0,8)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o}\right)^2$$



(avec f_0 = 0,02 et d_0/d_2 = 0,8)



(avec f_0 = 0,02 et t/d_0 = 1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_0	Diamètre de l'orifice (m)
d_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
d_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_1	Section de passage du grand tuyau (m^2)
A_2	Section de passage du petit tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
NRe_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
t	Epaisseur du diaphragme (m)
K_0	Coefficient de résistance locale ()
Cth	Coefficient ()
ε	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
f_0	Coefficient de friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

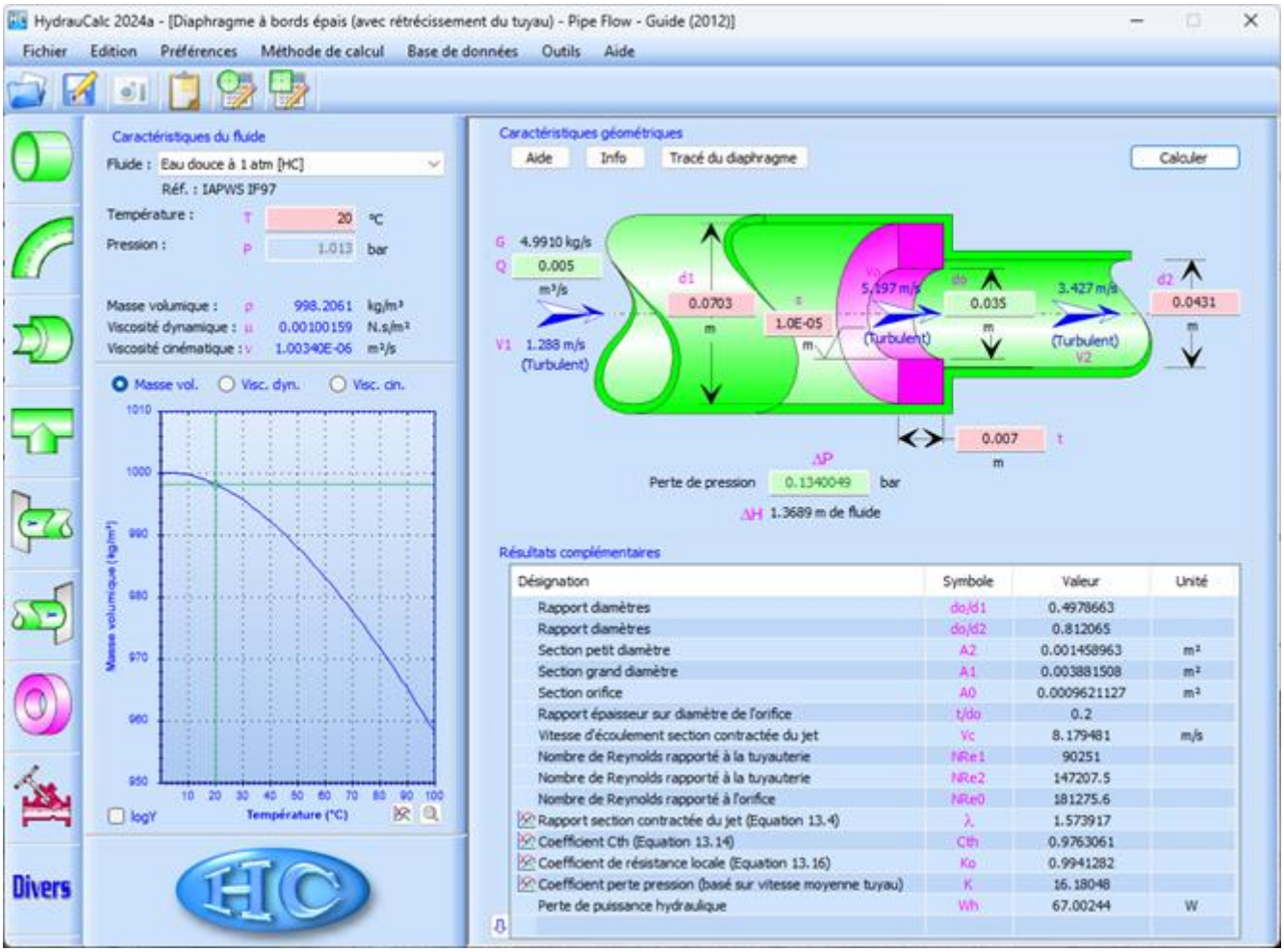
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

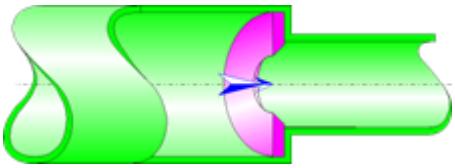


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.6 Diaphragme à bords effilés (avec rétrécissement du tuyau)

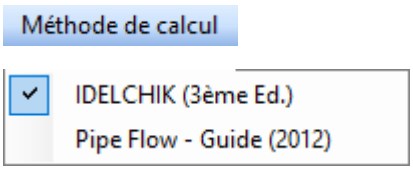
Section circulaire



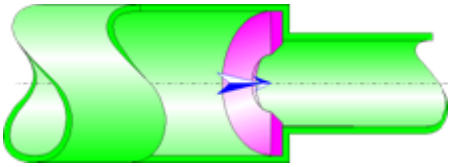
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des diaphragmes à bords effilés avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.6.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m^2) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

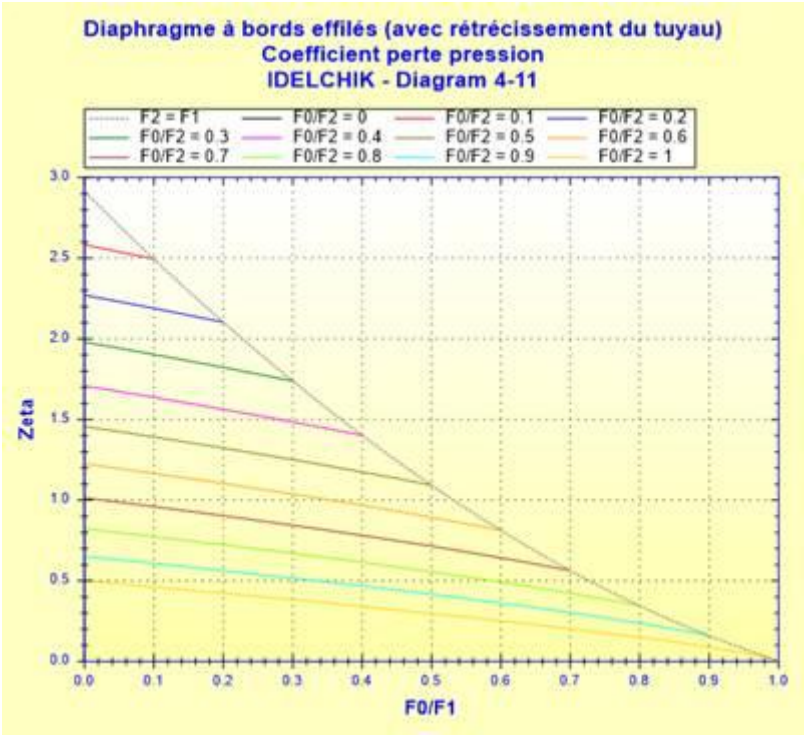
$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

■ $\mathrm{Re}_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

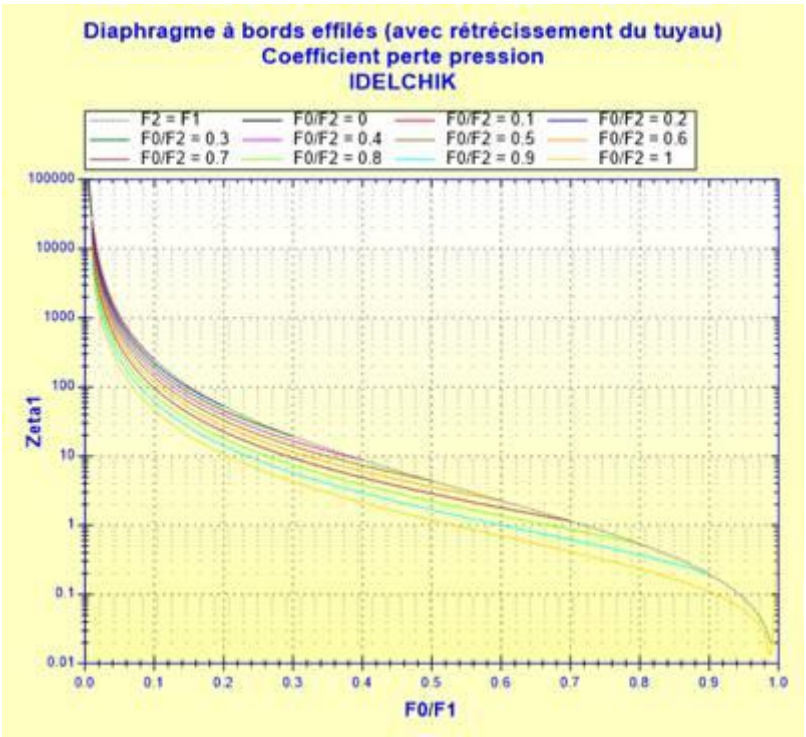
$$\zeta = \left[0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) \right]^2$$

([1] diagramme 4-11)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



- $Re_0 < 10^5$

  Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \left[0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) \right]^2$$

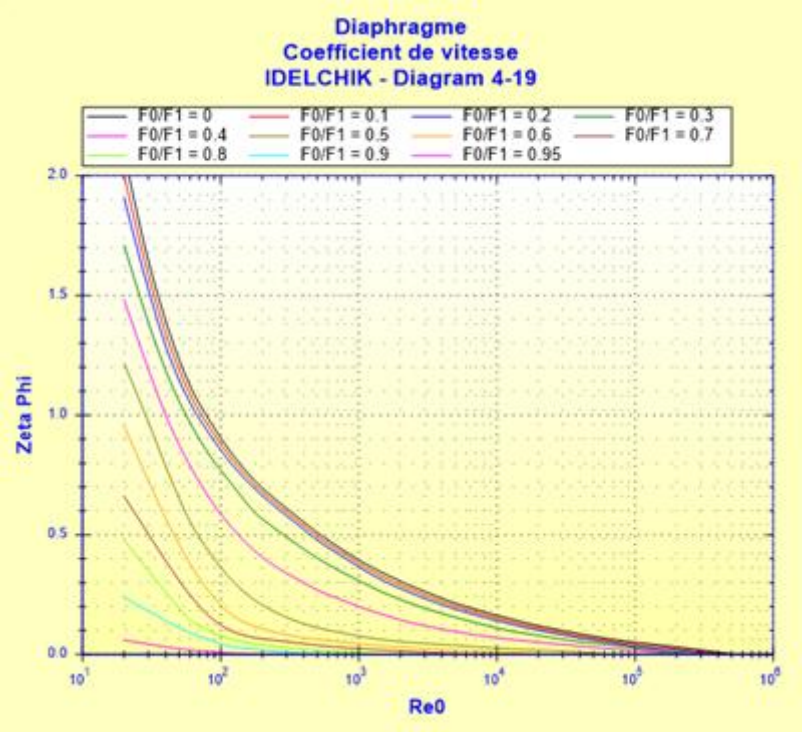
([1] diagramme 4-11)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_{\varphi} = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1} \right)$$

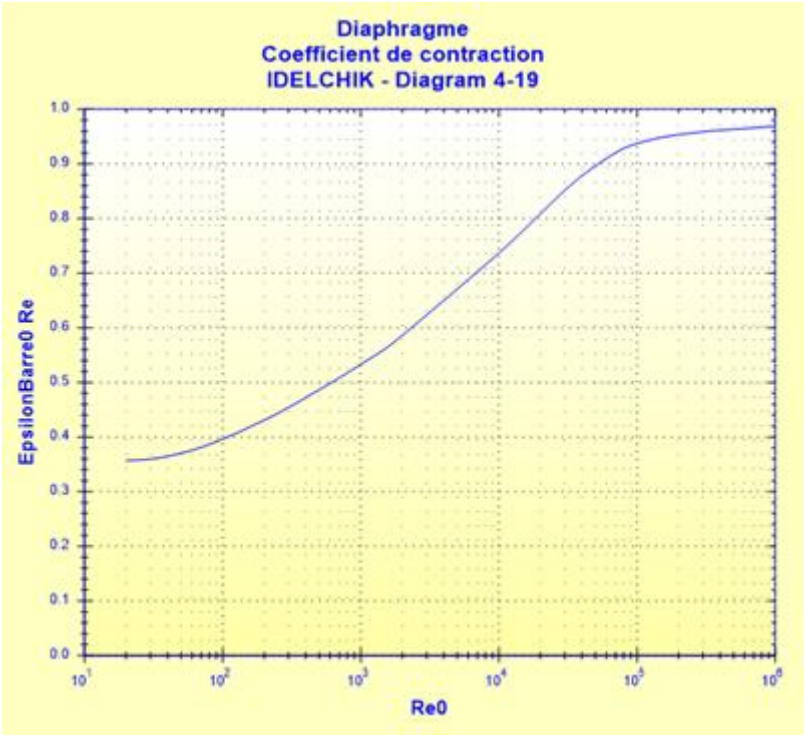
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0Re} = f(Re_0)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

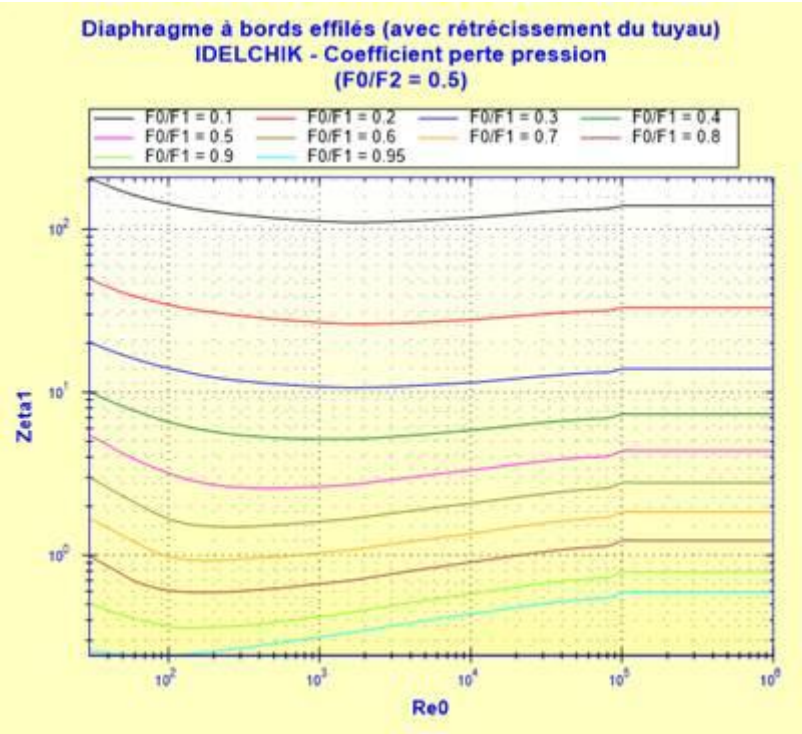
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec $F_0/F_2 = 0,5$)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

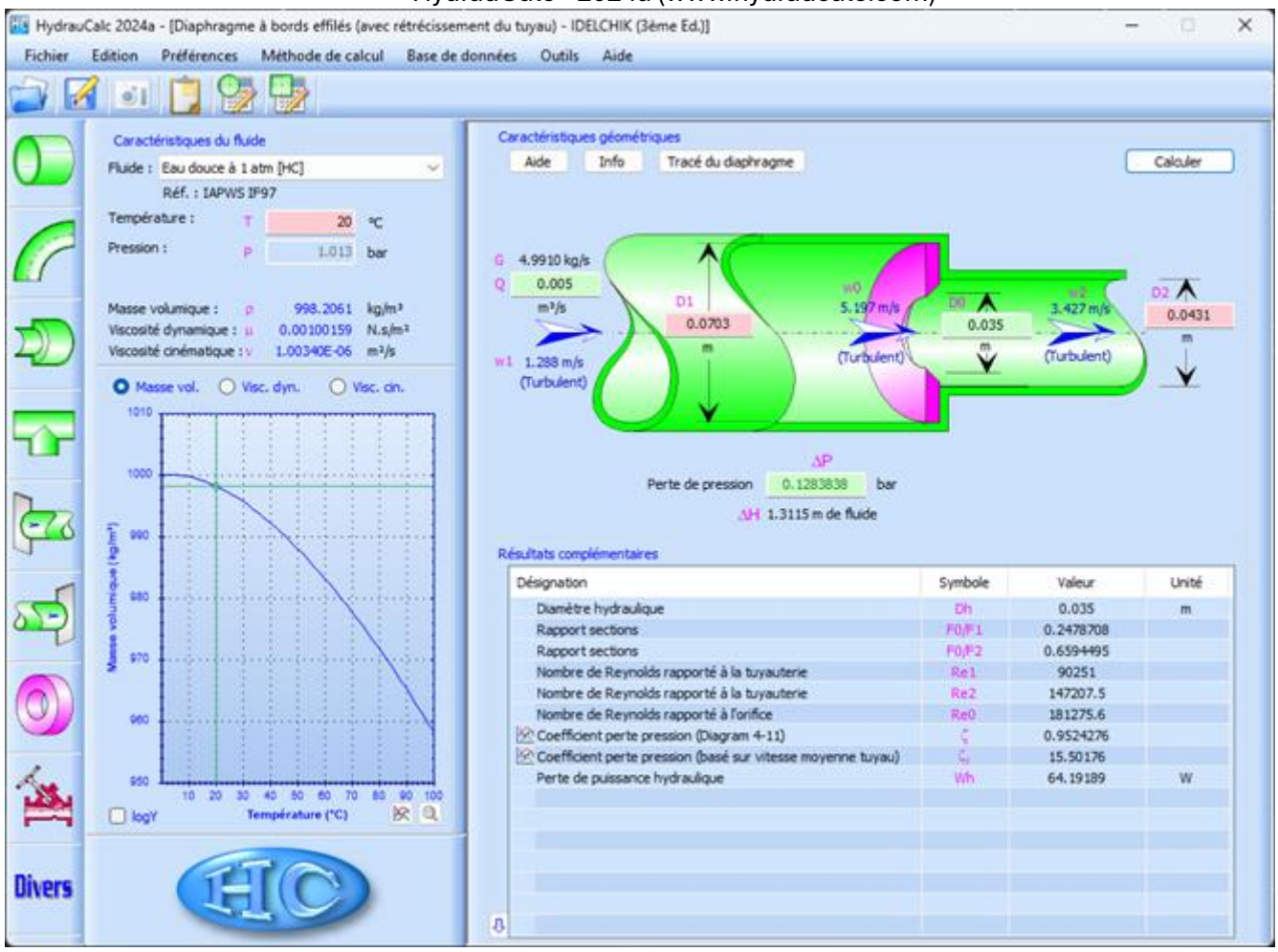
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ζ_{φ}	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

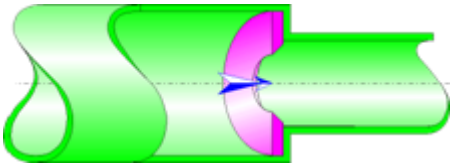
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.7.6.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

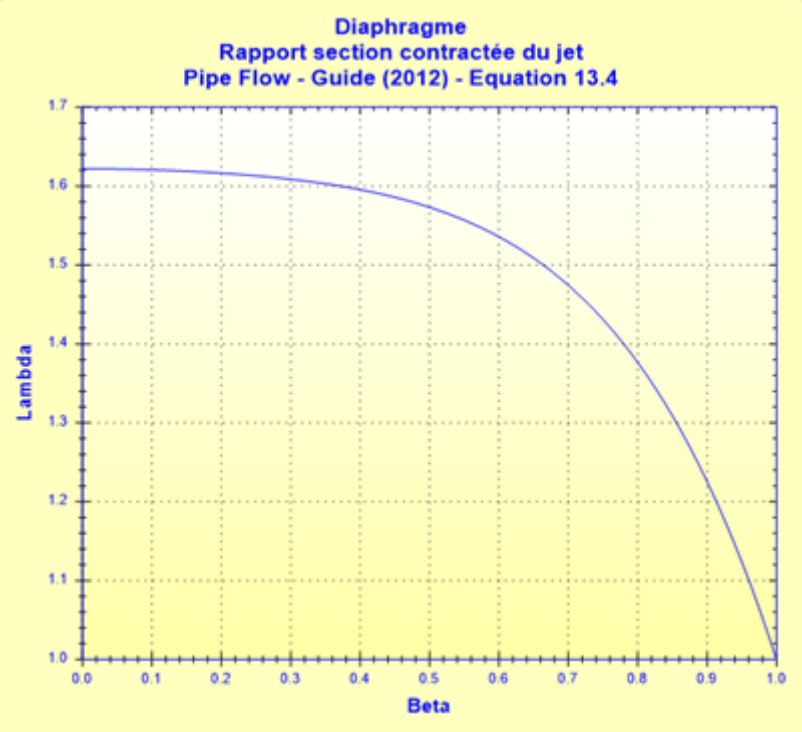
$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement dans la veine contractée (m/s) :

$$V_c = V_o \cdot \lambda$$

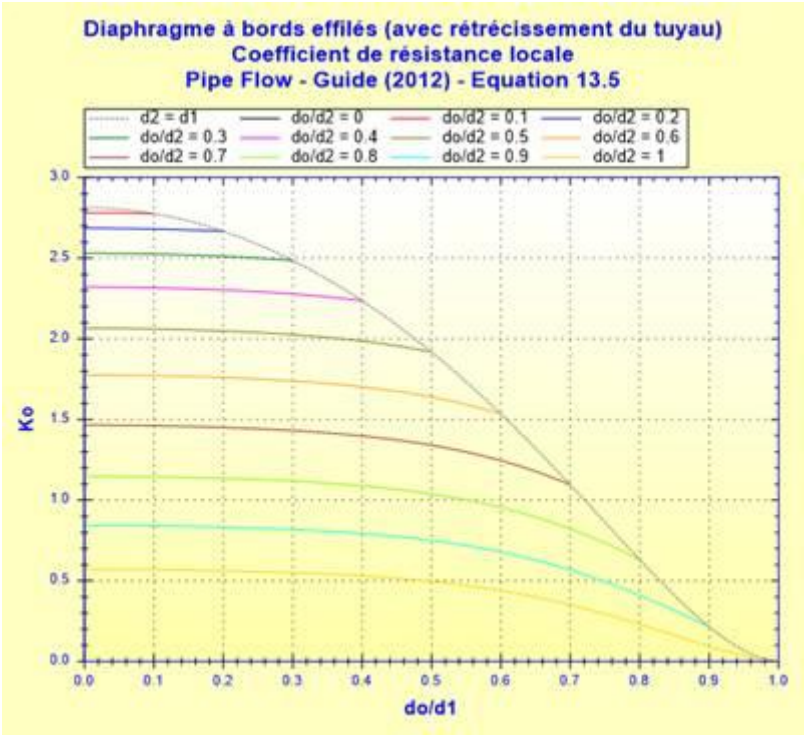
Section de la veine contractée (m^2):

$$A_c = \frac{Q}{V_c}$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

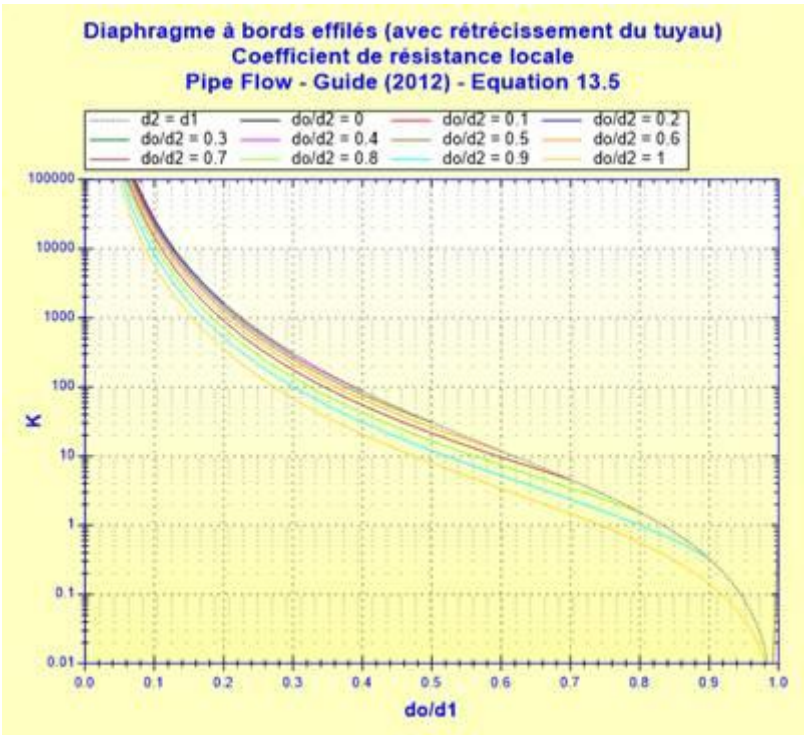
$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2$$

([1] équation 13.5)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o} \right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_0	Diamètre de l'orifice (m)
d_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
d_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_1	Section de passage du grand tuyau (m^2)
A_2	Section de passage du petit tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
NRe_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la veine contractée (m/s)
A_c	Section de la veine contractée (m^2)
K_0	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

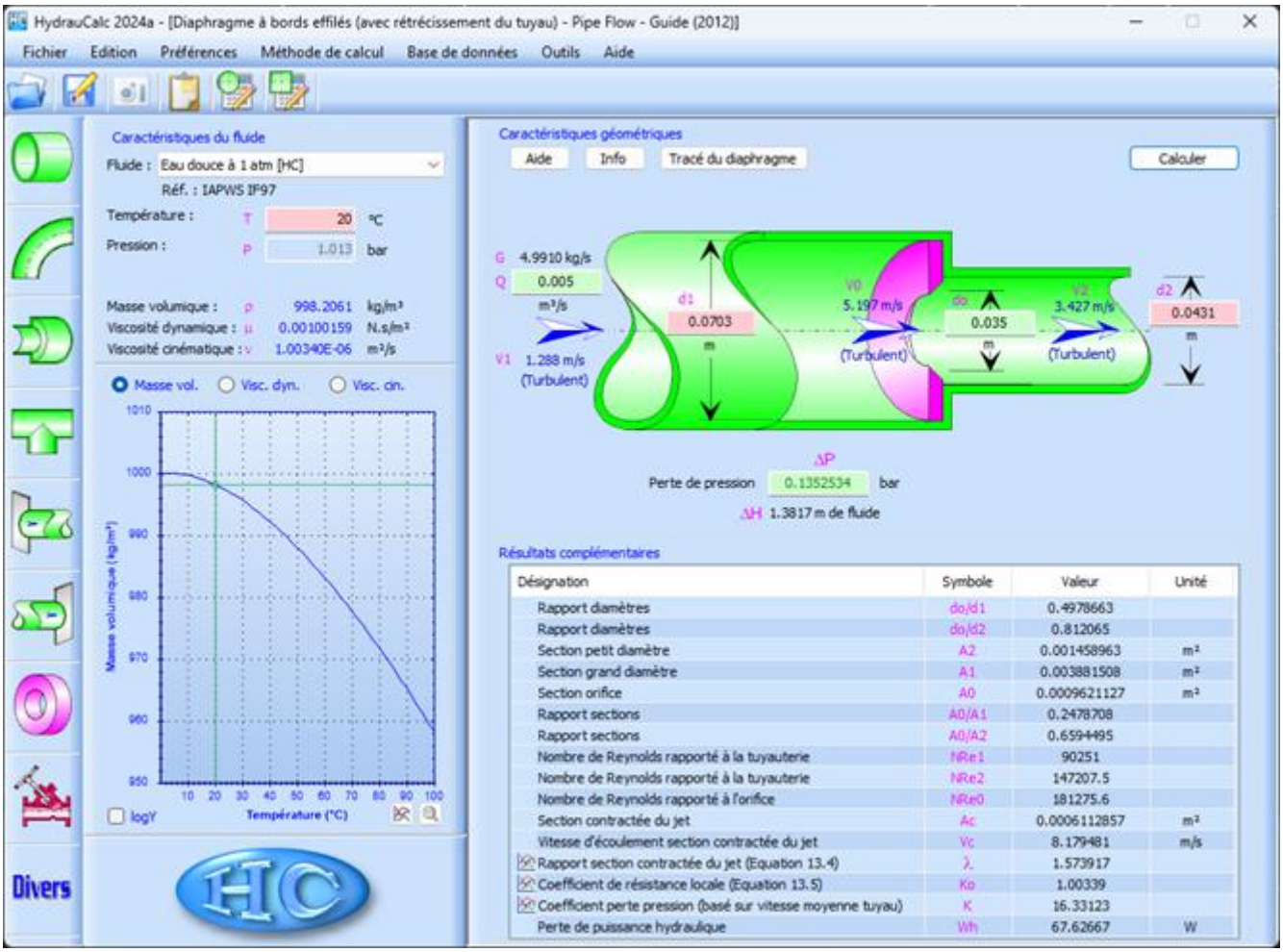
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

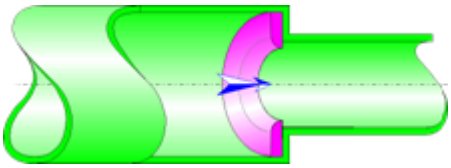


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.7 Diaphragme à bords arrondis (avec rétrécissement du tuyau)

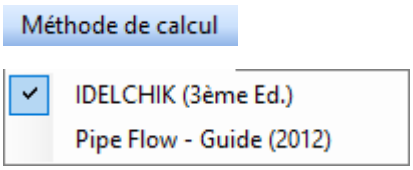
Section circulaire



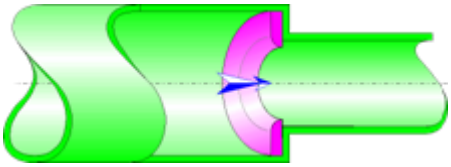
Pour le calcul du coefficient de perte de pression dans les diaphragmes à bords arrondis avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.7.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords arrondis avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m²) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$w_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

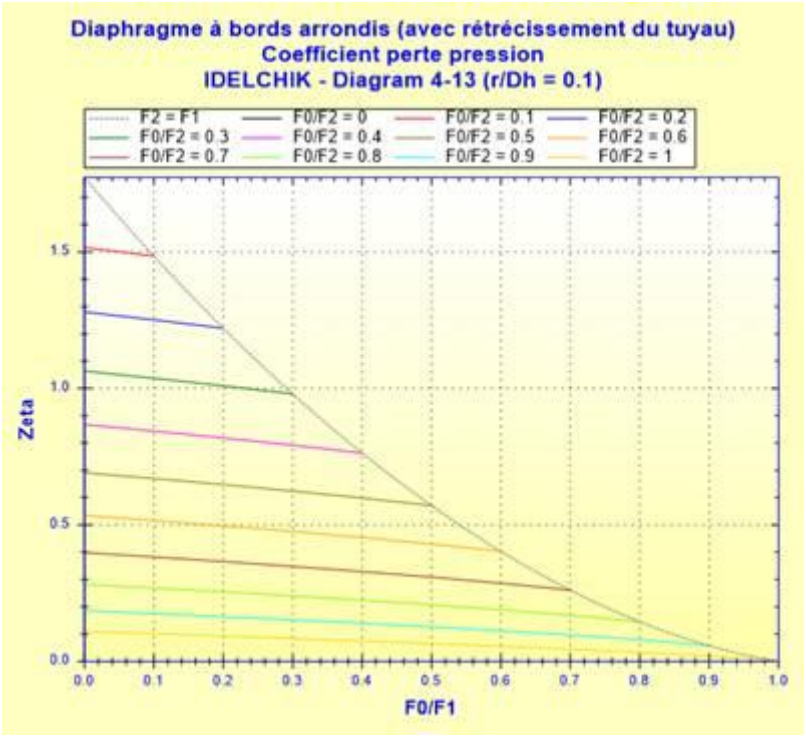
$$\mathrm{Re}_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

■ $\mathrm{Re}_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)$$

([2] diagramme 4-13)



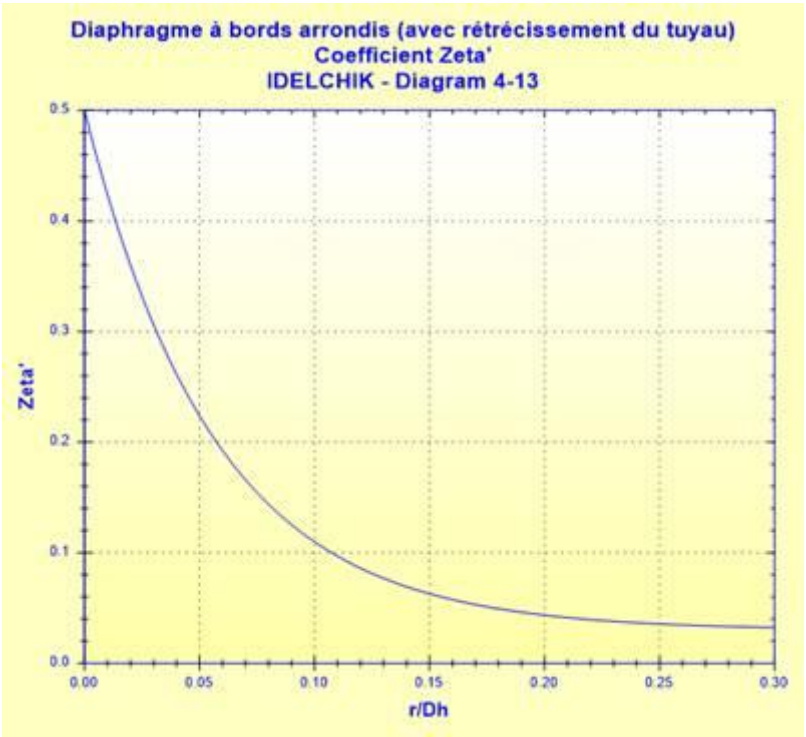
(avec r/ D_h = 0,1)

avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

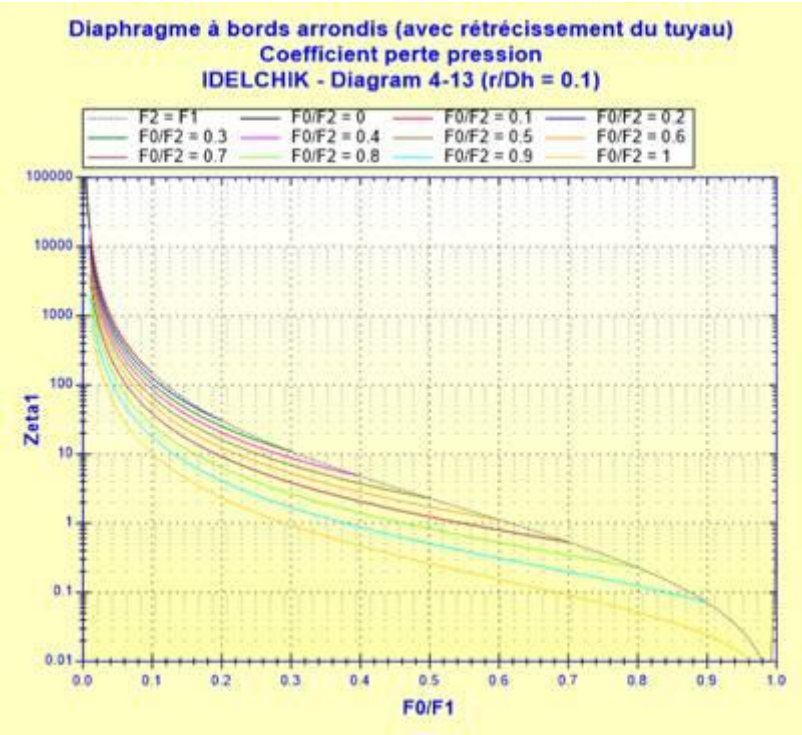
$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagramme 4-13)



Pressure loss coefficient (based on the major pipe velocity):

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



(avec r/ D_h = 0,1)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \left[\zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)\right]$$

([2] diagramme 4-13)

avec :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

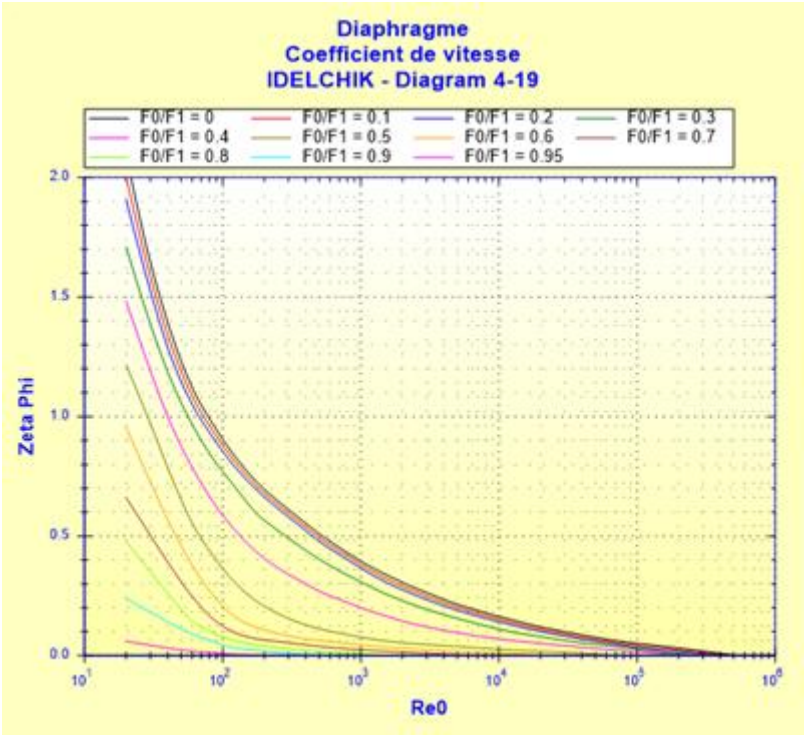
([1] diagramme 4-13)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$ ([1] diagramme 4-19)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

- $30 < \mathrm{Re}_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

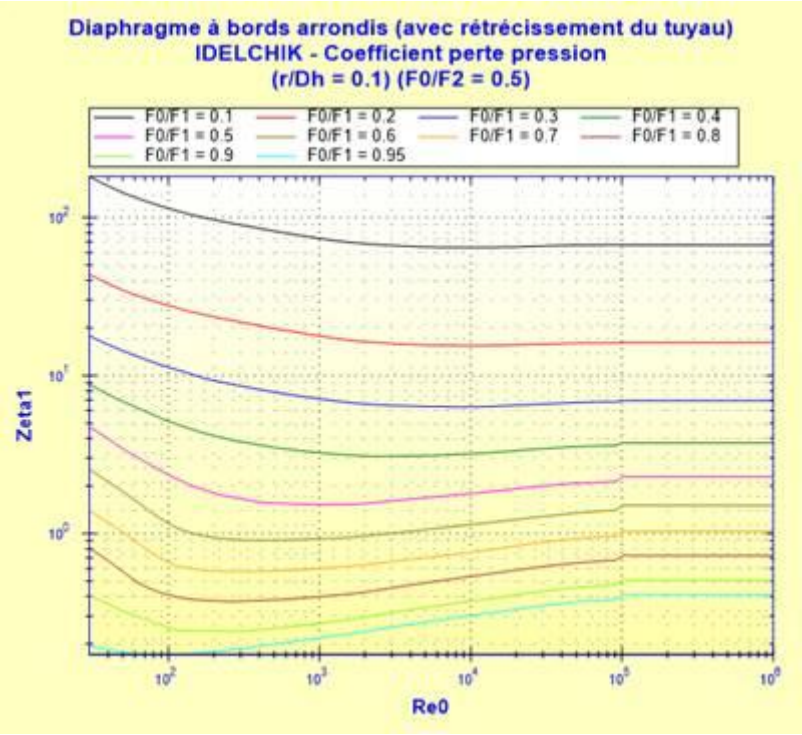
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec r/ D_h = 0,1 et F_0/F_2 = 0.5)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
ζ'	Coefficient d'effet de l'arrondi ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

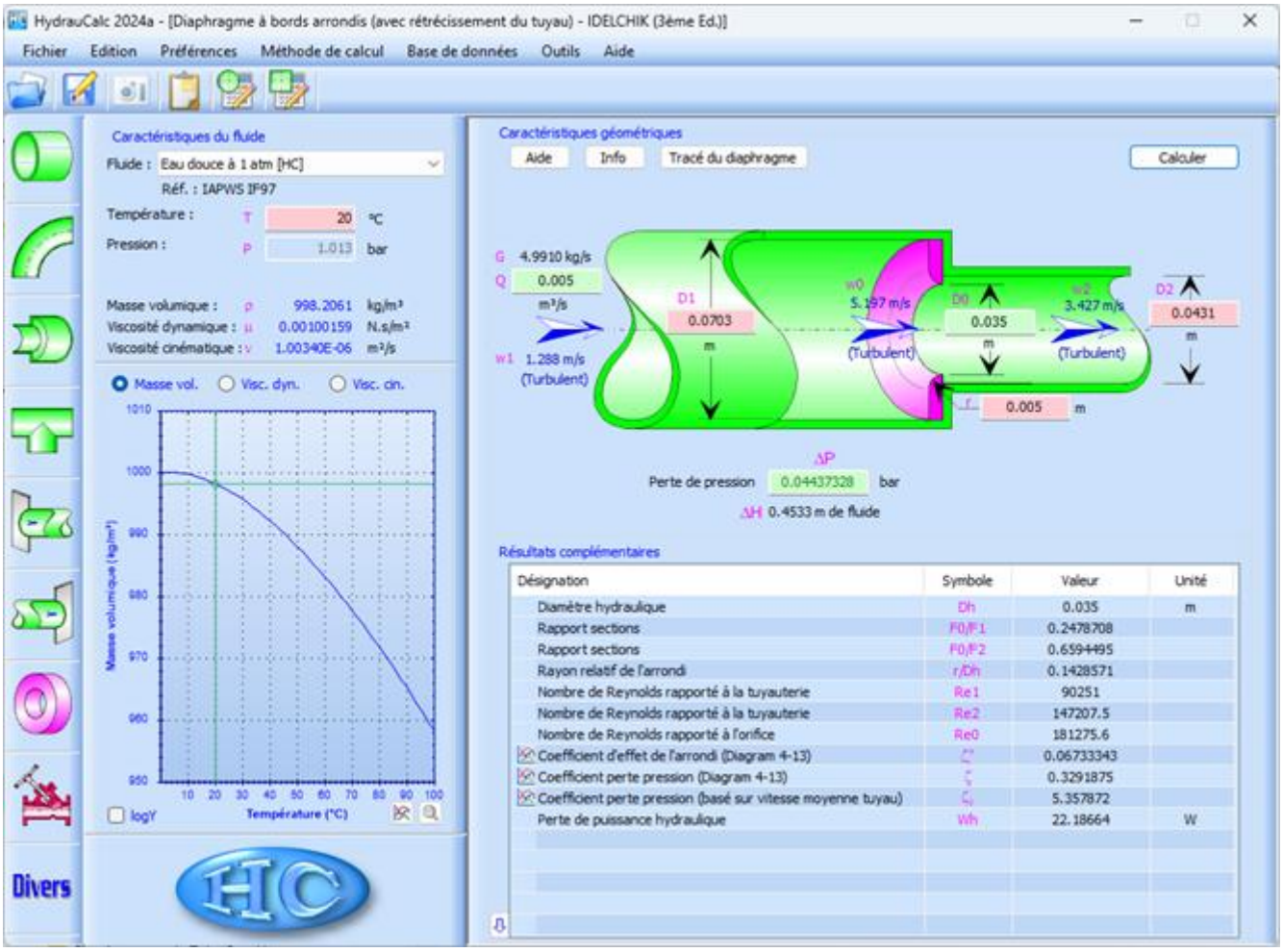
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (D_1/2-D_0/2)$)

Exemple d'application :



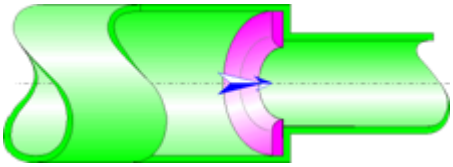
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul des coefficients de résistance locale ζ et ζ_{quad} est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.7.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords arrondis avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

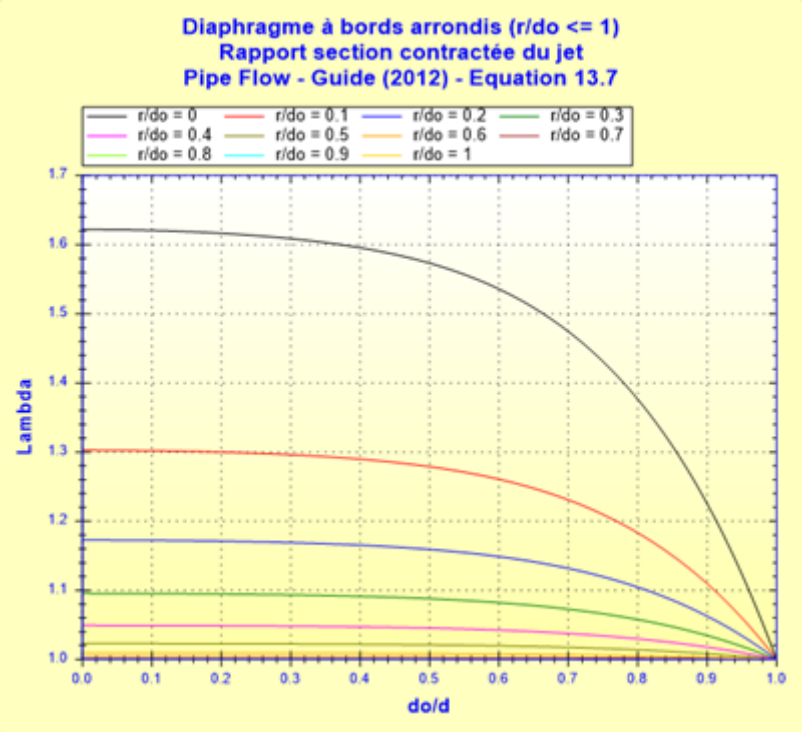
$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

- $r/d_0 \leq 1$

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_0}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d_0}\right]^4 \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5\right)$$

([1] équation 13.7)



- $r/d_0 > 1$

$$\lambda = 1$$ ([1] § 13.3.1)

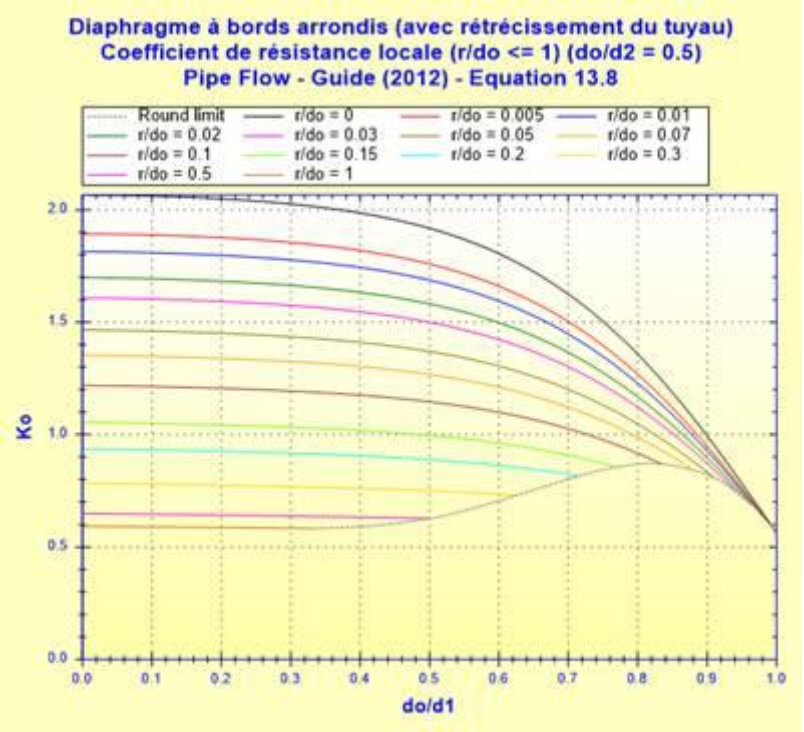
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

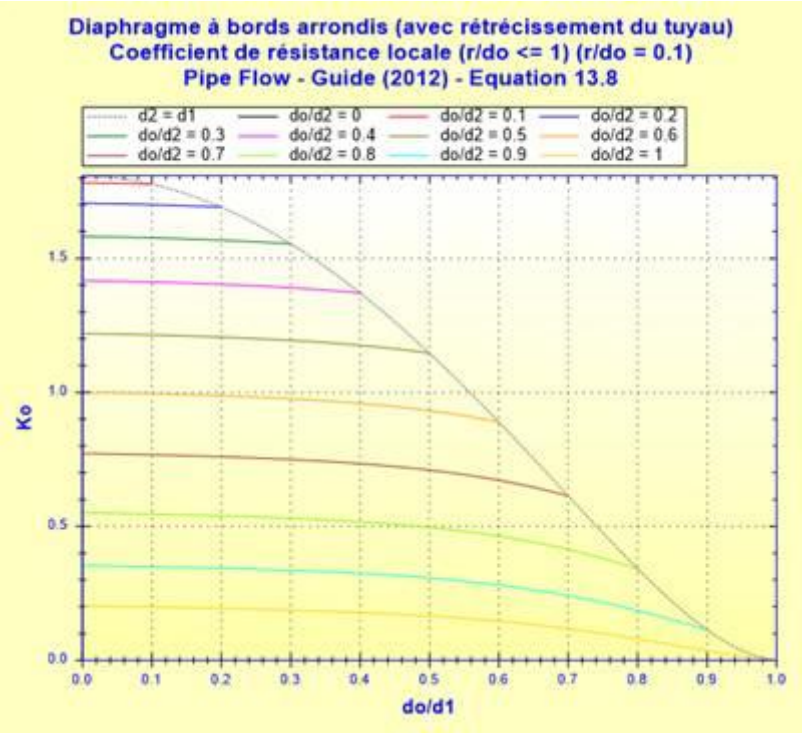
Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- $r/d_0 \leq 1$

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_0}\right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{r}{d_0}} \cdot \beta\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left[\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right]^2$$ ([1] équation 13.8)



(avec $d_0/d_2 = 0{,}5$)

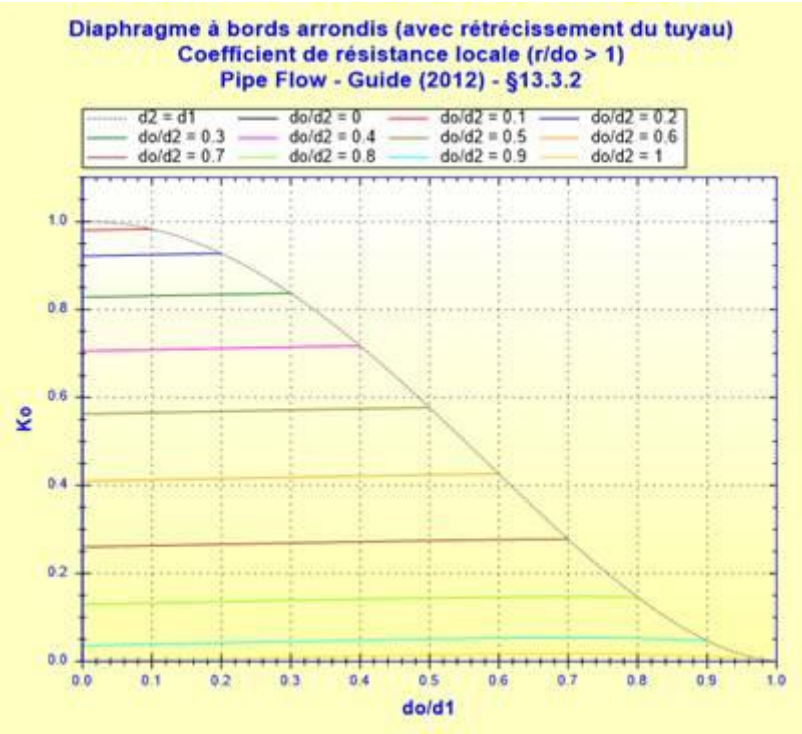


(avec $r/d_0 = 0{,}1$)

■ $r/d_0 > 1$

$$K_o = 0.03 \cdot (1-\beta) \cdot \left(1-\beta^5\right) + \left[1-\left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right]^{-2}$$

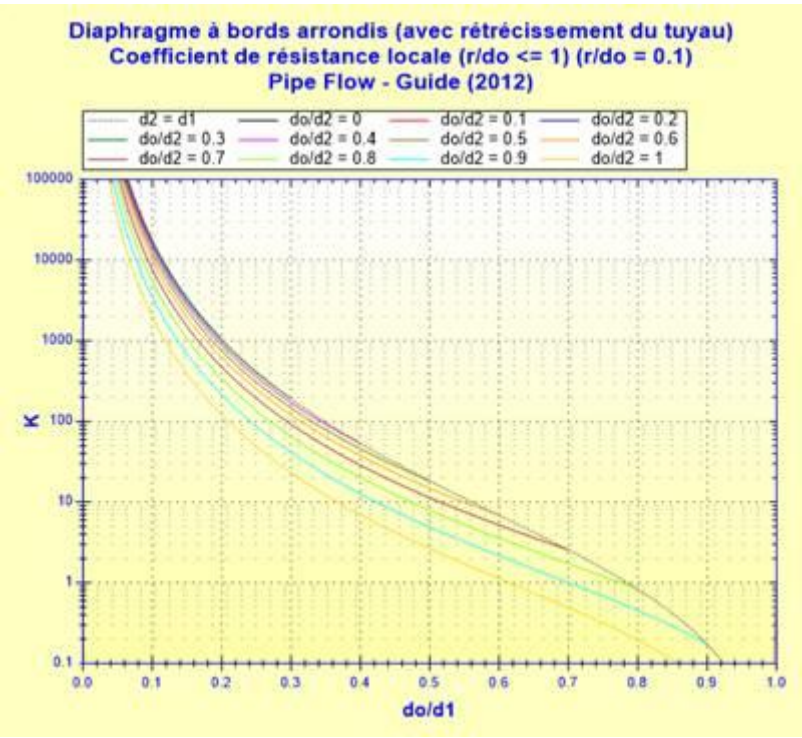
([1] § 13.3.2)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

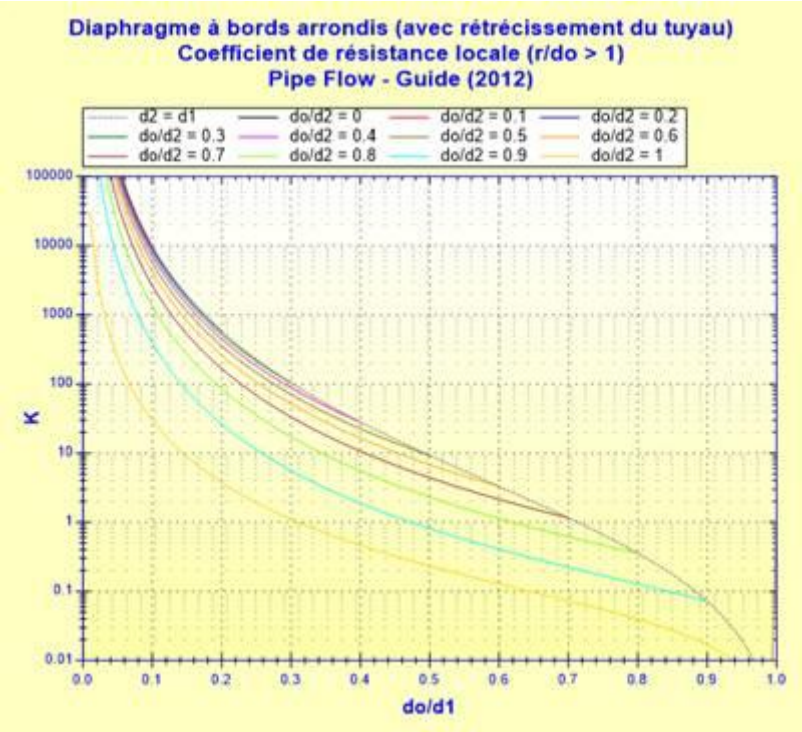
$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o} \right)^2$$

■ $r/d_0 \leq 1$



(avec $r/d_0 = 0.1$)

■ $r/d_0 > 1$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
d_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)

A_1 Section de passage du grand tuyau (m^2)

A_2 Section de passage du petit tuyau (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

V_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

NRe_1 Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()

r Rayon de l'arrondi (m)

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

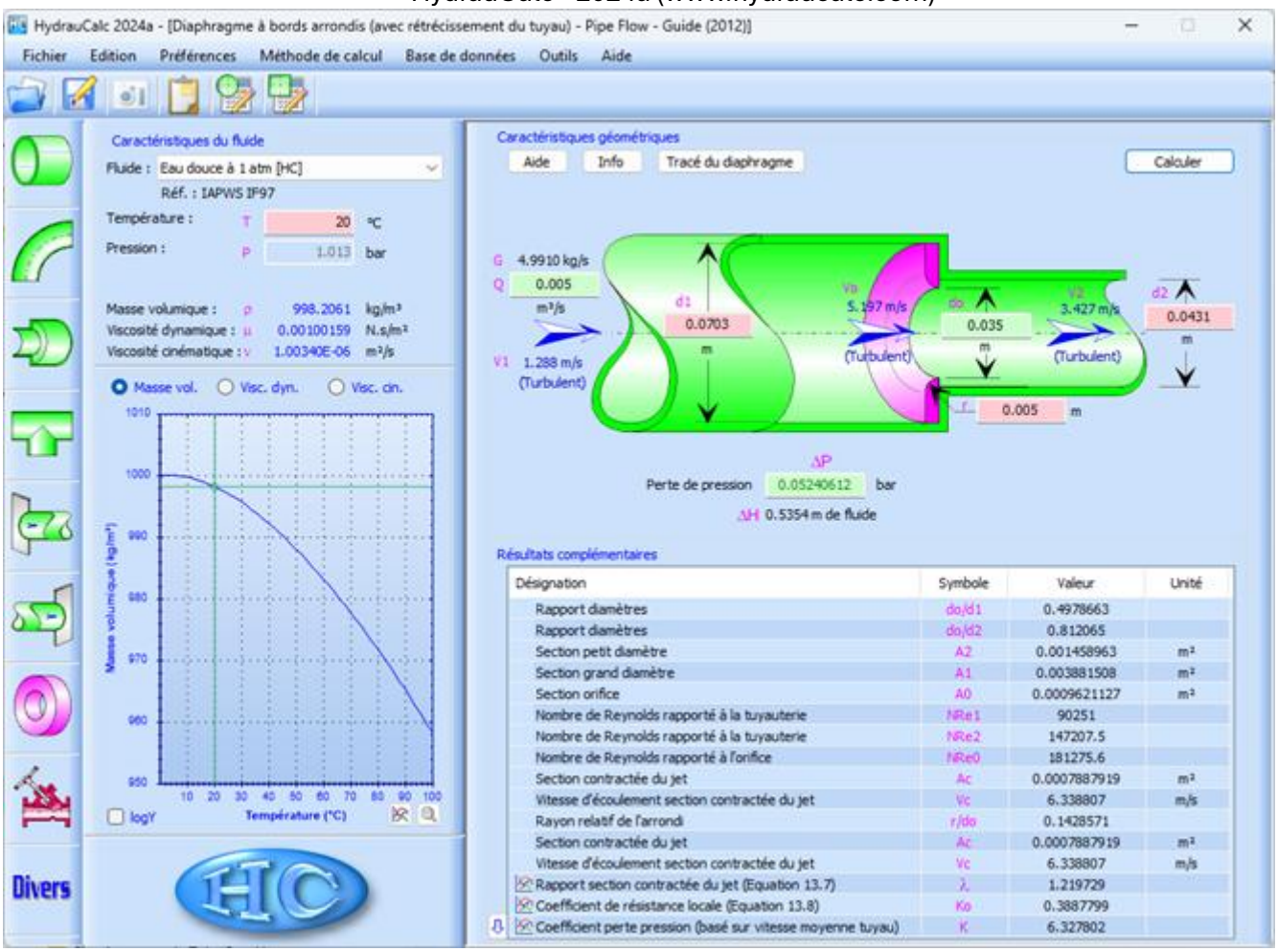
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (d_1/2-d_0/2)$)

Exemple d'application :

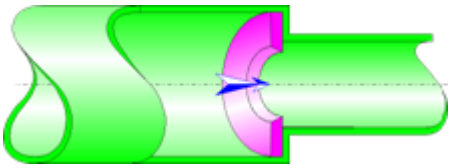


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.8 Diaphragme à bords biseautés (avec rétrécissement du tuyau)

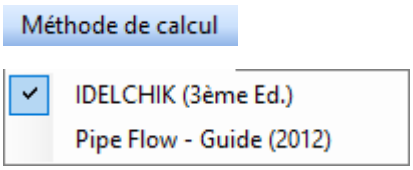
Section circulaire



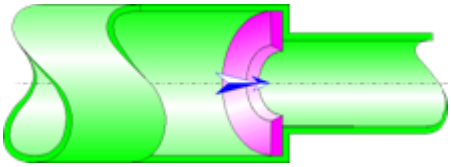
Pour le calcul du coefficient de perte de pression dans les diaphragmes à bords biseautés avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.8.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords biseautés avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m²) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

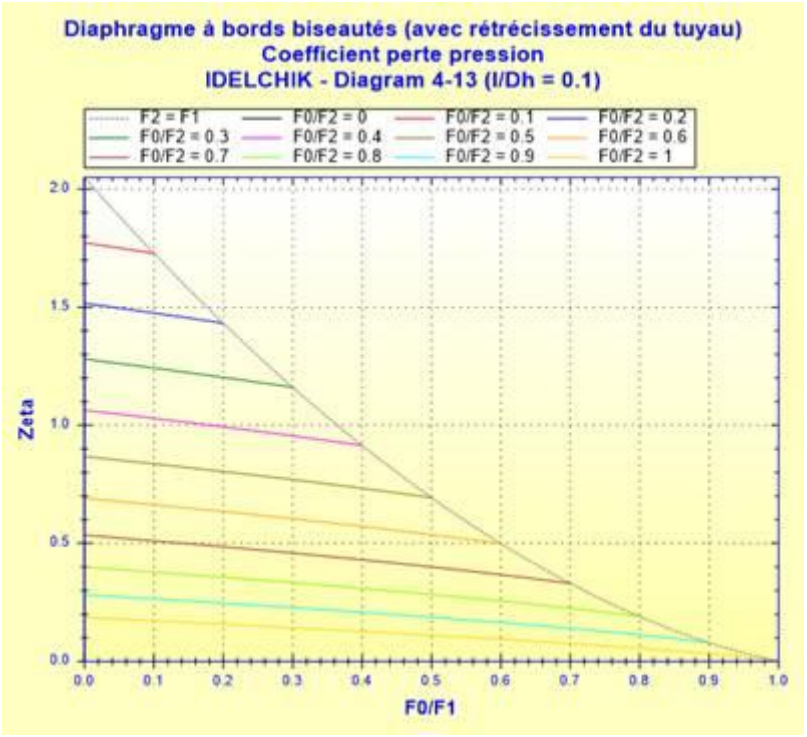
$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

■ $Re_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)$$

([2] diagramme 4-13)



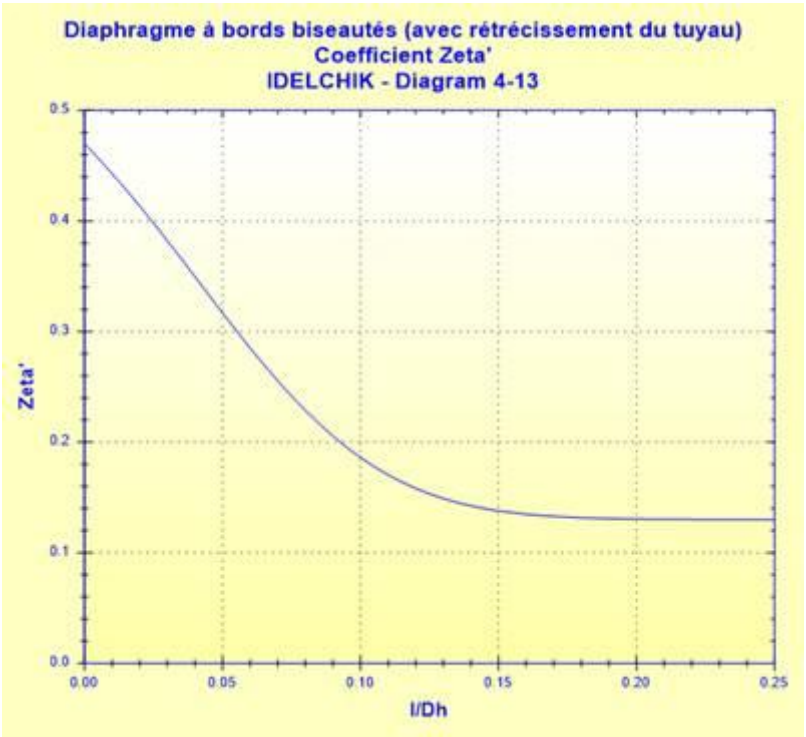
(avec l/ D_h = 0,1)

avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur :

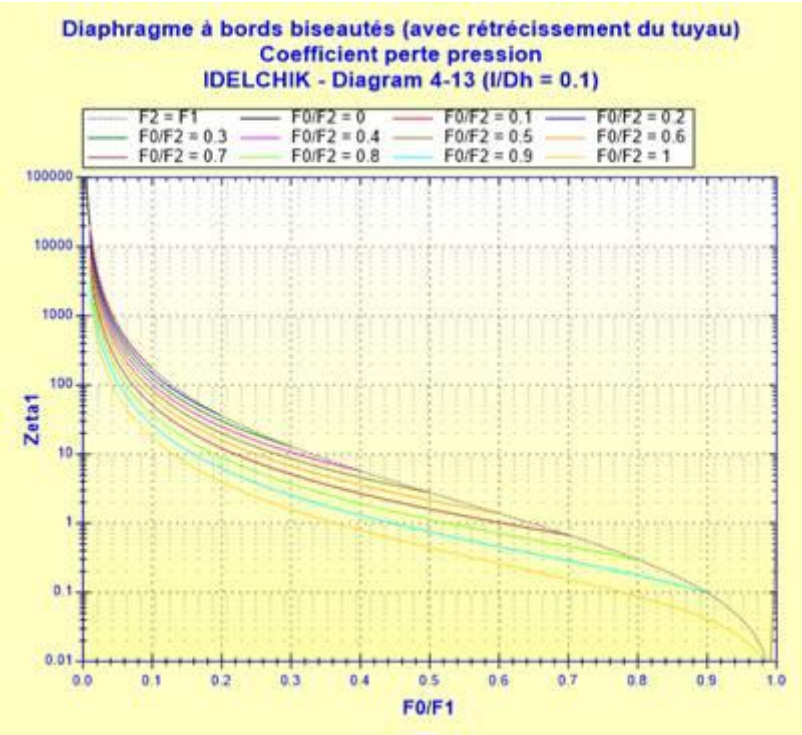
$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.4 \cdot \frac{l}{D_h} + 88.4 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([2] diagramme 4-13)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



(avec l/ D_h = 0,1)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \left[\zeta' \cdot \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2\cdot\sqrt{\zeta'}\cdot\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\cdot\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)\right]$$

([1] diagramme 4-13)

avec :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.4\cdot\frac{l}{D_h}+88.4\cdot\left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

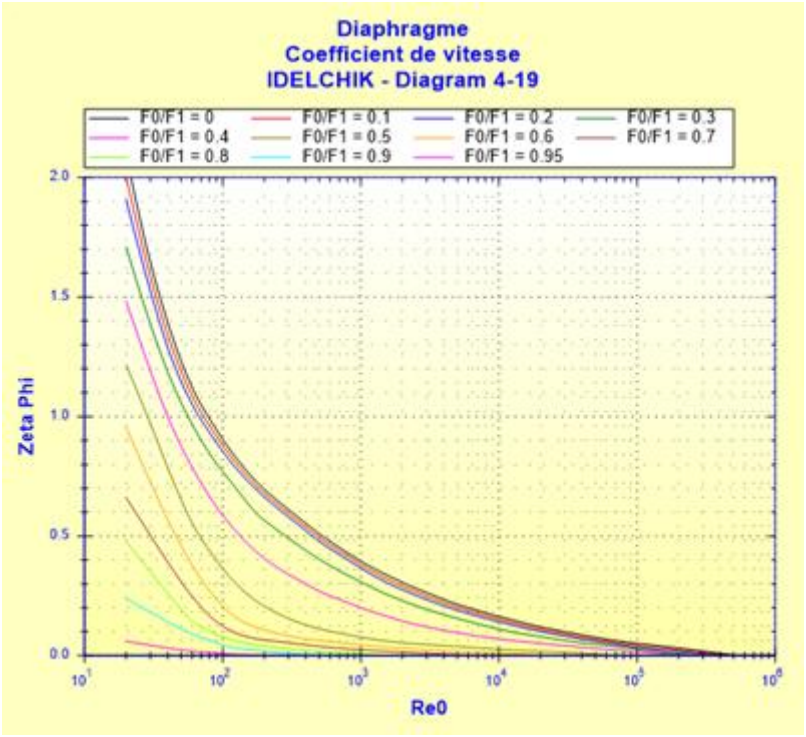
([1] diagramme 4-13)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

Coefficient de vitesse :

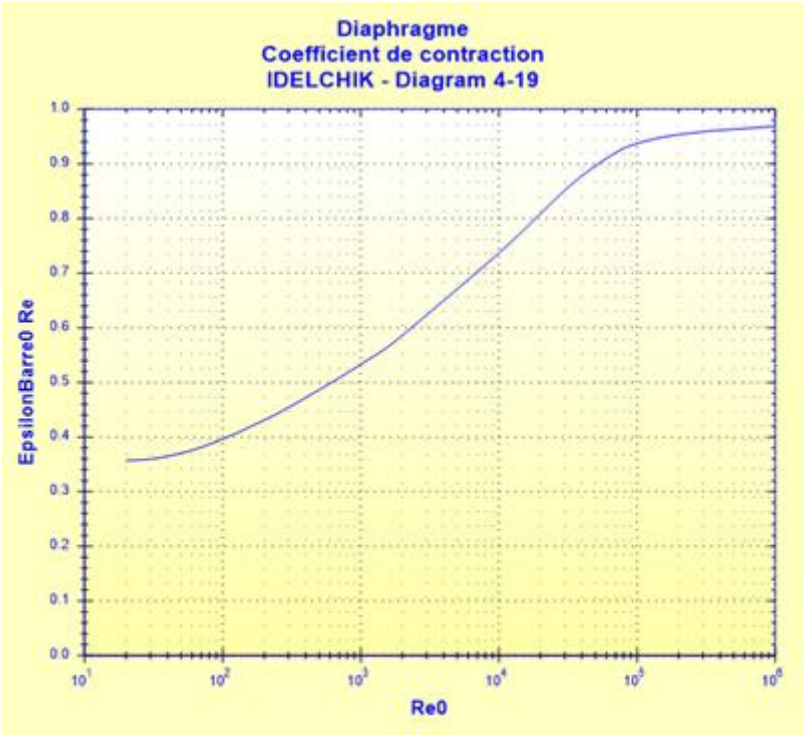
$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,Re} = f(Re_0)$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

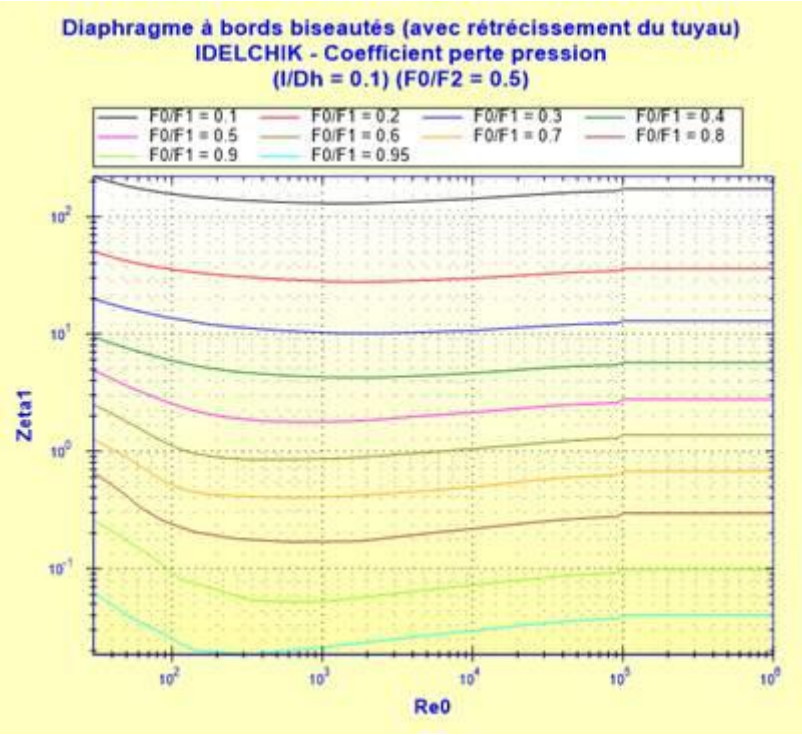
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec l/ D_h = 0,1 et F_0/F_2 = 0,5)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ζ'	Coefficient d'effet de l'arrondi ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

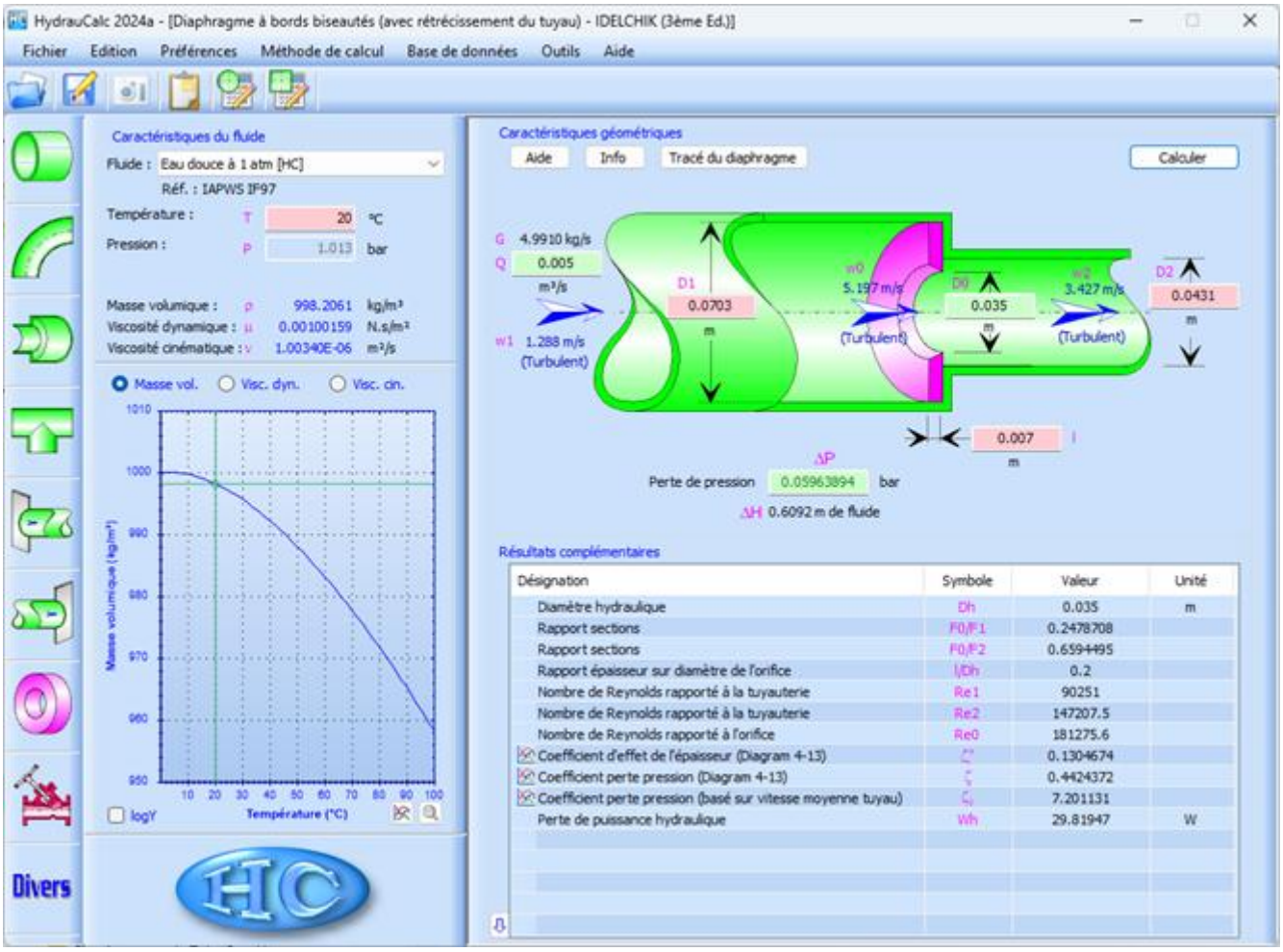
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle au sommet du tronc de cône compris entre 40° et 60°

Exemple d'application :



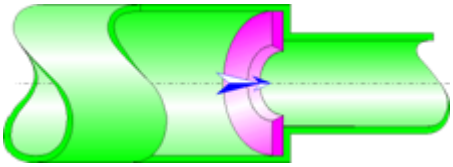
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul des coefficients de résistance locale ζ et ζ_{quad} est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.8.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords biseautés avec rétrécissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

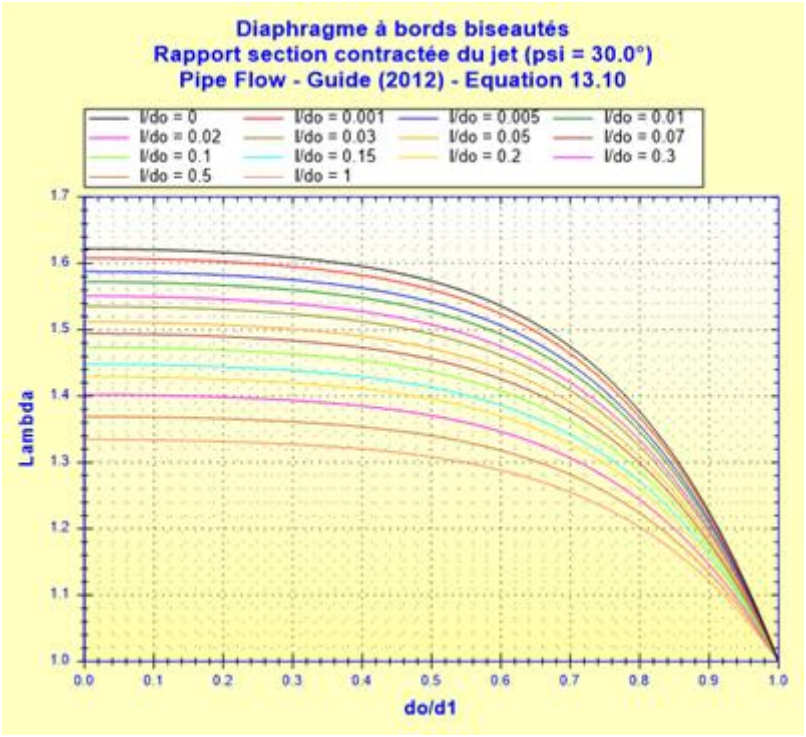
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - C_b \cdot \left(\frac{l}{d_0} \right)^{\frac{1 - \sqrt[4]{f/d_0}}{2}} \right] \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] équation 13.10)



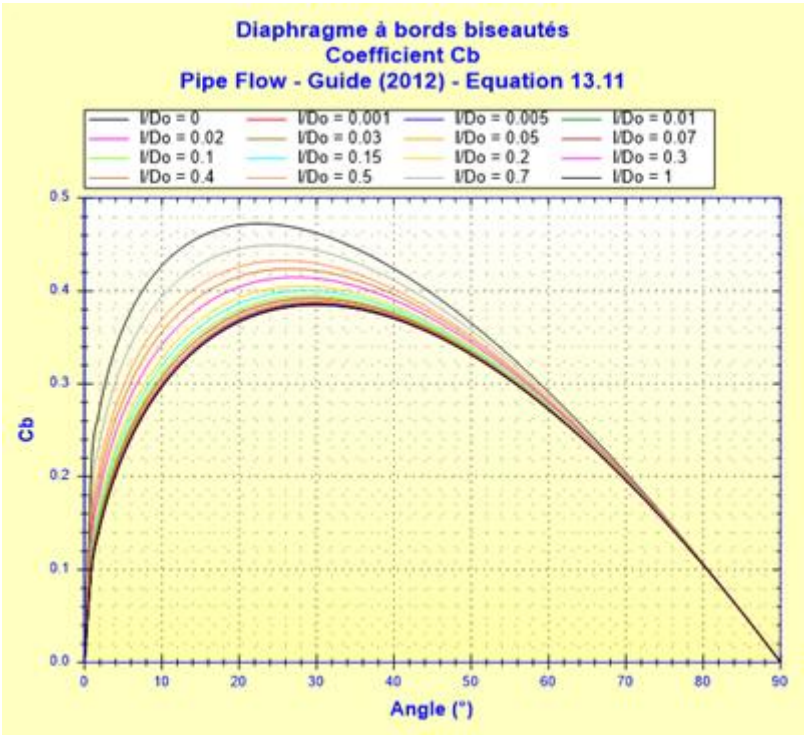
(avec ψ = 30°)

avec :

Coefficient d'effet de l'angle du biseau :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{2 + l/d_0}}$$

([1] équation 13.11)



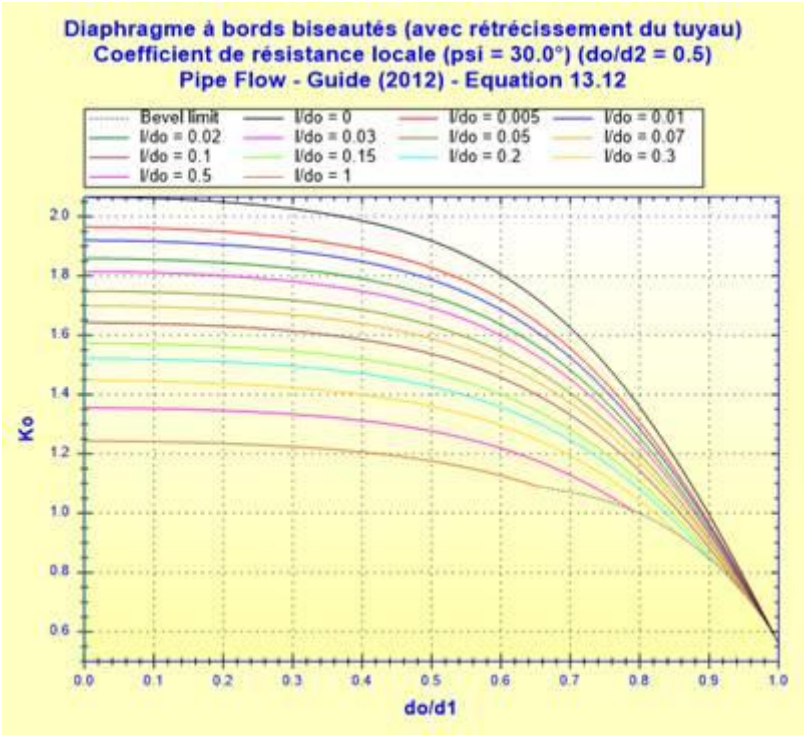
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

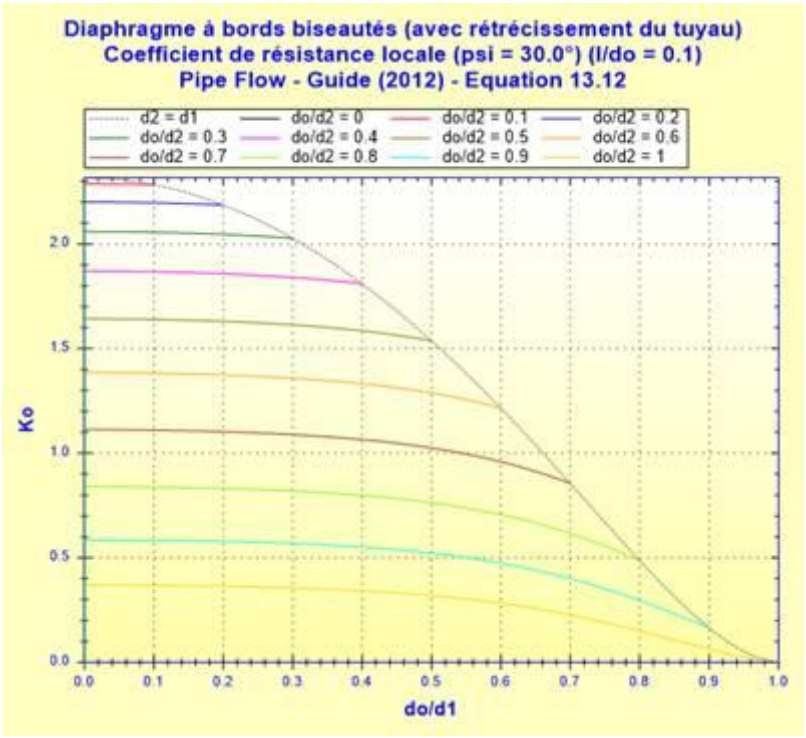
Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - C_b \cdot \frac{l}{d_0}\right) \cdot \left(1 - 0.42 \cdot \sqrt{\frac{l}{d_0}} \cdot \beta^2\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2$$

([1] équation 13.12)



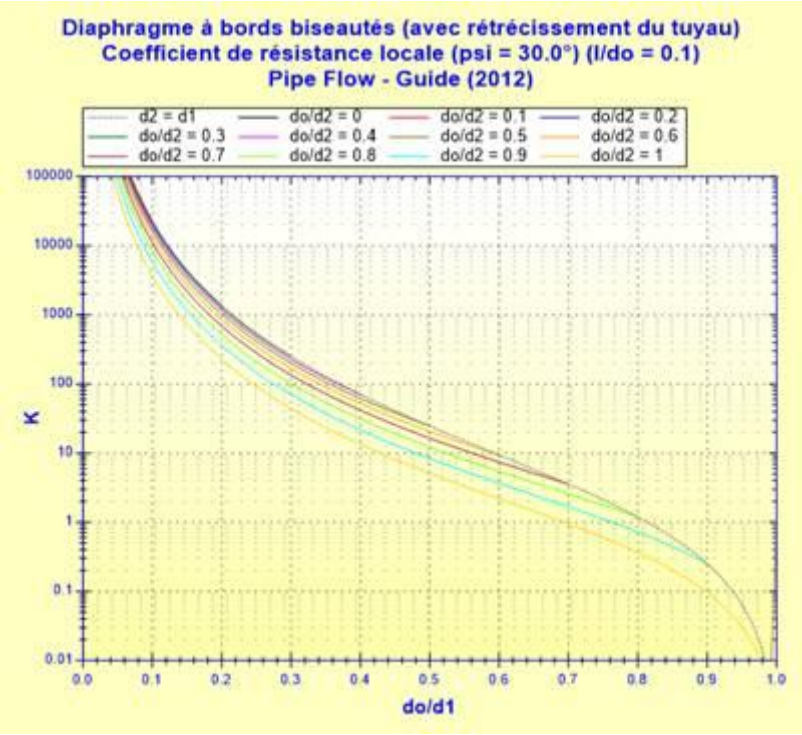
(avec $\psi = 30°$ et $d_0/d_2 = 0,5$)



(avec $\psi = 30°$ et $l/d_0 = 0,1$)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o} \right)^2$$



(avec ψ = 30° et l/d_0 = 0,1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o Diamètre de l'orifice (m)

d_1 Diamètre intérieur du grand tuyau (m)

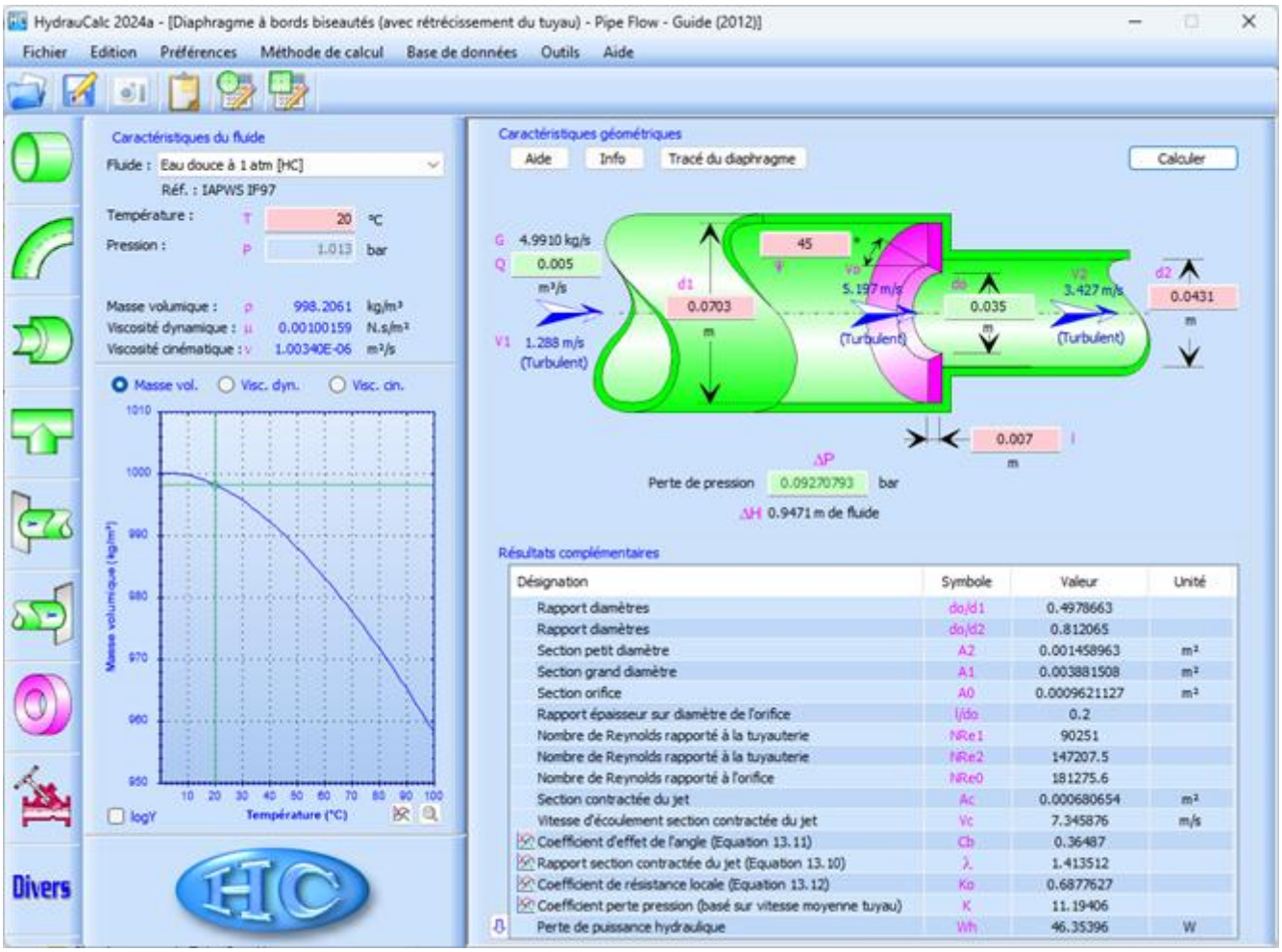
d_2 Diamètre intérieur du petit tuyau (m)

β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du grand tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_1	Section de passage du grand tuyau (m^2)
A_2	Section de passage du petit tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ψ	Angle du biseau (°)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
C_b	Coefficient d'effet de l'angle du biseau ()
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le grand tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle du biseau inférieur ou égal à : $\psi \leq tg^{-1}((d_1 - d_o) / (2\ l))$

Exemple d'application :

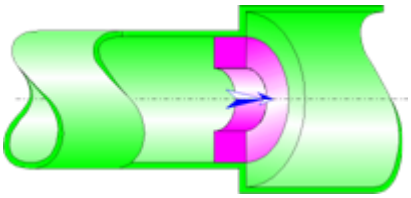


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.9 Diaphragme à bords épais (avec élargissement du tuyau)

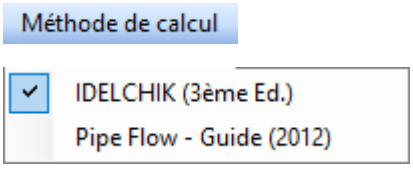
Section circulaire



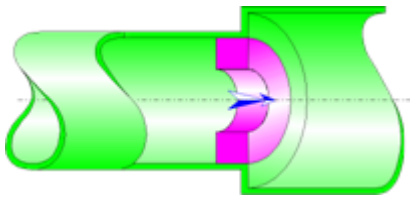
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des diaphragmes à bords épais avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.9.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures de l'orifice est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m^2) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m^2) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Rugosité relative des parois de l'orifice :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

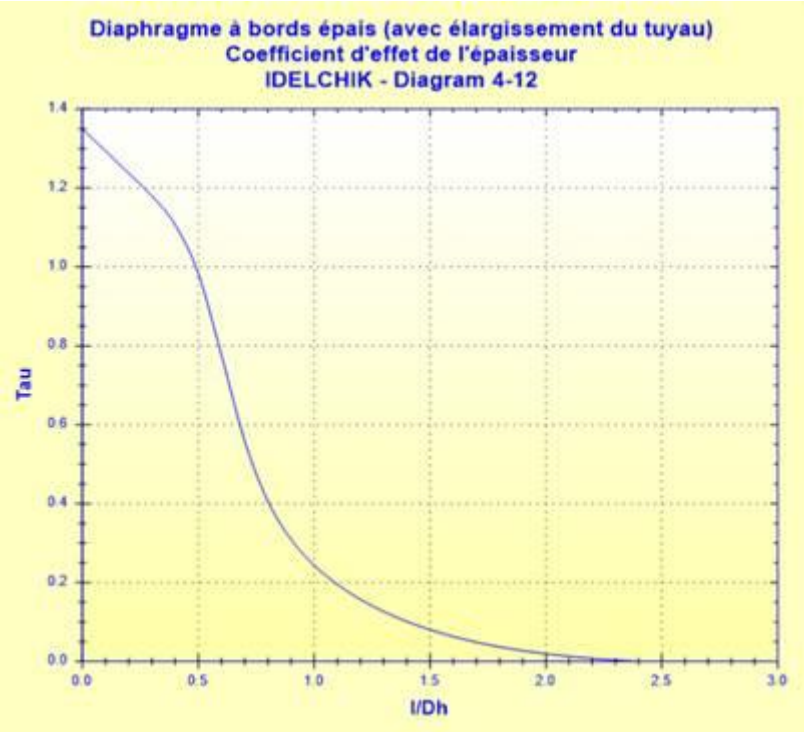
Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([1] diagramme 4-12)

avec :

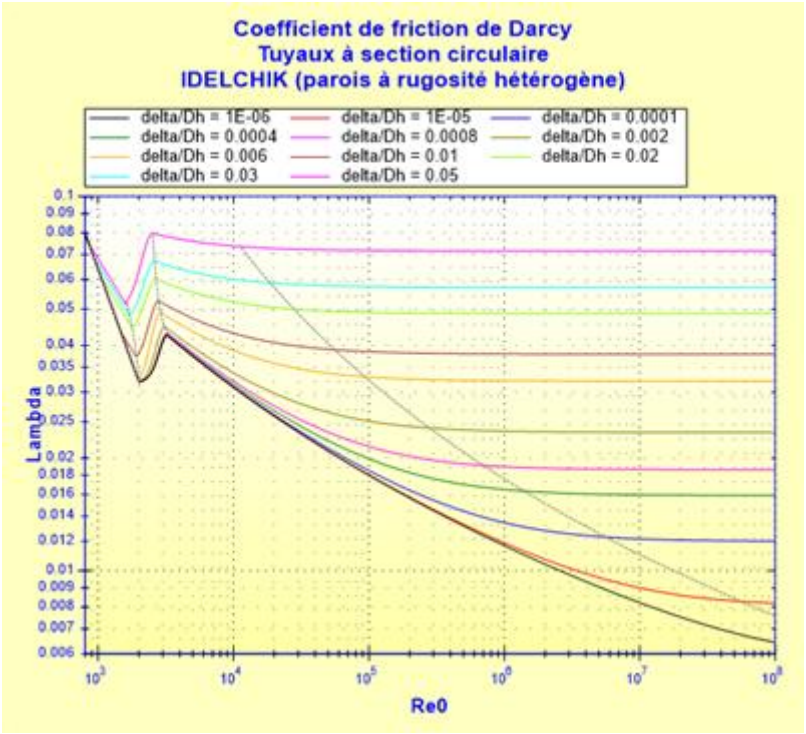
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

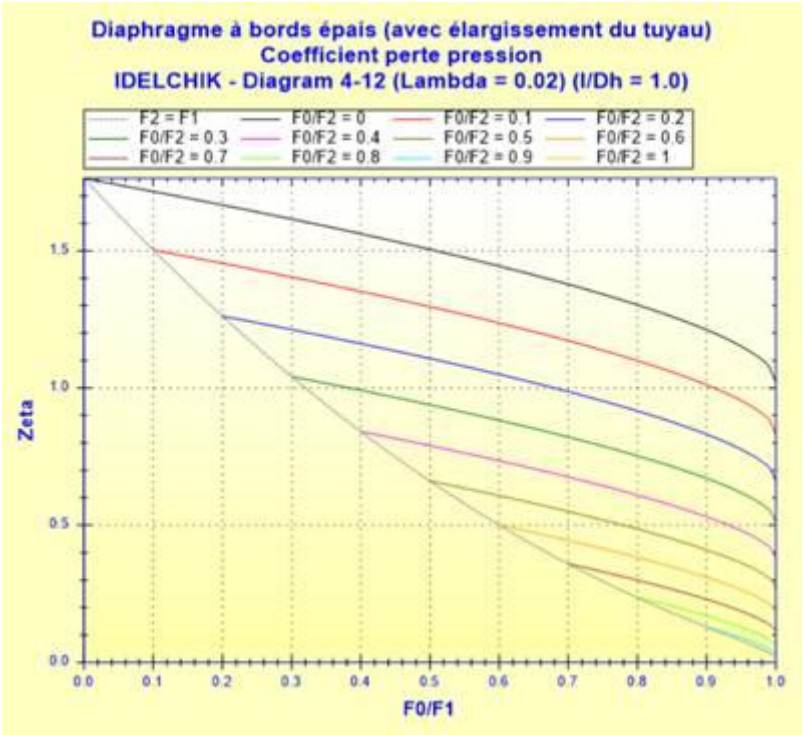


■ $Re_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta = \left[0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h} \right]$$

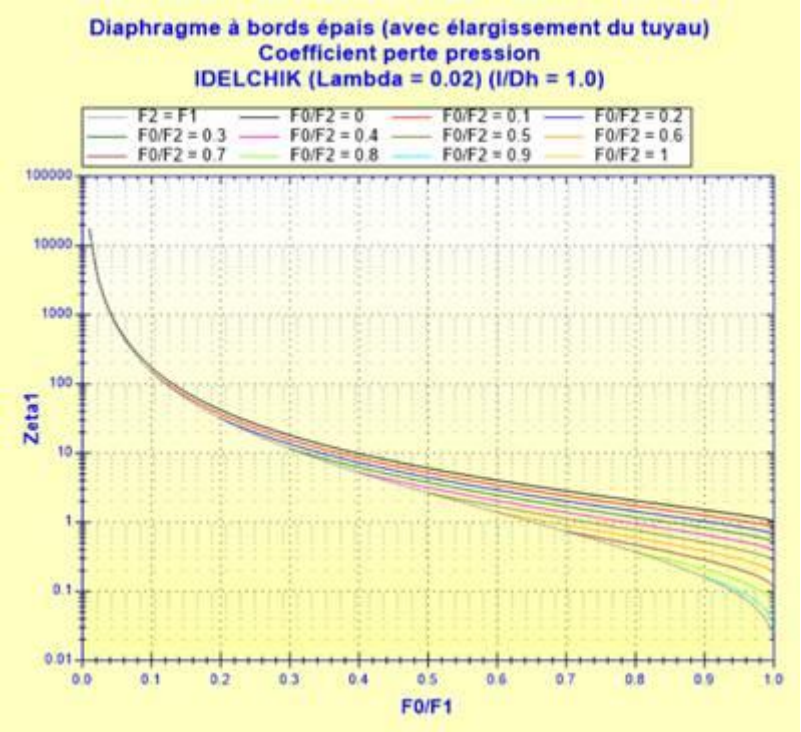
([1] diagramme 4-12)



(avec λ = 0,02 et l/D_h = 1)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



(avec λ = 0,02 et l/D_h = 1)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \left[0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}\right]$$

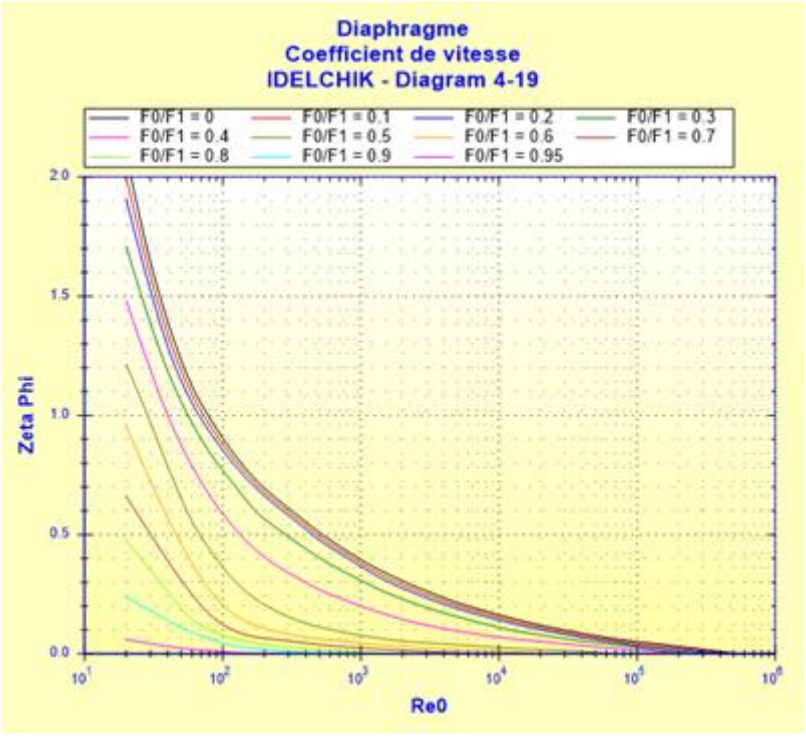
([1] diagramme 4-12)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

Coefficient de vitesse :

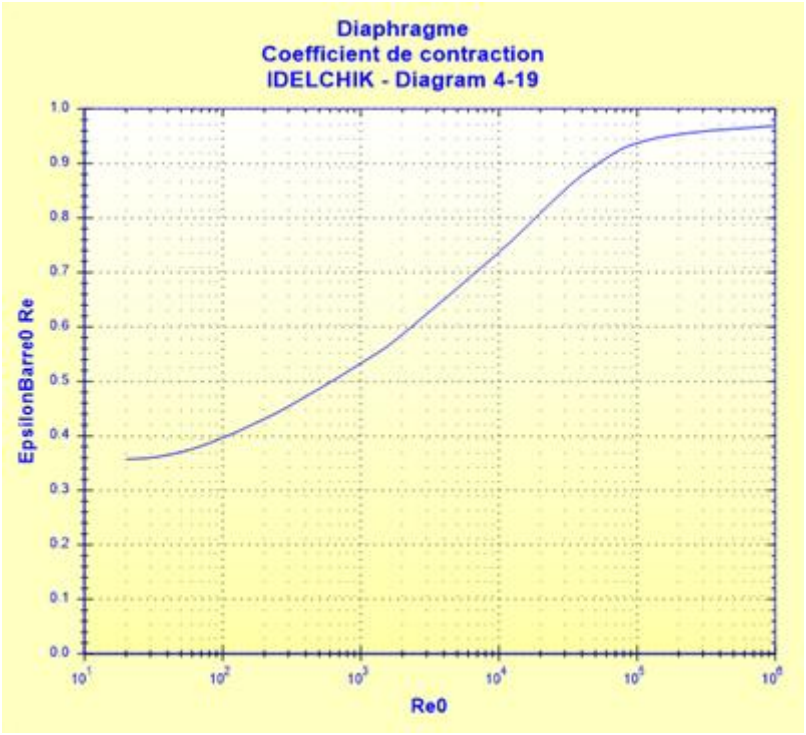
$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,Re} = f(Re_0)$ ([1] diagramme 4-19)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

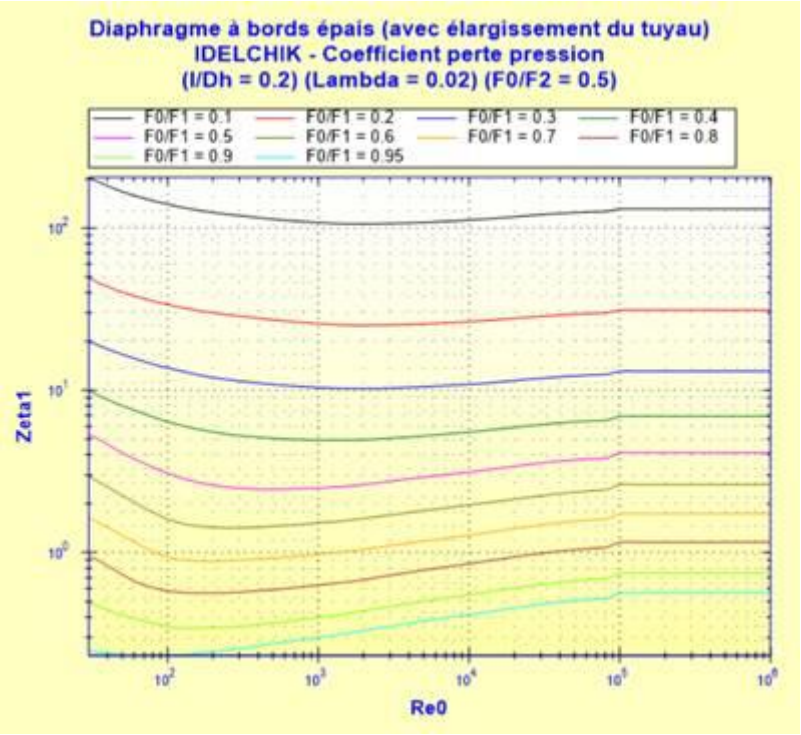
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec l/D_h = 0,2, λ = 0,02 et F_0/F_2 = 0,5)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
Δ	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois de l'orifice ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme ()
λ	Coefficient de friction de Darcy ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

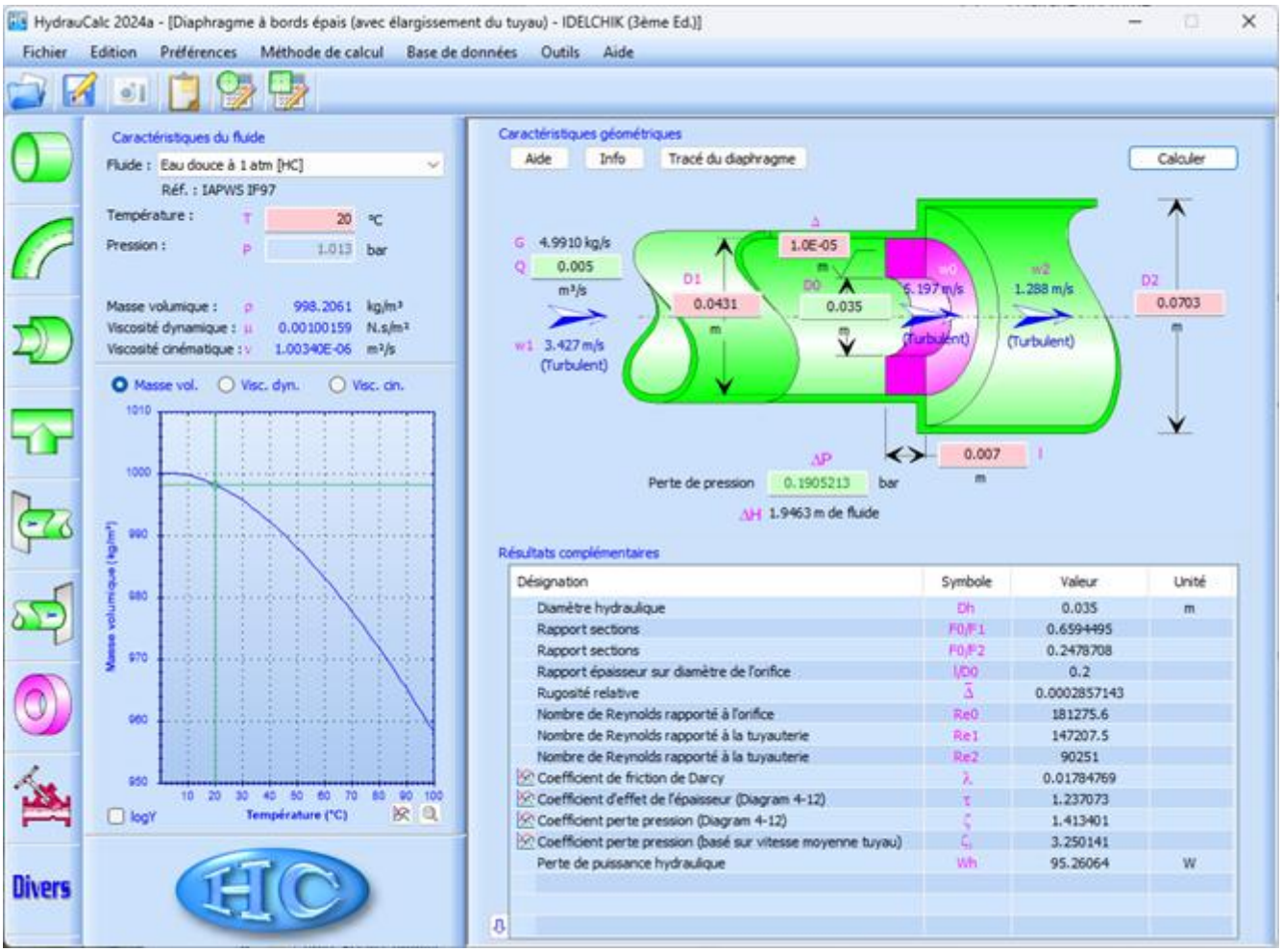
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_0) supérieur à 0,015

Exemple d'application :



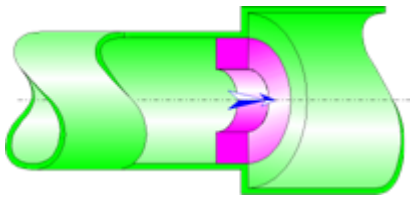
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul du coefficient $\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)$ est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.9.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords épais avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme. De plus, lorsque l'épaisseur du diaphragme est supérieure à 1,4 fois le diamètre de l'orifice, la perte de charge due à la friction dans l'orifice est également prise en compte car elle devient non négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

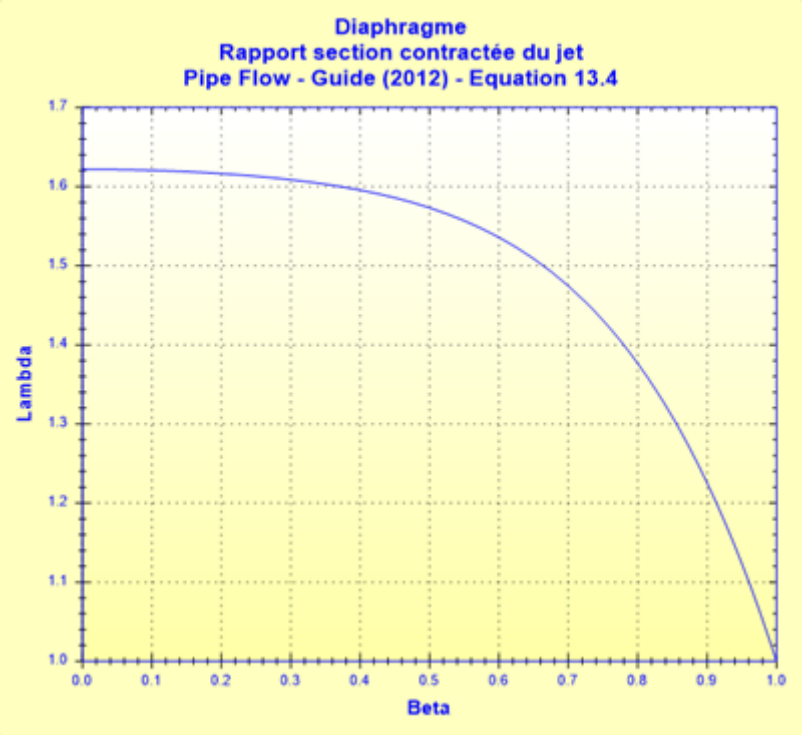
$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re0} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

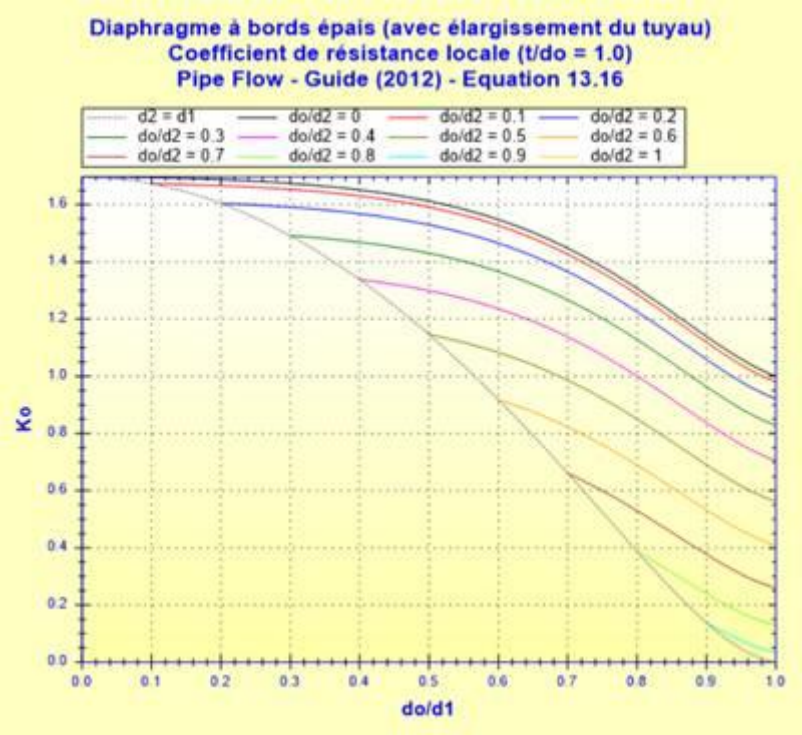
$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) ≤ 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + C_{th} \cdot \left(\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2 + \left(1-C_{th}\right) \cdot \left[\left(\lambda-1\right)^2 + \left(1-\left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2\right]$$

([1] équation 13.16)

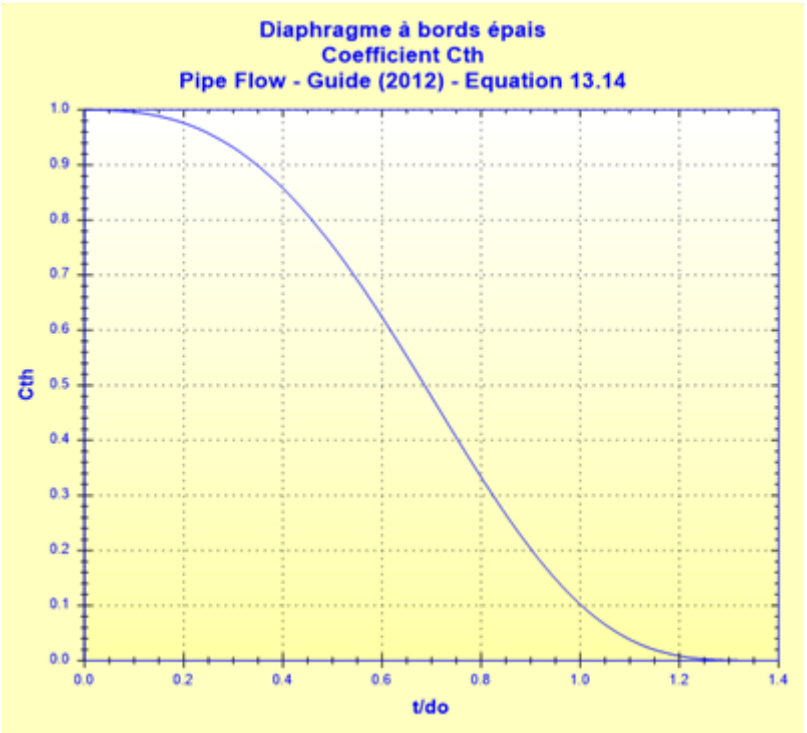


(avec $t/d_0 = 1$)

avec :

$$C_{th} = \left[1 - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{2.5} - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_o}\right)^{3}\right]^{4.5}$$

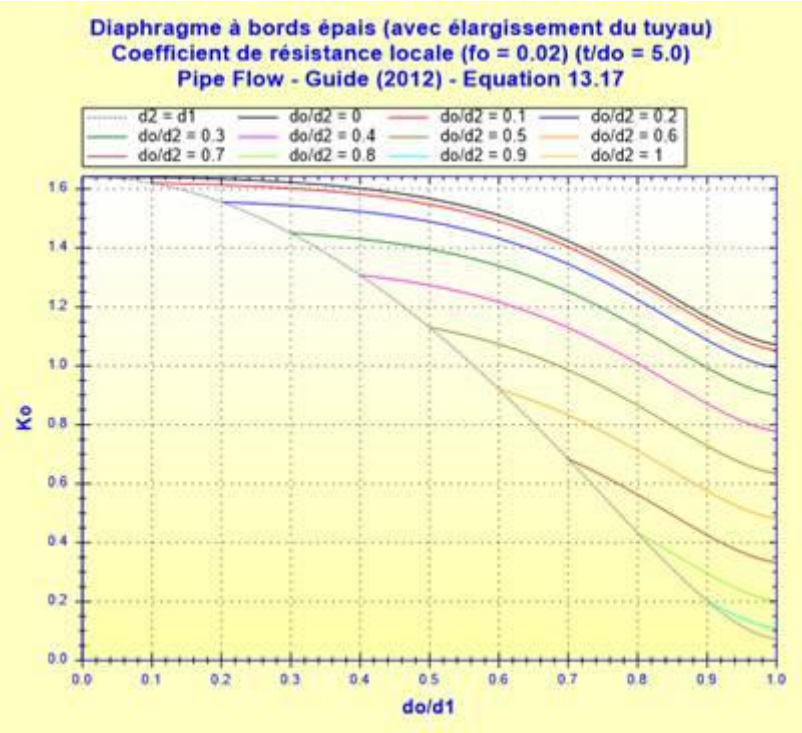
([1] équation 13.14)



■ Rapport épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) > 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - 1\right)^2 + \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right]^2 + f_o \cdot \left(\frac{t}{d_o} - 1.4\right)$$

([1] § 13.5.2)

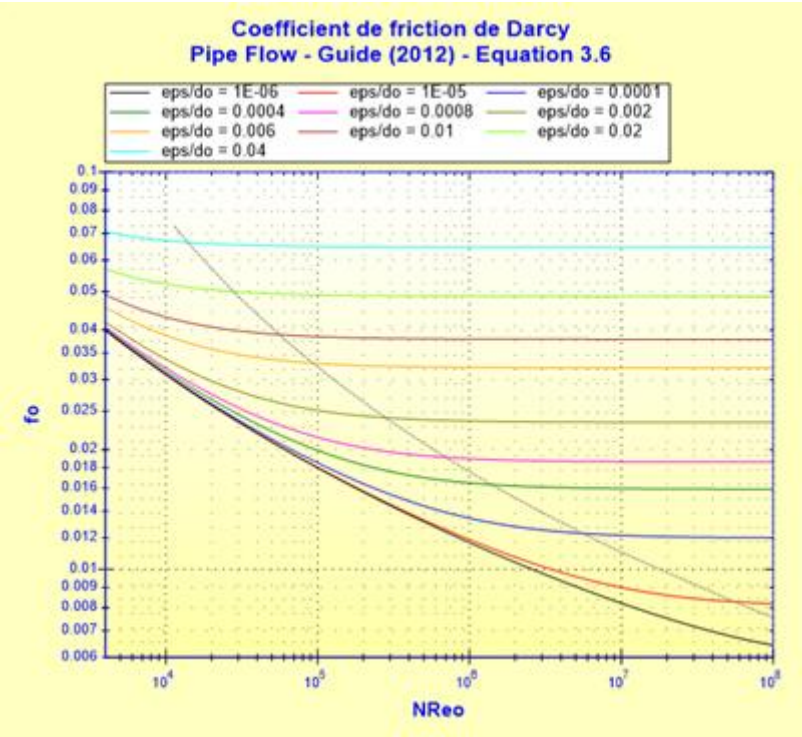


(avec $f_0 = 0{,}02$ et $t/d_0 = 5$)

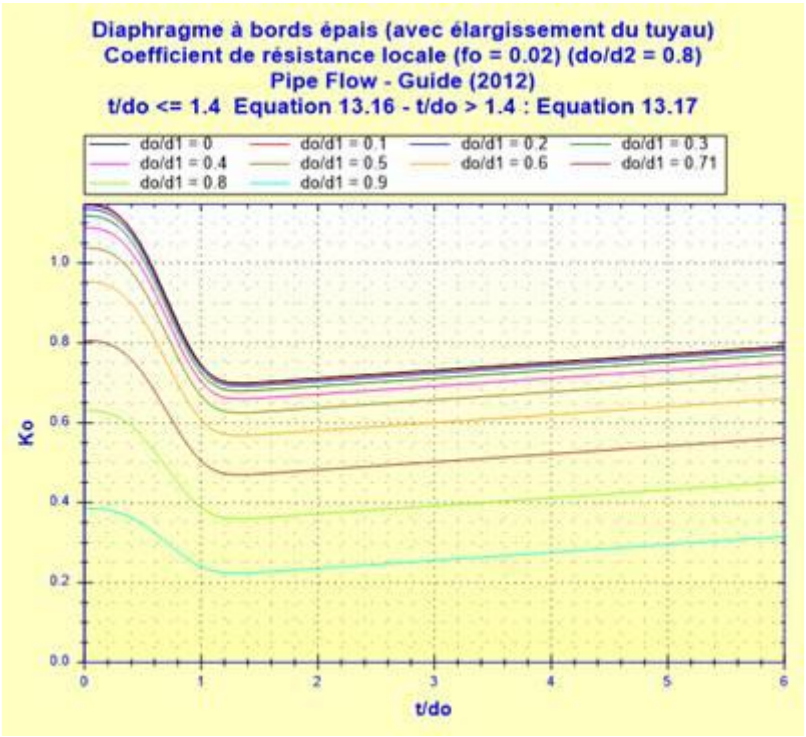
avec :

$$f_o = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \frac{2.51}{NRe_0 \cdot \sqrt{f_o}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



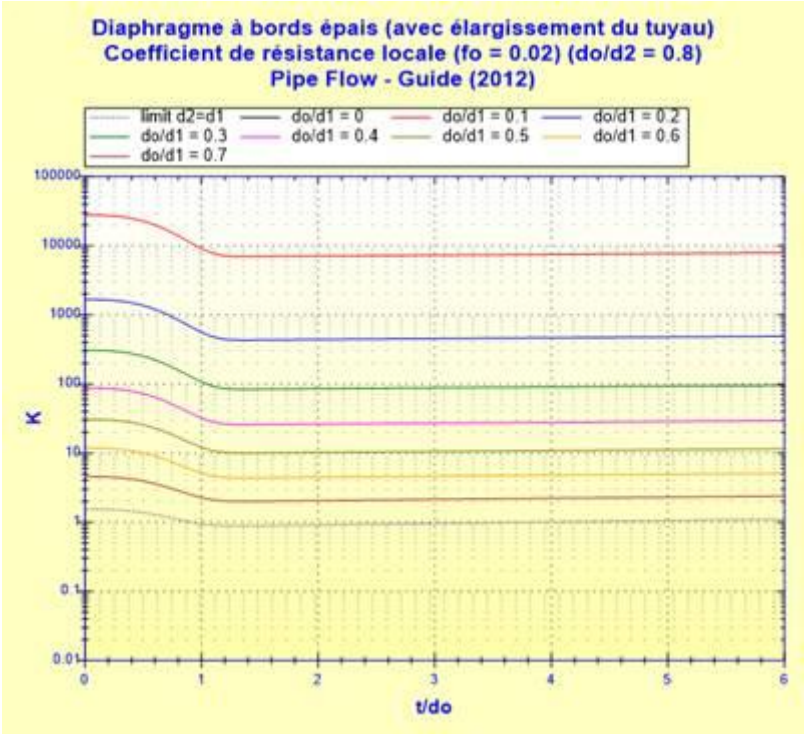
■ Tous rapports épaisseur sur diamètre orifice (t/d_o) :



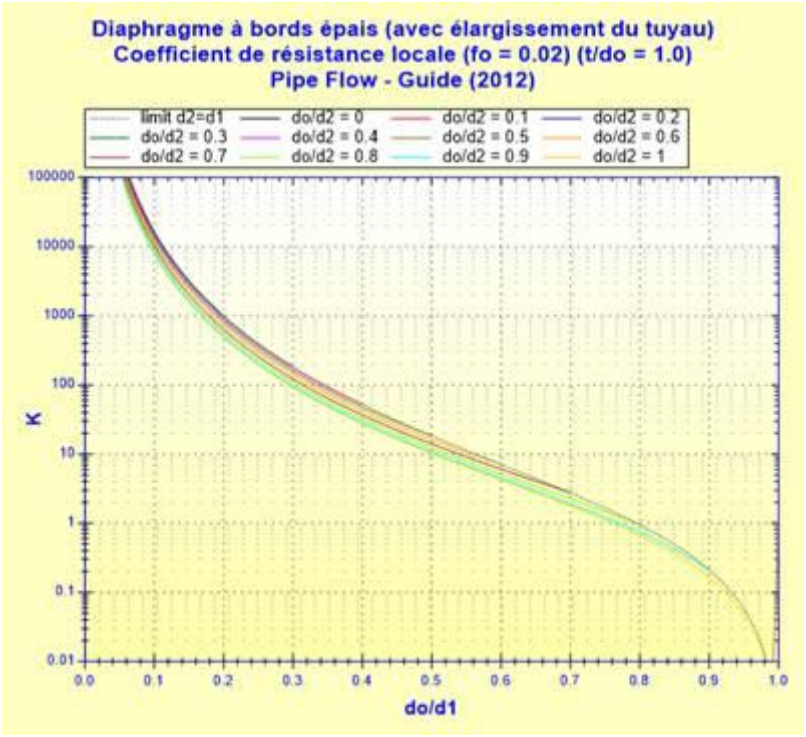
(avec f_0 = 0,02 et d_0/d_2 = 0,8)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o}\right)^2$$



(avec f_0 = 0,02 et d_0/d_2 = 0,8)



(avec f_0 = 0,02 et t/d_0 = 1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_0	Diamètre de l'orifice (m)
d_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
d_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_1	Section de passage du petit tuyau (m^2)
A_2	Section de passage du grand tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
NRe_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
t	Epaisseur du diaphragme (m)
K_0	Coefficient de résistance locale ()
Cth	Coefficient ()
ε	Rugosité absolue des parois de l'orifice (m)
f_0	Coefficient de friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m³)

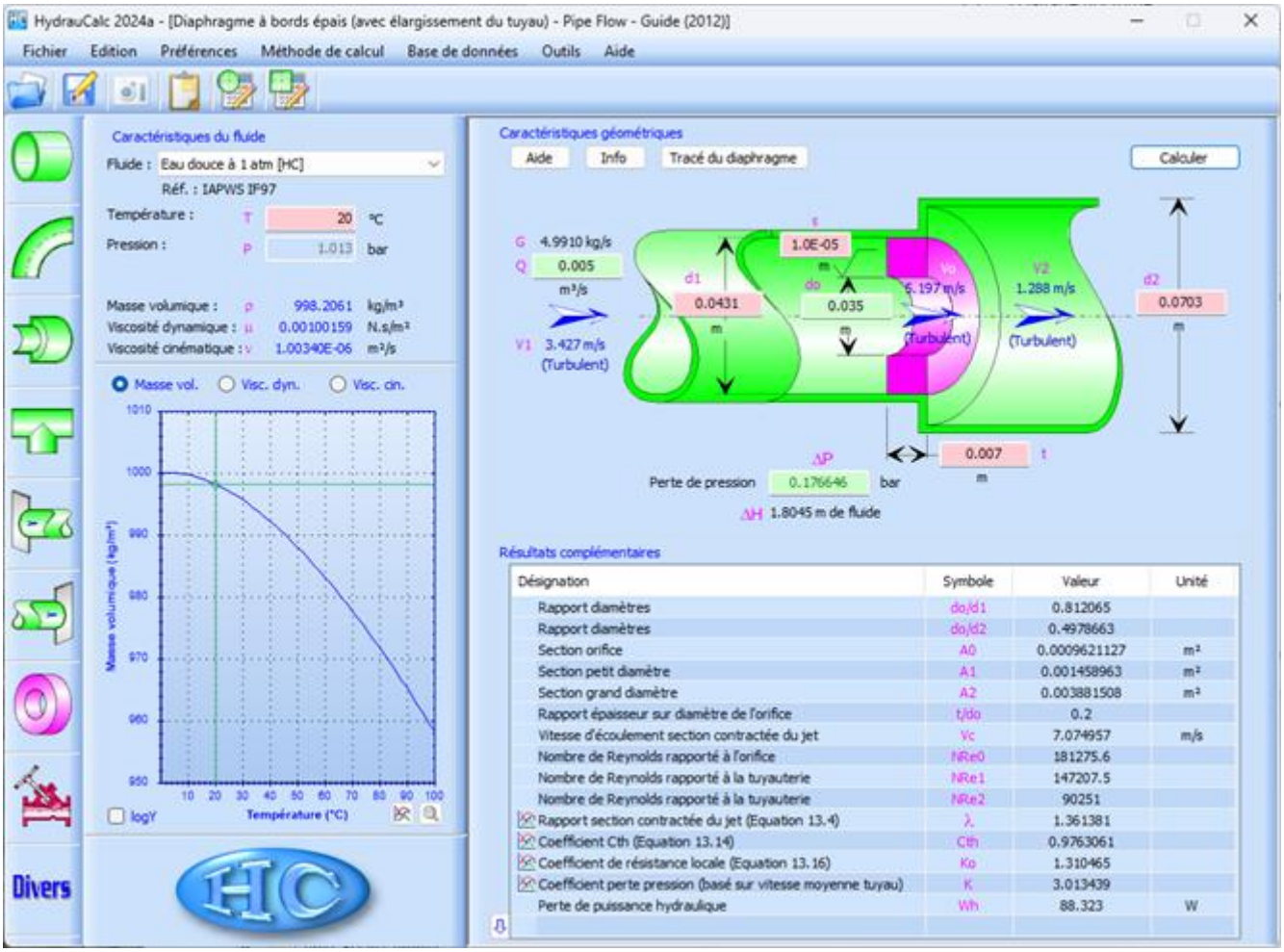
ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

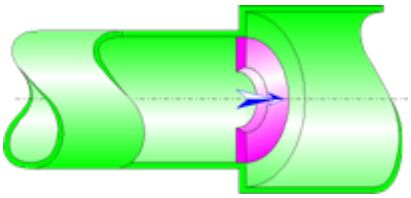


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.10 Diaphragme à bords effilés (avec élargissement du tuyau)

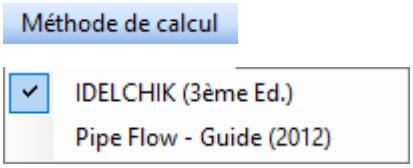
Section circulaire



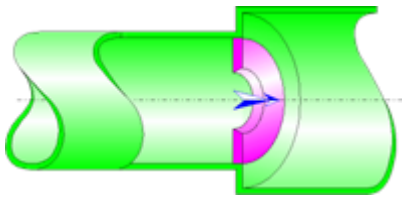
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des diaphragmes à bords effilés avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.10.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m²) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

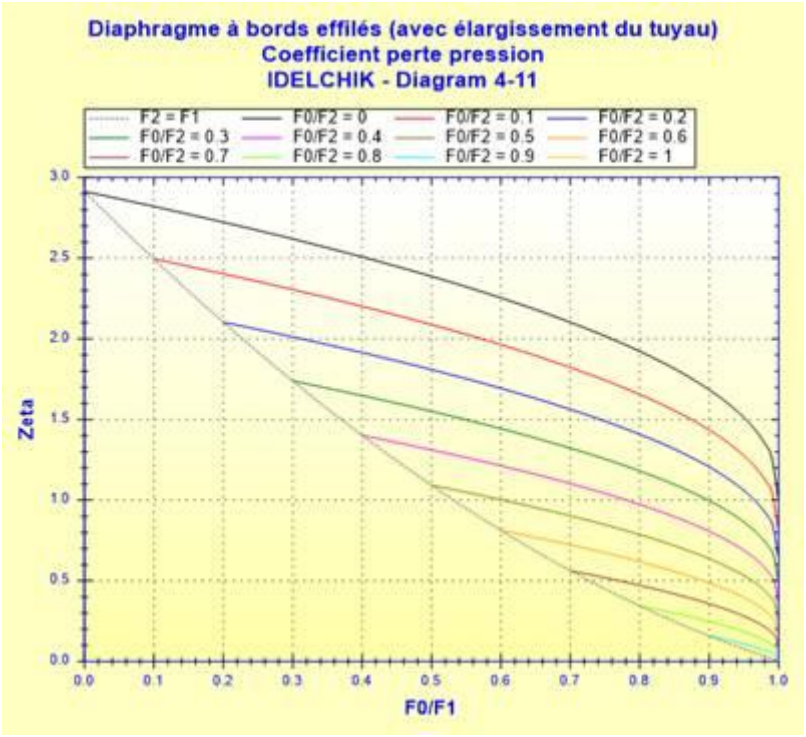
$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

■ $\mathrm{Re}_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

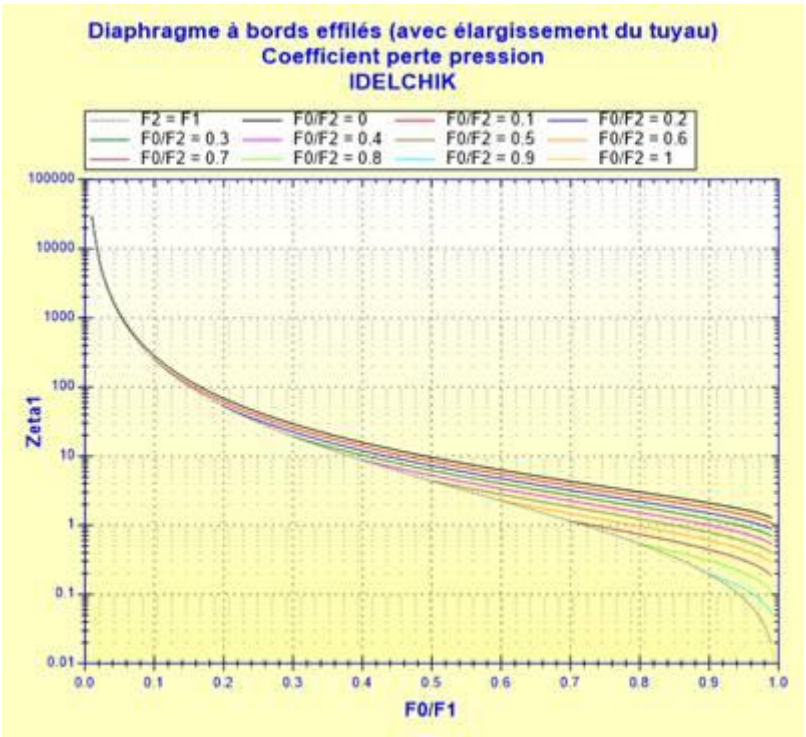
$$\zeta = \left[0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) \right]^2$$

([1] diagramme 4-11)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \left[0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) \right]^2$$

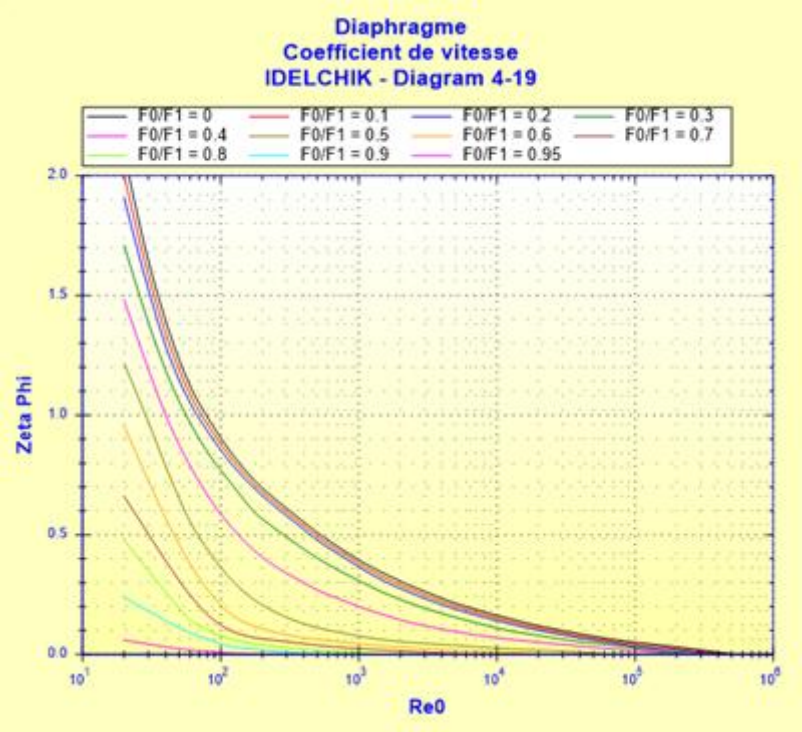
([1] diagramme 4-11)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_{\varphi} = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{F_0}{F_1} \right)$$

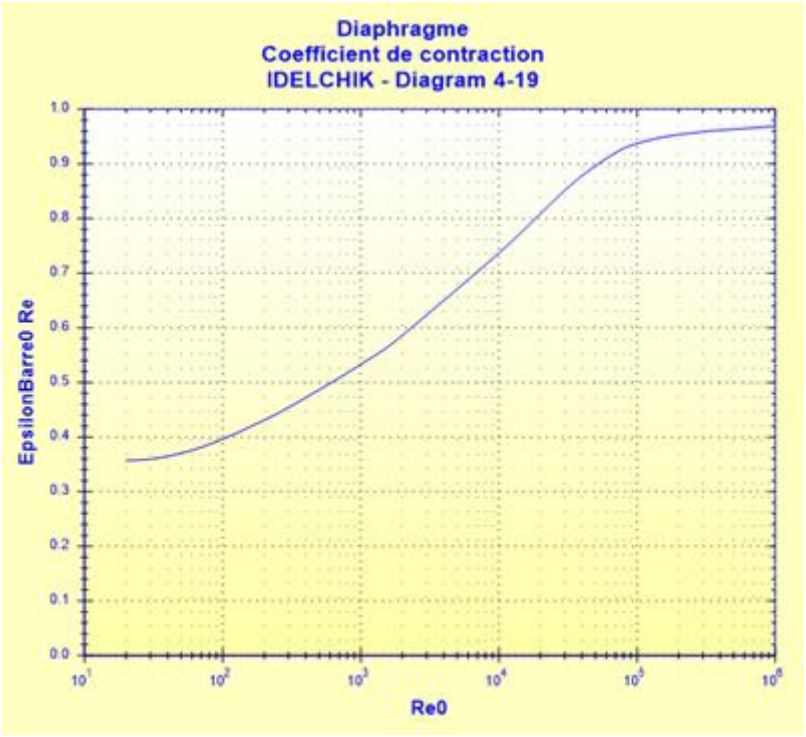
([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

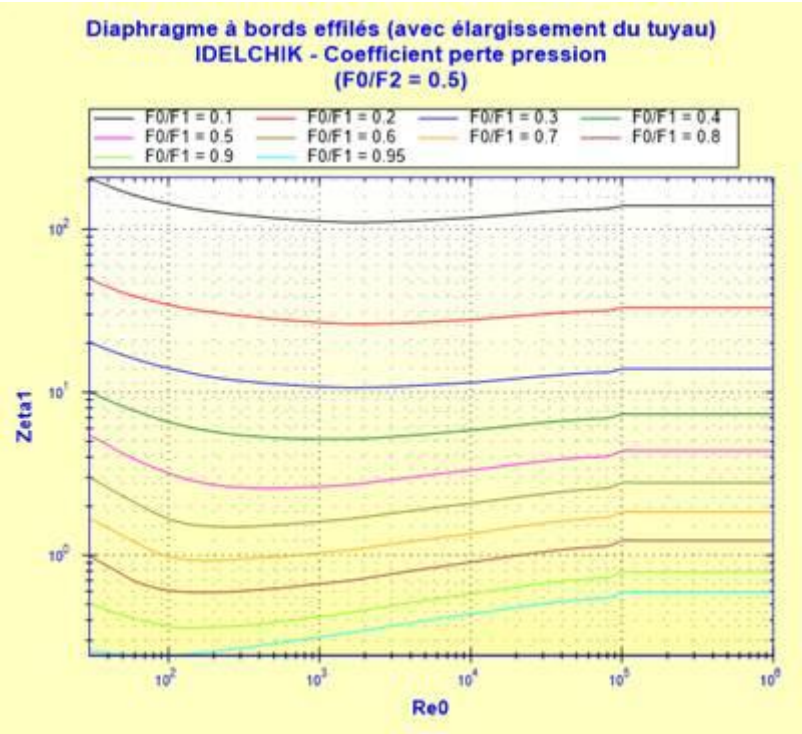
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec $F_0/F_2 = 0,5$)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

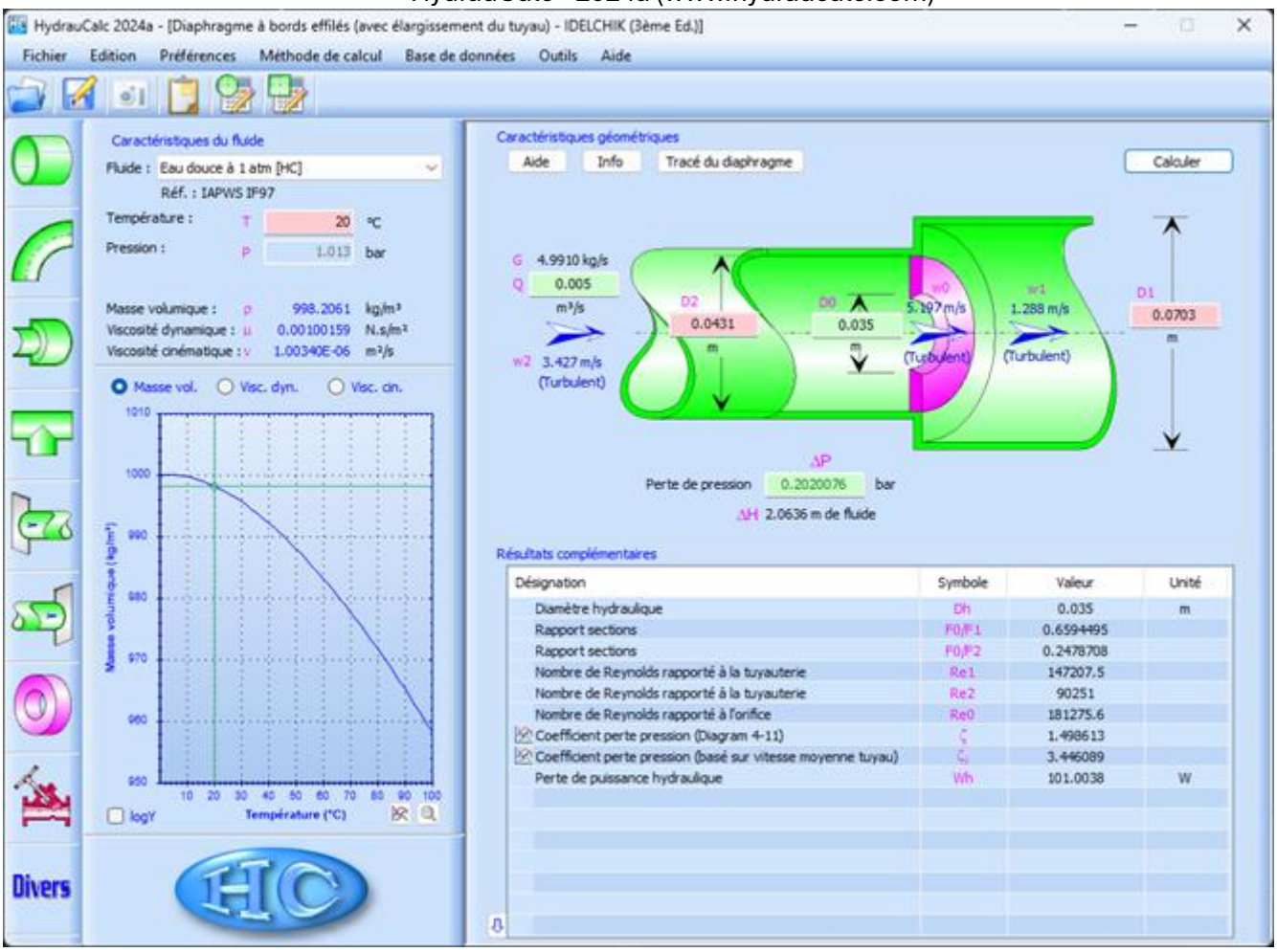
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)

Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ζ_{φ}	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

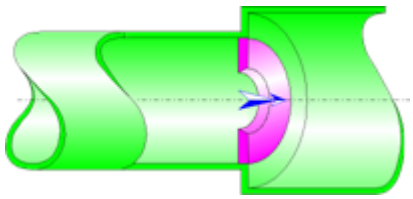
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.7.10.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords effilés avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

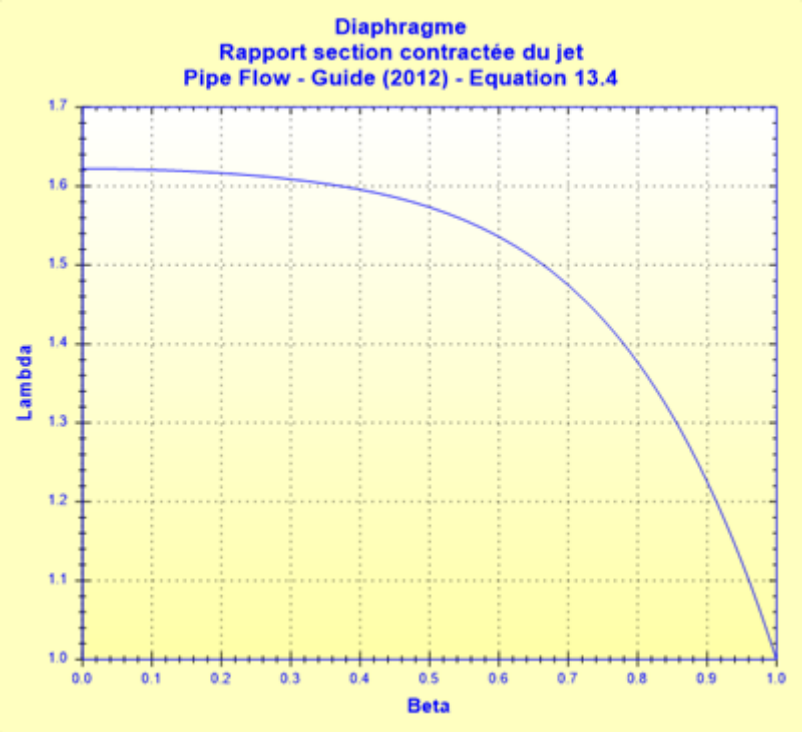
$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement dans la veine contractée (m/s) :

$$V_c = V_o \cdot \lambda$$

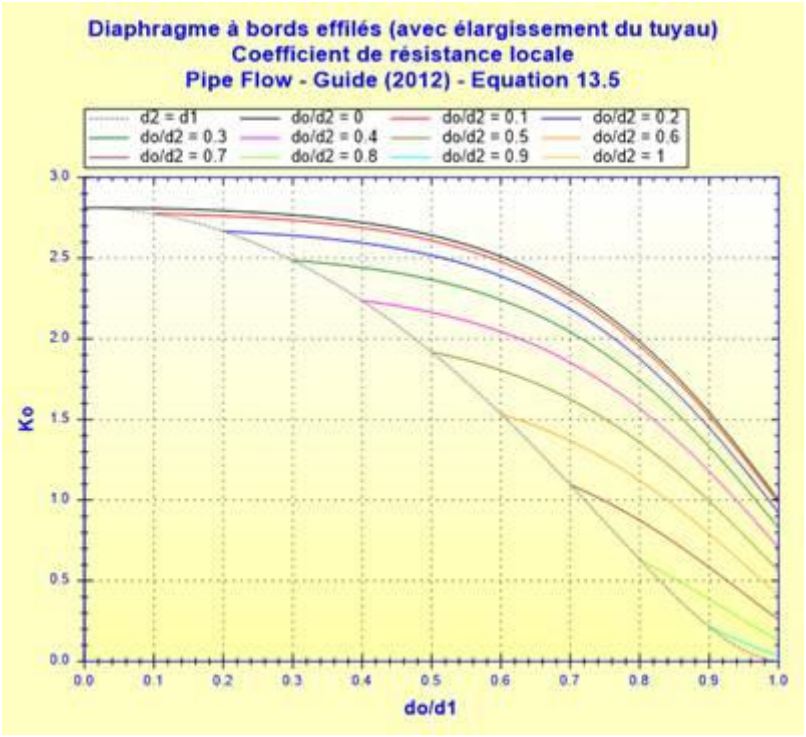
Section de la veine contractée (m^2):

$$A_c = \frac{Q}{V_c}$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

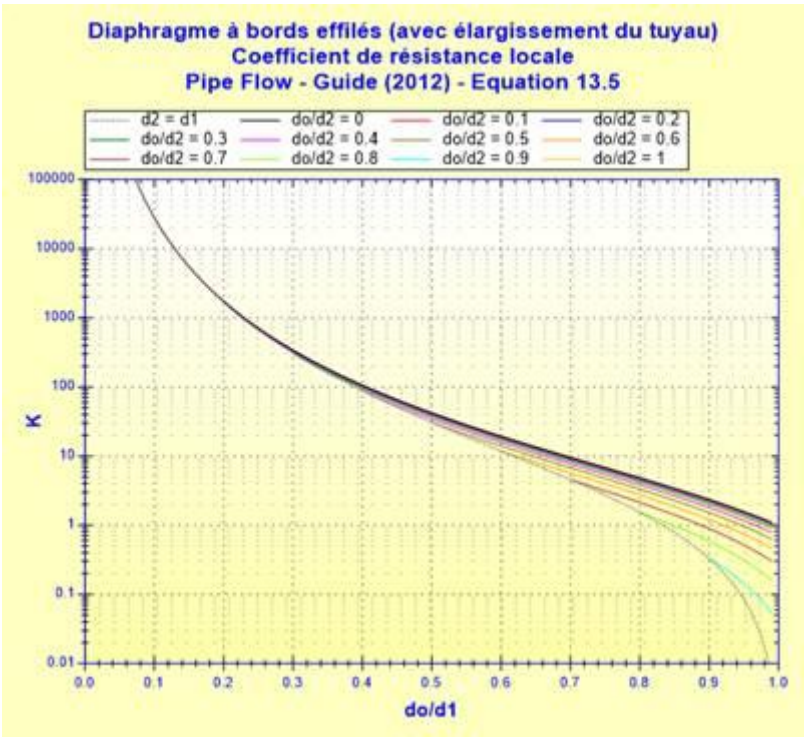
$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2$$

([1] équation 13.5)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o} \right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_0	Diamètre de l'orifice (m)
d_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
d_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_1	Section de passage du petit tuyau (m^2)
A_2	Section de passage du grand tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
NRe_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la veine contractée (m/s)
A_c	Section de la veine contractée (m^2)
K_0	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

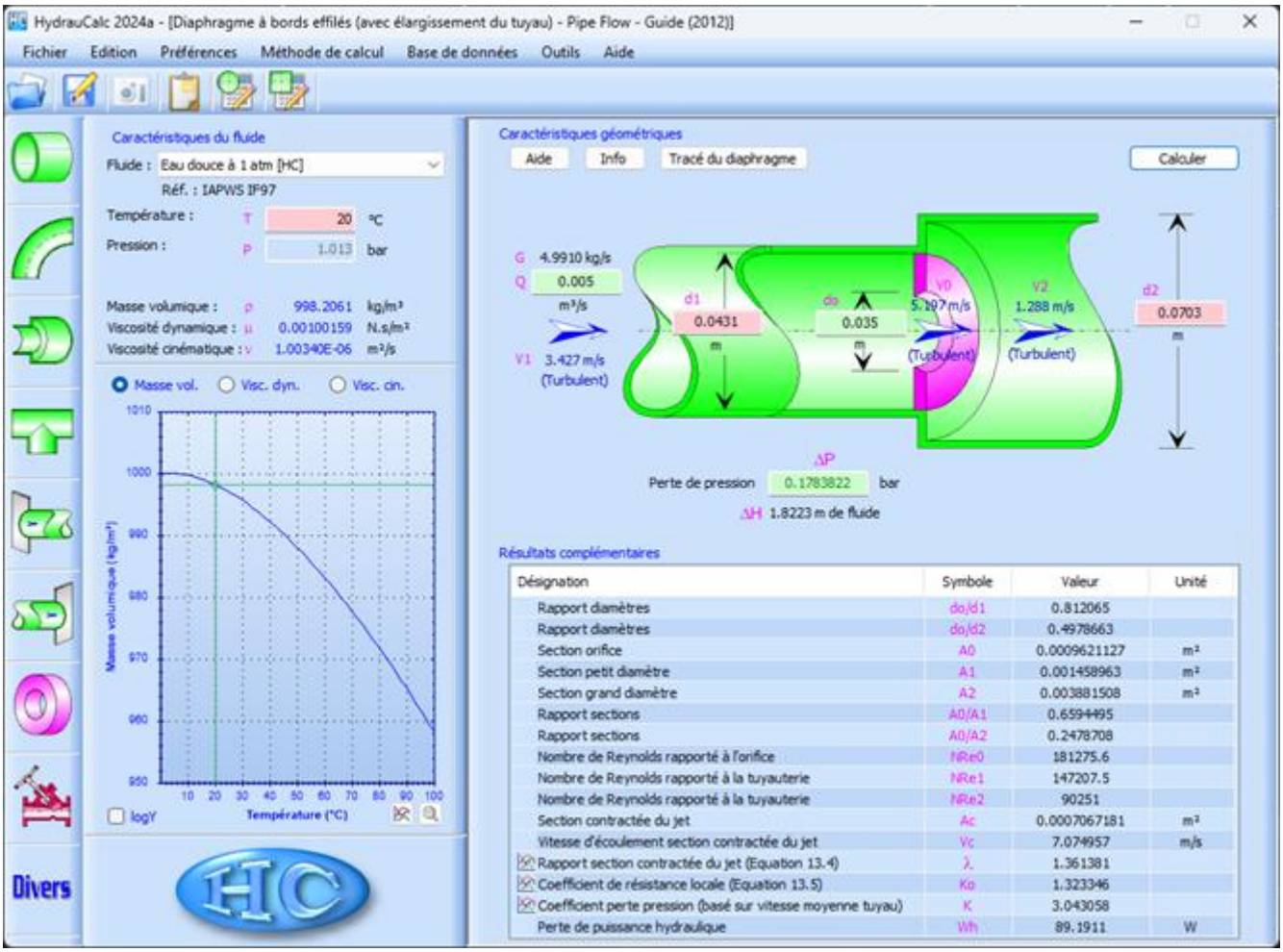
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

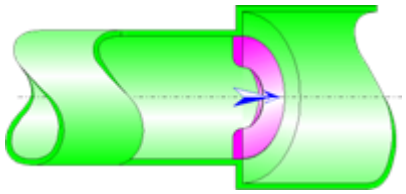


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.11 Diaphragme à bords arrondis (avec élargissement du tuyau)

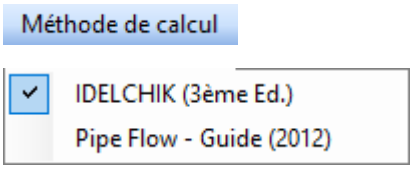
Section circulaire



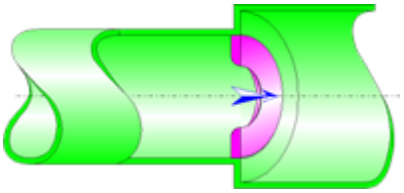
Pour le calcul du coefficient de perte de pression dans les diaphragmes à bords arrondis avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.11.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords arrondis avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m²) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$W_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

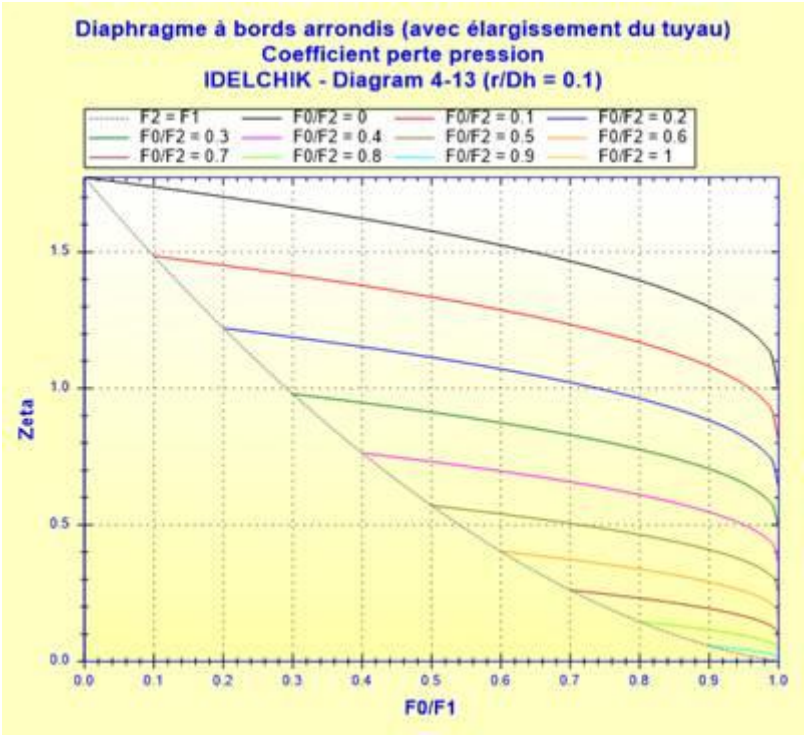
$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

■ $Re_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)$$

([2] diagramme 4-13)



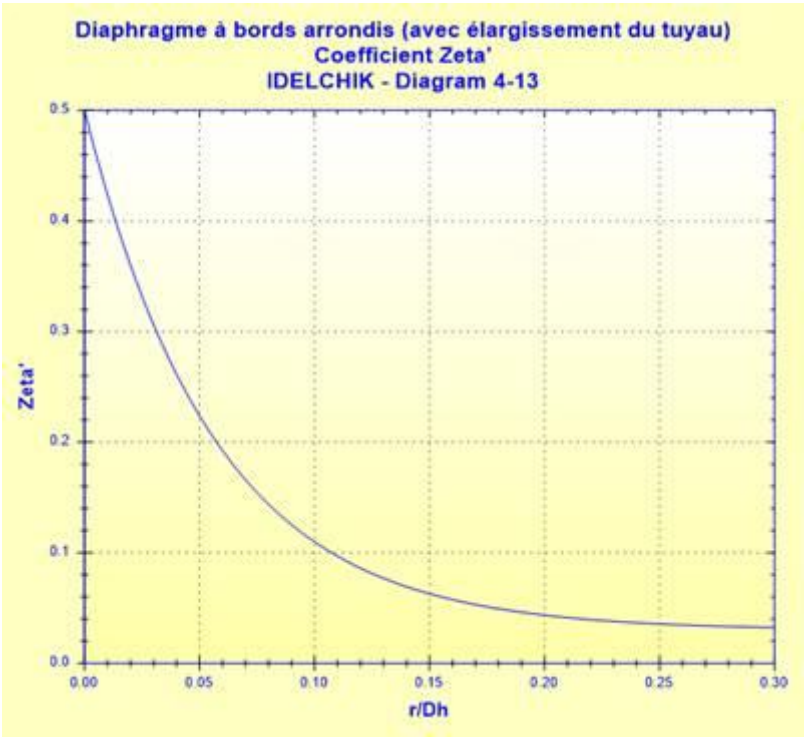
(avec r/ D_h = 0,1)

avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

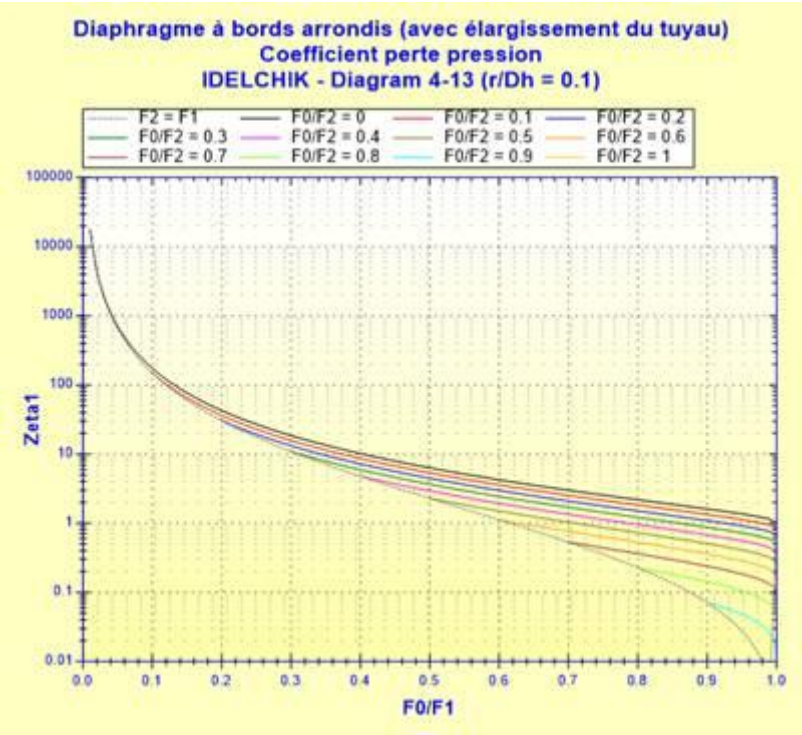
$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagramme 4-13)



Pressure loss coefficient (based on the major pipe velocity):

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



(avec r/ D_h = 0,1)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)$$

([2] diagramme 4-13)

avec :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

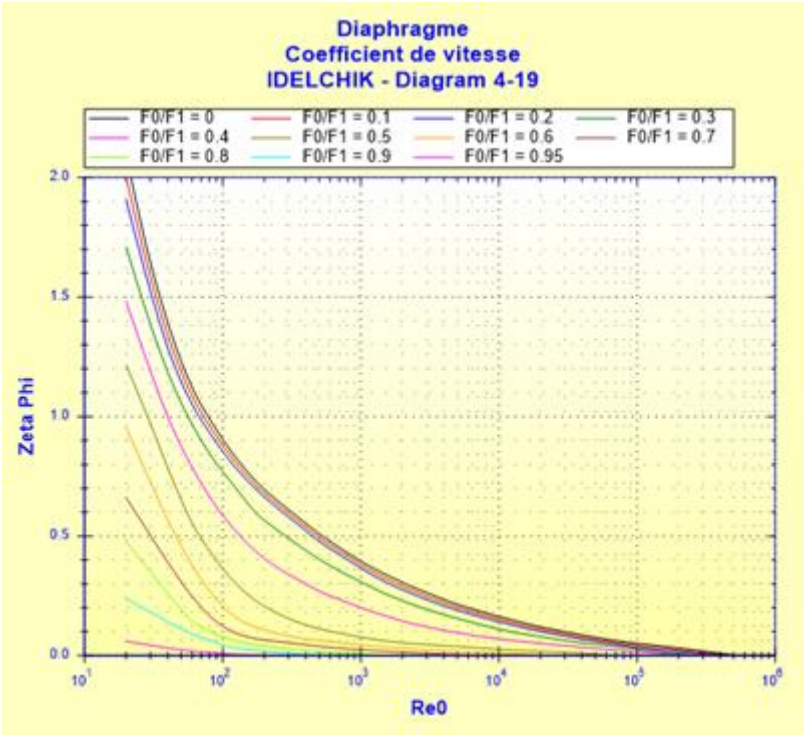
([1] diagramme 4-13)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$ ([1] diagramme 4-19)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

- $30 < \mathrm{Re}_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

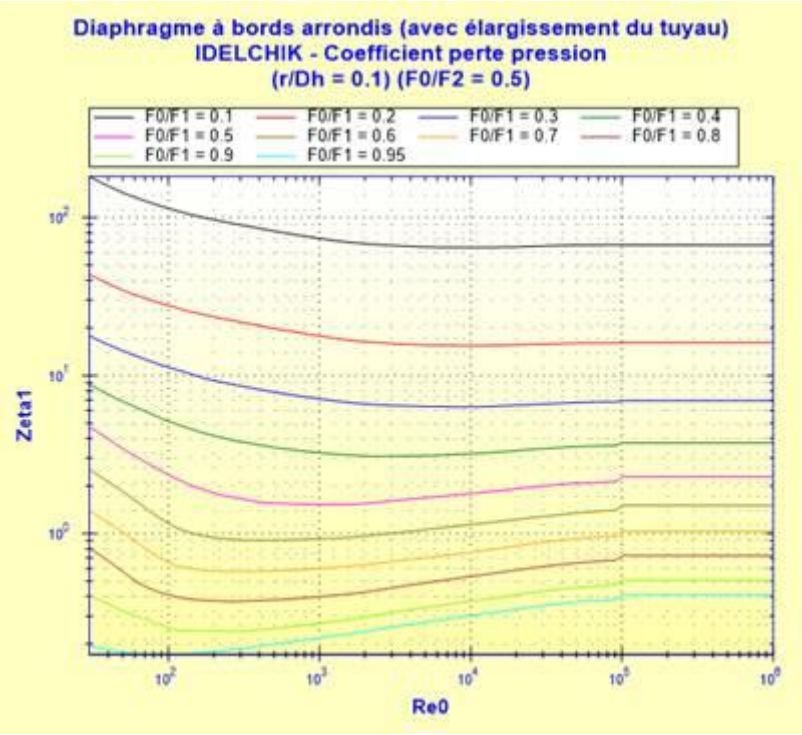
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec r/ D_h = 0,1 et F_0/F_2 = 0.5)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
r	Rayon de l'arrondi (m)
ζ'	Coefficient d'effet de l'arrondi ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

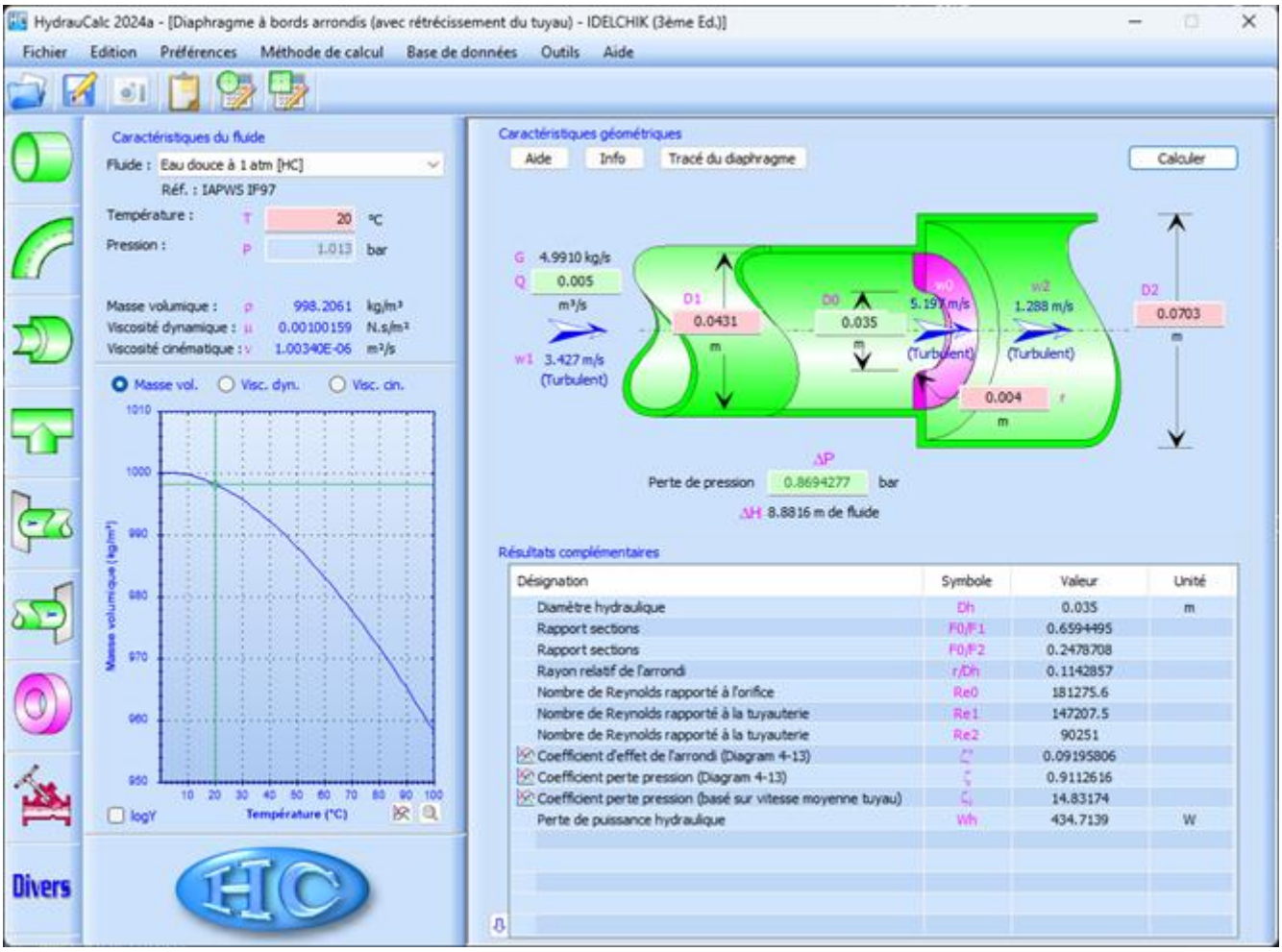
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (D_1/2-D_0/2)$)

Exemple d'application :



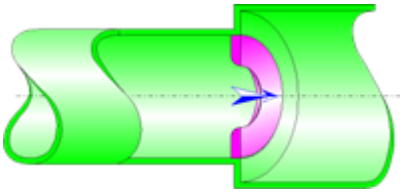
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul des coefficients de résistance locale ζ et ζ_{quad} est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.11.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords arrondis avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

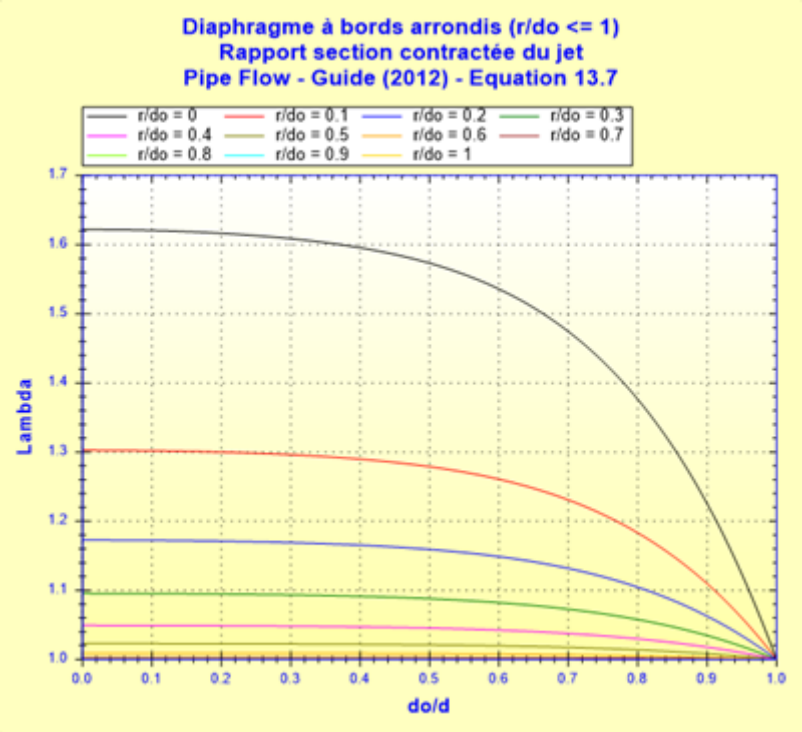
$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

- $r/d_0 \leq 1$

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_0}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d_0}\right]^4 \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5\right)$$

([1] équation 13.7)



- $r/d_0 > 1$

$$\lambda = 1$$ ([1] § 13.3.1)

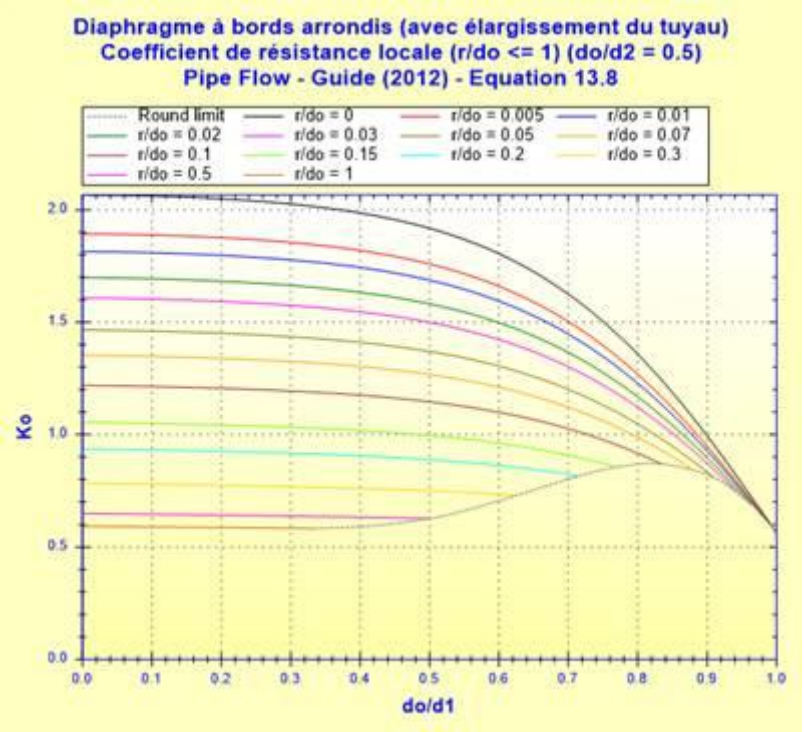
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

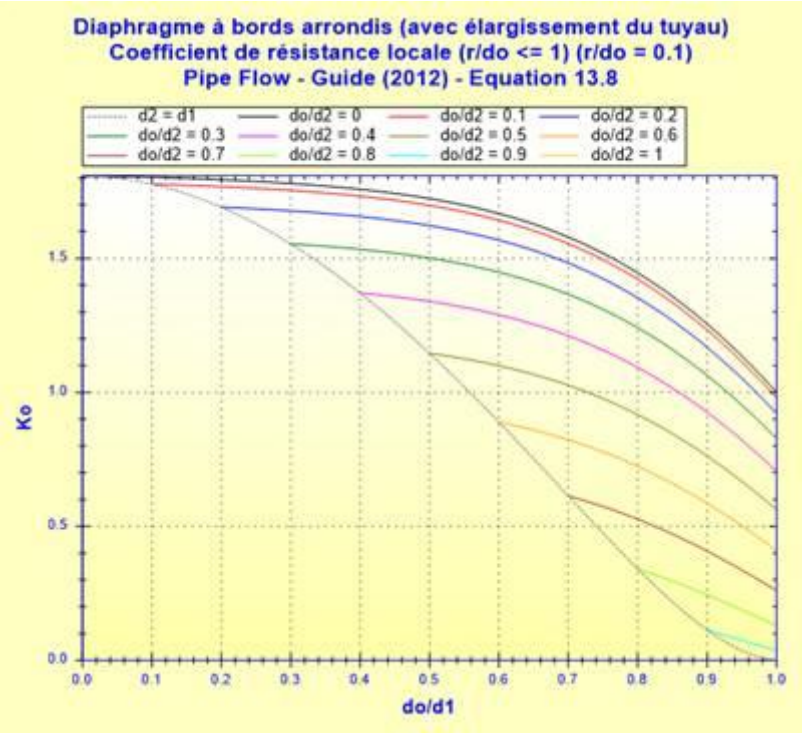
Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

- $r/d_0 \leq 1$

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_0}\right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{r}{d_0}} \cdot \beta\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left[\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right]^2$$ ([1] équation 13.8)



(avec $d_0/d_2 = 0{,}5$)

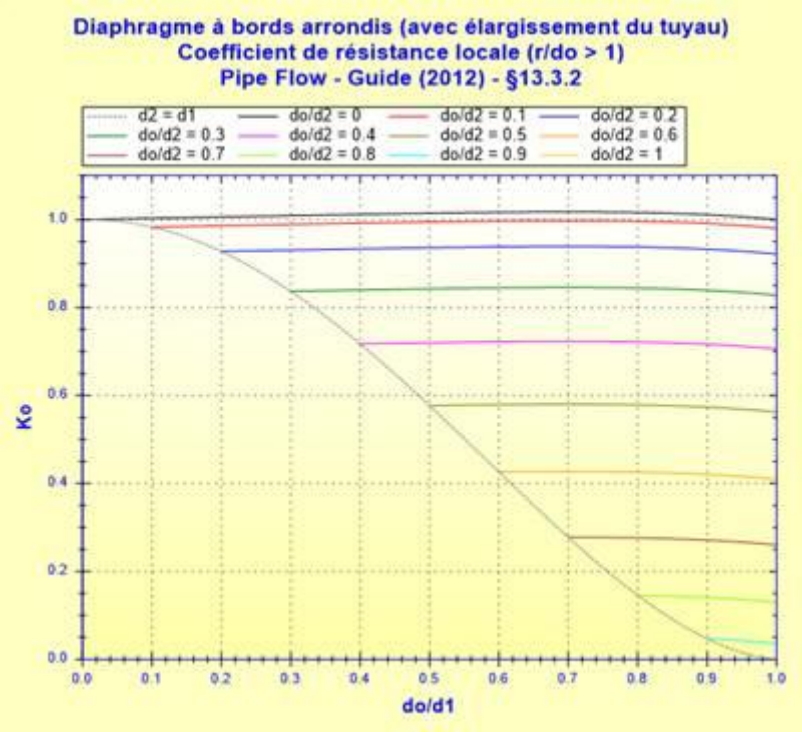


(avec $r/d_0 = 0{,}1$)

■ $r/d_0 > 1$

$$K_o = 0.03 \cdot (1-\beta) \cdot \left(1-\beta^5\right) + \left[1-\left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right]^2$$

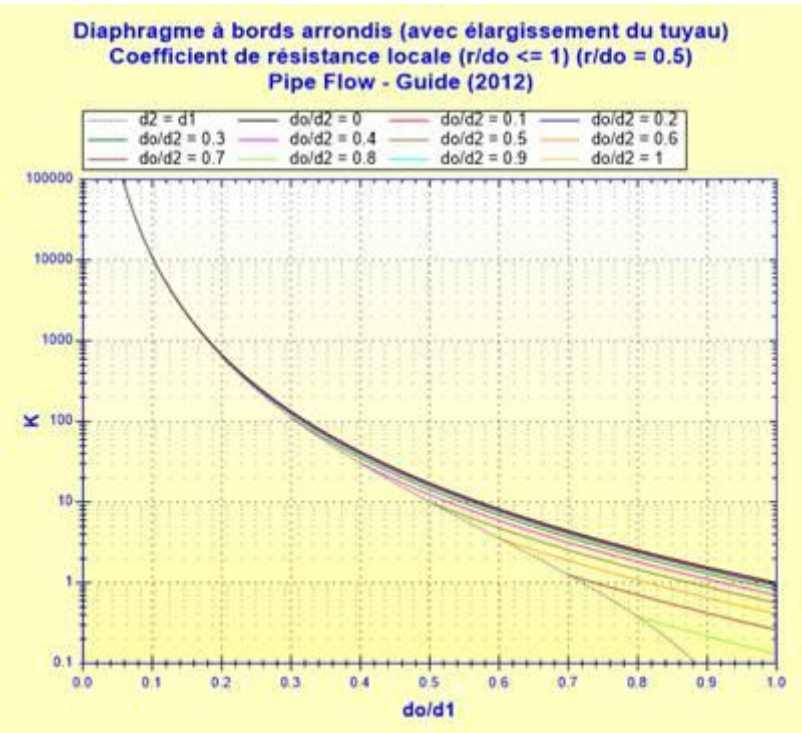
([1] § 13.3.2)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

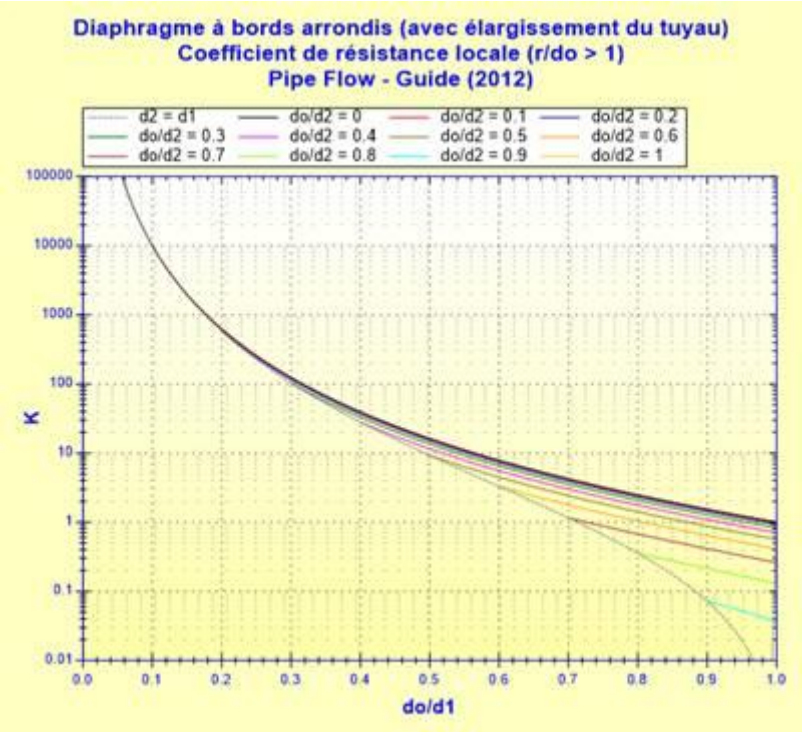
$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o} \right)^2$$

■ $r/d_0 \leq 1$



(avec $r/d_0 = 0.1$)

■ $r/d_0 > 1$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o	Diamètre de l'orifice (m)
d_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
d_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)

A_1 Section de passage du petit tuyau (m^2)

A_2 Section de passage du grand tuyau (m^2)

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

V_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)

V_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

NRe_1 Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()

NRe_2 Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()

r Rayon de l'arrondi (m)

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

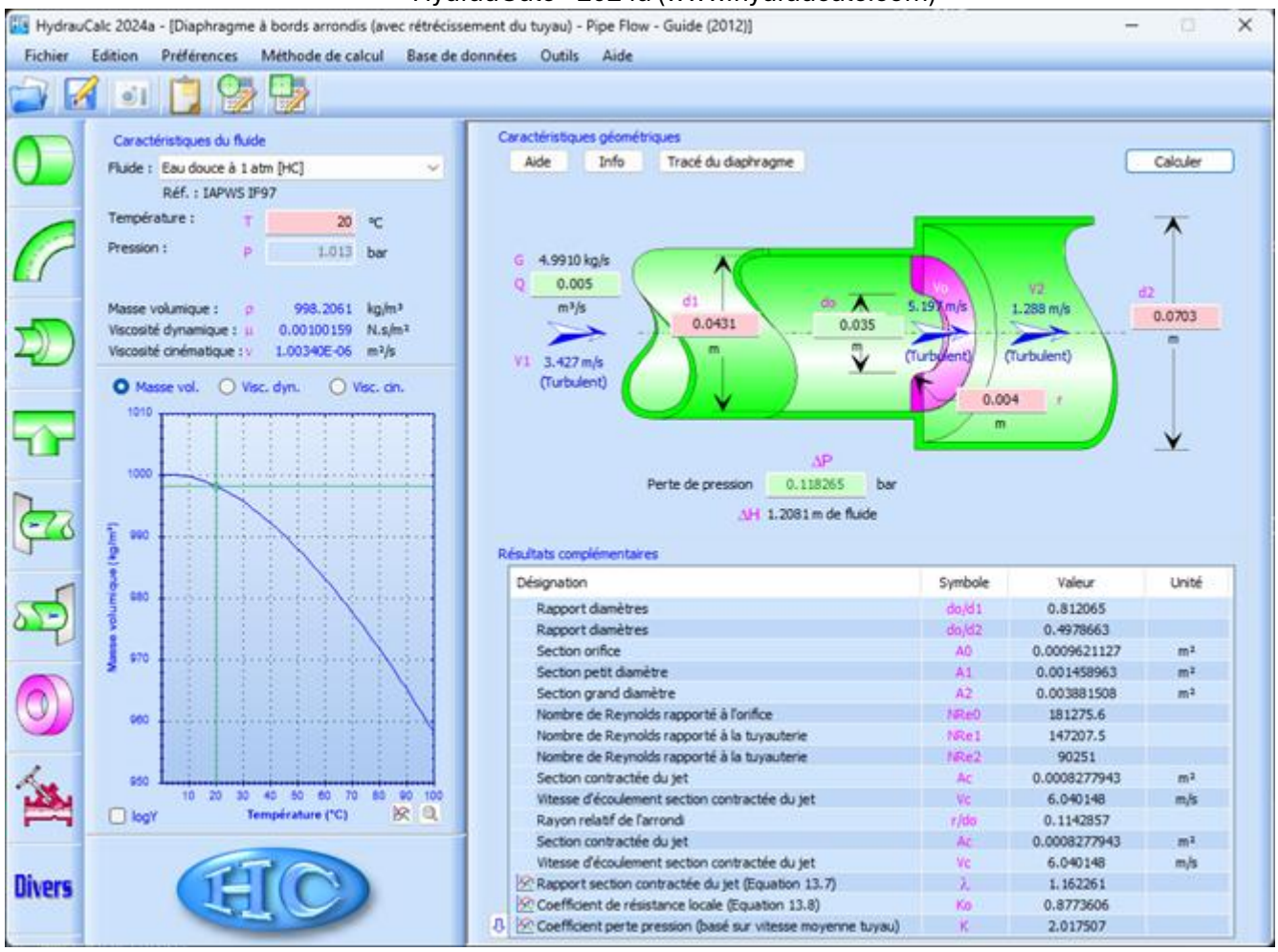
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- rayon de l'arrondi inférieur à la différence des rayons ($r < (_{d1}/2-d_0/2)$)

Exemple d'application :

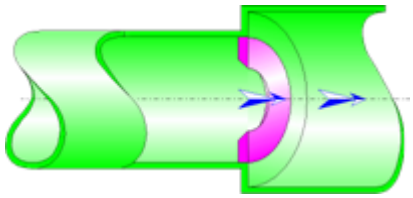


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.7.12 Diaphragme à bords biseautés (avec élargissement du tuyau)

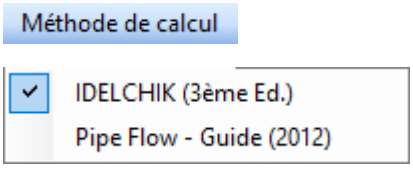
Section circulaire



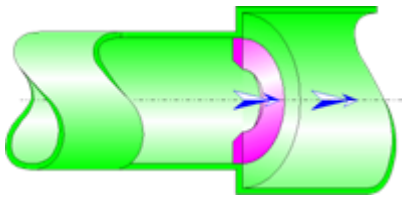
Pour le calcul du coefficient de perte de pression dans les diaphragmes à bords biseautés avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.7.12.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords biseautés avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du petit tuyau (m²) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage du grand tuyau (m²) :

$$F_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Section transversale de passage de l'orifice (m²) :

$$F_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$w_2 = \frac{Q}{F_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

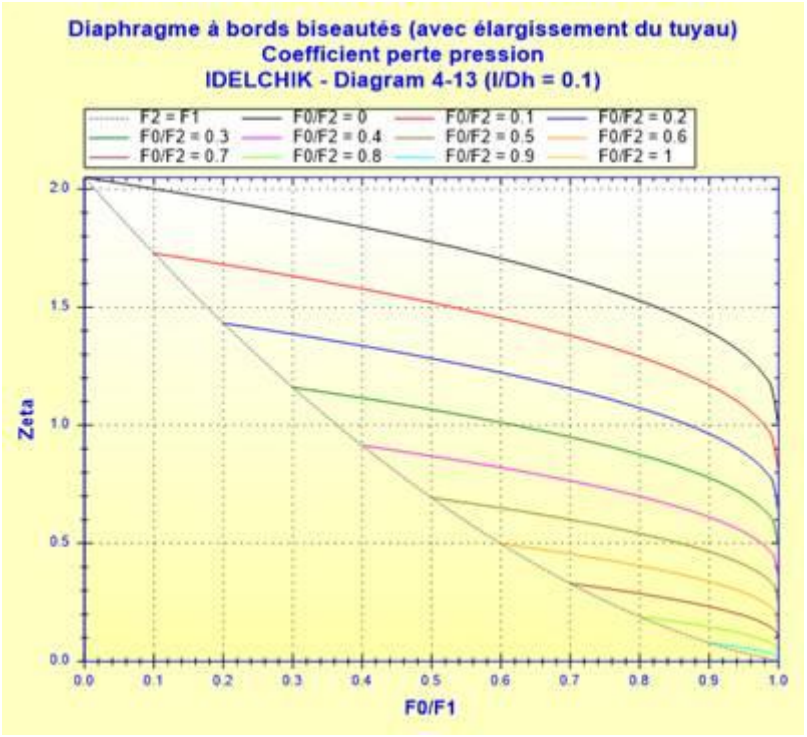
$$\mathrm{Re}_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

■ $\mathrm{Re}_0 \geq 10^5$

Coefficient de résistance locale :

$$\zeta = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)$$

([2] diagramme 4-13)



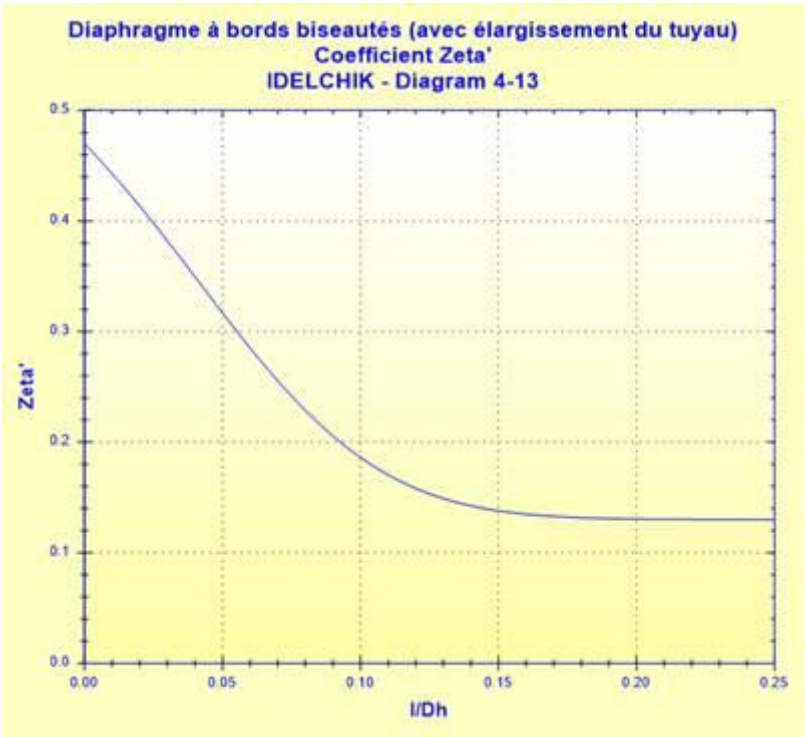
(avec l/ D_h = 0,1)

avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur :

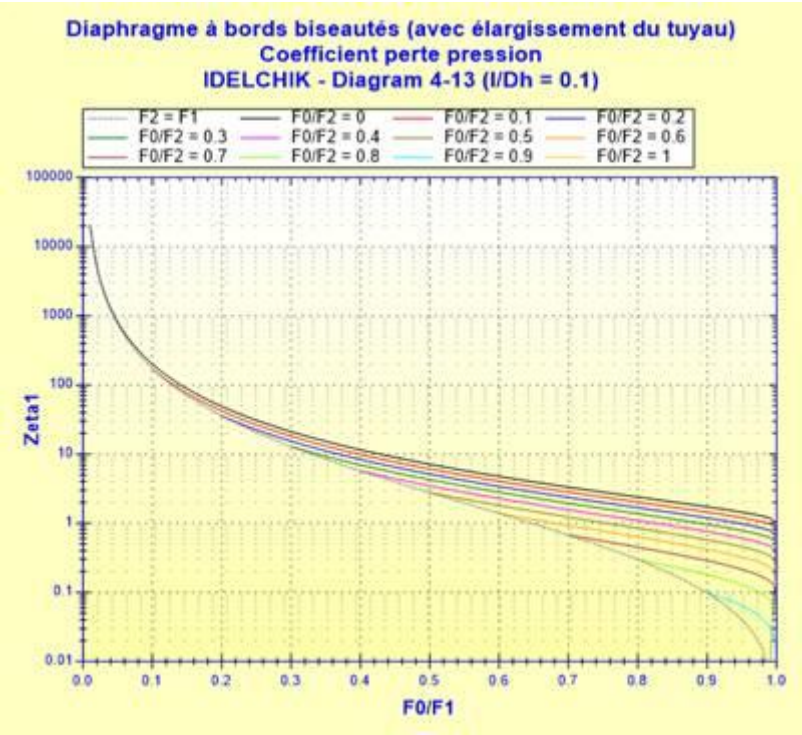
$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.4 \cdot \frac{l}{D_h} + 88.4 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([2] diagramme 4-13)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



(avec l/ D_h = 0,1)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

$$\zeta_{quad} = \zeta' \cdot \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 2\cdot\sqrt{\zeta'}\cdot\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\cdot\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)$$

([2] diagramme 4-13)

avec :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.4\cdot\frac{l}{D_h}+88.4\cdot\left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

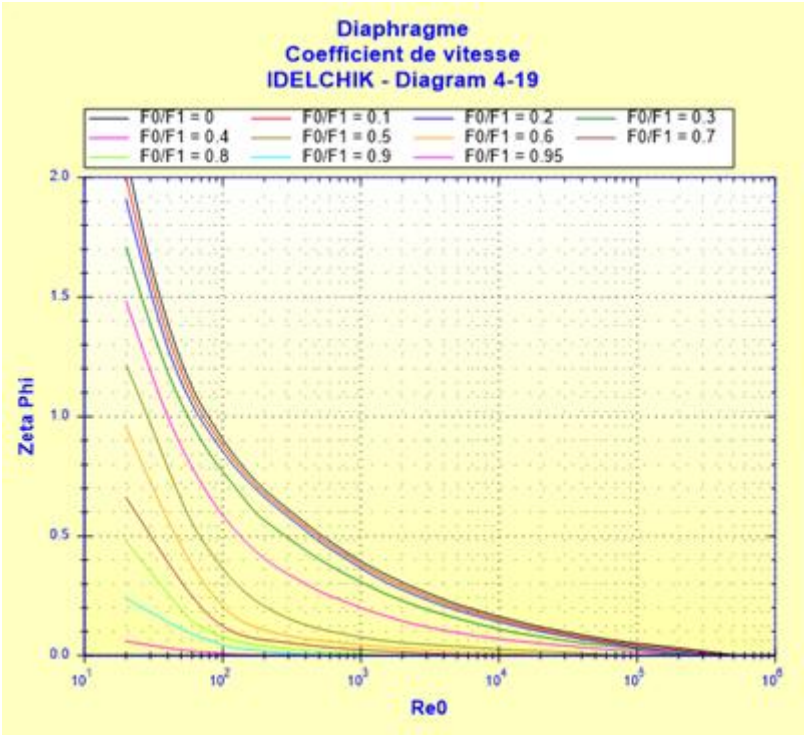
([1] diagramme 4-13)

$$\zeta_{1quad} = \zeta_{quad} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 4-19)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$ ([1] diagramme 4-19)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

- $30 < \mathrm{Re}_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $10 < Re_0 \leq 30$

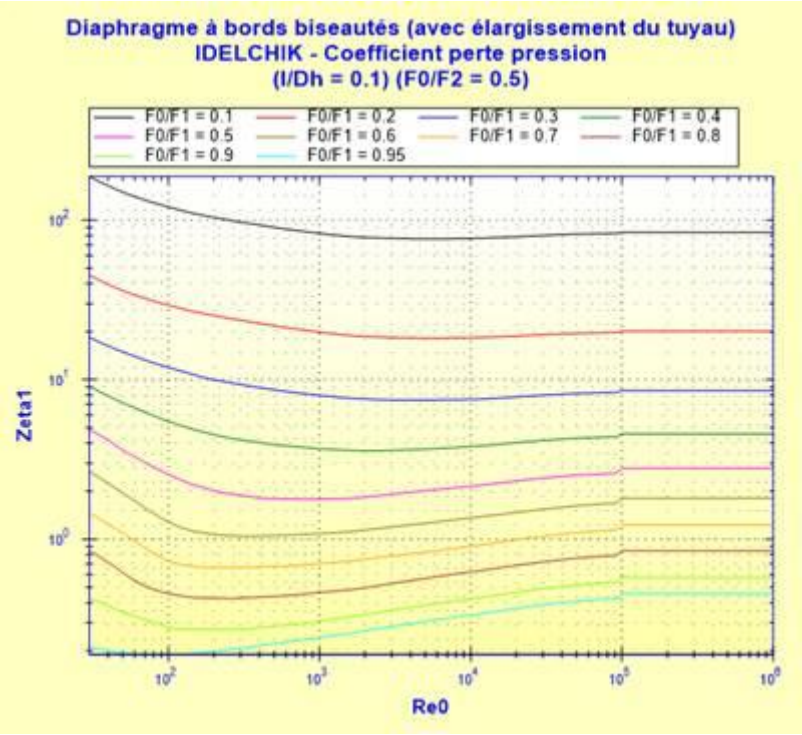
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 4-19)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 4-19)



(avec l/ D_h = 0,1 et F_0/F_2 = 0,5)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta_1 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du petit tuyau (m)
D_2	Diamètre intérieur du grand tuyau (m)
D_0	Diamètre de l'orifice (m)
F_1	Section transversale de passage du petit tuyau (m^2)
F_2	Section transversale de passage du grand tuyau (m^2)
F_0	Section transversale de passage de l'orifice (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
w_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ζ'	Coefficient d'effet de l'épaisseur ()
ζ	Coefficient de résistance locale (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le diaphragme) ()
ζ_{1quad}	Coefficient de résistance locale quadratique (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

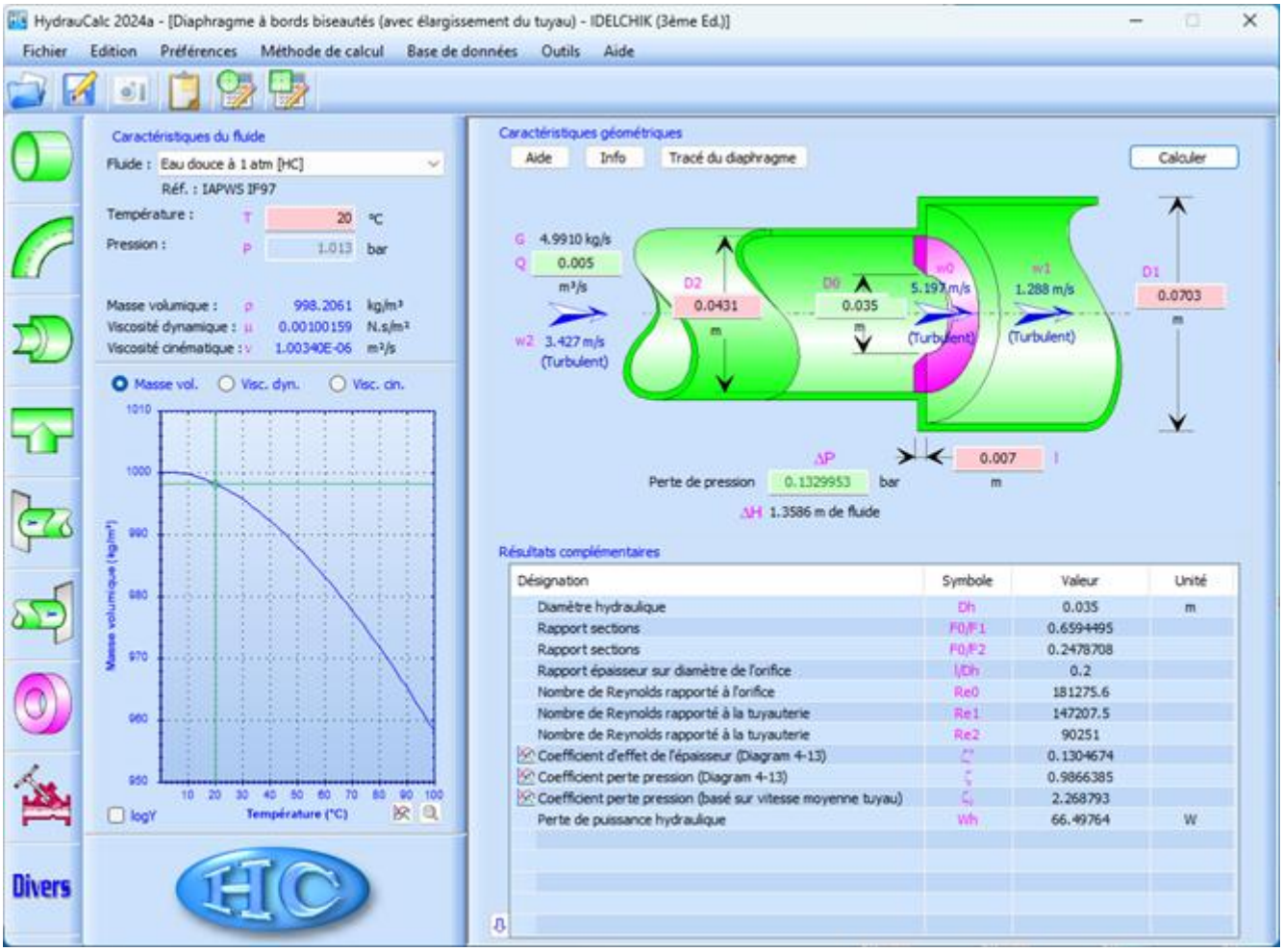
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle au sommet du tronc de cône compris entre 40° et 60°

Exemple d'application :



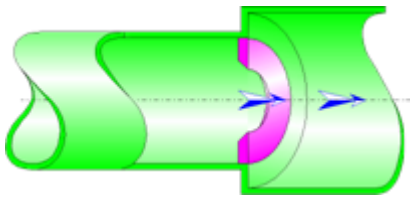
Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Идельчик.И.Е.Справочник по гидравлическим сопротивлениям.1992 (document original en langue russe)

Nota : La formulation utilisée pour le calcul des coefficients de résistance locale ζ et ζ_{quad} est celle du document original de référence [2] qui diffère de celle du document traduit [1]

2.7.12.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un diaphragme à bords biseautés avec élargissement du tuyau en aval du diaphragme.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau :

$$\beta = \frac{d_o}{d_1}$$

Aire de la section du petit tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}$$

Aire de la section du grand tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s) :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s) :

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le petit tuyau :

$$N_{Re1} = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le grand tuyau :

$$N_{Re2} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$$

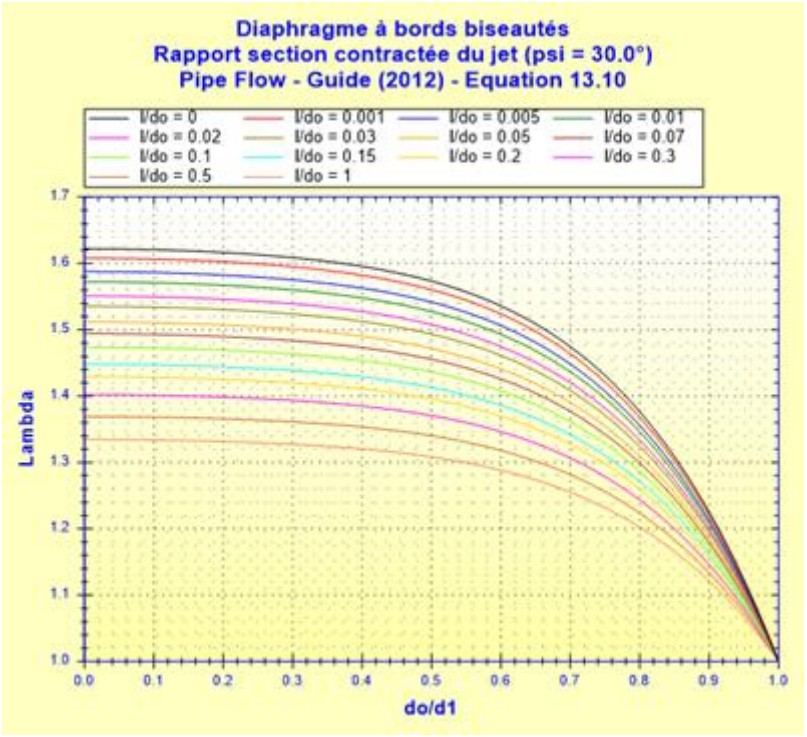
Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - C_b \cdot \left(\frac{l}{d_0} \right)^{\frac{1-\sqrt[4]{f d_0}}{2}} \right] \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] équation 13.10)



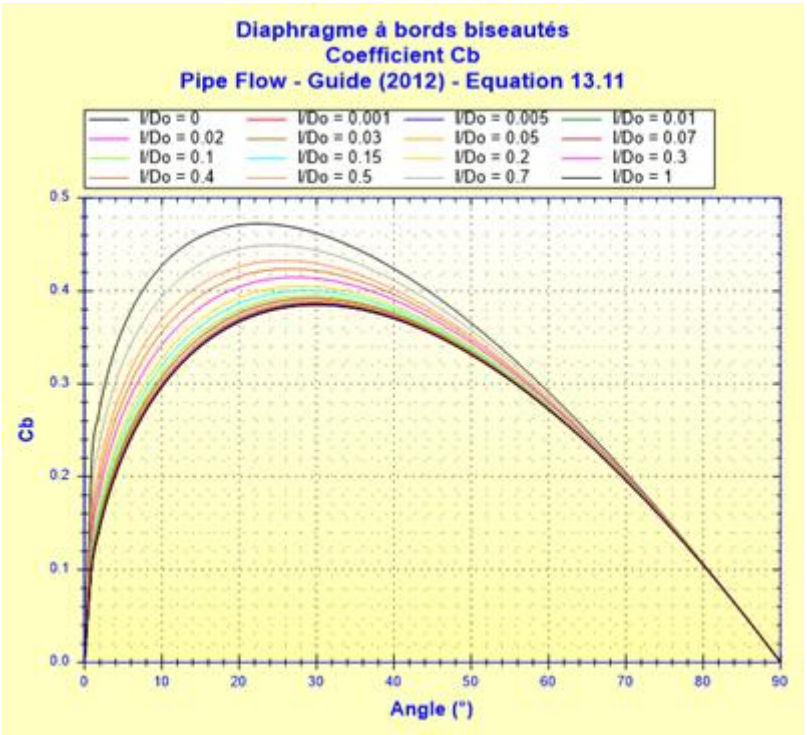
(avec ψ = 30°)

avec :

Coefficient d'effet de l'angle du biseau :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{2 + l/d_0}}$$

([1] équation 13.11)



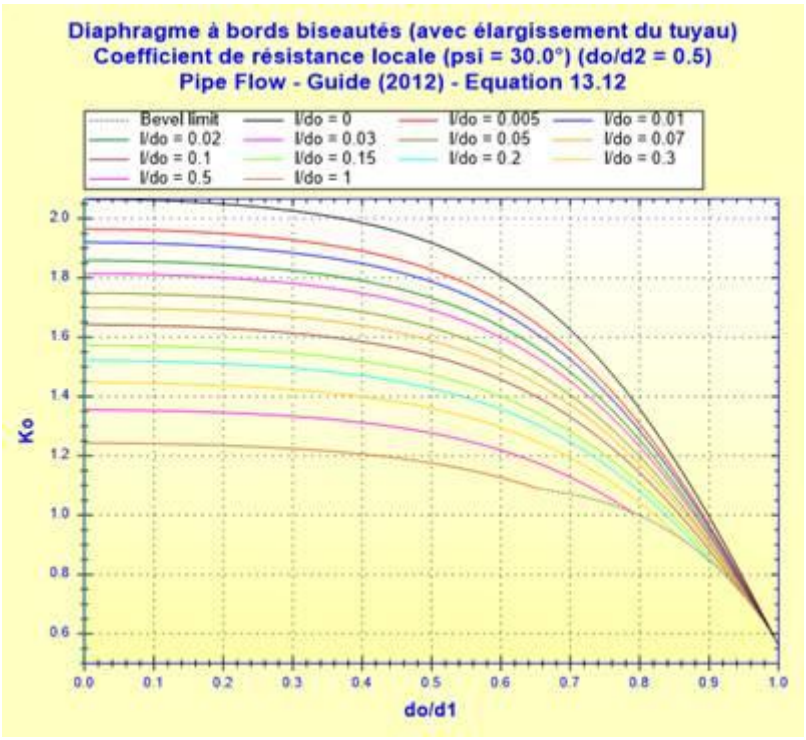
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

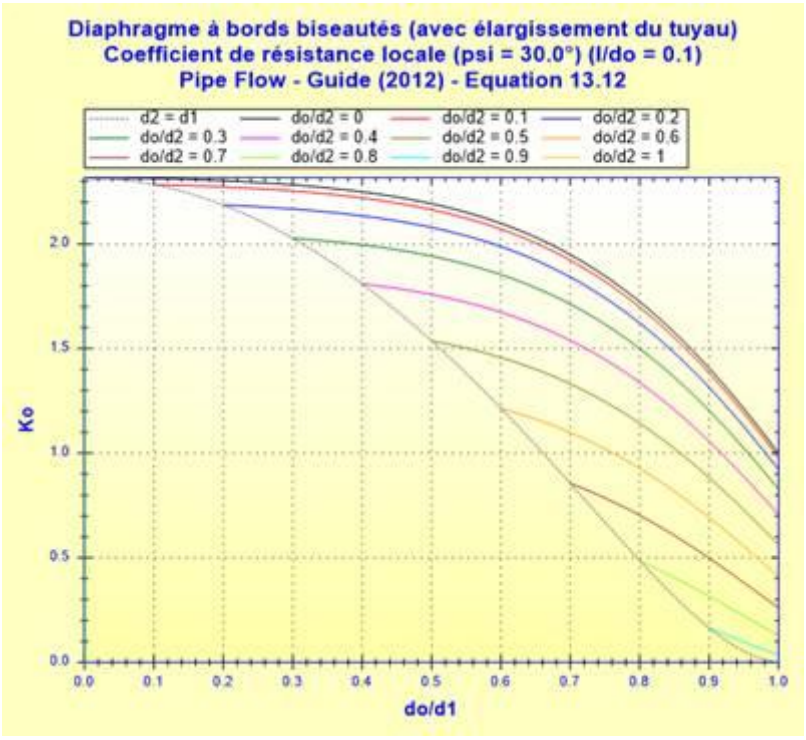
Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - C_b \cdot \frac{l}{d_0}\right) \cdot \left(1 - 0.42 \cdot \sqrt{\frac{l}{d_0}} \cdot \beta^2\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2\right)^2$$

([1] équation 13.12)



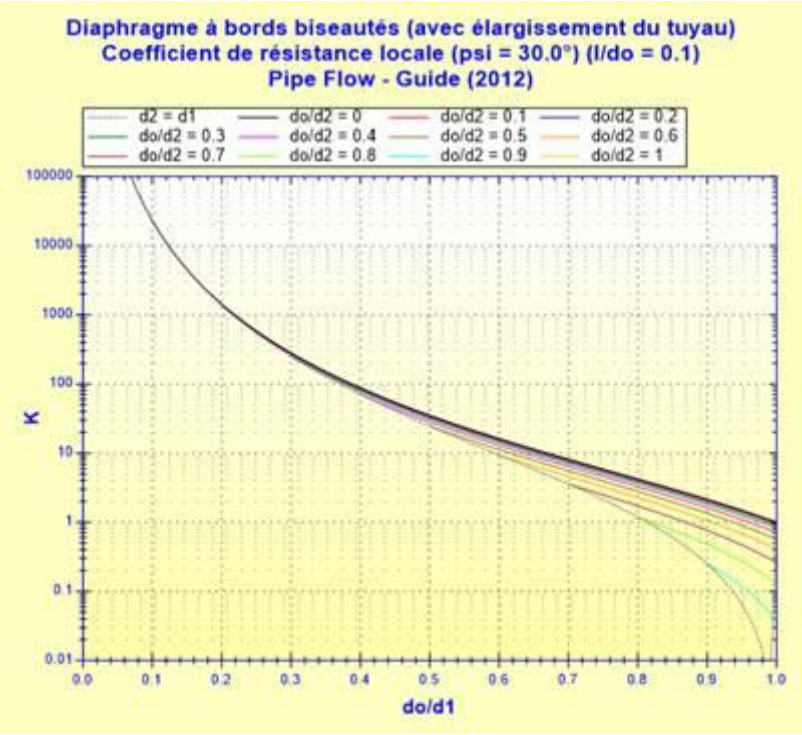
(avec $\psi = 30°$ et $d_0/d_2 = 0,5$)



(avec $\psi = 30°$ et $l/d_0 = 0,1$)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A_1}{A_o}\right)^2$$



(avec ψ = 30° et l/d_0 = 0,1)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d_o Diamètre de l'orifice (m)

d_1 Diamètre intérieur du petit tuyau (m)

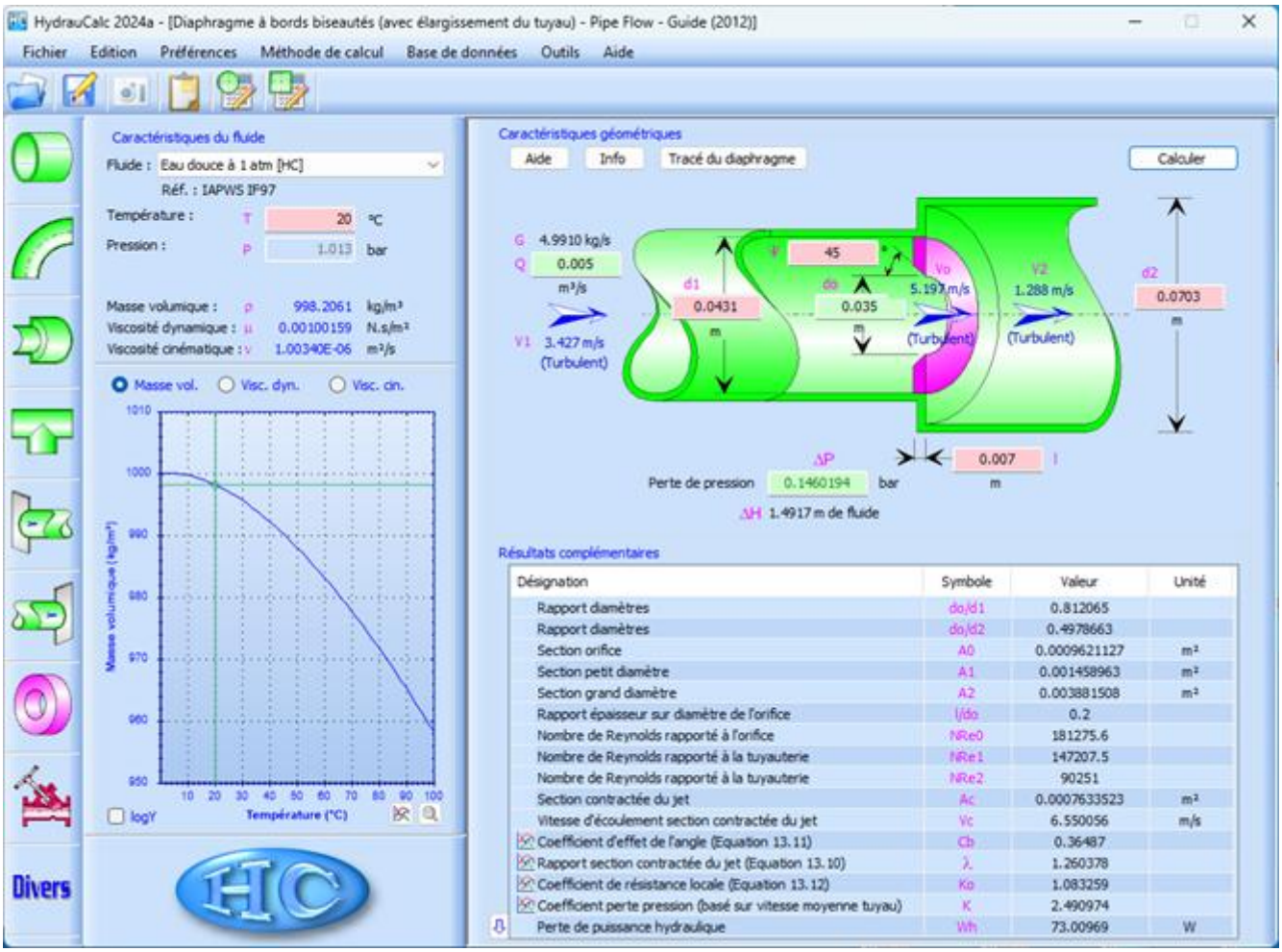
d_2 Diamètre intérieur du grand tuyau (m)

β	Rapport entre les diamètres de l'orifice et du petit tuyau ()
A_0	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_1	Section de passage du petit tuyau (m^2)
A_2	Section de passage du grand tuyau (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le petit tuyau (m/s)
V_2	Vitesse moyenne d'écoulement dans le grand tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans l'orifice ()
NRe_1	Nombre de Reynolds dans le petit tuyau ()
NRe_2	Nombre de Reynolds dans le grand tuyau ()
l	Epaisseur du diaphragme (m)
ψ	Angle du biseau (°)
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
C_b	Coefficient d'effet de l'angle du biseau ()
K_o	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le petit tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans l'orifice ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme
- angle du biseau inférieur ou égal à : $\psi \leq tg^{-1}((d_1 - d_o) / (2\ l))$

Exemple d'application :



Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.8 Grilles

Cette sous-section regroupe l'ensemble des grilles qui peuvent être modélisées et calculées. Les types de grille disponibles sont :

- Grille à bords épais

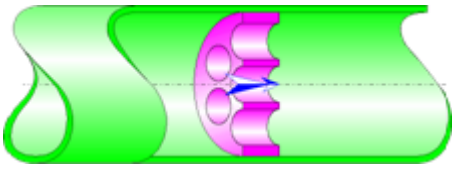
- Grille à bords effilés

- Grille à bords arrondis

- Grille à bords biseautés

2.8.1 Grille à bords épais

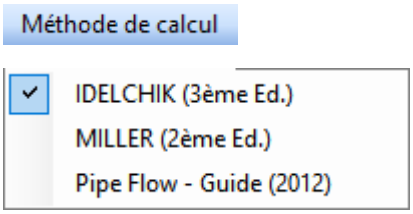
Section circulaire



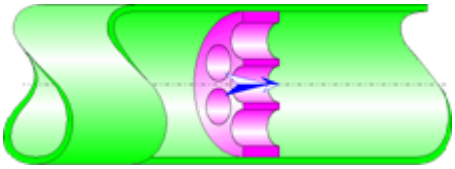
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des grilles à bords épais, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.8.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords épais installé dans un tuyau droit. De plus, la perte de charge due au frottement du fluide sur les parois intérieures des trous est également prise en compte dans ce composant et est calculée avec la formule de Darcy.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_0 = f_0 \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$W_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$W_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{W_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Rugosité relative des parois des trous :

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$

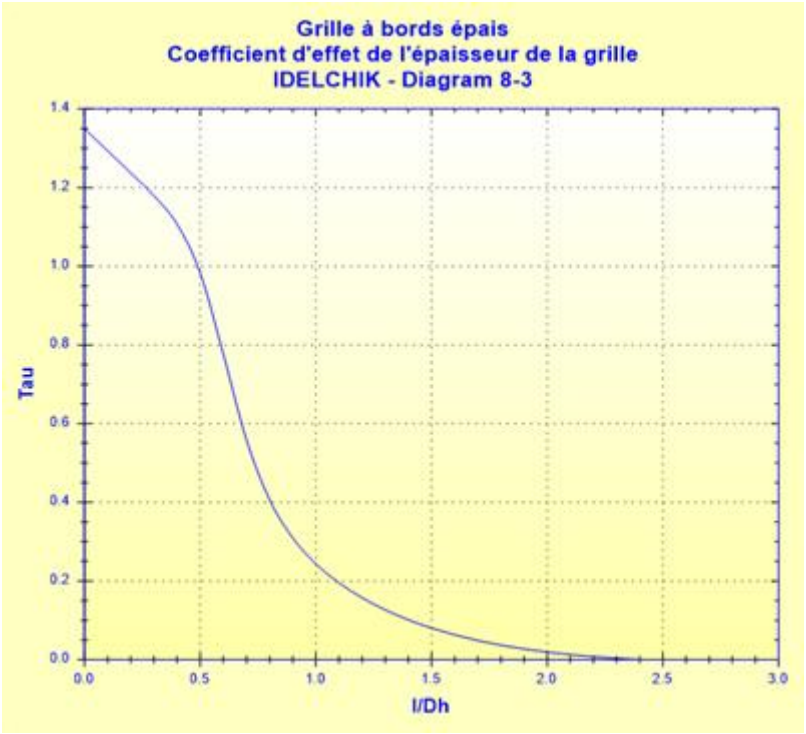
Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille :

$$\tau = \left(2.4 - \frac{l}{D_h}\right) \cdot 10^{-\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right)}$$

([1] diagramme 8-3)

avec :

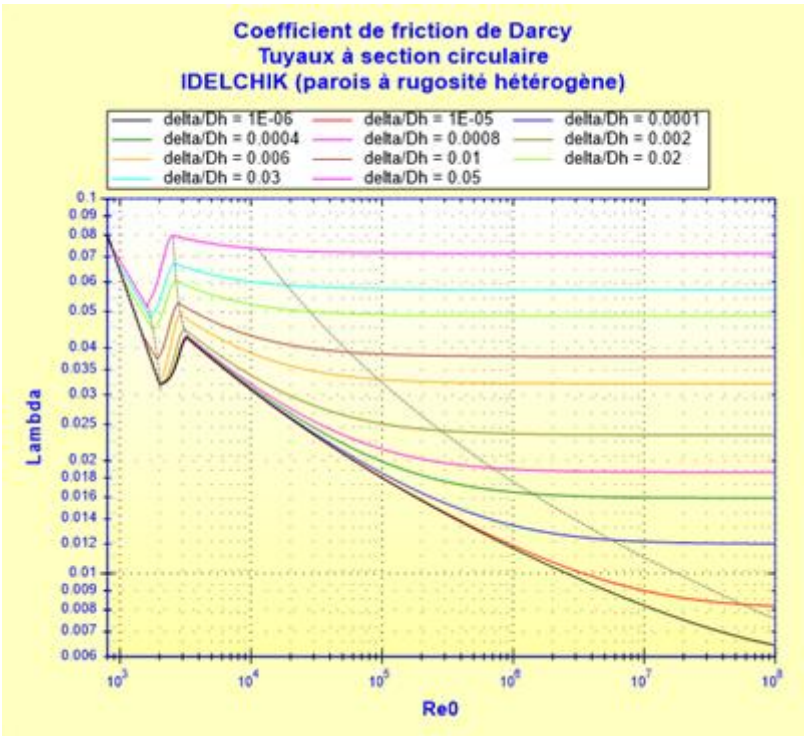
$$\varphi\left(\frac{l}{D_h}\right) = 0.25 + \frac{0.535 \cdot \left(\frac{l}{D_h}\right)^8}{0.05 + \left(\frac{l}{D_h}\right)^7}$$



Coefficient de friction de Darcy :

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{\Delta}{D_h}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)

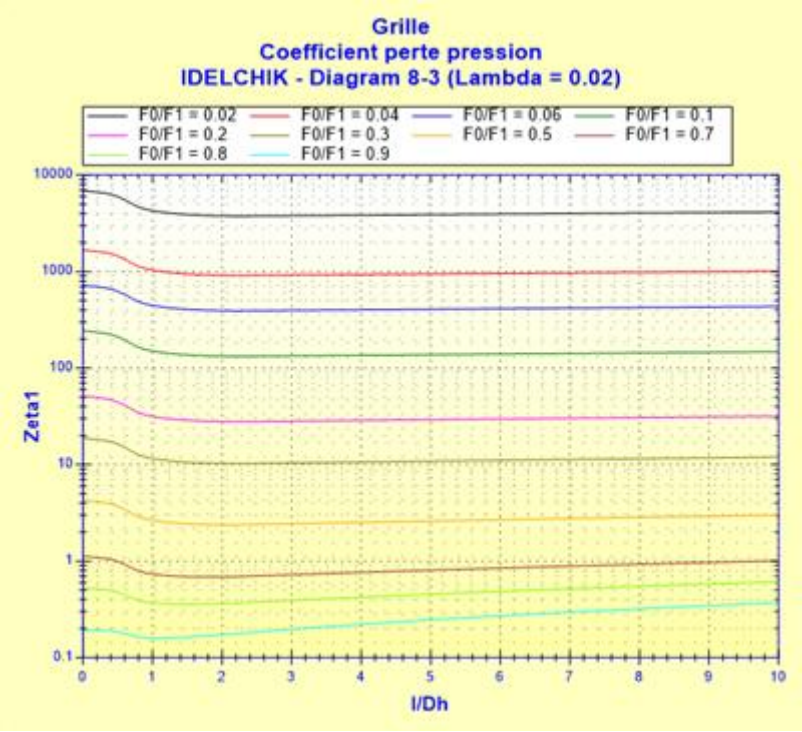


Coefficient de résistance locale :

■ $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \frac{0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{1.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}}{\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2}$$

([1] diagramme 8-3)



([1] diagramme 8-3 avec λ = 0,02)

■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

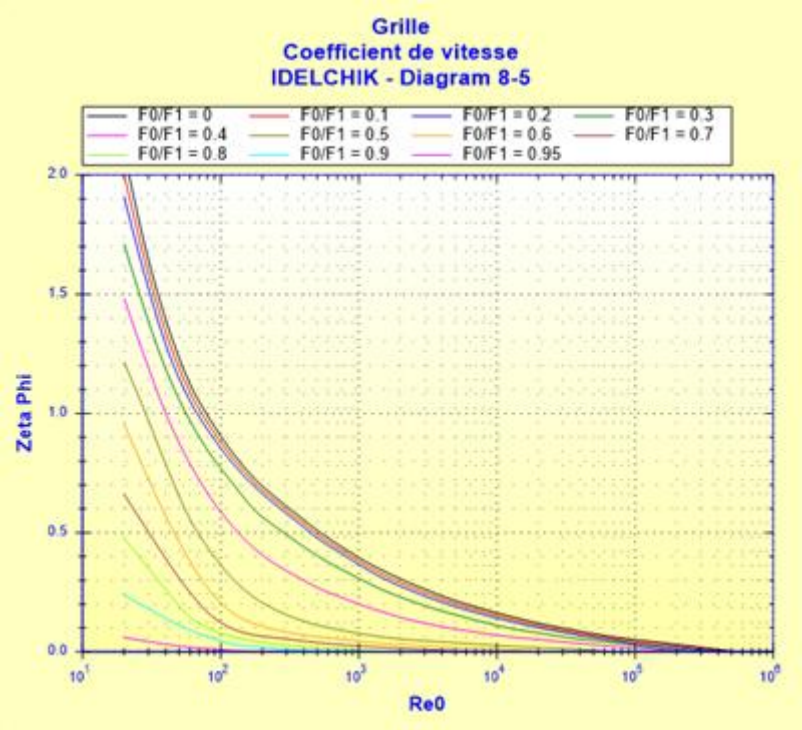
$$\zeta_{1quad} = \frac{0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \tau \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{1.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \cdot \frac{l}{D_h}}{\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2}$$

([1] diagramme 8-3)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 8-5)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0Re} = f(Re_0)$ ([1] diagramme 8-5)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $10 < Re_0 \leq 30$

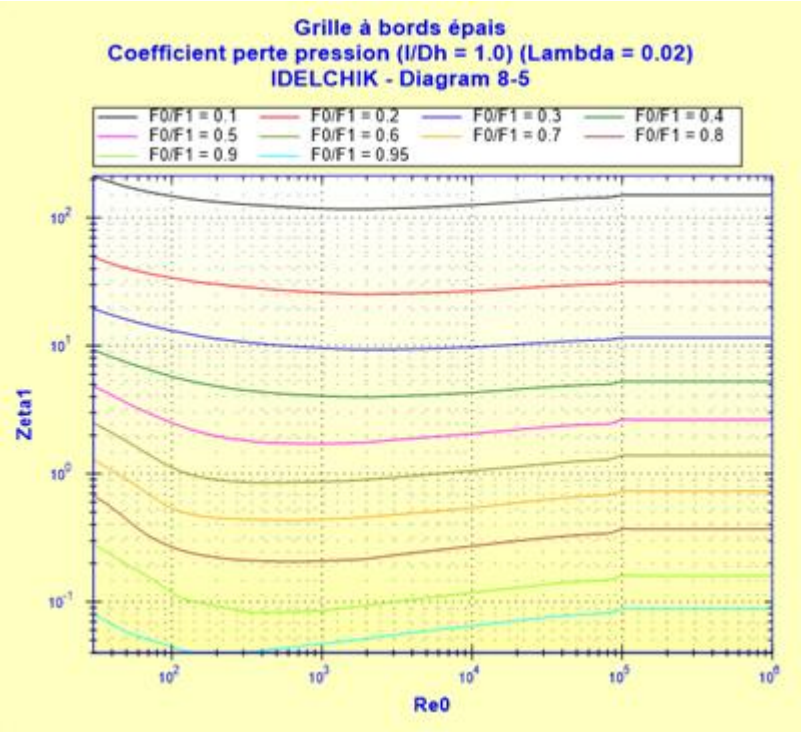
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 8-5)



([1] diagramme 8-5 avec l/Dh = 1 et λ = 0,02)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_0	Diamètre des trous (m)
F_0	Section transversale de passage de la grille (m^2)
f_0	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans les trous ()
Δ	Rugosité absolue des parois des trous (m)
$\bar{\Delta}$	Rugosité relative des parois des trous ()
l	Epaisseur de la grille (m)
τ	Coefficient d'effet de l'épaisseur de la grille ()
λ	Coefficient de friction de Darcy dans les trous ()
ζ_{1quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

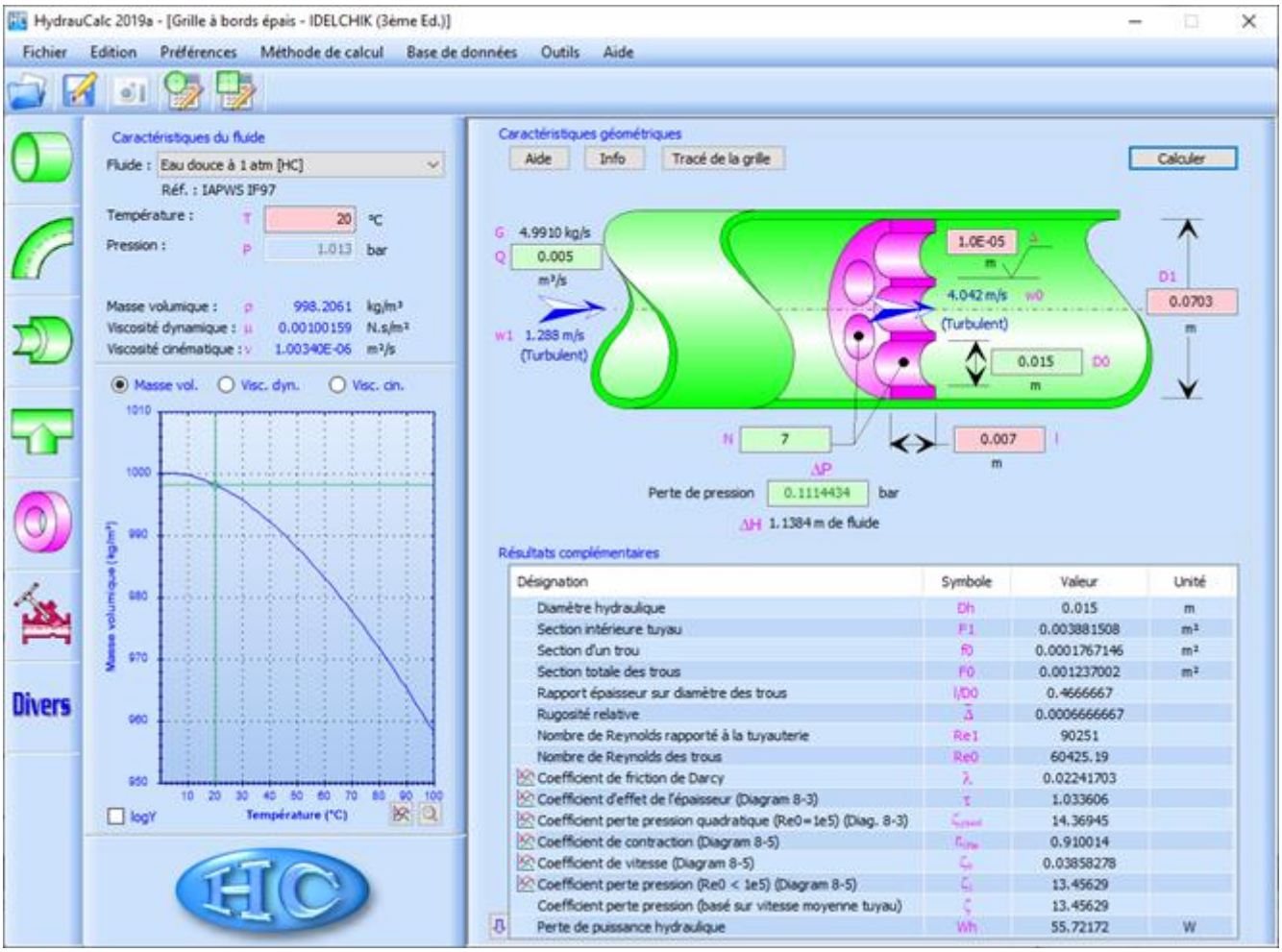
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre trou (l/D_0) supérieur à 0,015

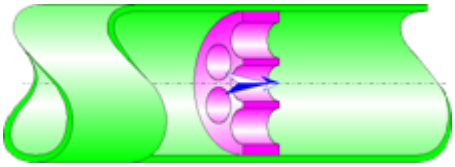
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.8.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords épais installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Aire de la section d'un trou (m^2) :

$$a_2 = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire totale des trous (m^2) :

$$A_2 = a_2 \cdot N$$

Diamètre de l'orifice de section équivalente (m) :

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}}$$

([1] figure 5.72)

Epaisseur de l'orifice de section équivalente (m) :

$$t' = t \cdot \frac{d'}{d}$$ ([1] figure 5.72)

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$u = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

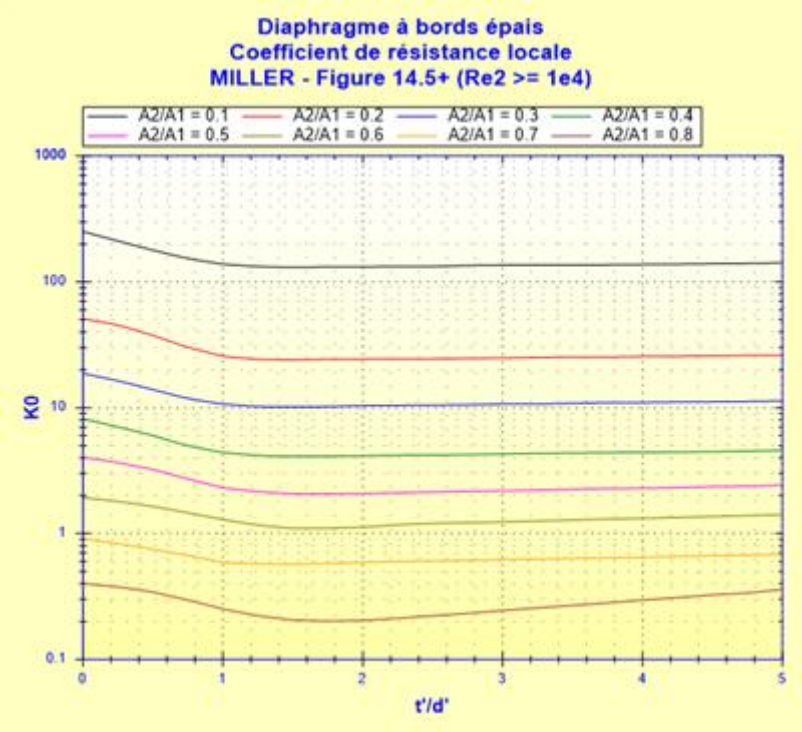
$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

$$K_0 = f\left(\frac{t'}{d'}, \frac{A_2}{A_1}\right)$$ ([1] figure 14.5+)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) :

$$K = K_0$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

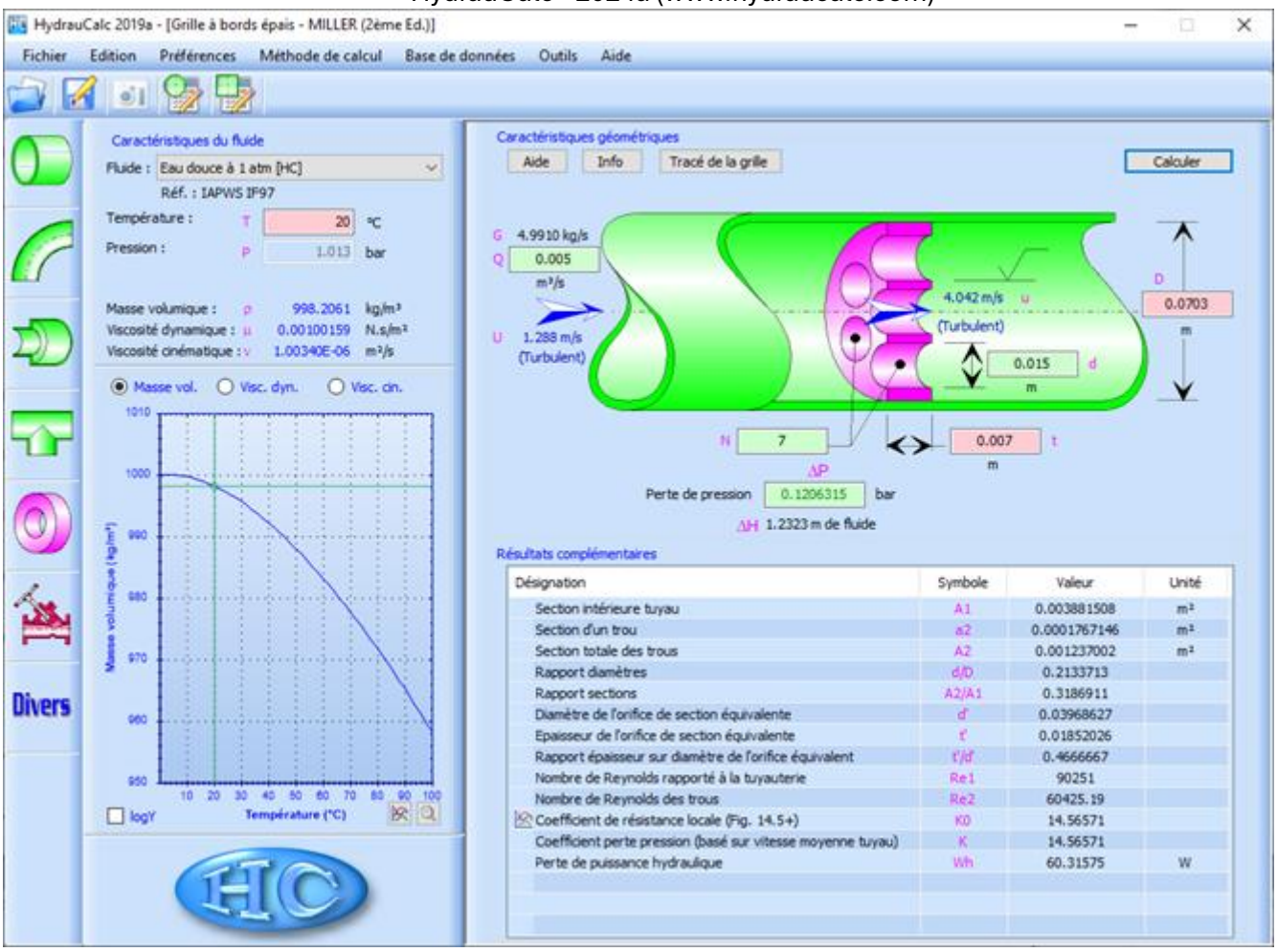
D	Diamètre du tuyau (m)
A_1	Section de passage du tuyau (m^2)
d	Diamètre d'un trou (m)
a_2	Section de passage d'un trou (m^2)

N	Nombre de trous ()
A_2	Section totale de passage des trous (m^2)
d'	Diamètre de l'orifice de section équivalente (m)
t	Epaisseur de la grille (m)
t'	Epaisseur de l'orifice de section équivalente (m)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
u	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans les trous ()
K_0	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans les trous ($Re_2 \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont de la grille

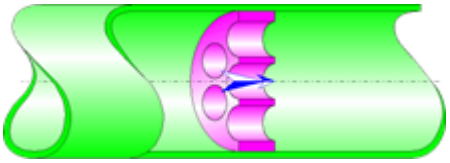
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.8.1.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords épais installé dans un tuyau droit. De plus, lorsque l'épaisseur de la grille est supérieure à 1,4 fois le diamètre de l'orifice de section équivalente des trous, la perte de charge due à la friction dans les trous est également prise en compte car elle devient non négligeable.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section d'un trou (m^2) :

$$a_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Aire totale des trous (m^2) :

$$A_0 = a_0 \cdot N$$

Porosité :

$$\phi = \frac{A_0}{A}$$

Diamètre de l'orifice de section équivalente (m) :

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_0}{\pi}}$$

Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_e}{d}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

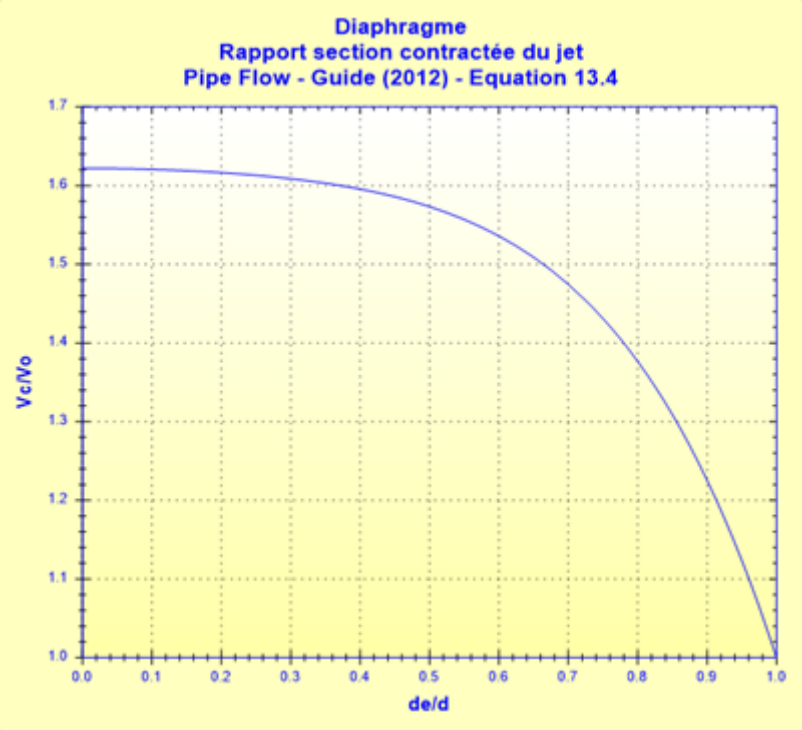
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

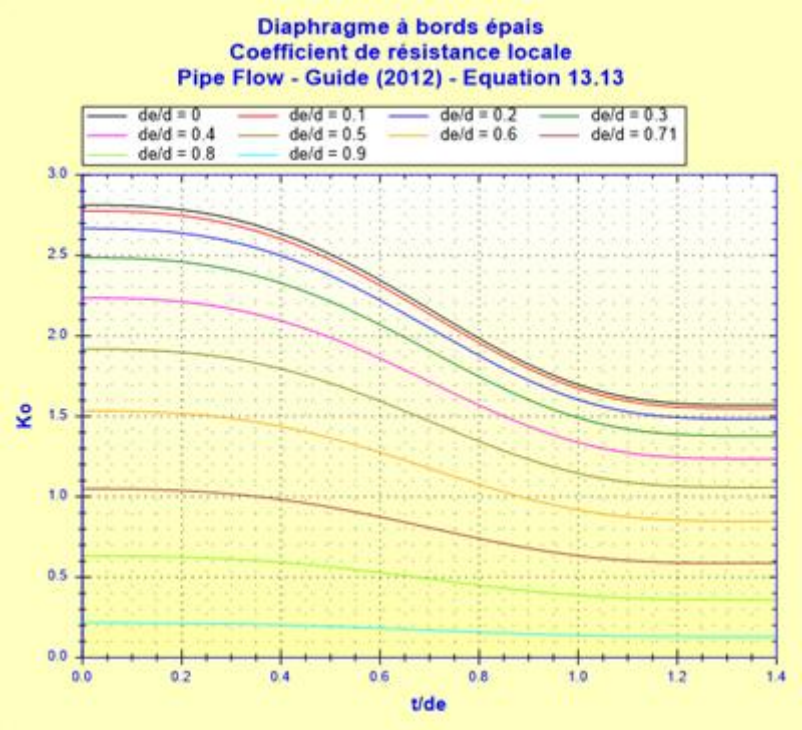
$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale :

- Rapport épaisseur sur diamètre équivalent (t/d_e) ≤ 1.4 :

$$K_0 = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + C_{th} \cdot \left(\lambda - \beta^2\right)^2 + \left(1 - C_{th}\right) \cdot \left[\left(\lambda - 1\right)^2 + \left(1 - \beta^2\right)^2\right]$$

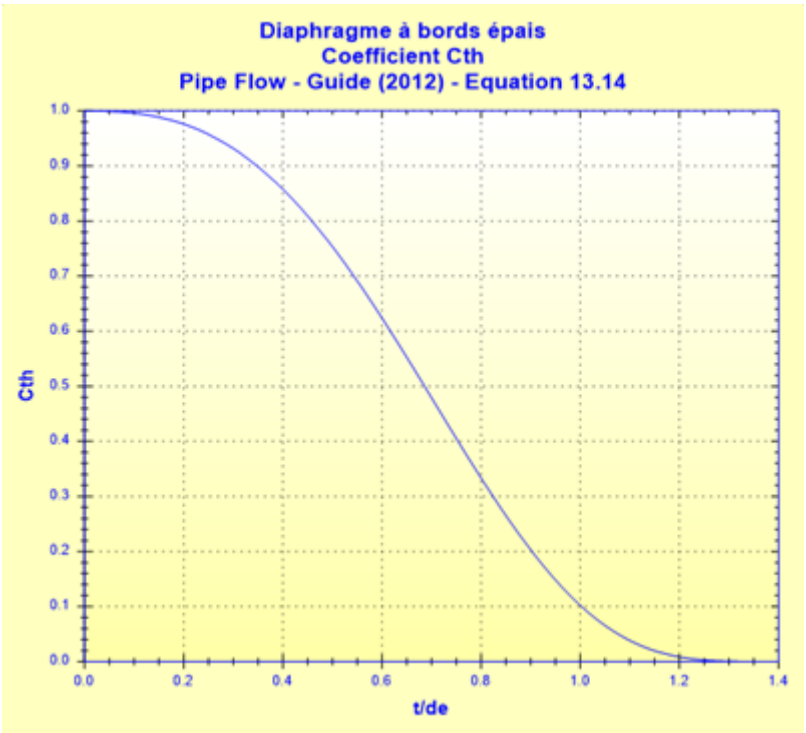
([1] équation 13.13)



avec :

$$C_{th} = \left[1 - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_e}\right)^{2.5} - 0.50 \cdot \left(\frac{t}{1.4 d_e}\right)^{3}\right]^{4.5}$$

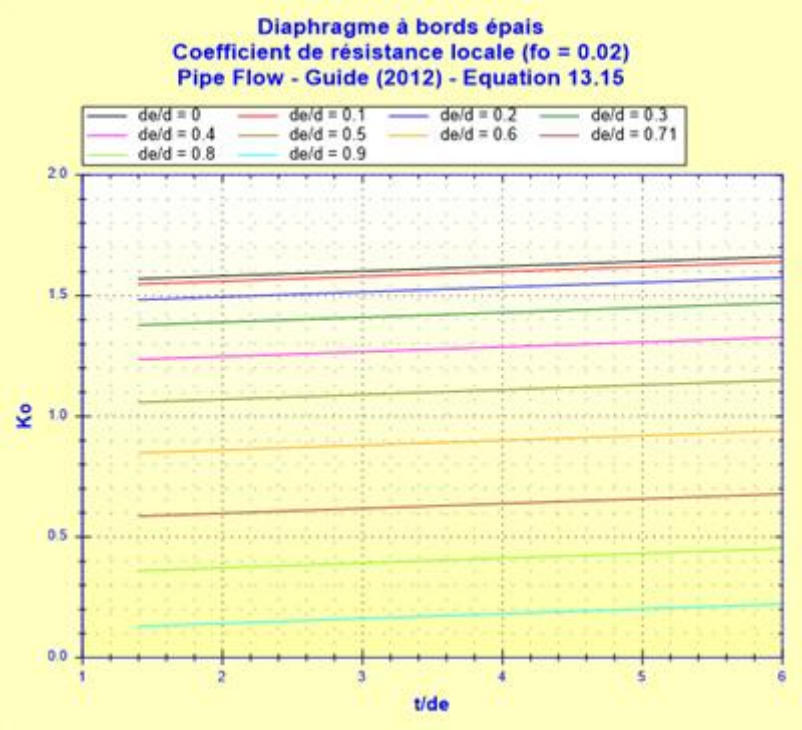
([1] équation 13.14)



■ Rapport épaisseur sur diamètre équivalent (t/d_e) > 1.4 :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1-\beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda-1\right)^2 + \left(1-\beta^2\right)^2 + f_o \cdot \left(\frac{t}{d_e} - 1.4\right)$$

([1] équation 13.15)

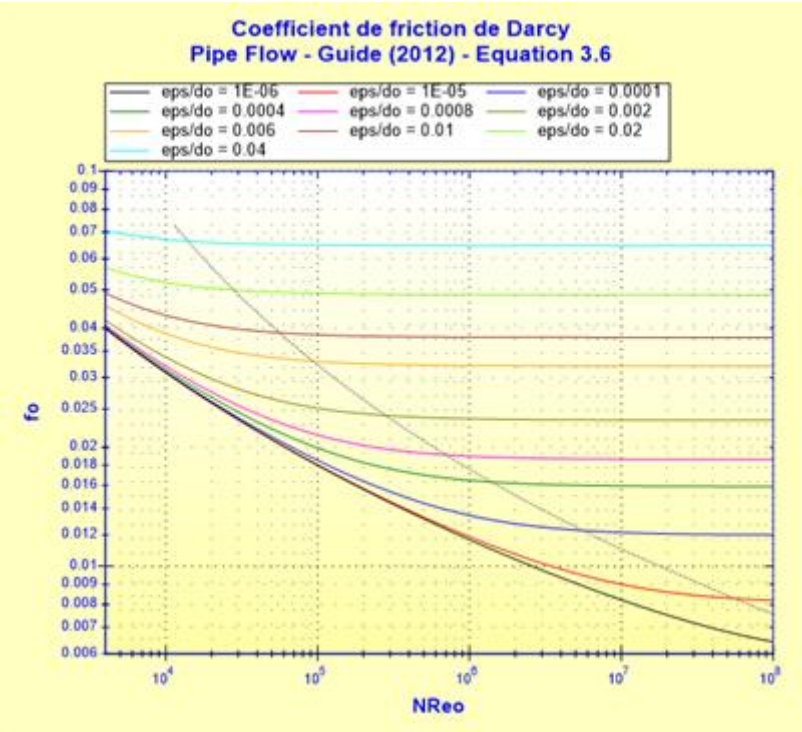


([1] équation 13.15 avec fo = 0,02)

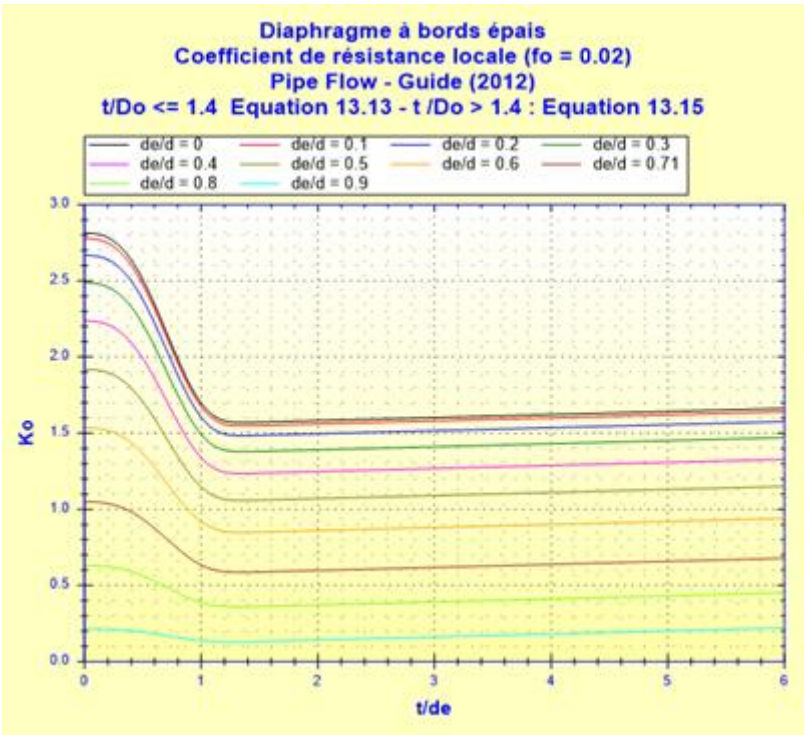
avec :

$$f_o = \frac{1}{\left[2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \frac{2.51}{N\mathrm{Re}_0 \cdot \sqrt{f_o}}\right)\right]^2}$$

équation de Colebrook-White ([1] équation 3.6)



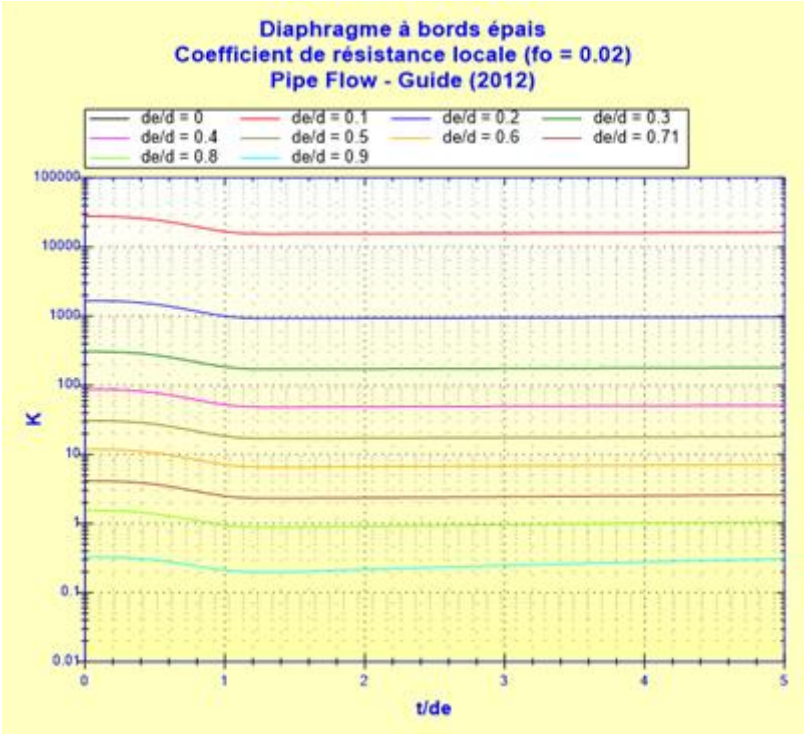
■ Tous rapports épaisseur sur diamètre équivalent (t/d_e) :



([1] équations 13.13 et 13.15 avec fo = 0,02)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o} \right)^2$$



(avec fo = 0,02)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

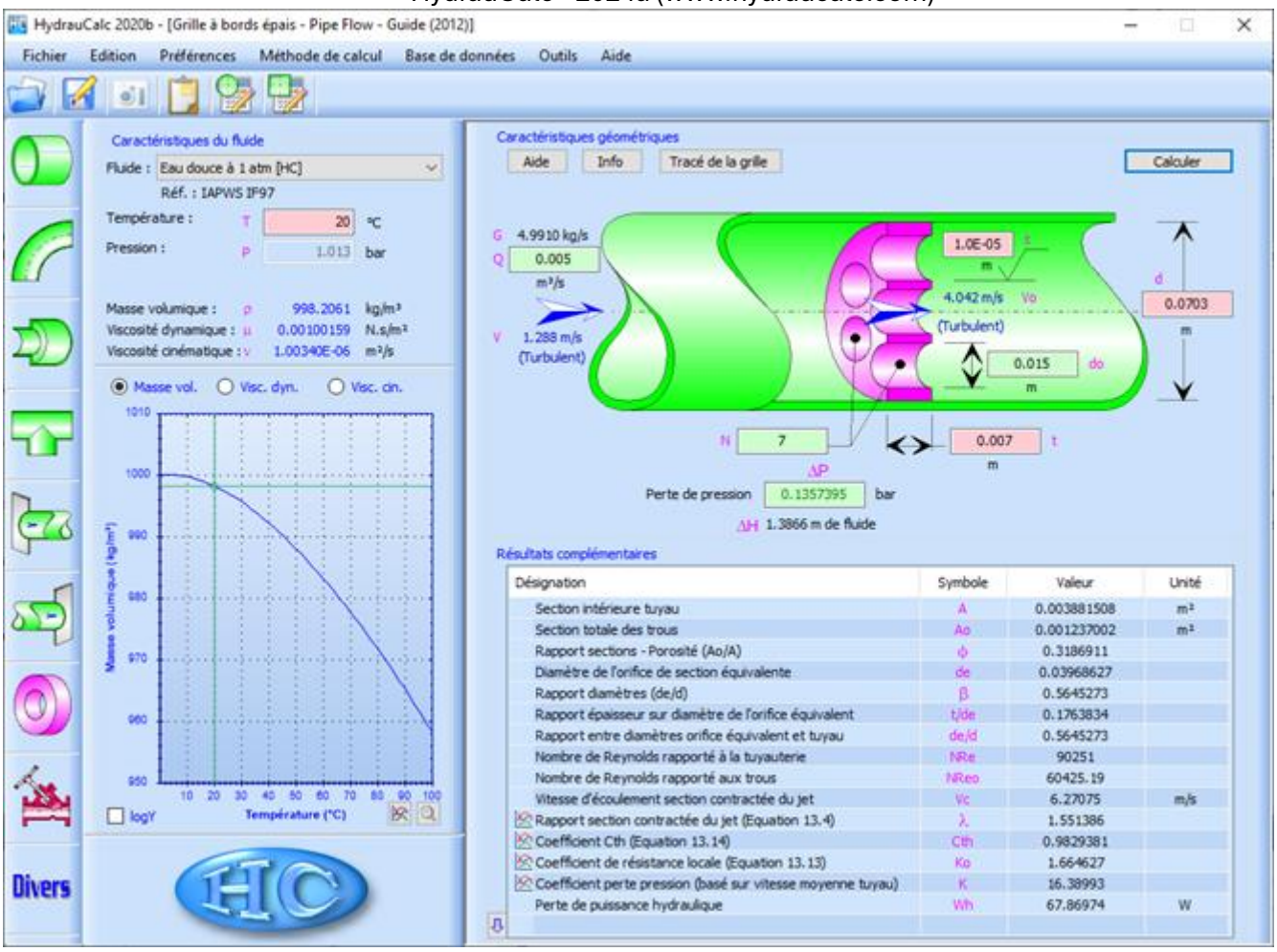
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
d_o	Diamètre d'un trou (m)
a_0	Section de passage d'un trou (m^2)
N	Nombre de trous ()
A_0	Section de passage totale des trous (m^2)

ϕ	Porosité ()
d_e	Diamètre de l'orifice de section équivalente (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau ()
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans les trous ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
t	Epaisseur de la grille(m)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
Cth	Coefficient ()
f_o	Coefficient de friction ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans les trous ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

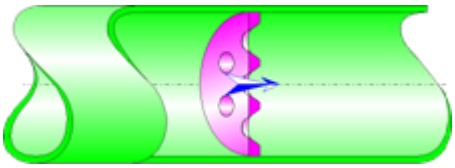


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.8.2 Grille à bords effilés

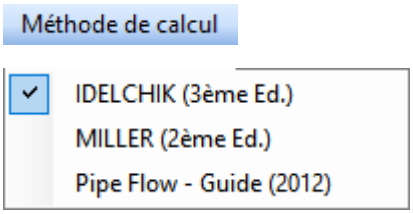
Section circulaire



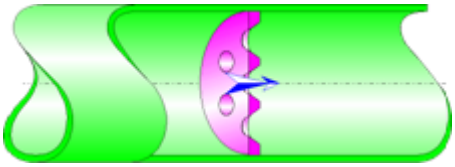
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des grilles à bords effilés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.8.2.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_0 = f_0 \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

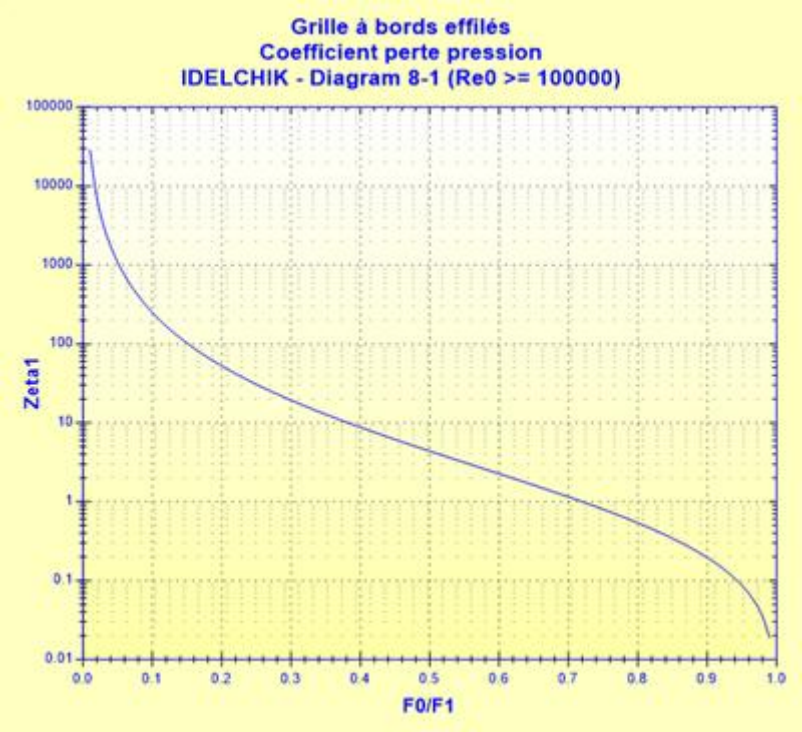
$$Re_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) \right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

([1] diagramme 8-1)



■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

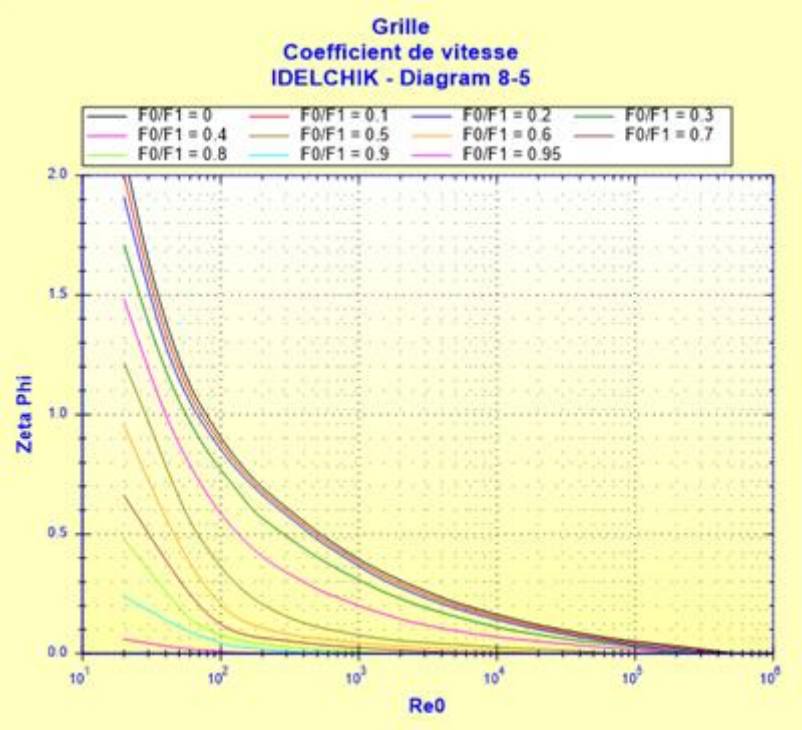
$$\zeta_{1quad} = \left[0.707 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) \right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

([1] diagramme 8-1)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(Re_0, \frac{F_0}{F_1} \right)$$

([1] diagramme 8-5)



Coefficient de contraction :

$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$ ([1] diagramme 8-5)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < \mathrm{Re}_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $10 < Re_0 \leq 30$

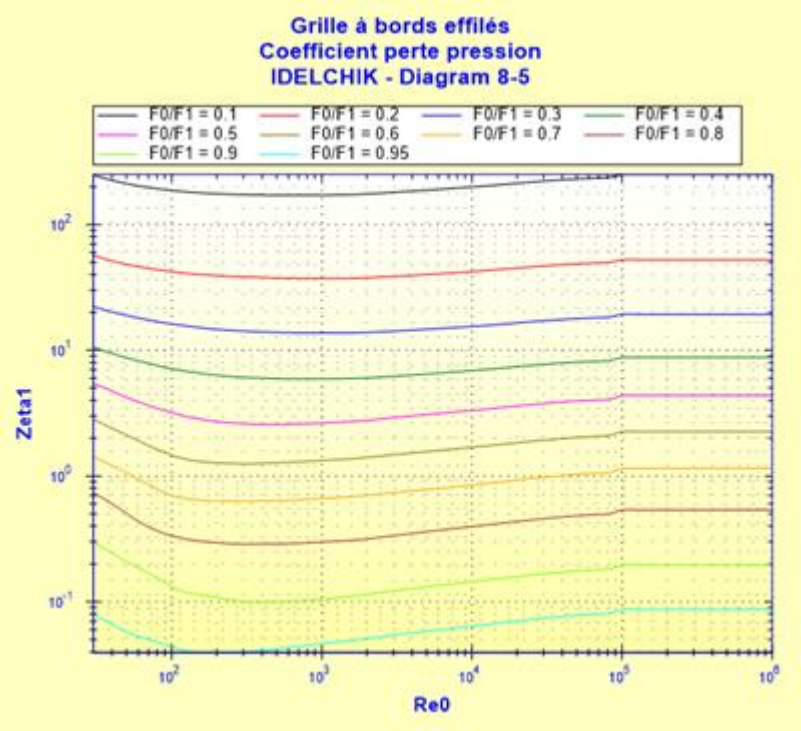
$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{\mathrm{Re}_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 8-5)



Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)
N	Nombre de trous ()
D_0	Diamètre des trous (m)
F_0	Section transversale de passage de la grille (m^2)
f_0	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans les trous ()
l	Epaisseur de la grille (m)
ζ_{1quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)

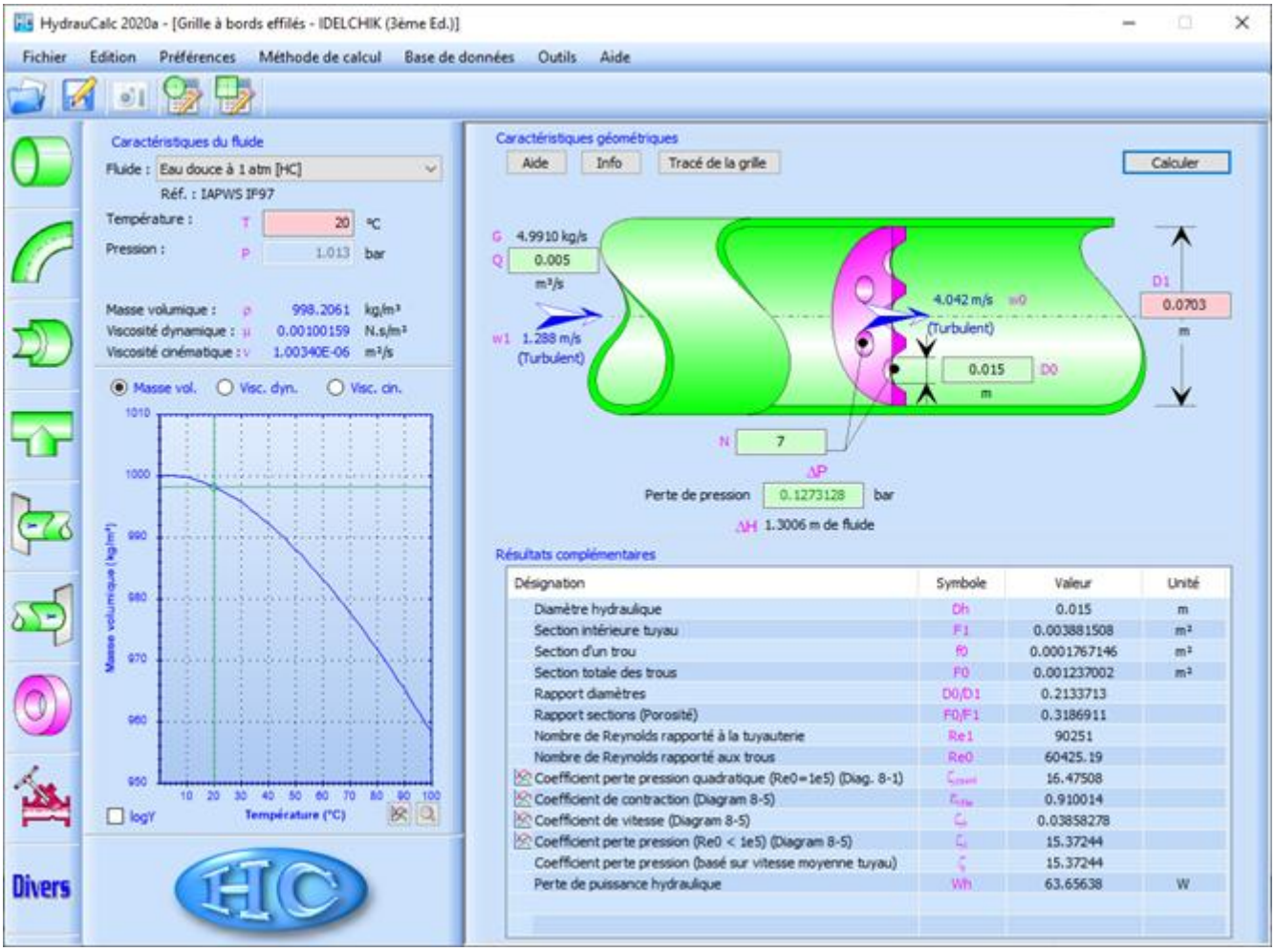
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre orifice (l/D_0) inférieur ou égal à 0,015

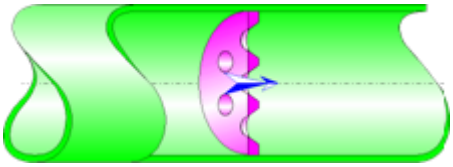
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.8.2.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Aire de la section d'un trou (m^2) :

$$a_2 = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire totale des trous (m^2) :

$$A_2 = a_2 \cdot N$$

Diamètre de l'orifice de section équivalente (m) :

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$u = \frac{Q}{A_2}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

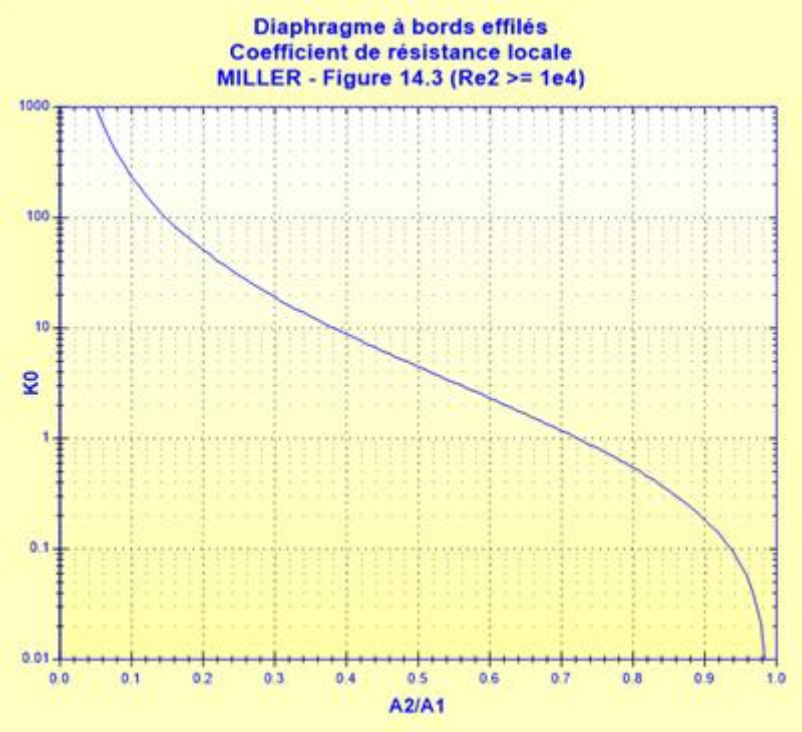
Nombre de Reynolds dans les trous :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $\mathrm{Re}_2 \geq 10^4$

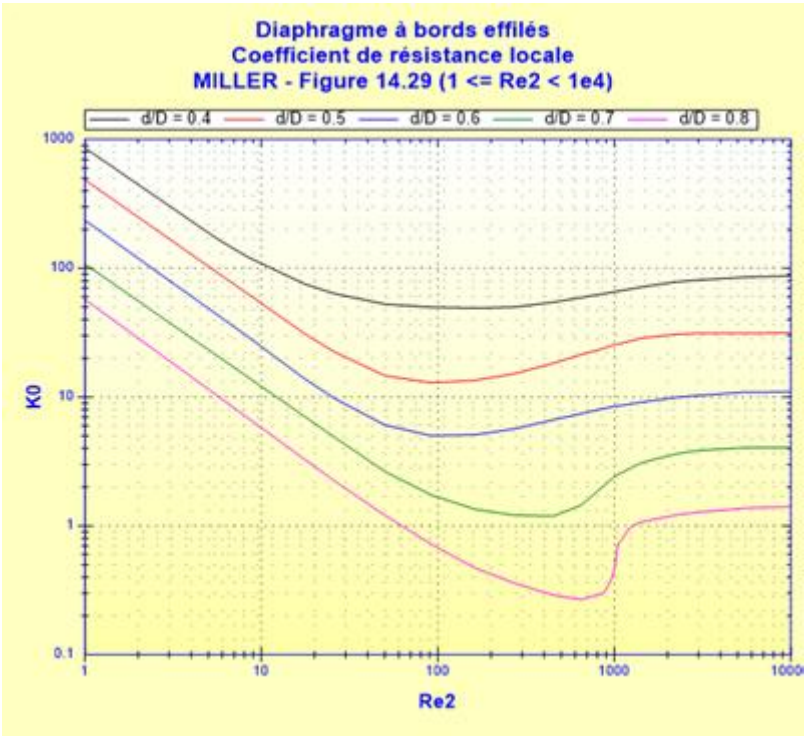
$$K_0 = f\left(\frac{A_2}{A_1}\right)$$ ([1] figure 14.3)



■ $Re_2 < 10^4$

$$K_0 = f\left(\mathrm{Re}_2, \frac{d_e}{D}\right)$$

([1] figure 14.29)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) :

$$K = K_0$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre du tuyau (m)
A_1	Section de passage du tuyau (m^2)
d	Diamètre d'un trou (m)
a_2	Section de passage d'un trou (m^2)
N	Nombre de trous ()
A_2	Section totale de passage des trous (m^2)
d_e	Diamètre de l'orifice de section équivalente (m)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
u	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_2	Nombre de Reynolds dans les trous ()
K_0	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m³)

ν Viscosité cinématique du fluide (m²/s)

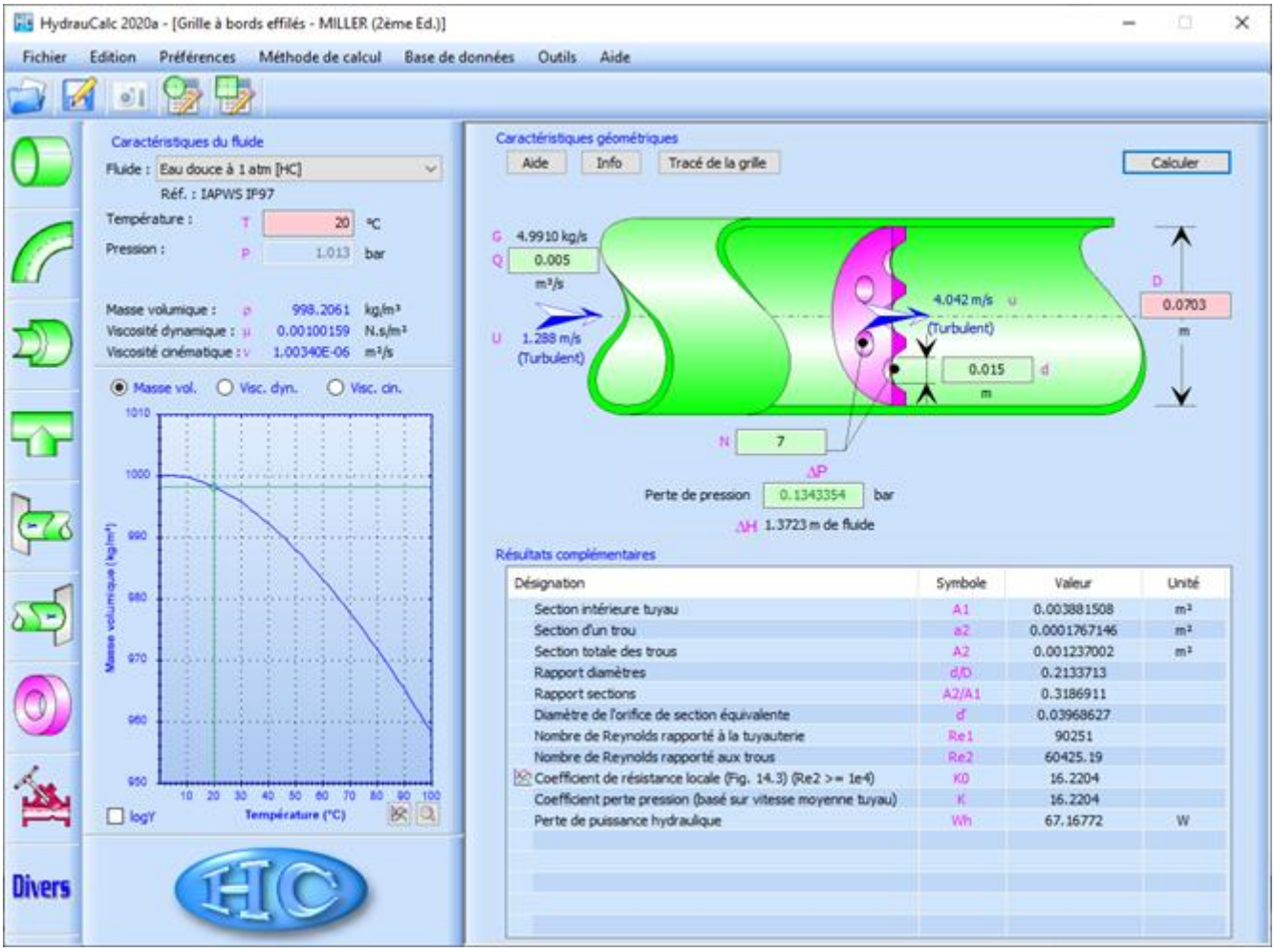
g Accélération de la pesanteur (m/s²)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

nota : 1) pour des rapports de diamètres "d_e/D" inférieurs à 0,4 ou supérieurs à 0,8 et lorsque le nombre de Reynolds "Re_2" est inférieur à 10^4, le coefficient de perte de pression "K_0" est extrapolé

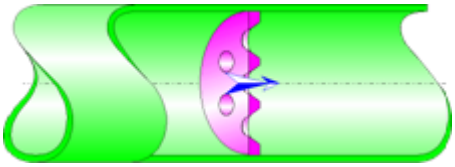
Exemple d'application :



Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.8.2.3 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords effilés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section d'un trou (m^2) :

$$a_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Aire totale des trous (m^2) :

$$A_0 = a_0 \cdot N$$

Porosité :

$$\phi = \frac{A_0}{A}$$

Diamètre de l'orifice de section équivalente (m) :

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_0}{\pi}}$$

Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_e}{d}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

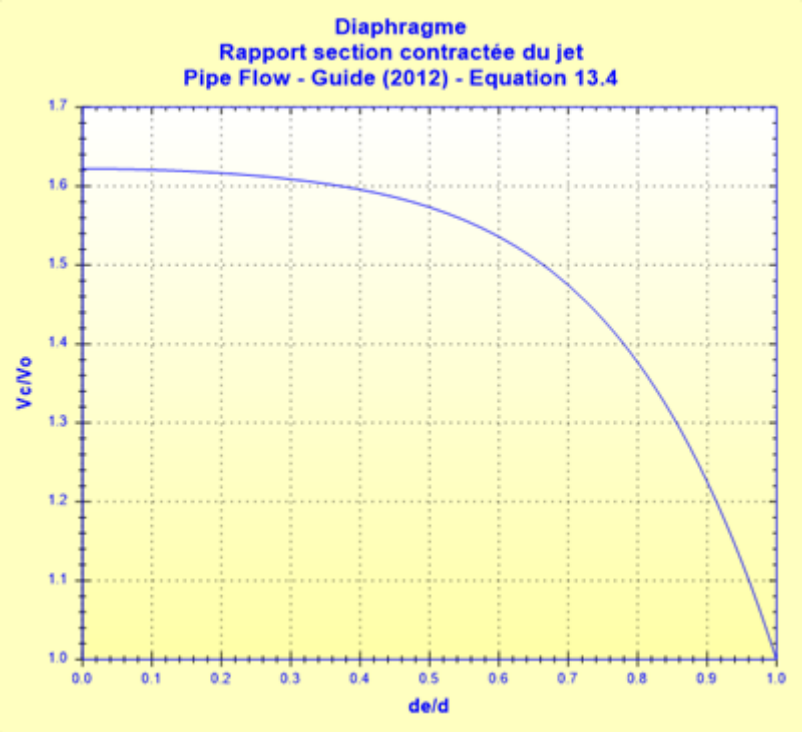
$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left(1 - 0.215\beta^2 - 0.785\beta^5\right)$$ ([1] équation 13.4)



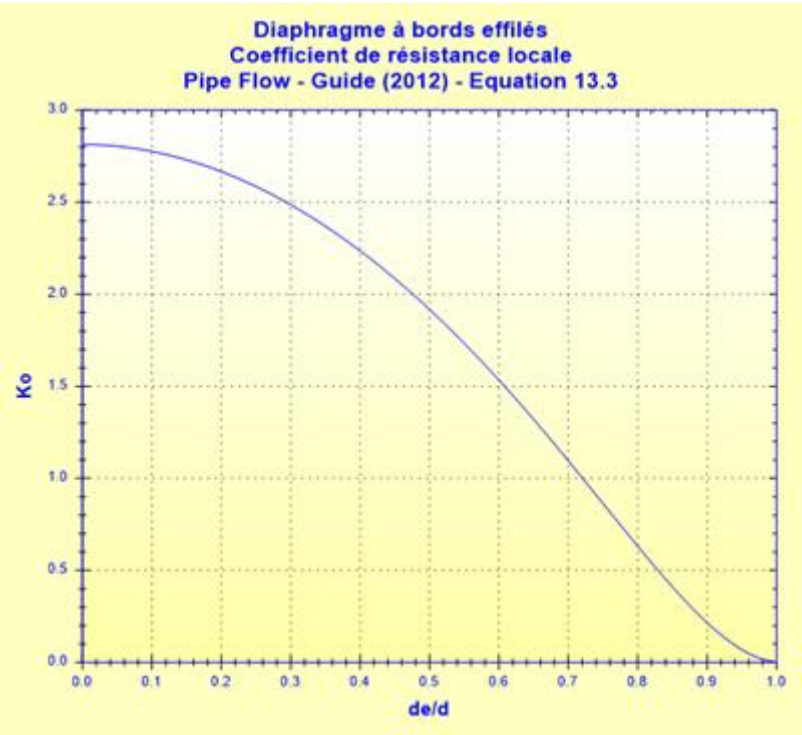
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale ($NRe_o \geq 10^4$) :

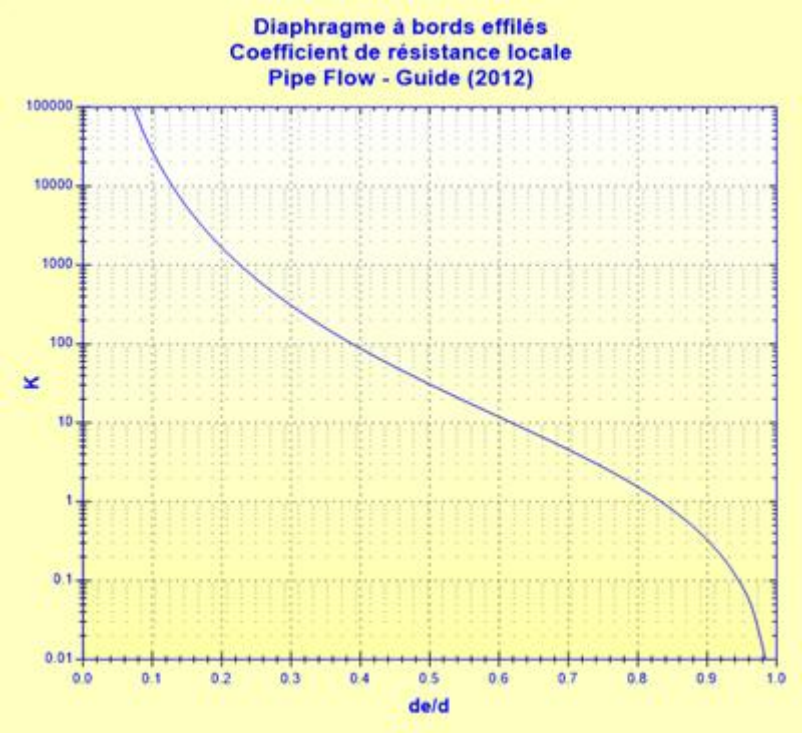
$$K_0 = 0.0696 \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \beta^2\right)^2$$

([1] équation 13.3)



Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o} \right)^2$$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)

d_o Diamètre d'un trou (m)

a_0 Section de passage d'un trou (m^2)

N Nombre de trous ()

A_0 Section de passage totale des trous (m^2)

ϕ Porosité ()

d_e Diamètre de l'orifice de section équivalente (m)

β Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau ()

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

V_o Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)

V Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

NRe_o Nombre de Reynolds dans les trous ()

NRe Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

λ Rapport de vitesse du jet ()

V_c Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)

K_o Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

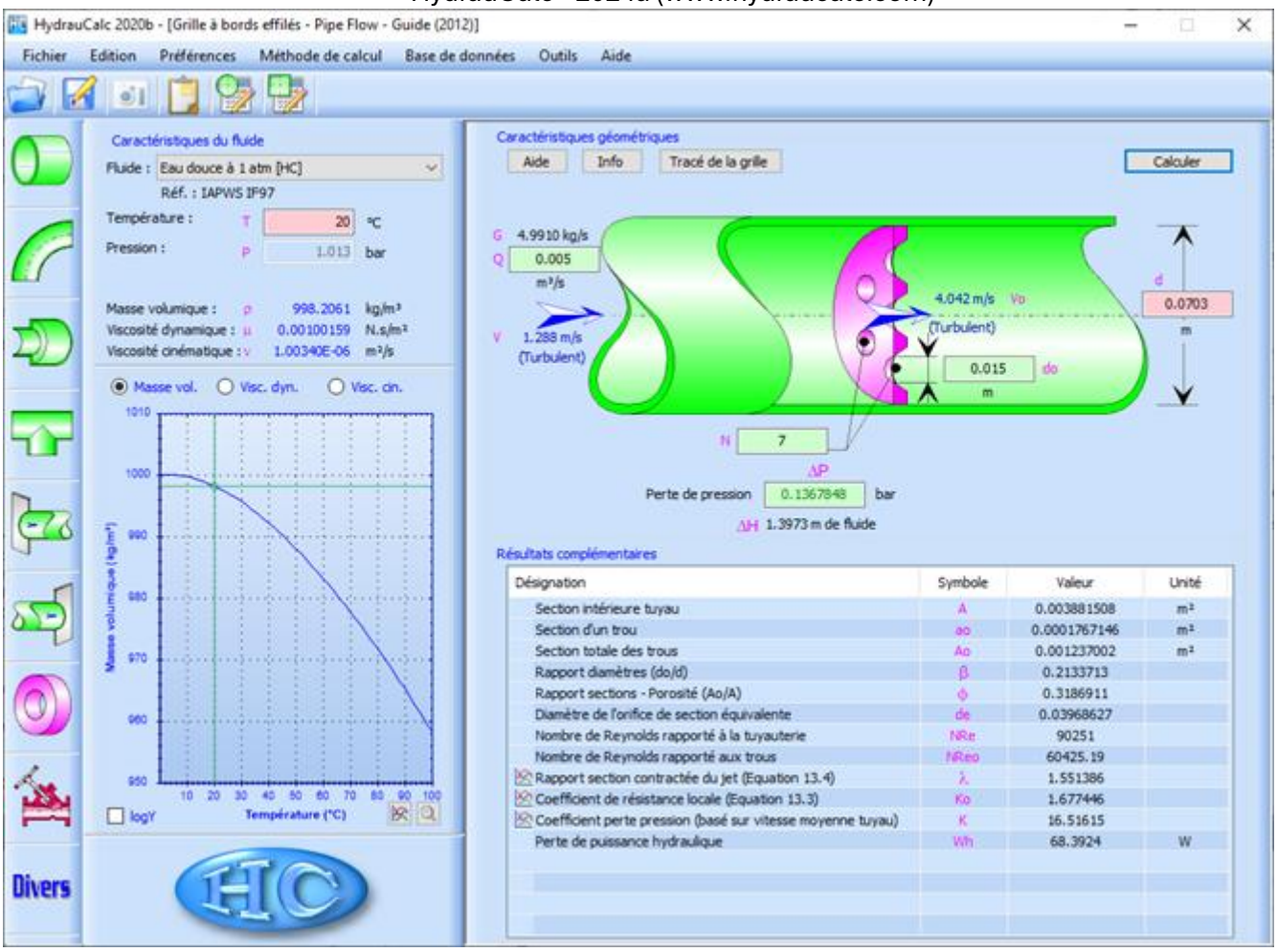
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans les trous ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

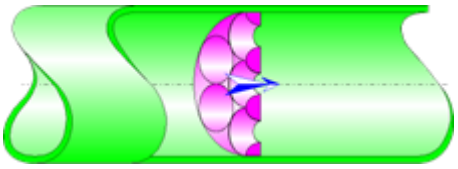


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.8.3 Grille à bords arrondis

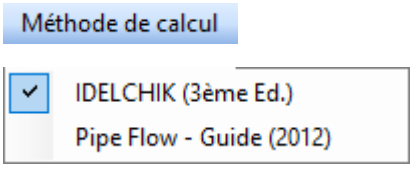
Section circulaire



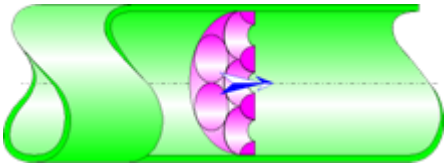
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des grilles à bords arrondis, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.8.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords arrondis installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_0 = f_0 \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$Re_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[\sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) \right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

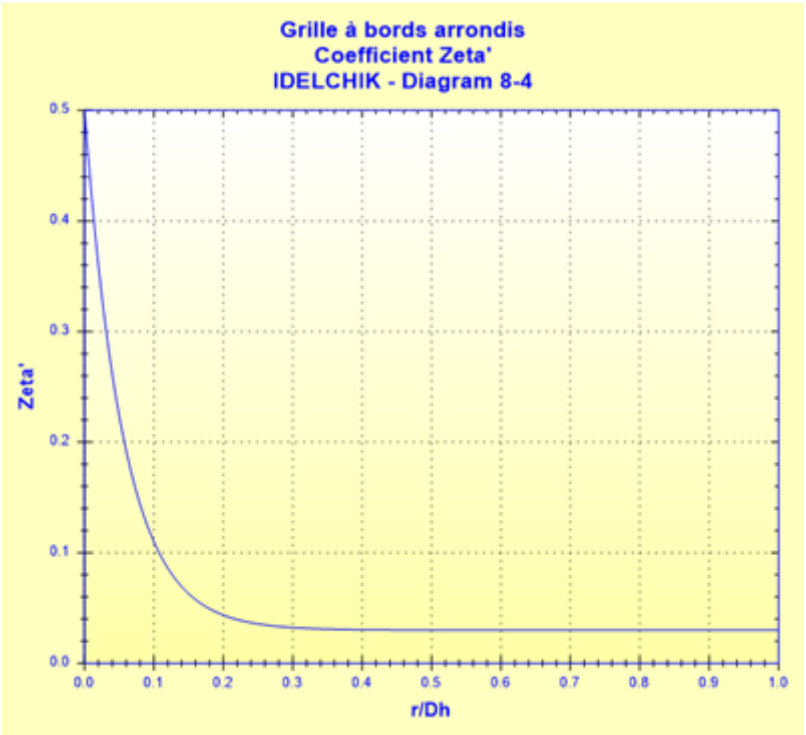
([1] diagramme 8-4)

avec :

Coefficient d'effet de l'arrondi :

$$\zeta' = 0.03 + 0.47 \cdot 10^{-7.7 \cdot \frac{r}{D_h}}$$

([1] diagramme 8-4)



■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

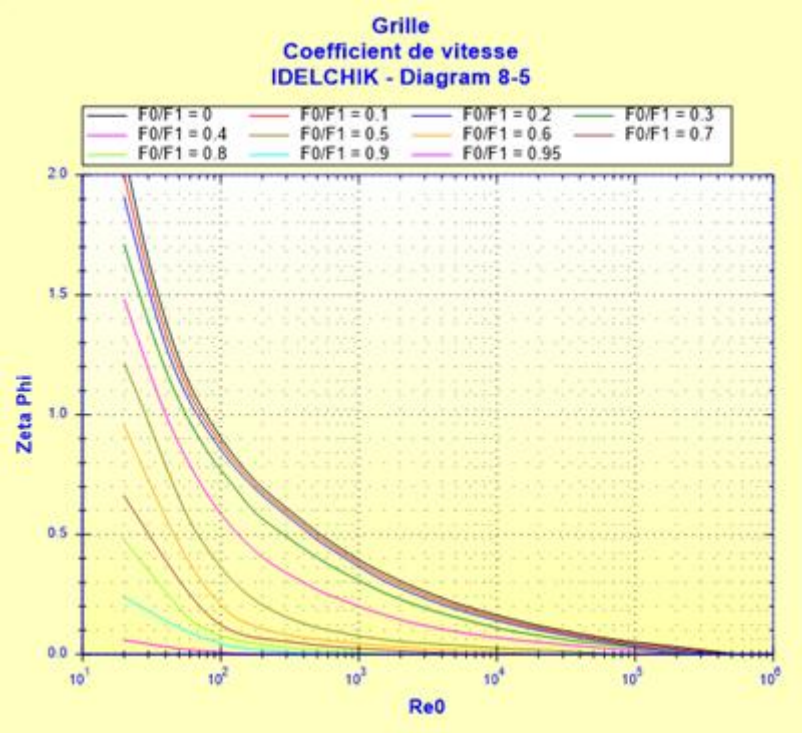
$$\zeta_{1quad} = \left[\sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) \right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 8-4)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 8-5)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$$

([1] diagramme 8-5)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $10 < Re_0 \leq 30$

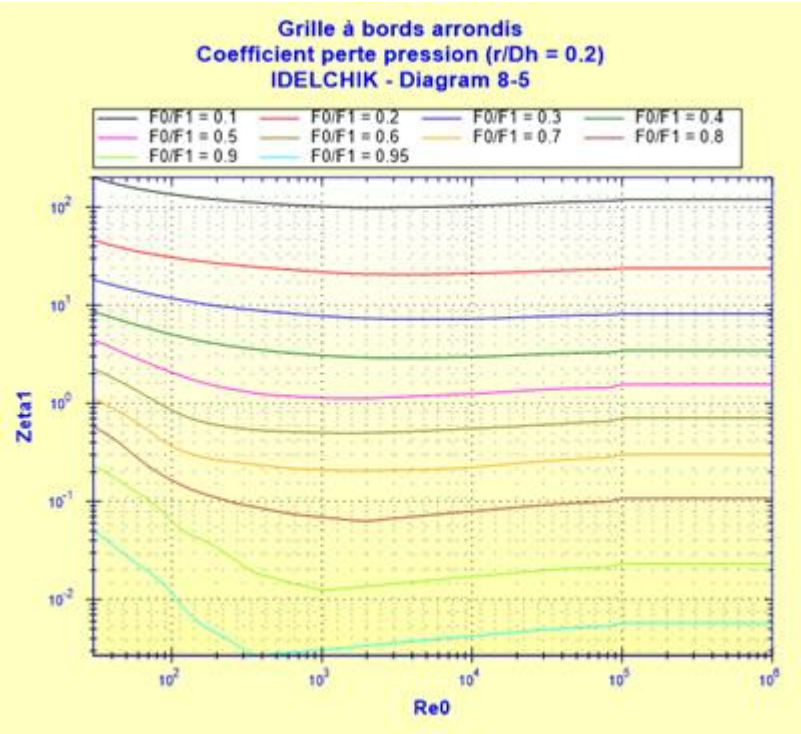
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 8-5)



([1] diagramme 8-5 avec r/Dh = 0,2)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

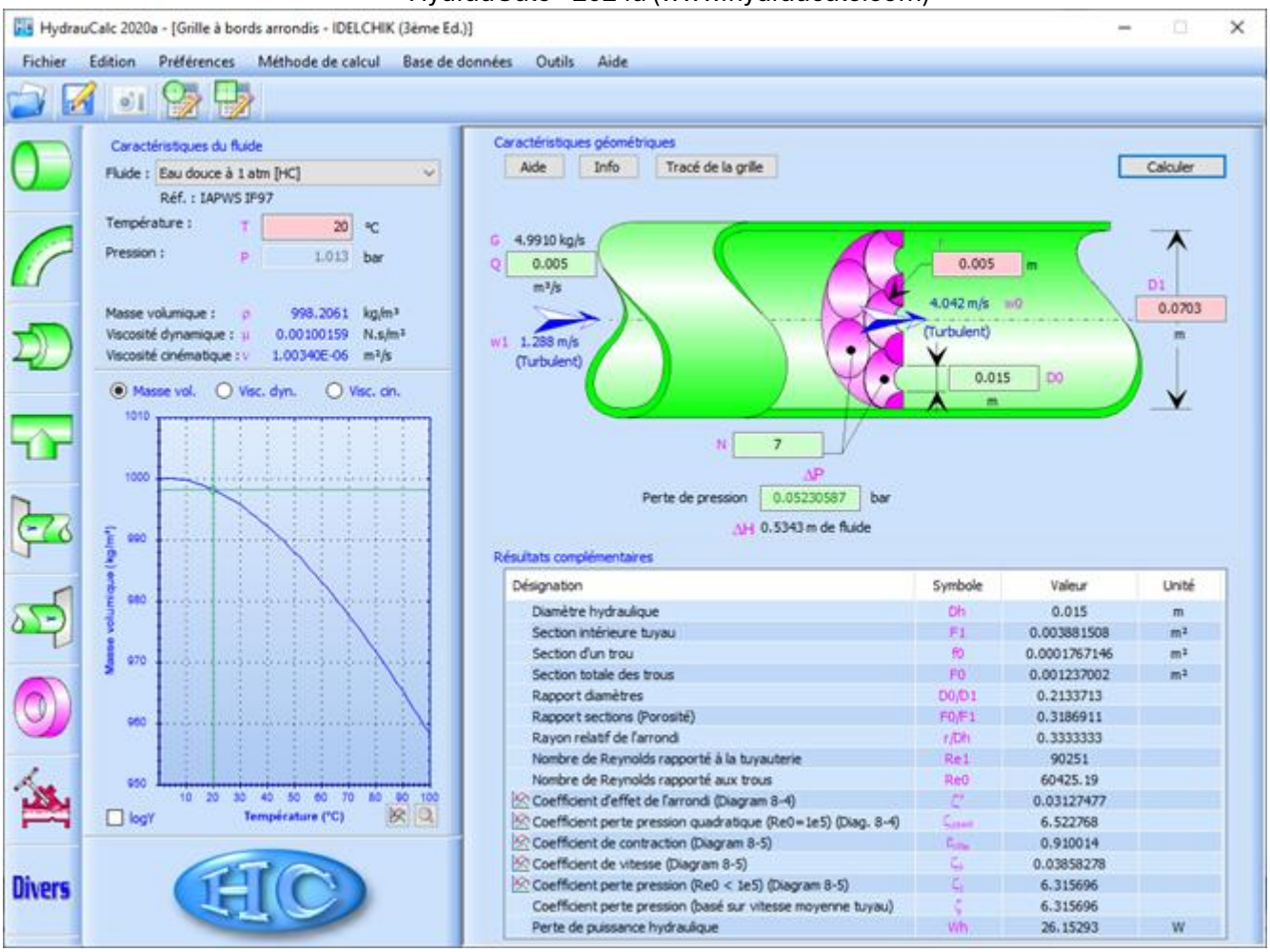
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)

N	Nombre de trous ()
D_0	Diamètre des trous (m)
F_0	Section transversale de passage de la grille (m^2)
f_0	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
r	Rayon de l'arrondi (m)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans les trous ()
ζ_{1quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille

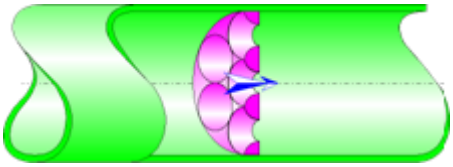
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.8.3.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords arrondis installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section d'un trou (m^2) :

$$a_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Aire totale des trous (m^2) :

$$A_0 = a_0 \cdot N$$

Porosité :

$$\phi = \frac{A_0}{A}$$

Diamètre de l'orifice de section équivalente (m) :

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_0}{\pi}}$$

Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_e}{d}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

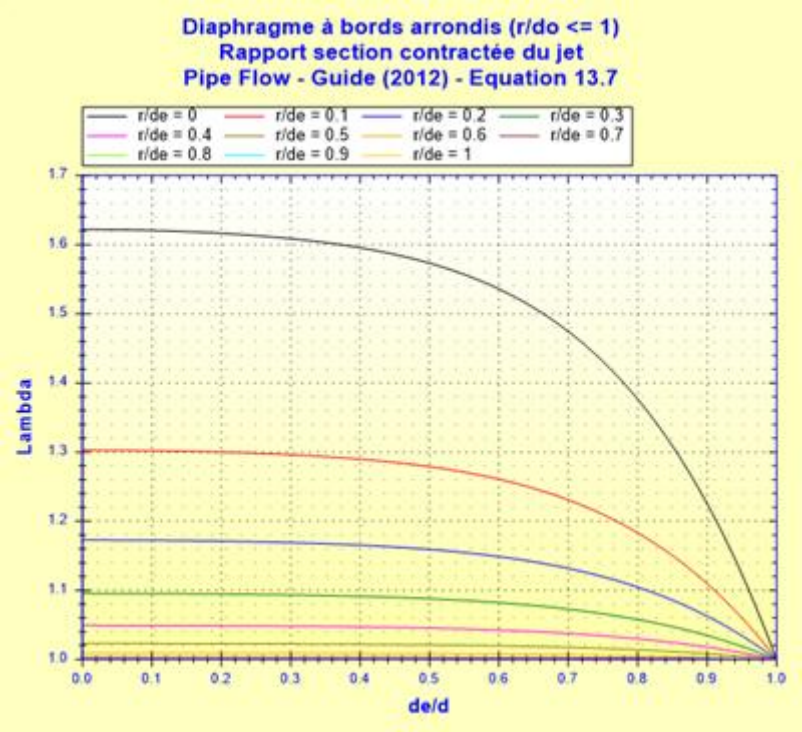
$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

- $r/d_e \leq 1$

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - 0.3 \cdot \sqrt{\frac{r}{d_e}} - 0.7 \cdot \frac{r}{d_e}\right]^4 \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5\right)$$

([1] équation 13.7)



- $r/d_e > 1$

$$\lambda = 1$$ ([1] § 13.3.1)

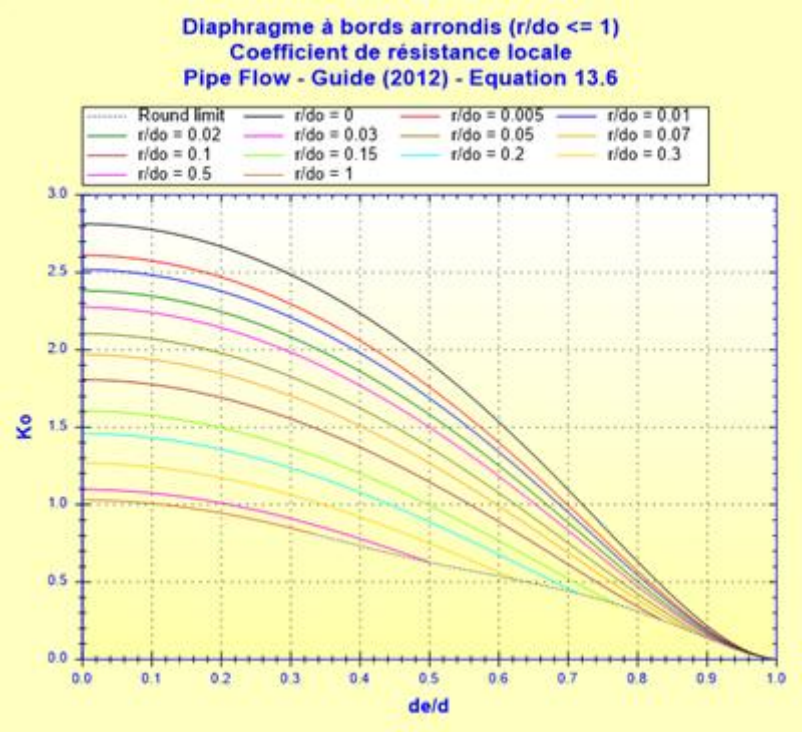
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_C = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale :

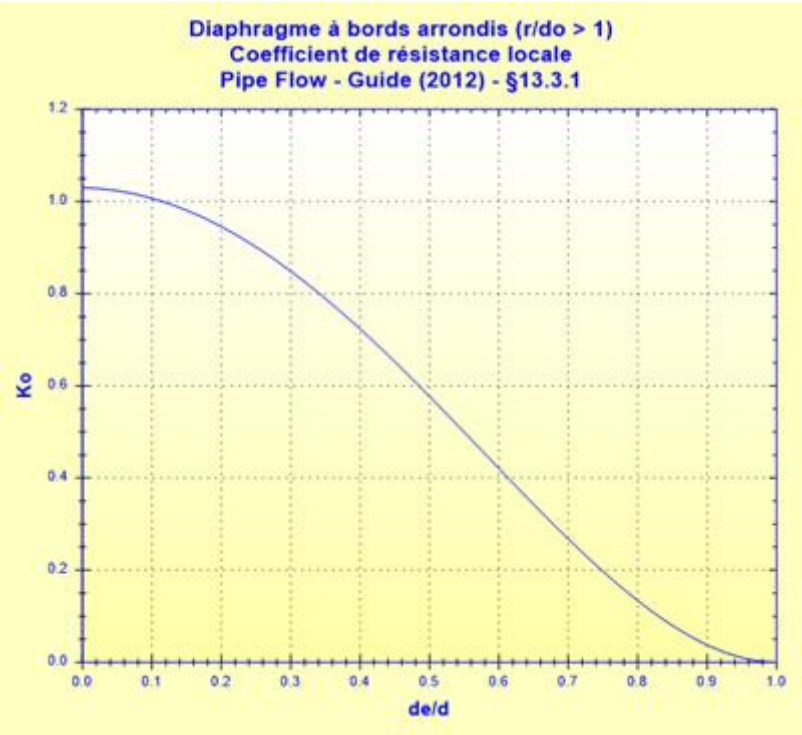
- $r/d_e \leq 1$

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - 0.569 \cdot \frac{r}{d_e}\right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{r}{d_e}} \cdot \beta\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \beta^2\right)^2$$ ([1] équation 13.6)



■ $r/d_e > 1$

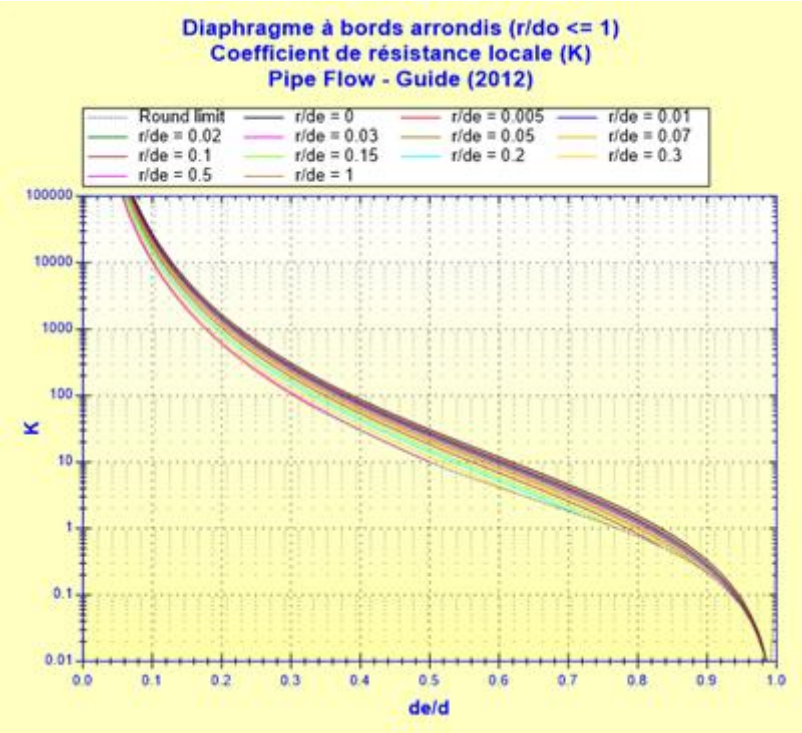
$$K_o = 0.03 \cdot (1-\beta) \cdot \left(1-\beta^5\right) + \left(1-\beta^2\right)^2$$ ([1] § 13.3.1)



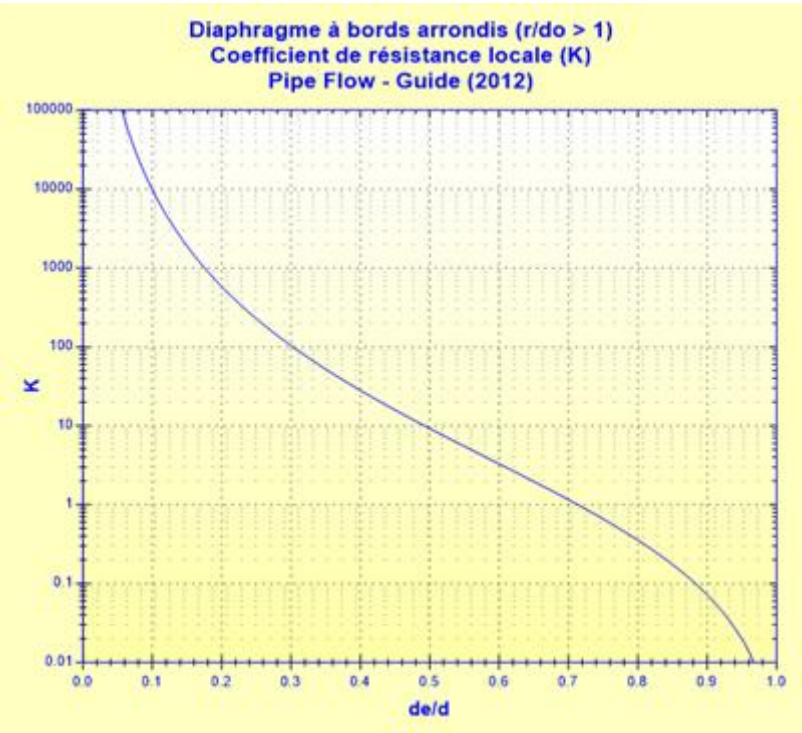
Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o} \right)^2$$

■ $r/d_e \leq 1$



■ $r/d_e > 1$



Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
d_o	Diamètre d'un trou (m)
a_0	Section de passage d'un trou (m^2)
N	Nombre de trous ()
A_0	Section de passage totale des trous (m^2)
ϕ	Porosité ()
d_e	Diamètre de l'orifice de section équivalente (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau ()
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans les trous ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
V_c	Vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée du jet (m/s)
r	Rayon de l'arrondi (m)
K_o	Coefficient de résistance locale ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ_m Masse volumique du fluide (kg/m^3)

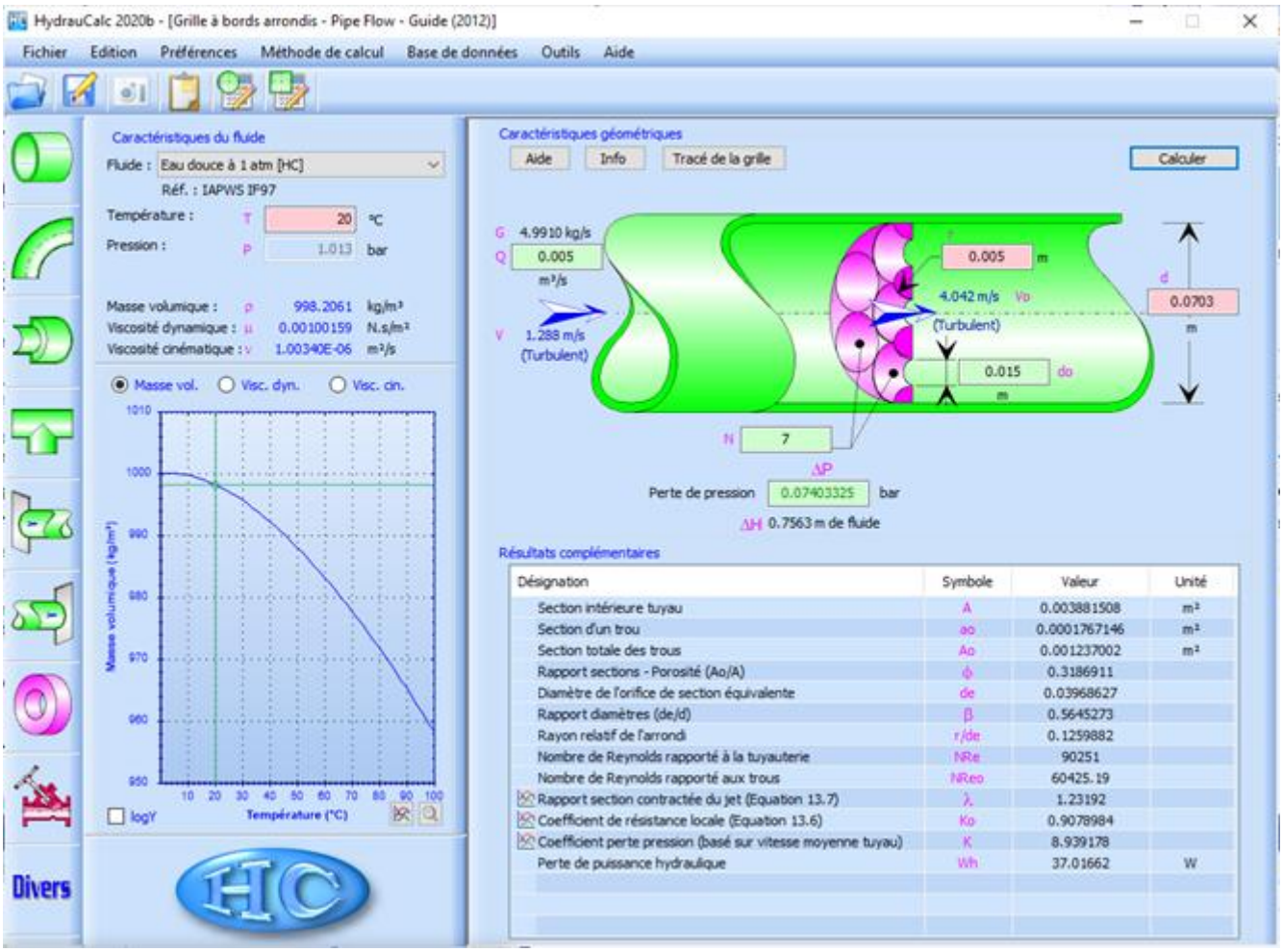
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans les trous ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

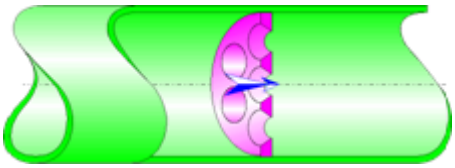


Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.8.4 Grille à bords biseautés

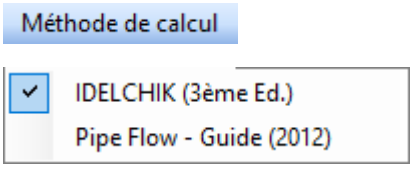
Section circulaire



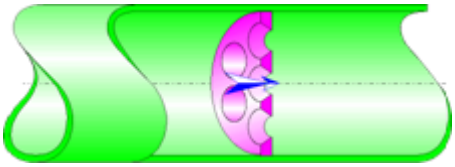
Pour le calcul du coefficient de perte de pression des grilles à bords biseautés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide - Rennels and Hudson (2012)

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.8.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords biseautés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = D_0$$

Section transversale de passage du tuyau (m^2) :

$$F_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Section transversale de passage d'un trou (m^2) :

$$f_0 = \pi \cdot \frac{D_0^2}{4}$$

Section transversale de passage de la grille (m^2) :

$$F_0 = f_0 \cdot N$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$w_1 = \frac{Q}{F_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$w_0 = \frac{Q}{F_0}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans les trous :

$$Re_0 = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- $Re_0 \geq 10^5$

$$\zeta_1 = \left[\sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) \right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

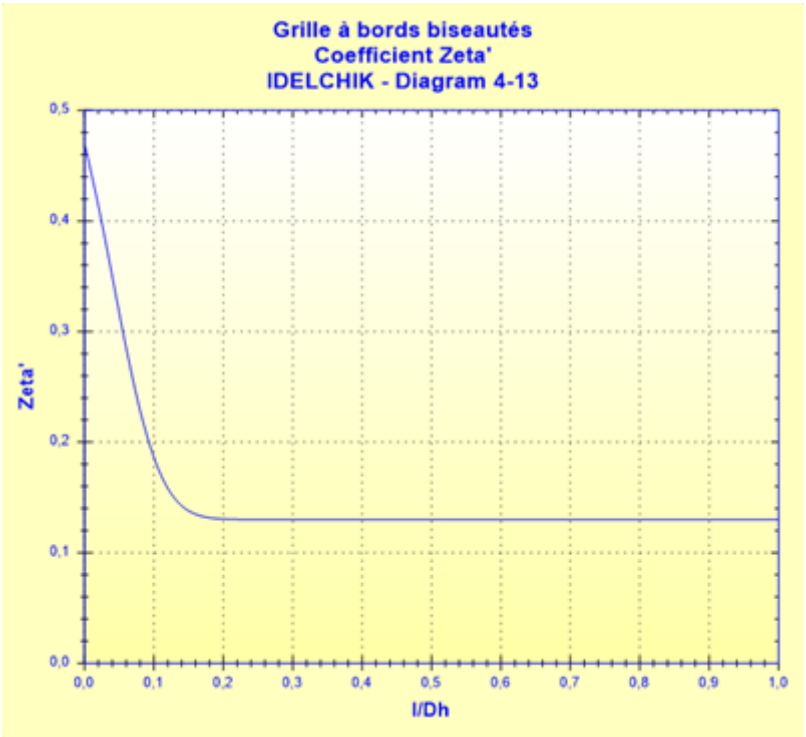
([1] diagramme 8-2)

avec :

Coefficient d'effet de l'épaisseur du diaphragme :

$$\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-\left(3.4\frac{l}{D_h} + 88.4\left(\frac{l}{D_h}\right)^{2.3}\right)}$$

([1] diagramme 4-13)



■ $Re_0 < 10^5$

Coefficient de résistance locale quadratique :

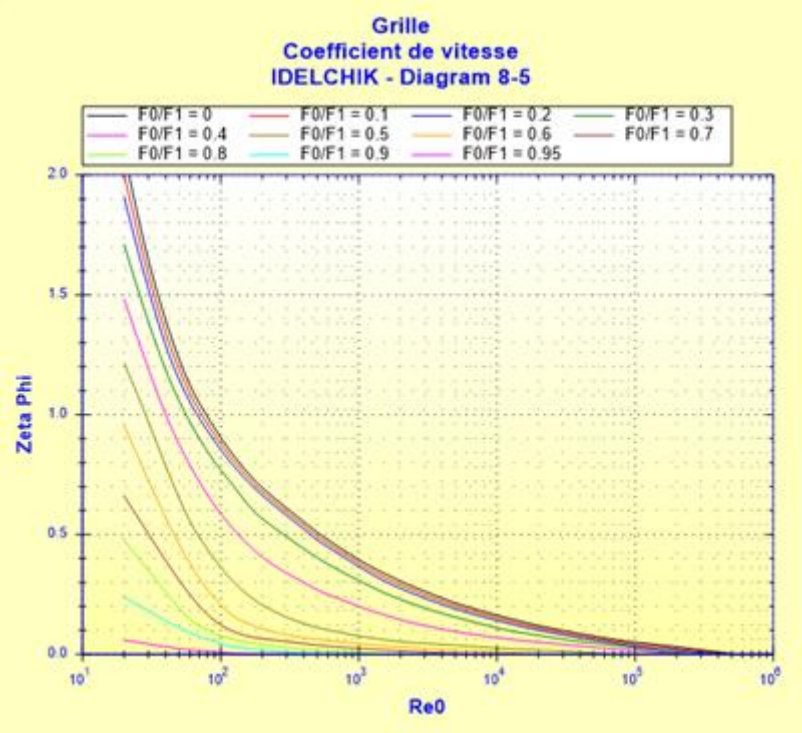
$$\zeta_{1quad} = \left[\sqrt{\zeta'} \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) \right]^2 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 8-2)

Coefficient de vitesse :

$$\zeta_\varphi = f\left(\mathrm{Re}_0, \frac{F_0}{F_1}\right)$$

([1] diagramme 8-5)



Coefficient de contraction :

$$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re}_0)$$

([1] diagramme 8-5)

Coefficient de résistance locale :

- $30 < Re_0 < 10^5$

$$\zeta_1 = \zeta_\varphi \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $10 < Re_0 \leq 30$

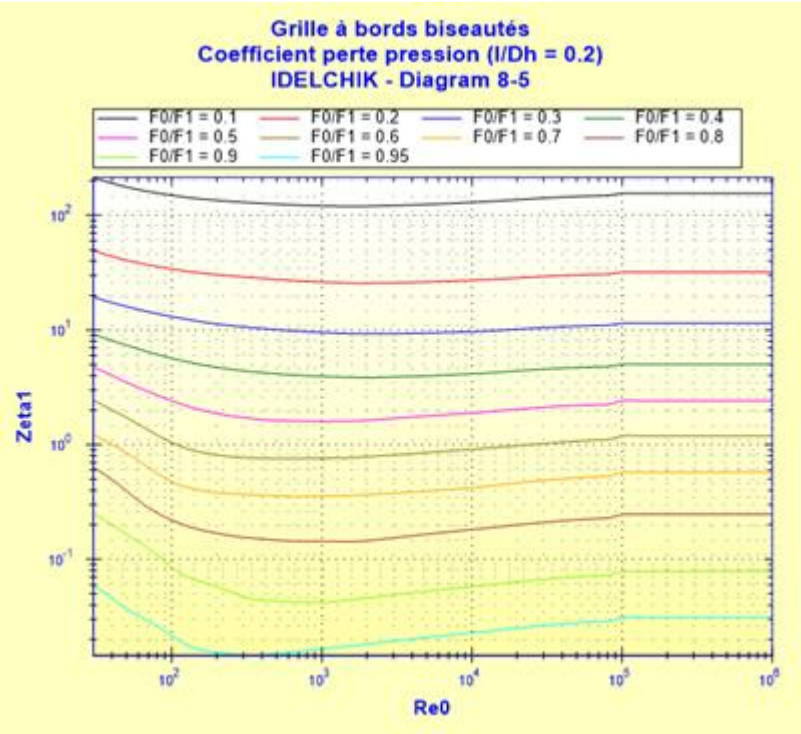
$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \overline{\varepsilon}_{0Re} \cdot \zeta_{1quad}$$

([1] diagramme 8-5)

- $Re_0 \leq 10$

$$\zeta_1 = \frac{33}{Re_0} \cdot \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

([1] diagramme 8-5)



([1] diagramme 8-5 avec l/Dh = 0,2)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$\zeta = \zeta_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

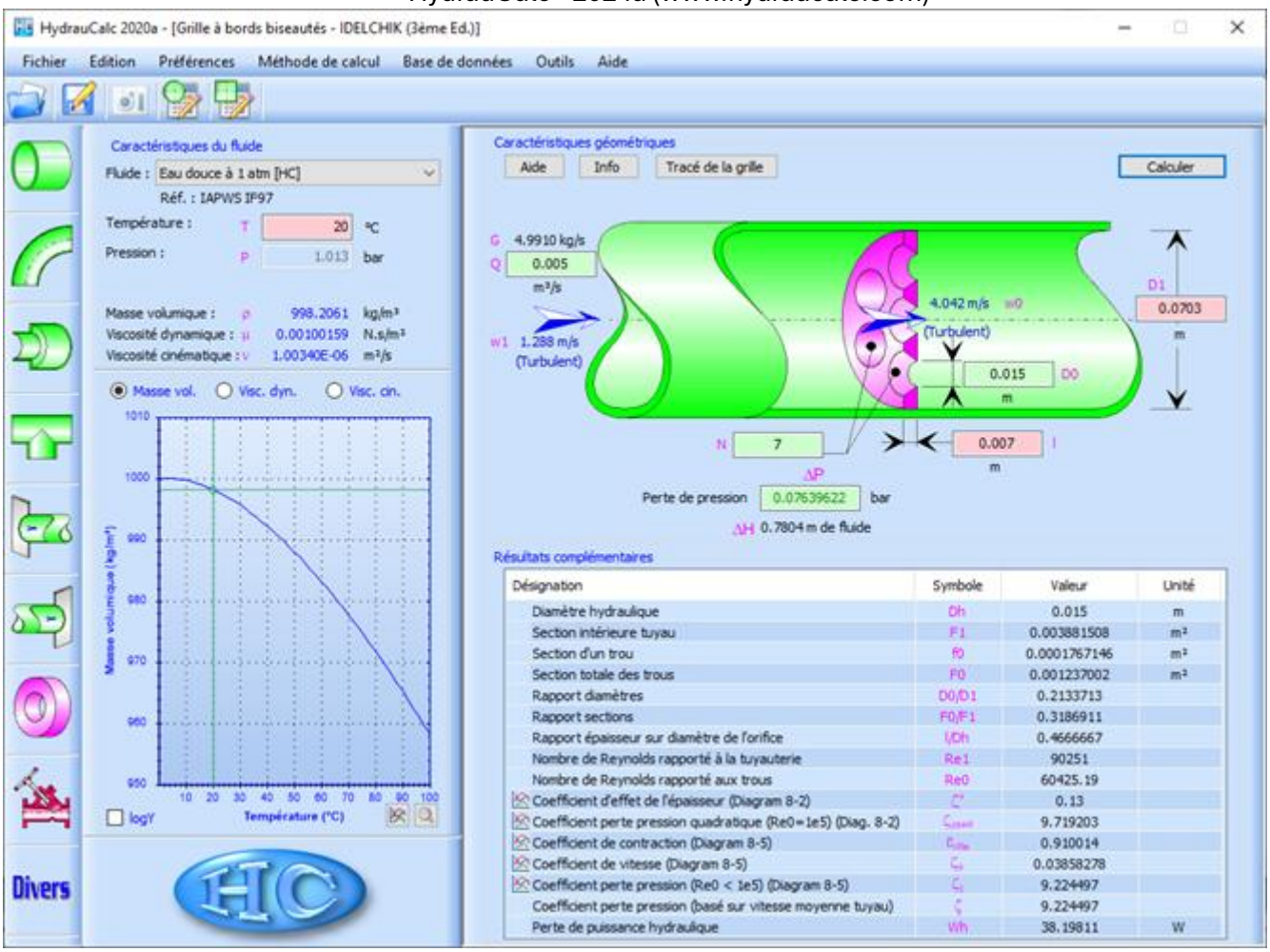
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_1	Diamètre intérieur du tuyau (m)
F_1	Section transversale de passage du tuyau (m^2)

N	Nombre de trous ()
D_0	Diamètre des trous (m)
F_0	Section transversale de passage de la grille (m^2)
f_0	Section transversale de passage d'un trou (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
w_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
w_0	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
l	Epaisseur de la grille (m)
Re_1	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
Re_0	Nombre de Reynolds dans les trous ()
ζ_{1quad}	Coefficient de perte de pression quadratique déterminé pour $Re_0 = 10^5$ ()
ζ_φ	Coefficient de vitesse ()
$\bar{\varepsilon}_{0Re}$	Coefficient de contraction ()
ζ_1	Coefficient de résistance locale ()
ζ	Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont de la grille
- rapport épaisseur sur diamètre trou (l/D_0) supérieur à 0,015
- angle au sommet des trous compris entre 40° et 90°

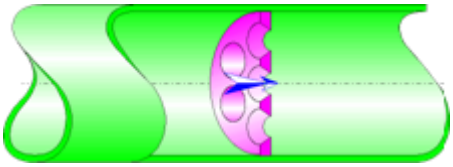
Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

2.8.4.2 Pipe Flow - Guide



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une grille (plaque perforée) à bords biseautés installé dans un tuyau droit.

La perte de charge par frottement dans la tuyauterie d'entrée et de sortie n'est pas prise en compte dans ce composant.

Formulation du modèle :

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Aire de la section d'un trou (m^2) :

$$a_o = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4}$$

Aire totale des trous (m^2) :

$$A_0 = a_0 \cdot N$$

Porosité :

$$\phi = \frac{A_0}{A}$$

Diamètre de l'orifice de section équivalente (m) :

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_0}{\pi}}$$

Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau :

$$\beta = \frac{d_e}{d}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s) :

$$V_o = \frac{Q}{A_o}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho_m$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$N_{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

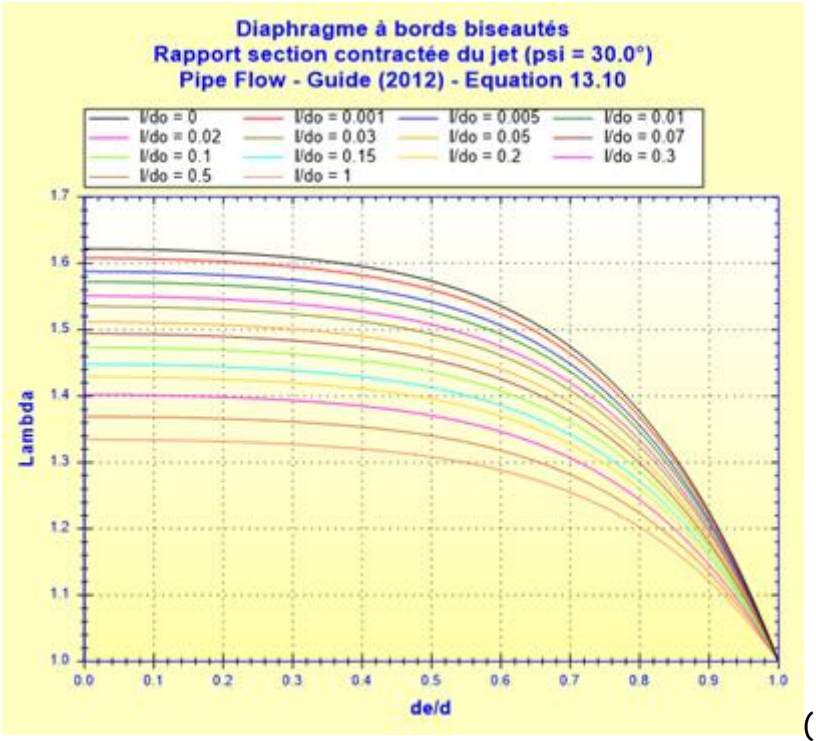
Nombre de Reynolds dans les trous :

$$N_{Re_o} = \frac{V_o \cdot d_o}{\nu}$$

Rapport de vitesse du jet :

$$\lambda = 1 + 0.622 \cdot \left[1 - C_b \cdot \left(\frac{l}{d_0} \right)^{\frac{1 - \sqrt[4]{\beta^4 d_0}}{2}} \right] \cdot \left(1 - 0.215 \cdot \beta^2 - 0.785 \cdot \beta^5 \right)$$

([1] équation 13.10)



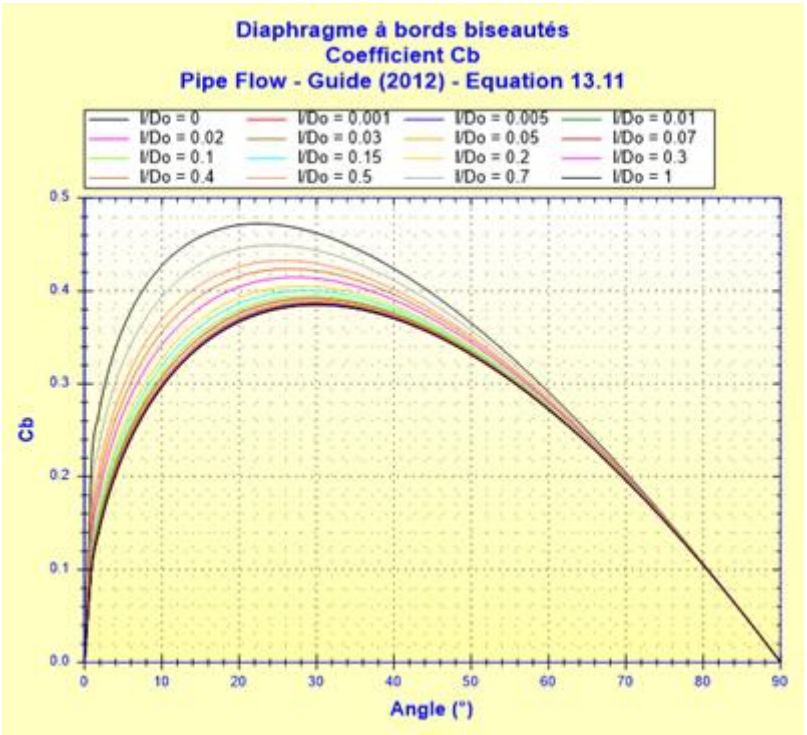
([1] équation 13.10 avec psi = 30°)

avec :

Coefficient d'effet de l'angle du biseau :

$$C_b = \left(1 - \frac{\Psi}{90}\right) \cdot \left(\frac{\Psi}{90}\right)^{\frac{1}{2+l/d_0}}$$

([1] équation 13.11)



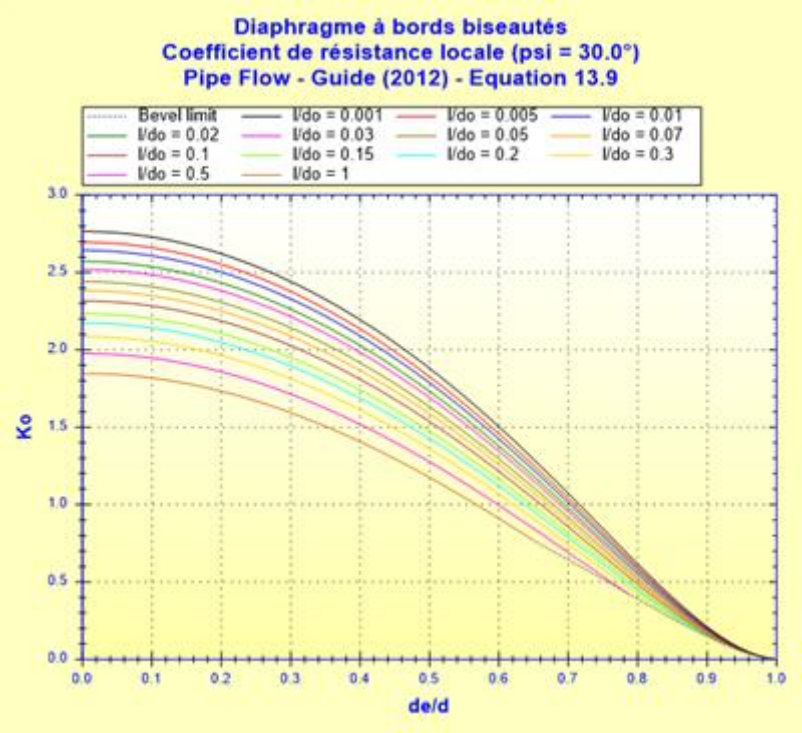
Vitesse d'écoulement section contractée du jet :

$$V_c = V_0 \cdot \lambda$$

Coefficient de résistance locale :

$$K_o = 0.0696 \cdot \left(1 - C_b \cdot \frac{l}{d_0}\right) \cdot \left(1 - 0.42 \cdot \sqrt{\frac{l}{d_0}} \cdot \beta^2\right) \cdot \left(1 - \beta^5\right) \cdot \lambda^2 + \left(\lambda - \beta^2\right)^2$$

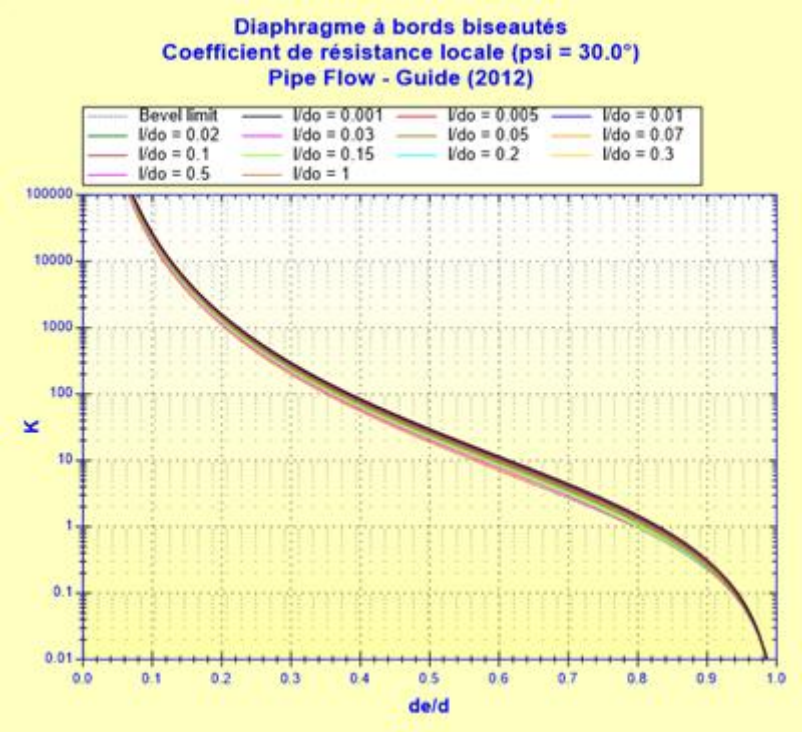
([1] équation 13.9)



([1] équation 13.9 avec ψ= 30°)

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = K_o \cdot \left(\frac{A}{A_o}\right)^2$$



(avec ψ= 30°)

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho_m \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

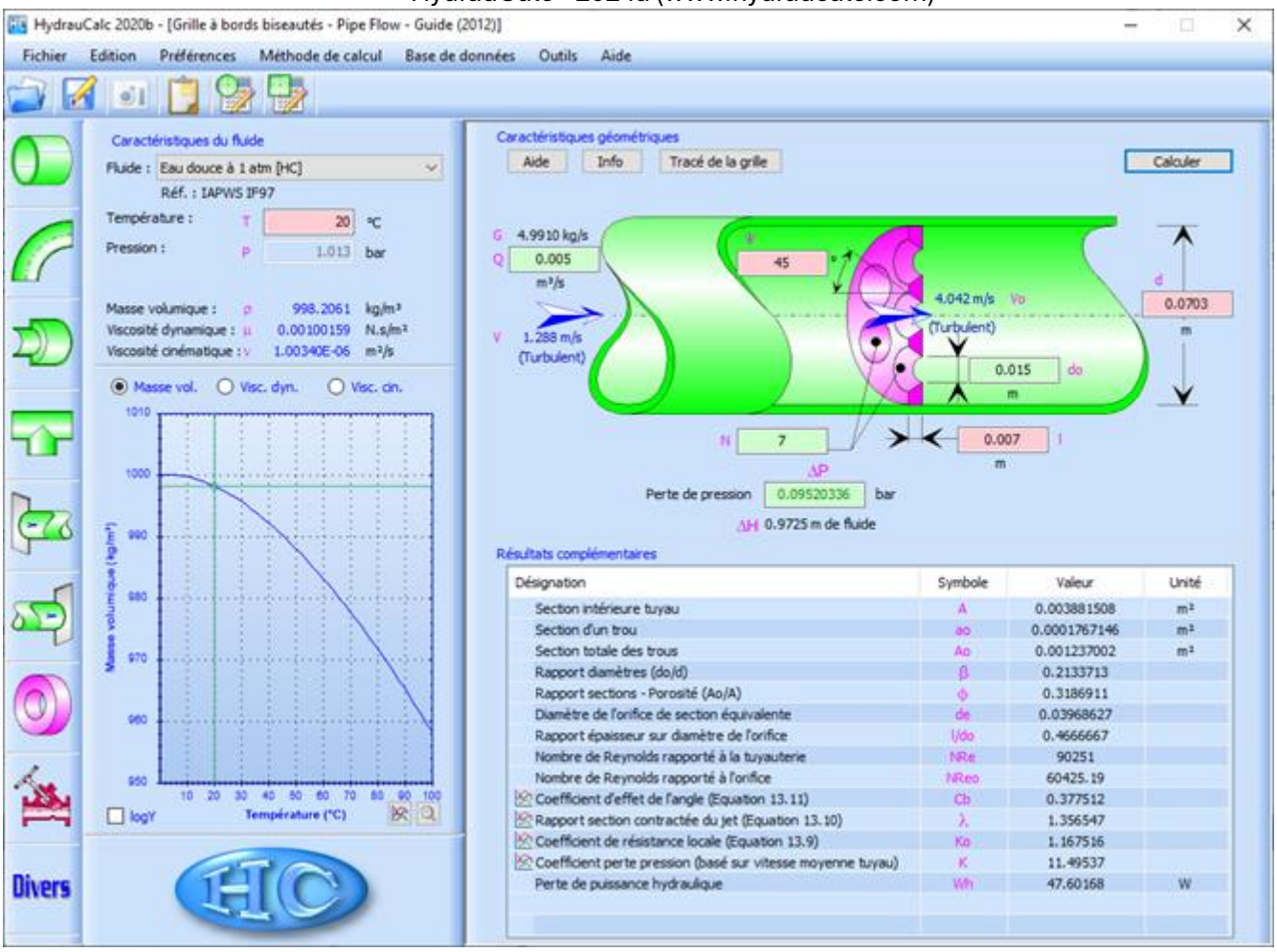
d	Diamètre intérieur du tuyau (m)
A	Section de passage du tuyau (m^2)
d_o	Diamètre d'un trou (m)
a_0	Section de passage d'un trou (m^2)
N	Nombre de trous ()
A_0	Section de passage totale des trous (m^2)
ϕ	Porosité ()

d_e	Diamètre de l'orifice de section équivalente (m)
β	Rapport entre les diamètres de l'orifice de section équivalente et du tuyau ()
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
V_o	Vitesse moyenne d'écoulement dans les trous (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
NRe_o	Nombre de Reynolds dans les trous ()
NRe	Nombre de Reynolds dans le tuyau ()
λ	Rapport de vitesse du jet ()
l	Epaisseur de la grille(m)
K_o	Coefficient de résistance locale ()
ψ	Angle du biseau ()
Cb	Coefficient d'effet de l'angle du biseau ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ_m	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent dans les trous ($NRe_o \geq 10^4$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :



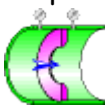
Référence :

[1] Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide. Donald C. Rennels and Hobart M. Hudson. (2012)

2.9 Mesures de débit

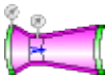
Cette sous-section regroupe l'ensemble des mesures de débit qui peuvent être modélisées et calculées. Les types de mesure de débit disponibles sont :

- Diaphragme de mesure de débit

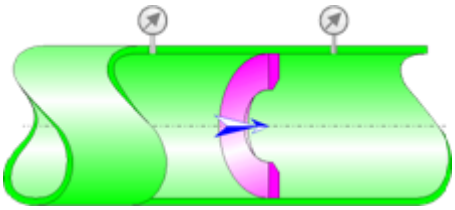


- Tuyère et Venturi-tuyère de mesure de débit

- Tube de Venturi de mesure de débit



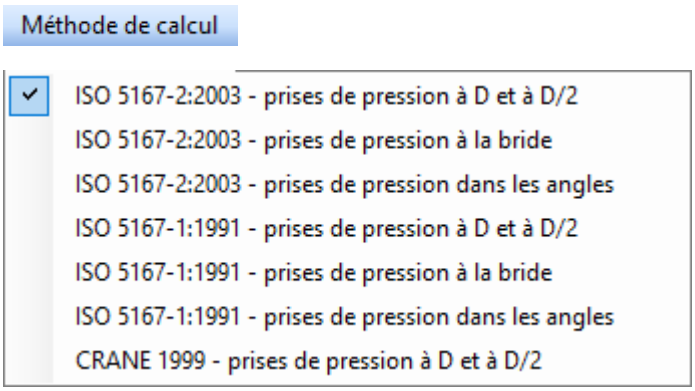
2.9.1 Diaphragme de mesure de débit



Pour déterminer l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- ISO 5167-2:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
  Partie 1 : Principes généraux et exigences générales
  Partie 2 : Diaphragmes
- ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « ISO 5167-2:2003 – prises de pression à D et à D/2 ».

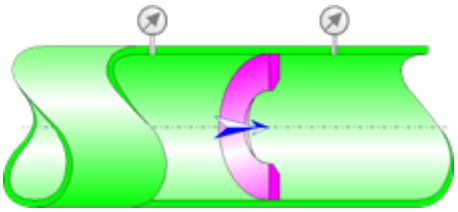


2.9.1.1 ISO 5167-2:2003 - Prises de pression à D et à D/2

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression à D et à D/2

(ISO 5167-2:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression à D et D/2, conformément à la norme internationale « ISO 5167-2:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

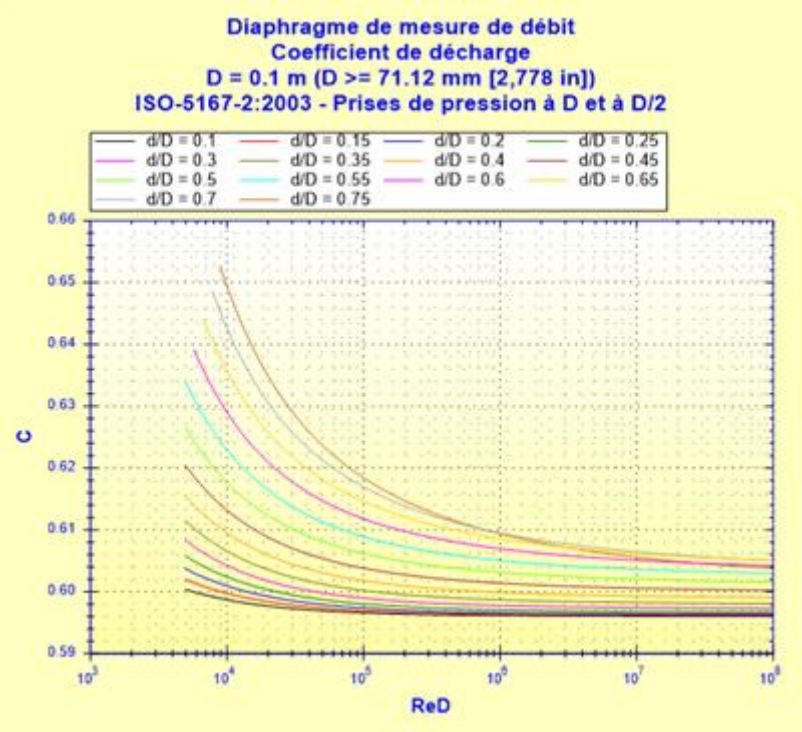
$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge (Equation de Reader-Harris/Gallagher (1998)) :

- D ≥ 71,12 mm (2,8 in)

$$C = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.7} + (0.0188 + 0.0063 \cdot A) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.3} + \left(0.043 + 0.08 \cdot e^{-10 \cdot L1} - 0.123 \cdot e^{-7 \cdot L1}\right) \cdot (1 - 0.11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0.031 \cdot \left(M'_2 - 0.8 \cdot M'^{1.1}_2\right) \cdot \beta^{1.3}$$

([2] § 5.3.2.1 éq. 4)



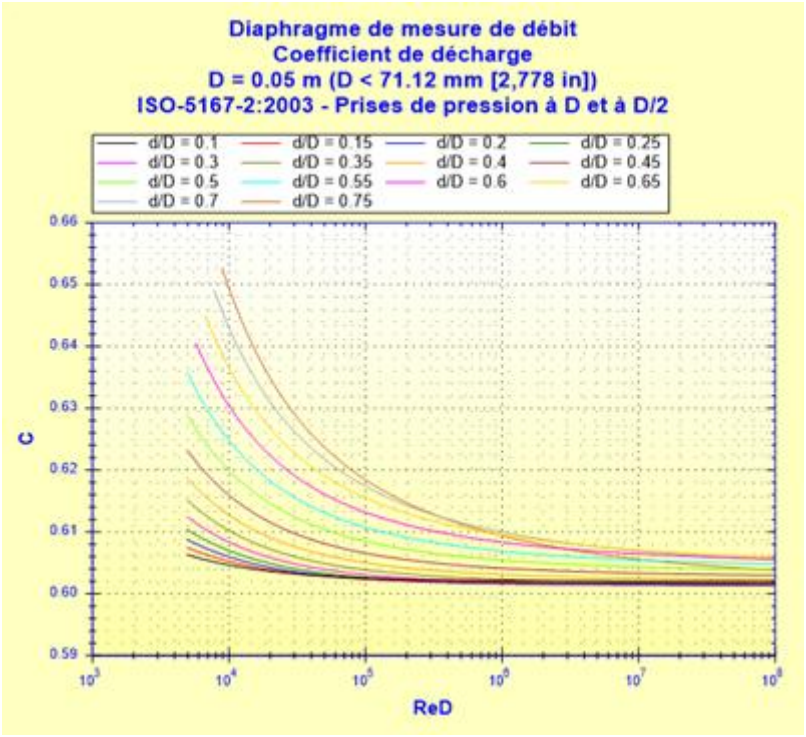
avec D = 100 mm

■ D < 71,12 mm (2,8 in)

$$C = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0.7}$$
$$+ \left(0.0188 + 0.0063 \cdot A\right) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0.3}$$
$$+ \left(0.043 + 0.08 \cdot e^{-10 \cdot L1} - 0.123 \cdot e^{-7 \cdot L1}\right) \cdot (1 - 0.11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4}$$
$$- 0.031 \cdot \left(M'_2 - 0.8 \cdot M'^{1.1}_2\right) \cdot \beta^{1.3}$$
$$+ 0.011 \cdot (0.75 - \beta) \cdot \left(2.8 - \frac{D}{25.4}\right)$$

([2] § 5.3.2.1 éq. 4)

Où D est le diamètre du tuyau en mm



avec D = 50 mm

où :

$$M'_2 = \frac{2 \cdot L'_2}{1-\beta}$$

$$A = \left(\frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0.8}$$

Les valeurs de L_1 et de L'_2 à utiliser dans ces équations sont les suivantes :

$$L_1 = 1$$

$$L'_2 = 0.47$$

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([2] § 4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

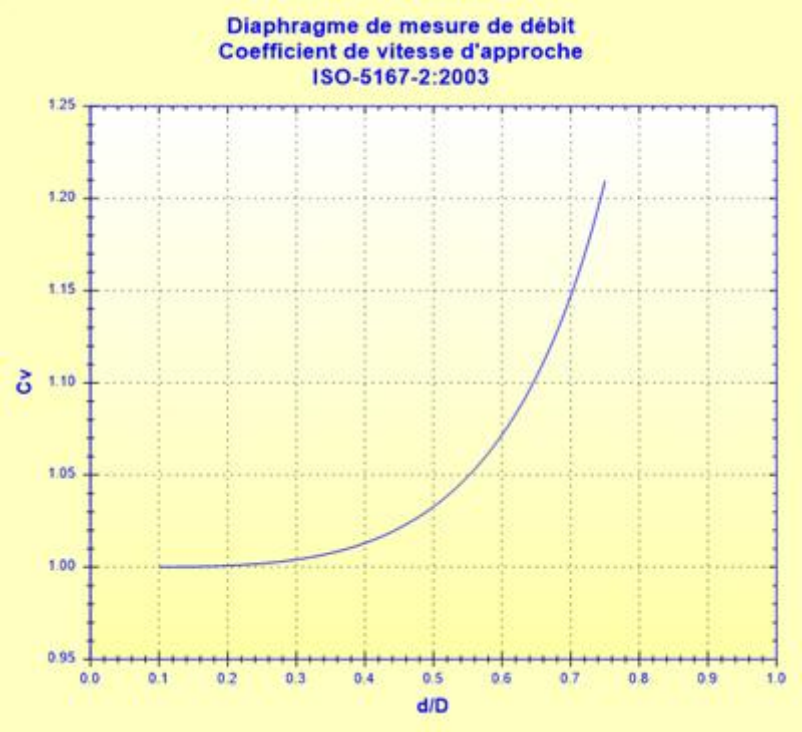
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([2] § 4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

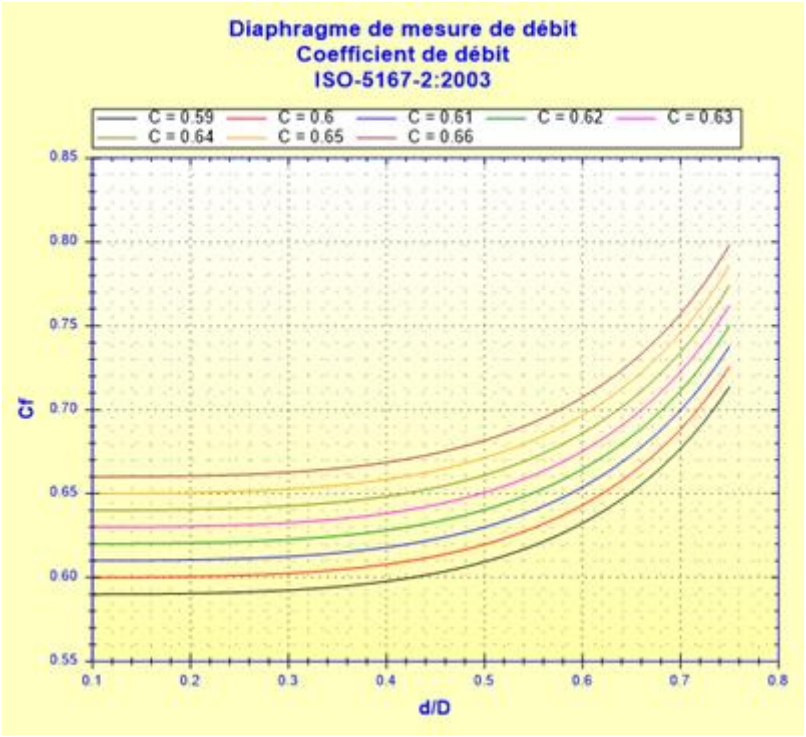
([1] §3.3.5)

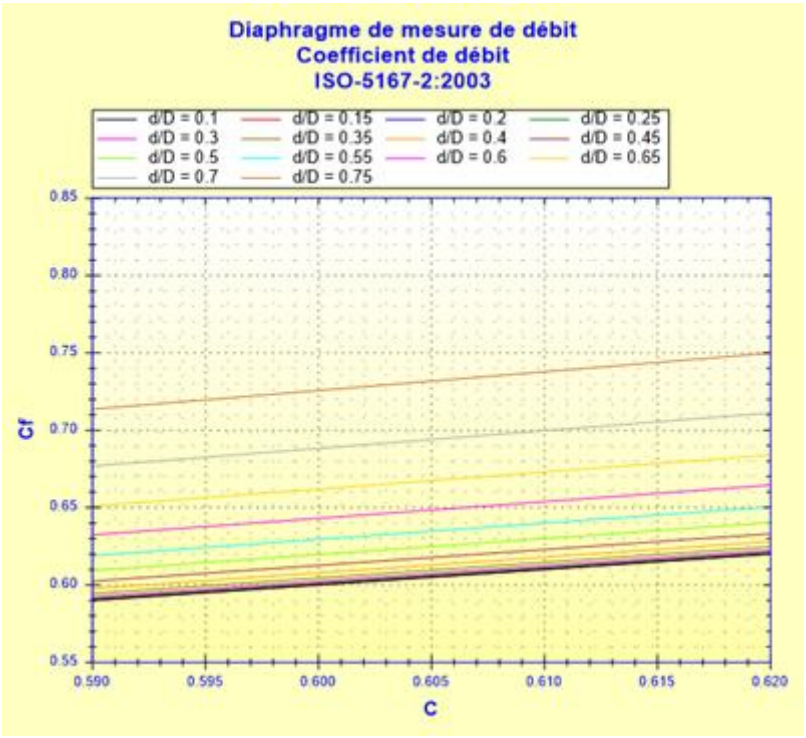


Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)





Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \left(\frac{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot \left(1 - C^2\right)}}{C \cdot \beta^2} - 1 \right)^2$$

([2] § 5.4.3)

Perte de pression nette (Pa) :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4\cdot\left(1-C^2\right)}-C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4\cdot\left(1-C^2\right)}+C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([2] § 5.4.1)

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q_V$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
L_1	Éloignement relatif de la prise de pression amont à partir de la face amont ()
L'_2	Éloignement relatif de la prise de pression aval à partir de la face aval ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

C_f Coefficient de débit ()

K Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

$\Delta\varpi$ Perte de pression nette (Pa)

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

Δh Perte de charge de fluide nette (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

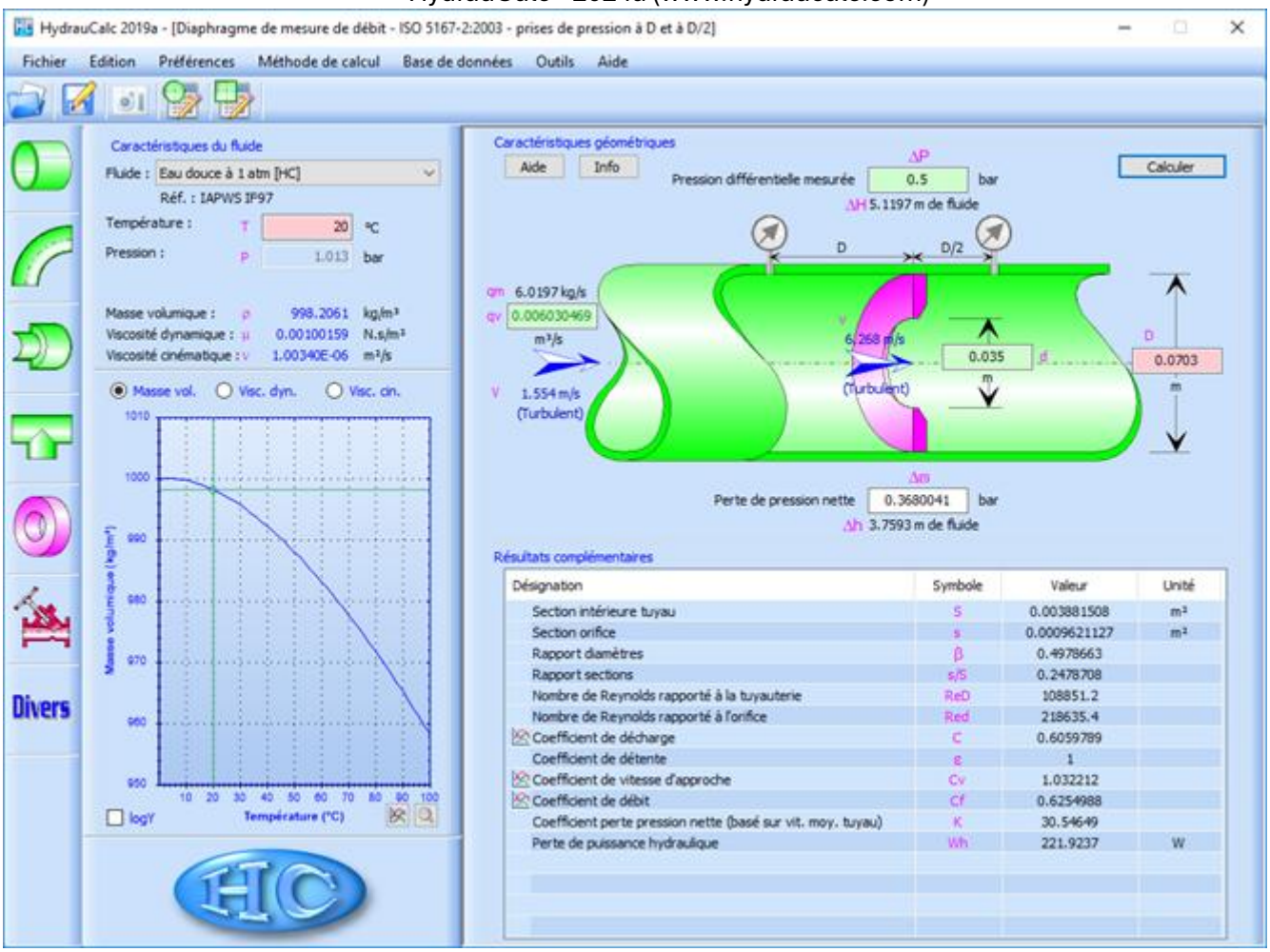
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi :

- $d \geq 12,5$ mm
- $50 \text{ mm} \leq D \leq 1\,000$ mm
- $0,1 \leq \beta \leq 0,75$
- $Re_D \geq 5\,000$ pour $0,1 \leq \beta \leq 0,559$
- $Re_D \geq 16\,000\ \beta^2$ pour $\beta > 0,559$

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

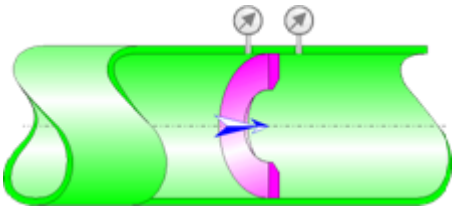
[2] ISO 5167-2:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 2 : Diaphragmes

2.9.1.2 ISO 5167-2:2003 - Prises de pression à la bride

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression à la bride

(ISO 5167-2:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression à la bride, conformément à la norme internationale « ISO 5167-2:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

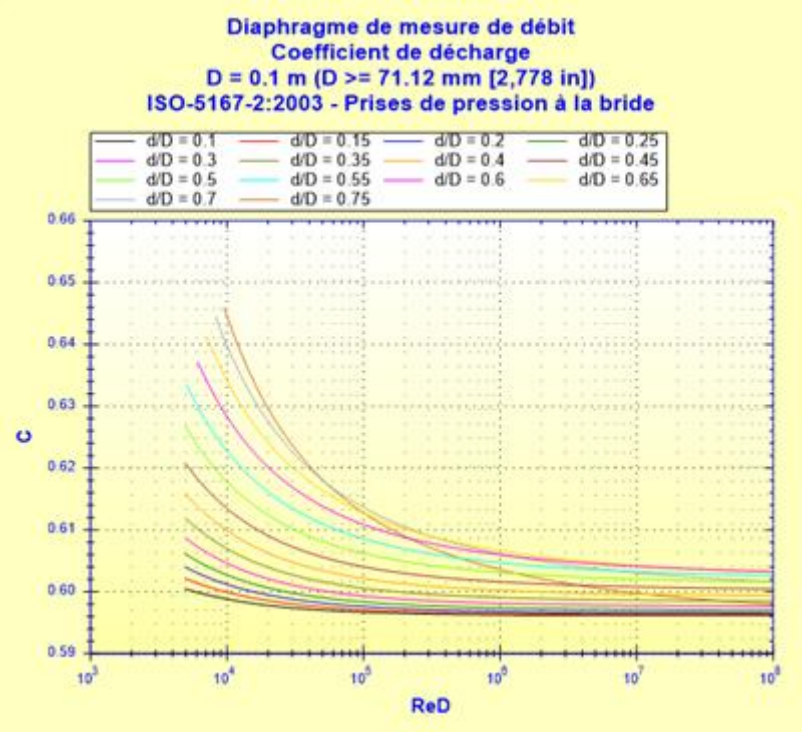
$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge (Equation de Reader-Harris/Gallagher (1998)) :

- D ≥ 71,12 mm (2,8 in)

$$C = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.7} + (0.0188 + 0.0063 \cdot A) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.3} + \left(0.043 + 0.08 \cdot e^{-10 \cdot L1} - 0.123 \cdot e^{-7 \cdot L1}\right) \cdot (1 - 0.11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0.031 \cdot \left(M'_2 - 0.8 \cdot M'^{1.1}_2\right) \cdot \beta^{1.3}$$

([2] § 5.3.2.1 éq. 4)



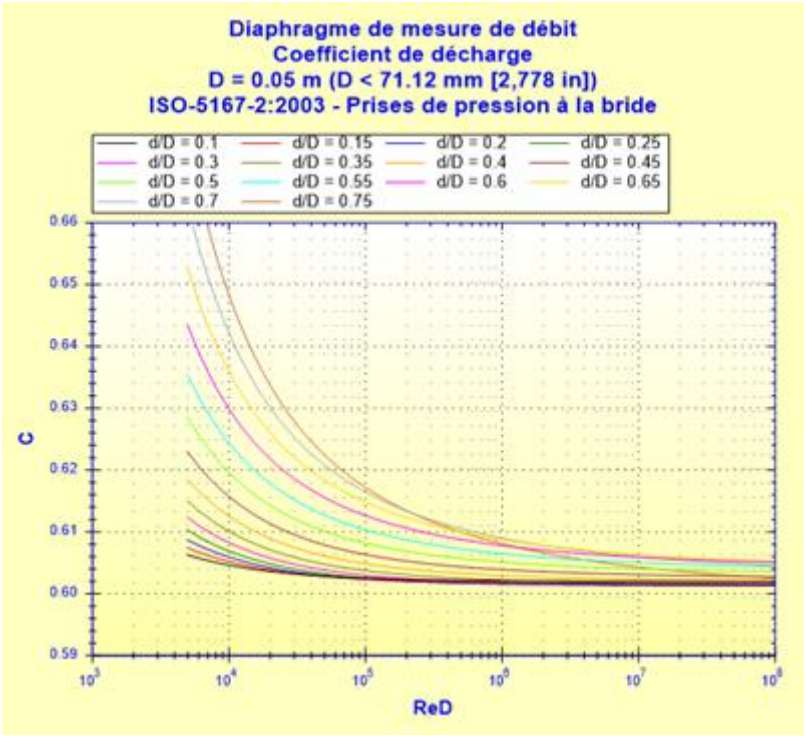
avec D = 100 mm

■ D < 71,12 mm (2,8 in)

$$C = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.7}$$
$$+ \left(0.0188 + 0.0063 \cdot A\right) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.3}$$
$$+ \left(0.043 + 0.08 \cdot e^{-10 \cdot L1} - 0.123 \cdot e^{-7 \cdot L1}\right) \cdot (1 - 0.11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4}$$
$$- 0.031 \cdot \left(M'_2 - 0.8 \cdot M'^{1.1}_2\right) \cdot \beta^{1.3}$$
$$+ 0.011 \cdot (0.75 - \beta) \cdot \left(2.8 - \frac{D}{25.4}\right)$$

([2] § 5.3.2.1 éq. 4)

Où D est le diamètre du tuyau en mm



avec D = 50 mm

où :

$$M'_2 = \frac{2 \cdot L'_2}{1-\beta}$$

$$A = \left(\frac{19000 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D} \right)^{0.8}$$

Les valeurs de L_1 et de L'_2 à utiliser dans ces équations sont les suivantes :

$$L_1 = L'_2 = \frac{25.4}{D}$$

où D est exprimé en millimètres

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$

([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([2] § 4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

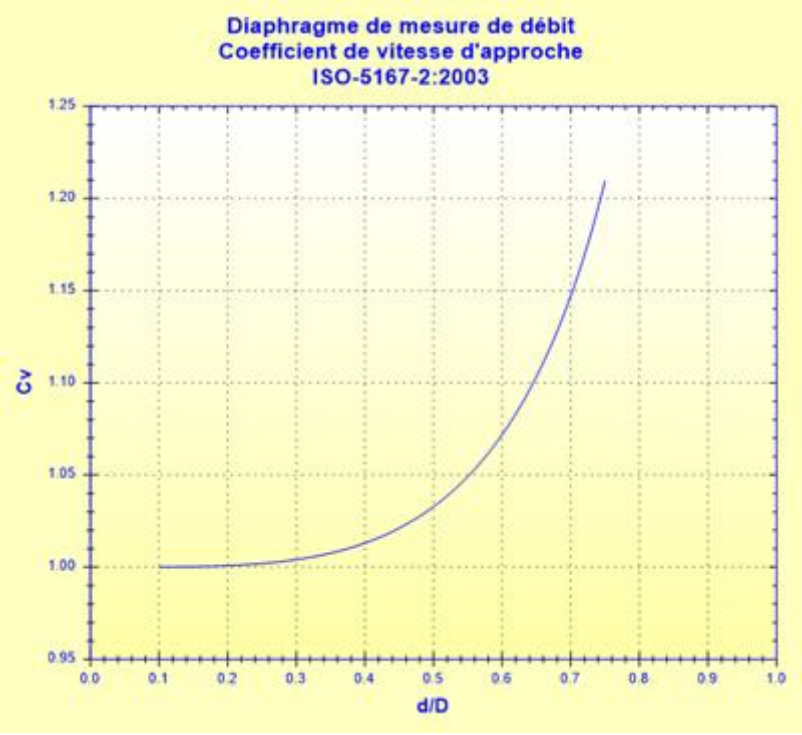
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([2] § 4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

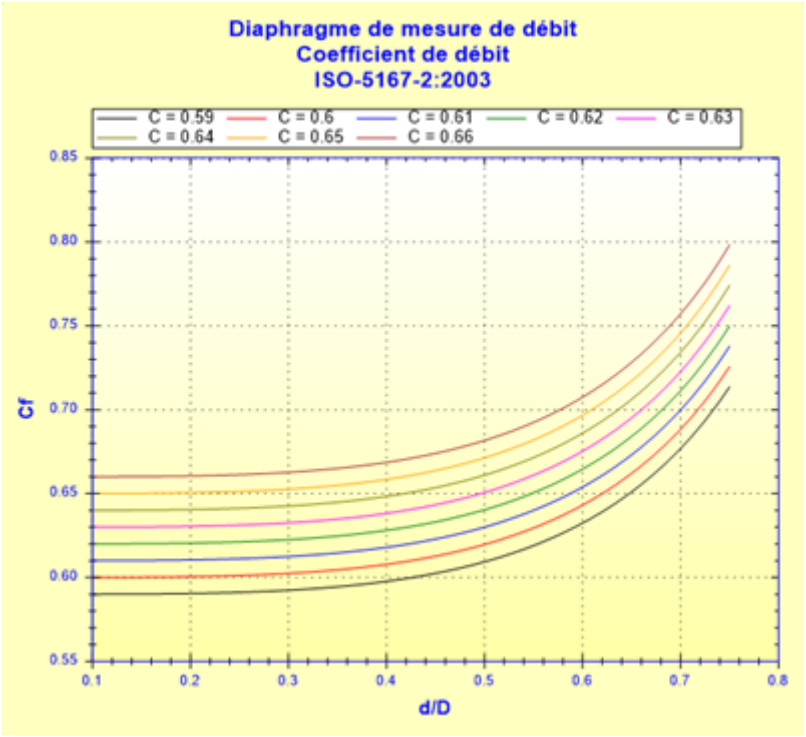
([1] §3.3.5)

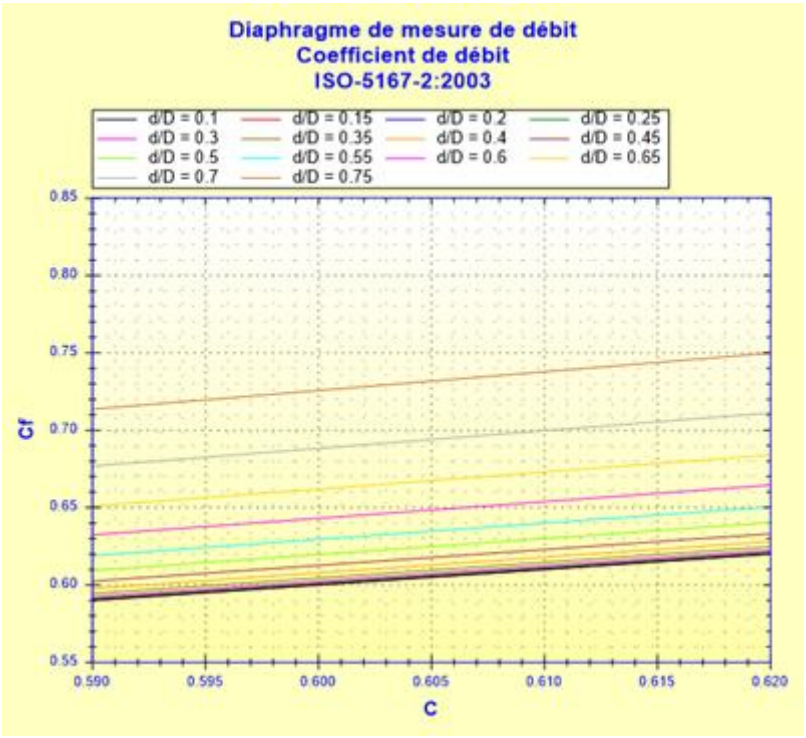


Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)





Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \left(\frac{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot \left(1 - C^2\right)}}{C \cdot \beta^2} - 1 \right)^2$$

([2] § 5.4.3)

Perte de pression nette (Pa) :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4\cdot\left(1-C^2\right)}-C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4\cdot\left(1-C^2\right)}+C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([2] § 5.4.1)

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q_V$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
L_1	Éloignement relatif de la prise de pression amont à partir de la face amont ()
L'_2	Éloignement relatif de la prise de pression aval à partir de la face aval ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

C_f Coefficient de débit ()

K Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

$\Delta\varpi$ Perte de pression nette (Pa)

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

Δh Perte de charge de fluide nette (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

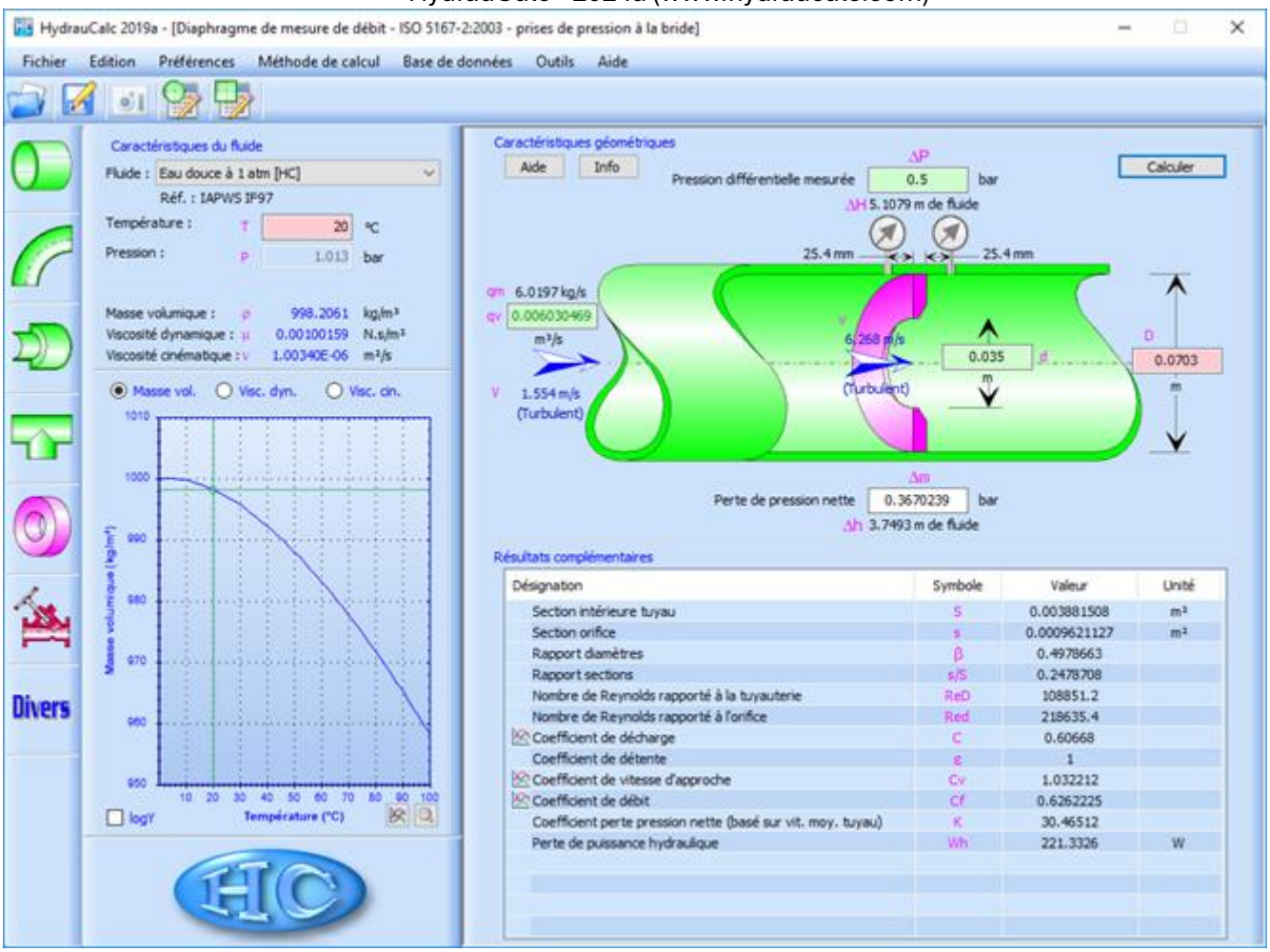
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi :

- $d \geq 12{,}5$ mm
- $50 \text{ mm} \leq D \leq 1\,000$ mm
- $0{,}1 \leq \beta \leq 0{,}75$
- à la fois $Re_D \geq 5\,000$ et $Re_D \geq 170\ \beta^2\ D$
  où D est exprimé en millimètres

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

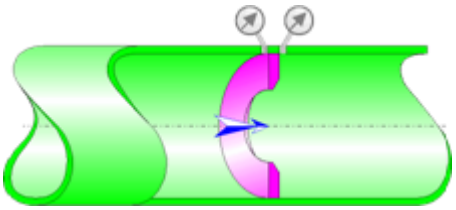
[2] ISO 5167-2:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 2 : Diaphragmes

2.9.1.3 ISO 5167-2:2003 - Prises de pression dans les angles

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression dans les angles

(ISO 5167-2:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression dans les angles, conformément à la norme internationale « ISO 5167-2:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

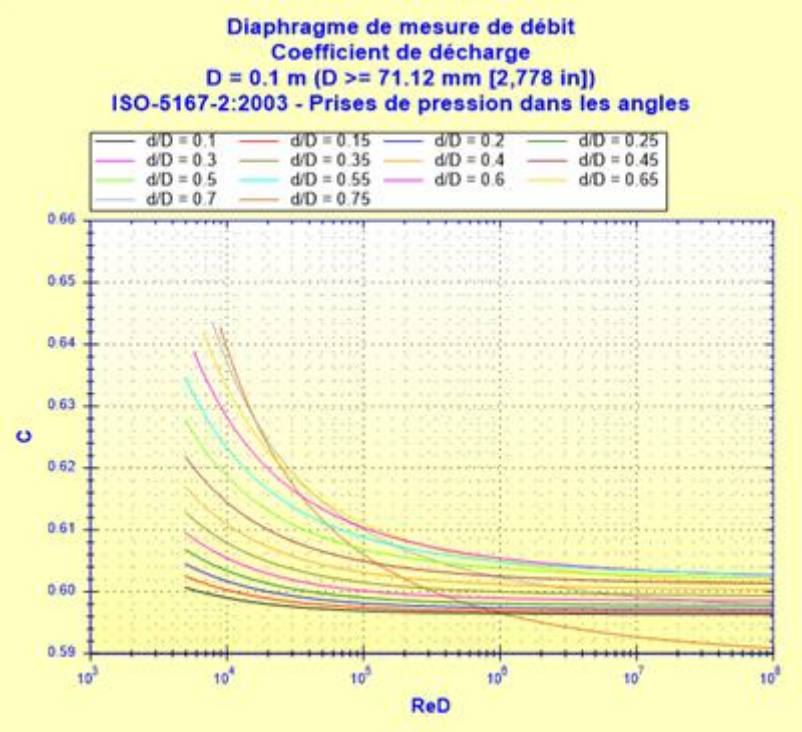
$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge (Equation de Reader-Harris/Gallagher (1998)) :

- D ≥ 71,12 mm (2,8 in)

$$C = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.7} + (0.0188 + 0.0063 \cdot A) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.3} + \left(0.043 + 0.08 \cdot e^{-10 \cdot L1} - 0.123 \cdot e^{-7 \cdot L1}\right) \cdot (1 - 0.11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0.031 \cdot \left(M'_2 - 0.8 \cdot M'^{1.1}_2\right) \cdot \beta^{1.3}$$

([2] § 5.3.2.1 éq. 4)



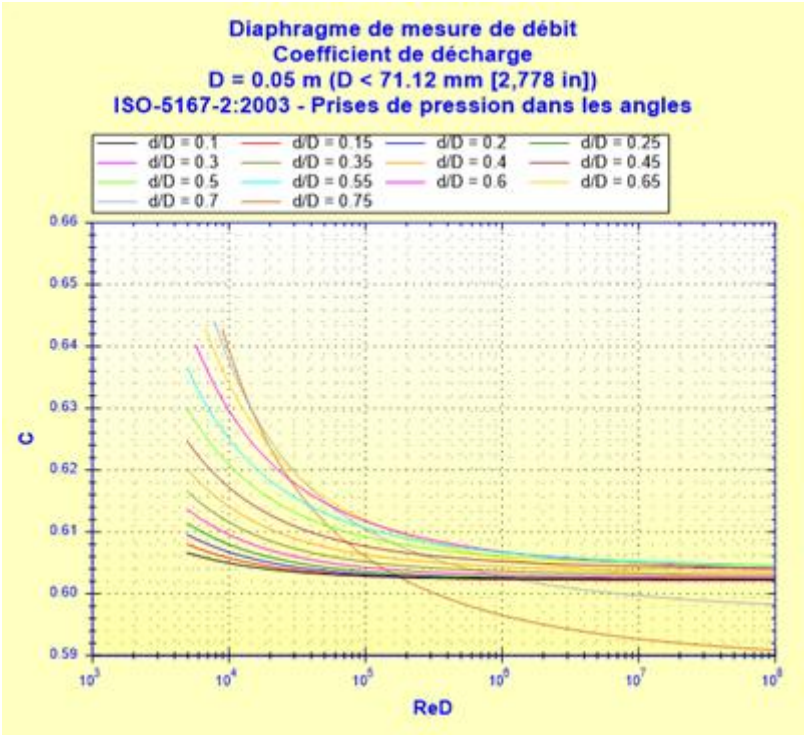
avec D = 100 mm

■ D < 71,12 mm (2,8 in)

$$C = 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 + 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.7}$$
$$+ \left(0.0188 + 0.0063 \cdot A\right) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.3}$$
$$+ \left(0.043 + 0.08 \cdot e^{-10 \cdot L1} - 0.123 \cdot e^{-7 \cdot L1}\right) \cdot (1 - 0.11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4}$$
$$- 0.031 \cdot \left(M'_2 - 0.8 \cdot {M'_2}^{1.1}\right) \cdot \beta^{1.3}$$
$$+ 0.011 \cdot (0.75 - \beta) \cdot \left(2.8 - \frac{D}{25.4}\right)$$

([2] § 5.3.2.1 éq. 4)

Où D est le diamètre du tuyau en mm



avec D = 50 mm

où :

$$M'_2 = \frac{2 \cdot L'_2}{1-\beta}$$

$$A = \left(\frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0.8}$$

Les valeurs de L_1 et de L'_2 à utiliser dans ces équations sont les suivantes :

$$L_1 = L'_2 = 0$$

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$

([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([2] § 4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

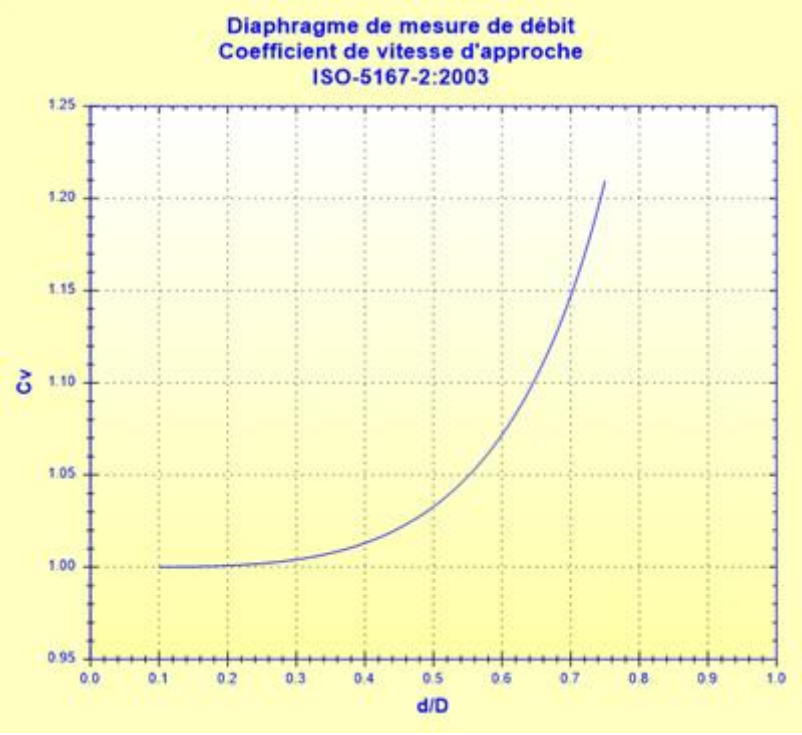
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([2] § 4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

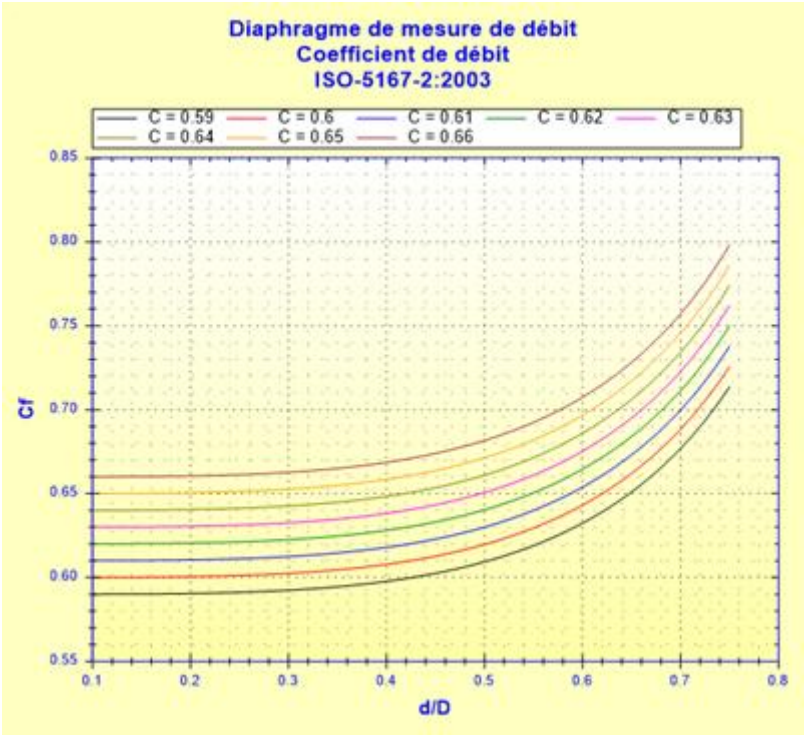
([1] §3.3.5)

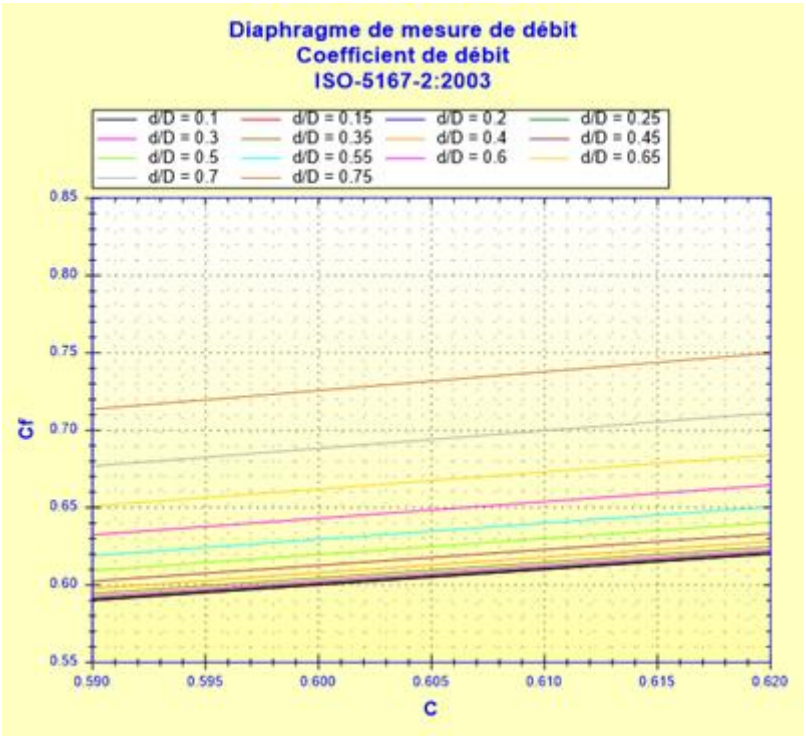


Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)





Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \left(\frac{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot \left(1 - C^2\right)}}{C \cdot \beta^2} - 1 \right)^2$$

([2] § 5.4.3)

Perte de pression nette (Pa) :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4\cdot\left(1-C^2\right)}-C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4\cdot\left(1-C^2\right)}+C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([2] § 5.4.1)

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q_V$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
L_1	Éloignement relatif de la prise de pression amont à partir de la face amont ()
L'_2	Éloignement relatif de la prise de pression aval à partir de la face aval ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

C_f Coefficient de débit ()

K Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

$\Delta\varpi$ Perte de pression nette (Pa)

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

Δh Perte de charge de fluide nette (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

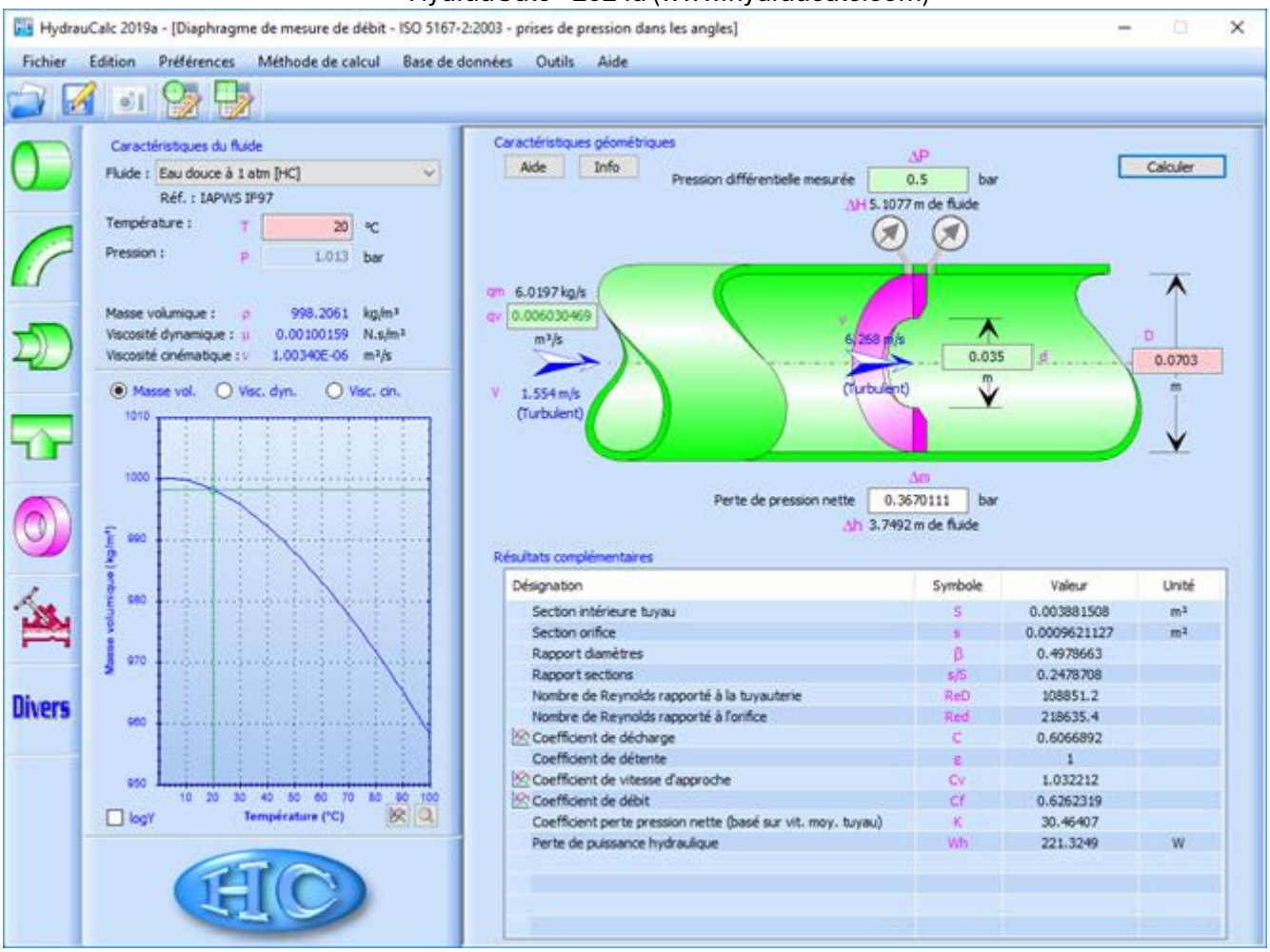
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi :

- $d \geq 12,5$ mm
- $50 \text{ mm} \leq D \leq 1\,000$ mm
- $0,1 \leq \beta \leq 0,75$
- $Re_D \geq 5\,000$ pour $0,1 \leq \beta \leq 0,559$
- $Re_D \geq 16\,000\ \beta^2$ pour $\beta > 0,559$

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

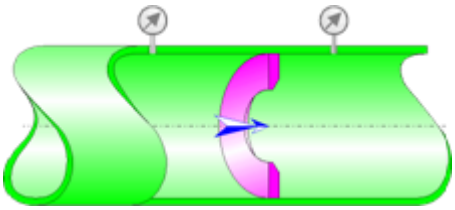
[2] ISO 5167-2:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 2 : Diaphragmes

2.9.1.4 ISO 5167-1:1991 - Prises de pression à D et à D/2

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression à D et à D/2

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression à D et D/2, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

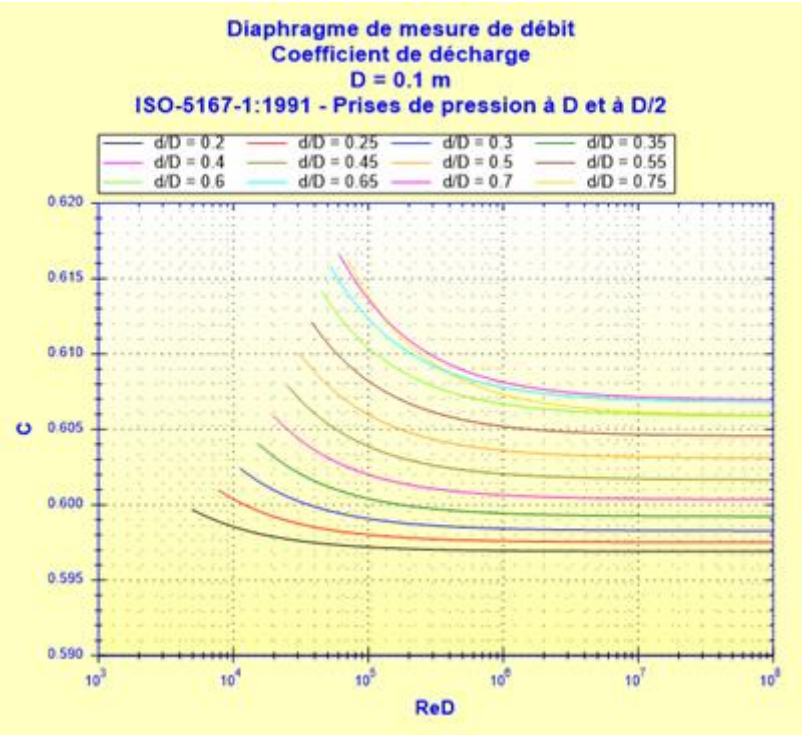
Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge (Equation de Stolz) :

$$C = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^{8} + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.75} + 0.09 \cdot L_1 \cdot \beta^4 \cdot \left(1-\beta^4\right)^{-1} - 0.0337 \cdot L'_2 \cdot \beta^3$$

([1] § 8.3.2.1)



avec D = 100 mm

Les valeurs de L_1 et de L'_2 à utiliser dans cette équation sont les suivantes :

$$L_1 = 1$$

$$L'_2 = 0.47$$

Note : pour L1 > 0.039/0.09 (=0.4333), prendre 0.039 comme valeur du coefficient $\beta^4(1-\beta^4)^{-1}$

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

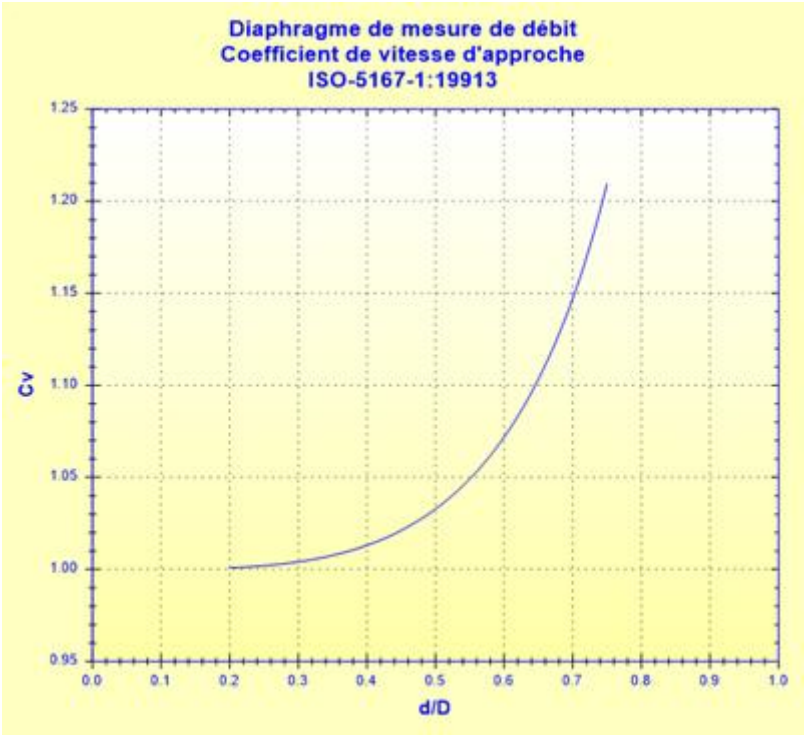
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] § 5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] § 5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

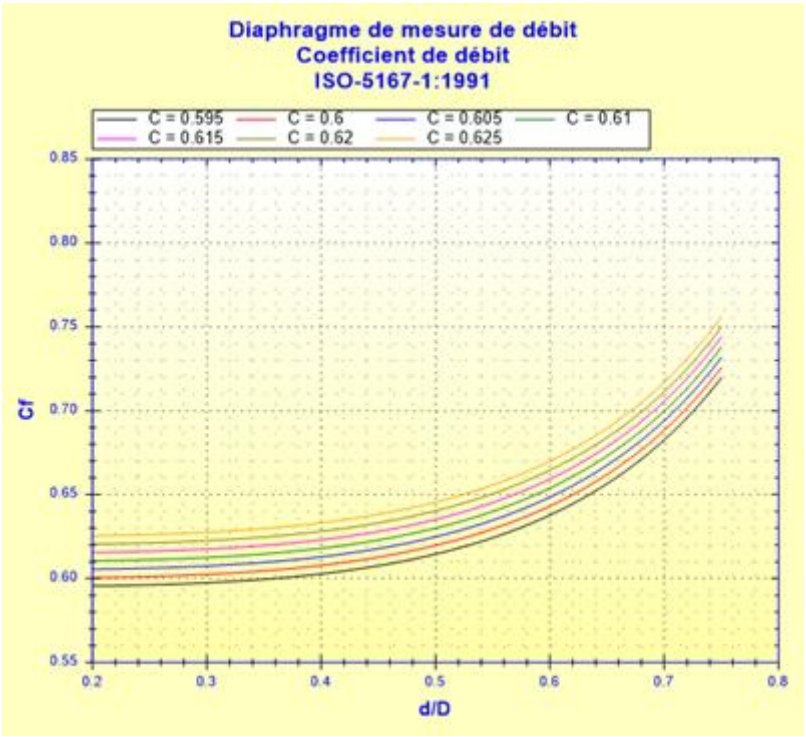
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.4)

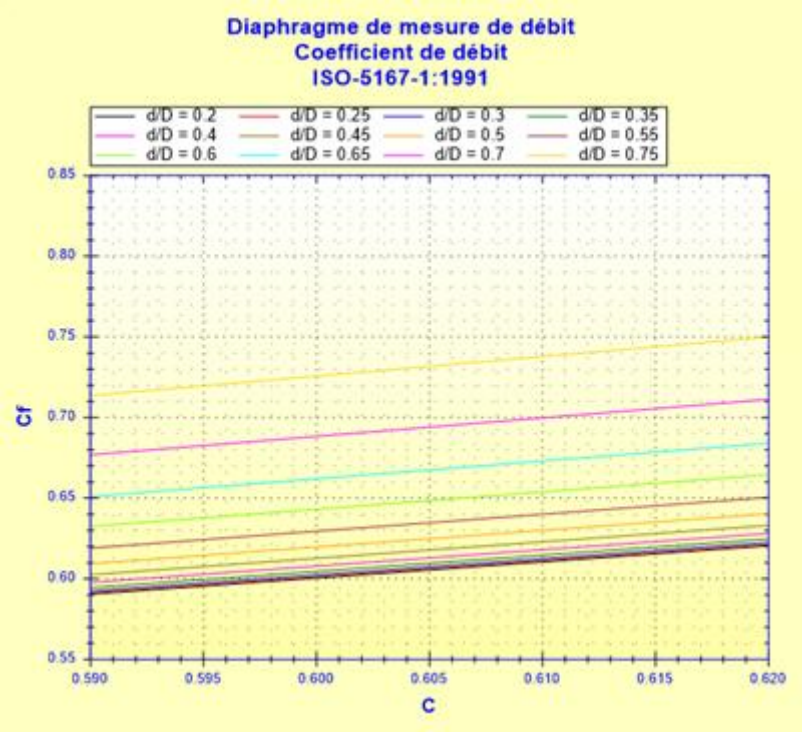


Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)





Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] § 8.4.1)

Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

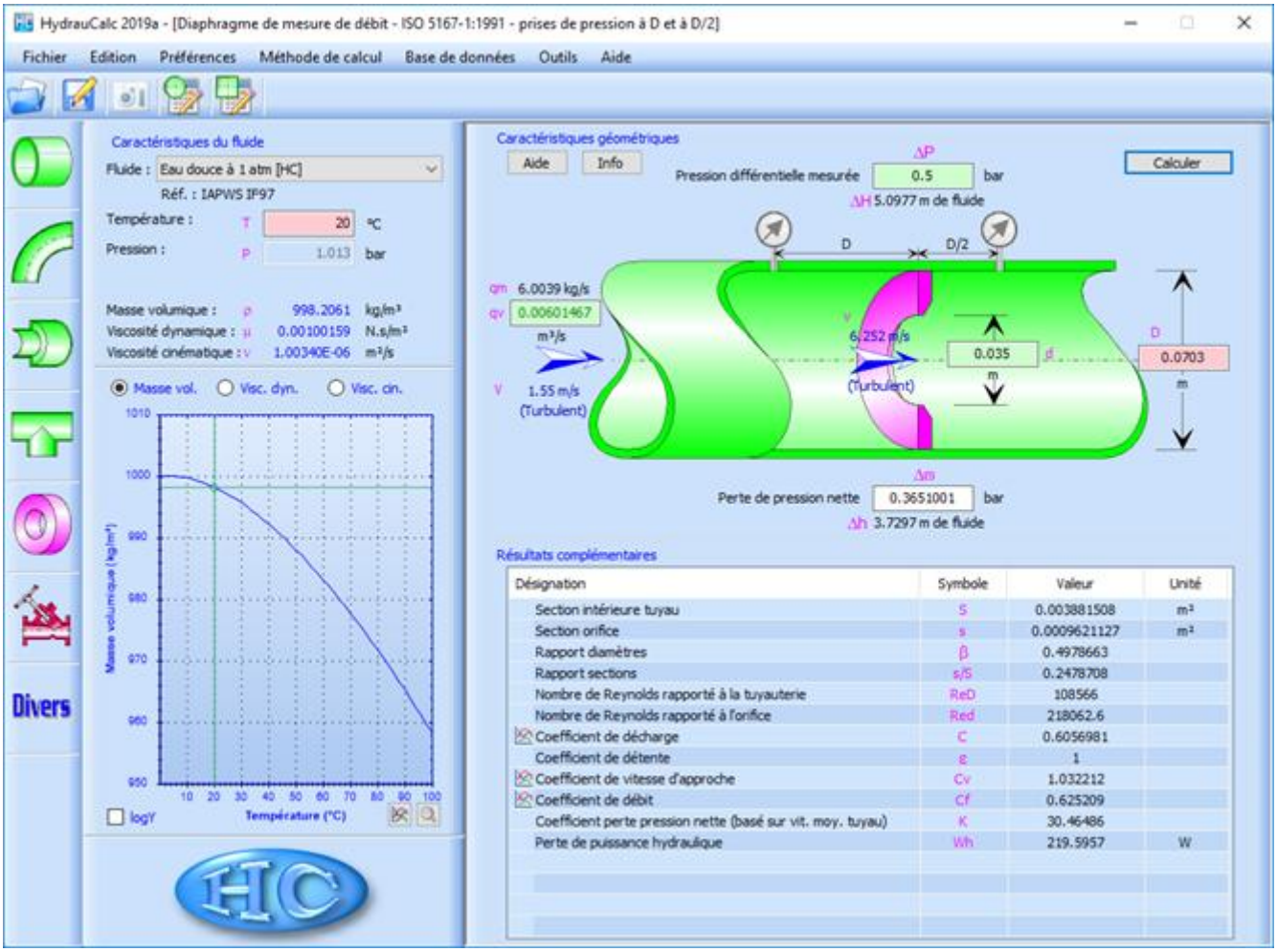
Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
L_1	Éloignement relatif de la prise de pression amont à partir de la face amont ()
L'_2	Éloignement relatif de la prise de pression aval à partir de la face aval ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
$\Delta\varpi$	Perte de pression nette (Pa)
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
K	Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δh	Perte de charge de fluide nette (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi :

- $d > 12,5$ mm
- $50 \text{ mm} < D < 1\,000$ mm
- $0,2 < \beta < 0,75$
- $Re_D > 1260\ \beta^2\ D$
  où D est exprimé en millimètres

Exemple d'application :



Référence :

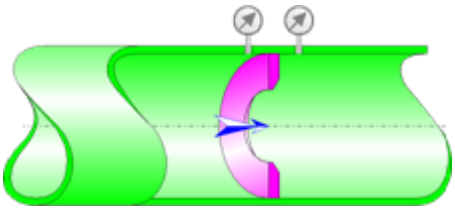
[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.1.5 ISO 5167-1:1991 - Prises de pression à la bride

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression à la bride

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression à la bride, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

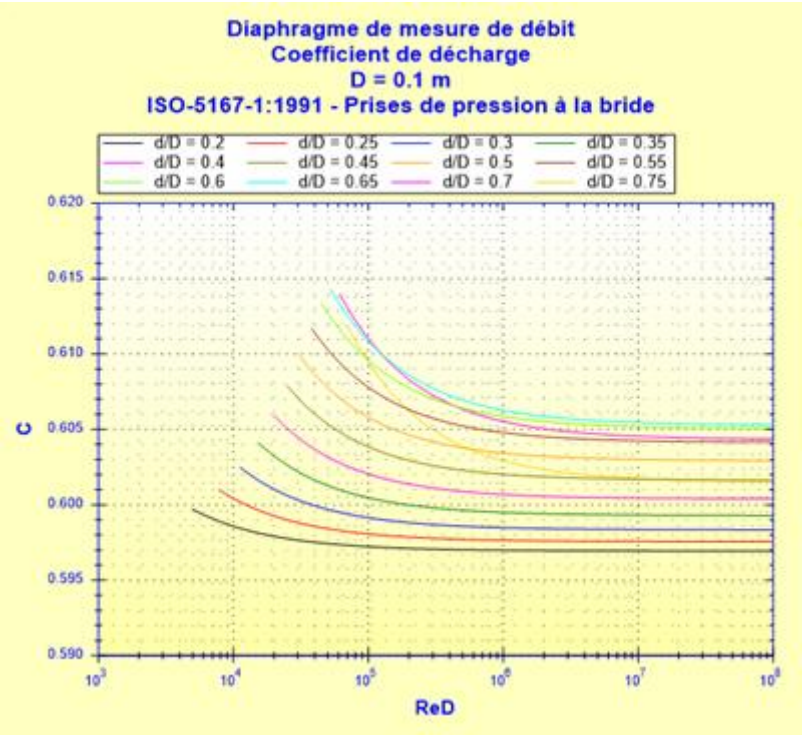
Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge (Equation de Stolz) :

$$C = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^{8} + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.75} + 0.09 \cdot L_1 \cdot \beta^4 \cdot \left(1-\beta^4\right)^{-1} - 0.0337 \cdot L'_2 \cdot \beta^3$$

([1] § 8.3.2.1)



avec D = 100 mm

Les valeurs de L_1 et de L'_2 à utiliser dans ces équations sont les suivantes :

$$L_1 = L'_2 = \frac{25.4}{D}$$

où D est exprimé en millimètres

Note : pour L1 > 0.039/0.09 (=0.4333), prendre 0.039 comme valeur du coefficient $\beta^4(1-\beta^4)^{-1}$

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$

([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] § 5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

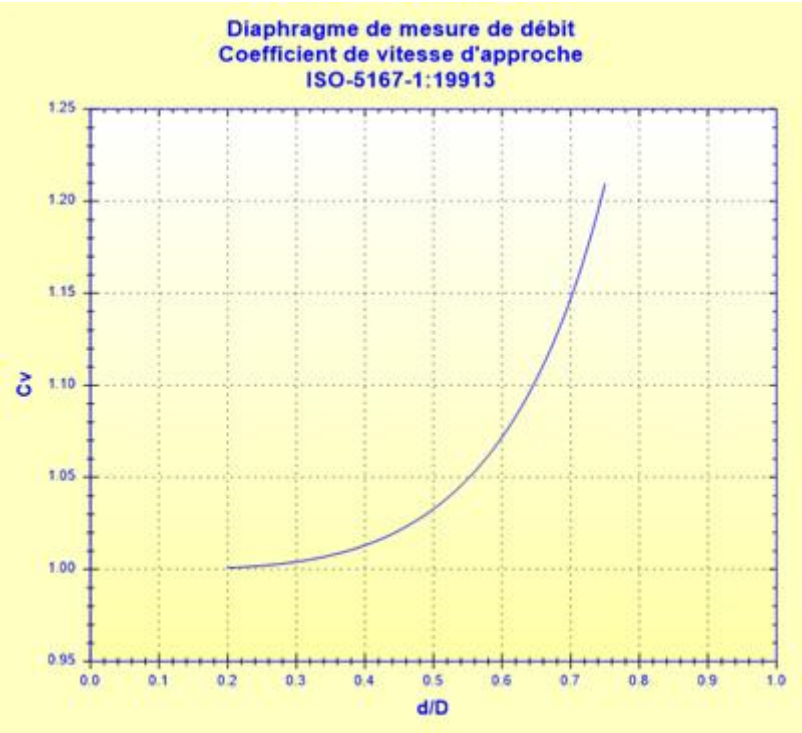
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] § 5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

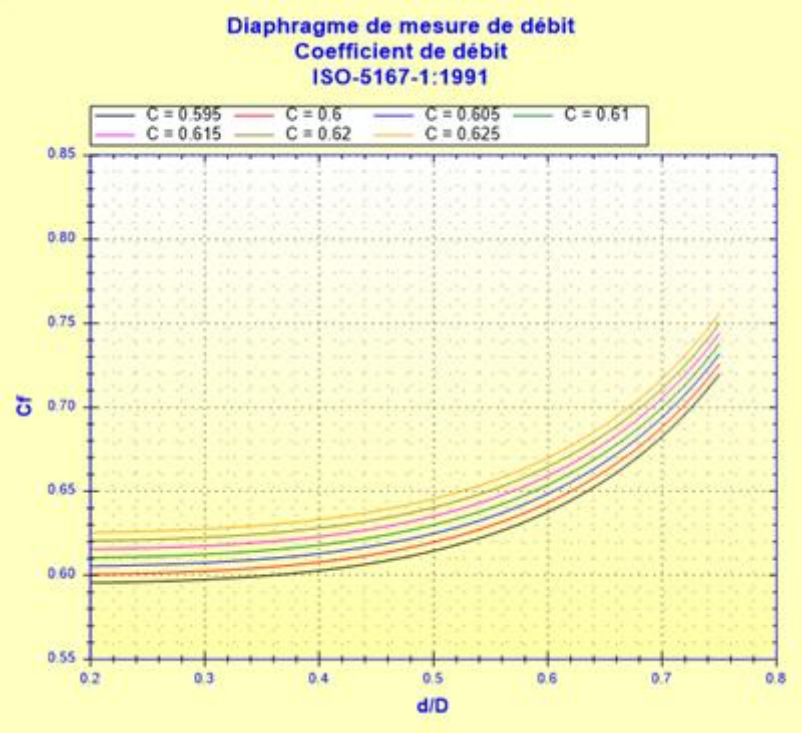
([1] §3.3.4)

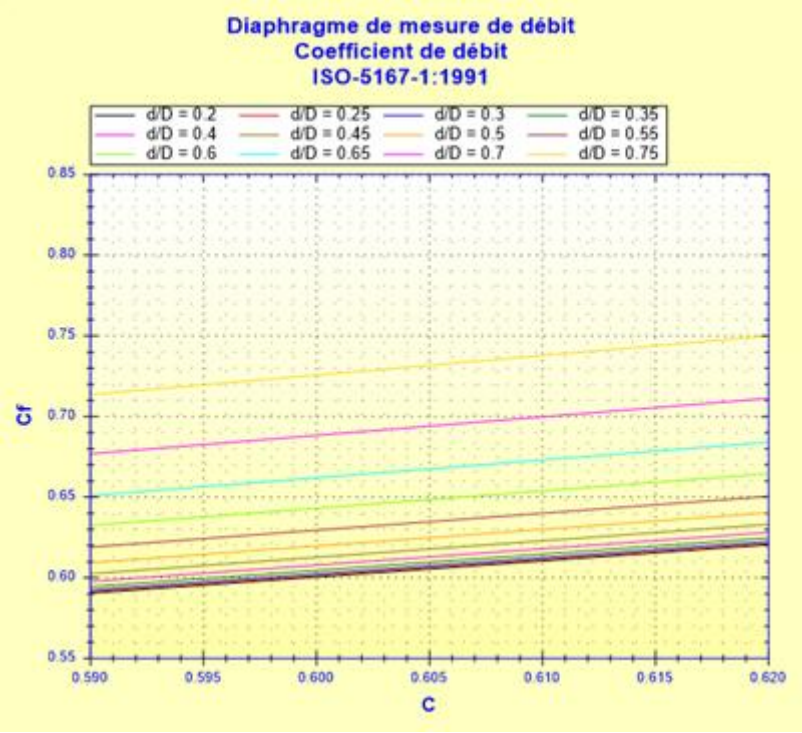


Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)





Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] § 8.4.1)

Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
L_1	Éloignement relatif de la prise de pression amont à partir de la face amont ()

L'_2 Éloignement relatif de la prise de pression aval à partir de la face aval ()

ε Coefficient de détente ()

q_m Débit massique (kg/s)

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

C_f Coefficient de débit ()

$\Delta\varpi$ Perte de pression nette (Pa)

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

K Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

Δh Perte de charge de fluide nette (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

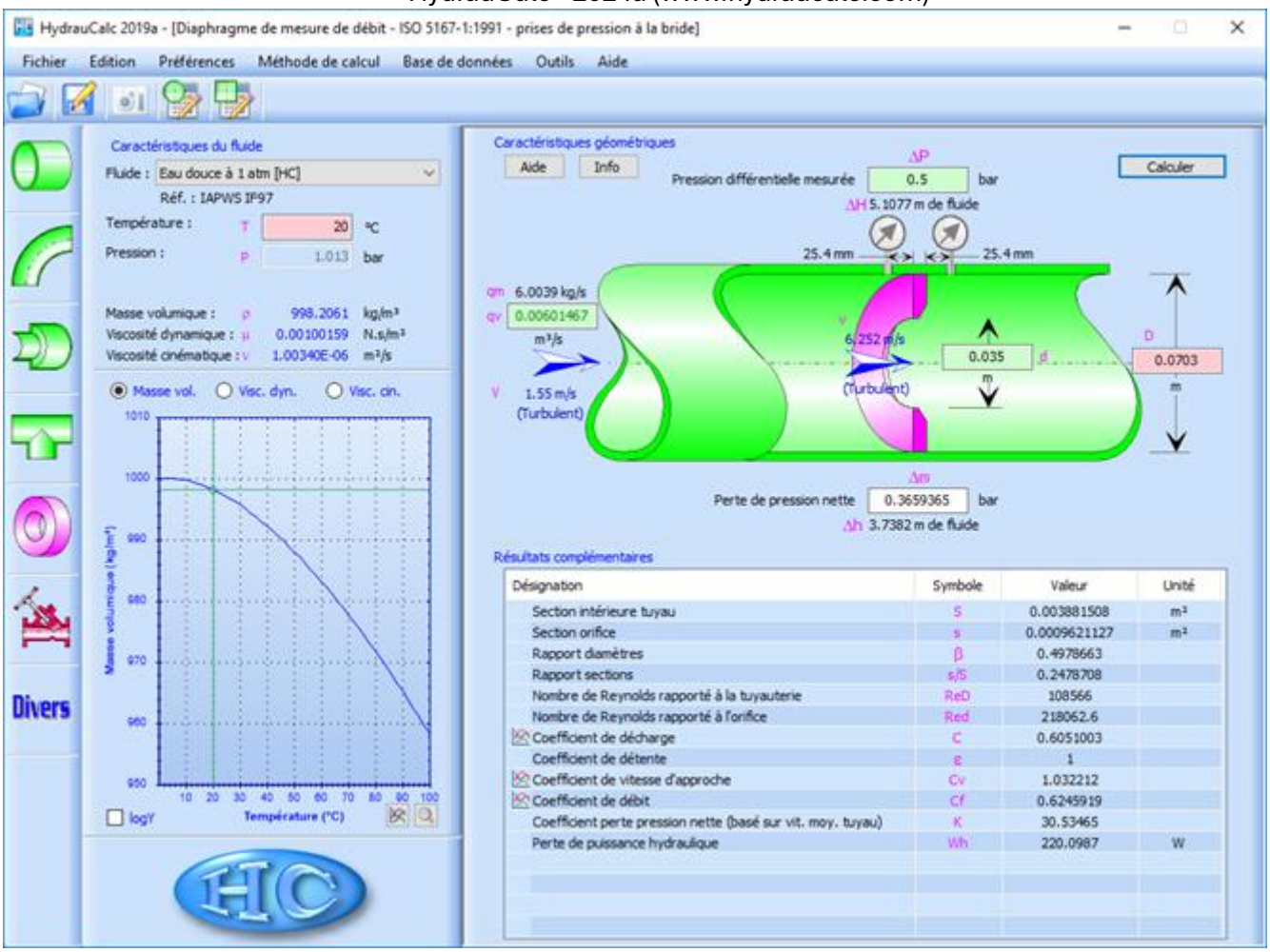
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi :

- $d > 12,5$ mm
- $50 \text{ mm} < D < 1\,000$ mm
- $0,2 < \beta < 0,75$
- $Re_D > 1260\,\beta^2\,D$
  où D est exprimé en millimètres

Exemple d'application :



Référence :

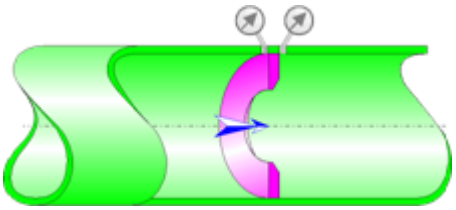
[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.1.6 ISO 5167-1:1991 - Prises de pression dans les angles

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression dans les angles

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression dans les angles, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

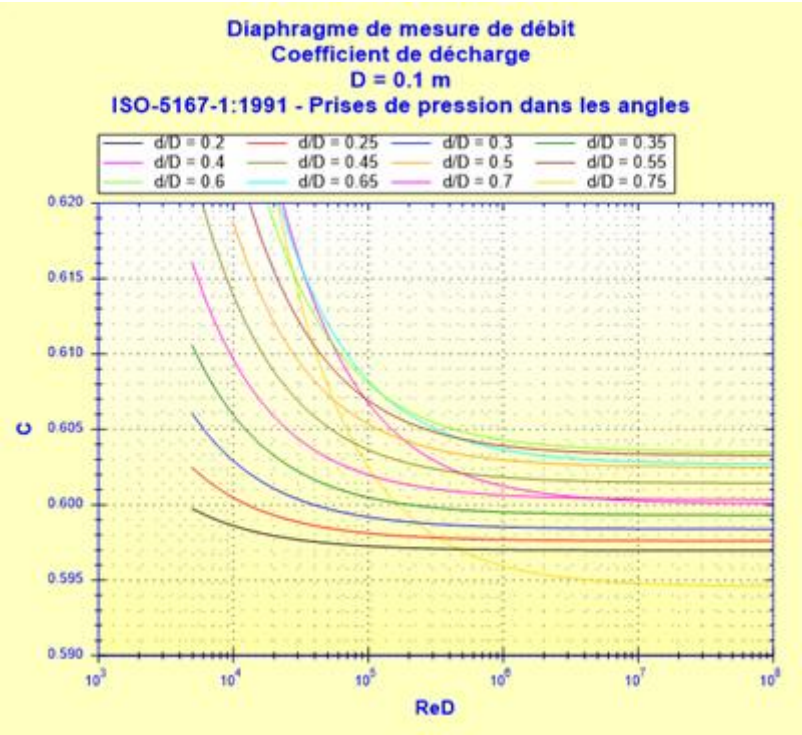
Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge (Equation de Stolz) :

$$C = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^{8} + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.75} + 0.09 \cdot L_1 \cdot \beta^4 \cdot \left(1-\beta^4\right)^{-1} - 0.0337 \cdot L'_2 \cdot \beta^3$$

([1] § 8.3.2.1)



avec D = 100 mm

Les valeurs de L_1 et de L'_2 à utiliser dans ces équations sont les suivantes :

$$L_1 = L'_2 = 0$$

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

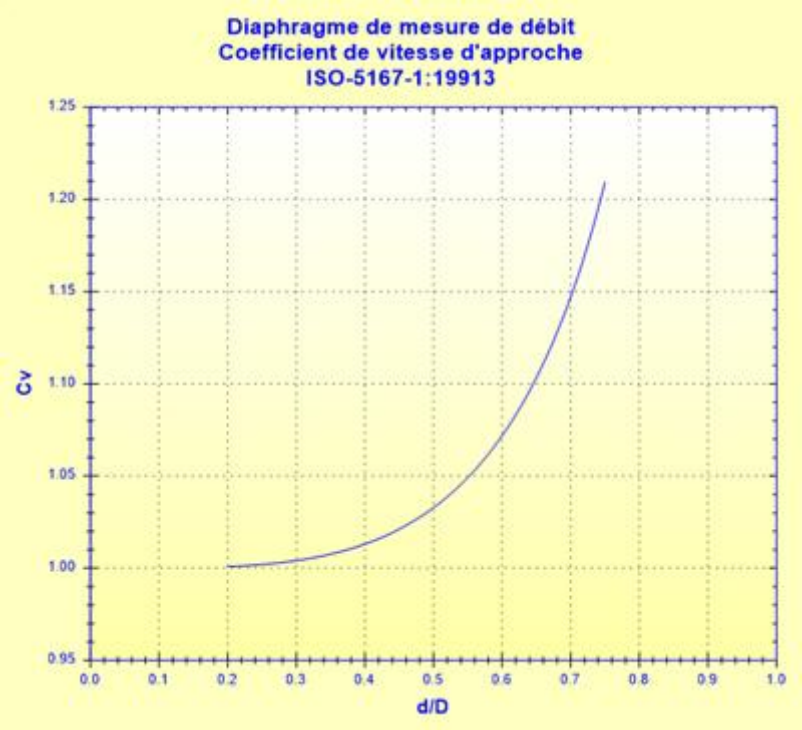
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] § 5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] § 5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

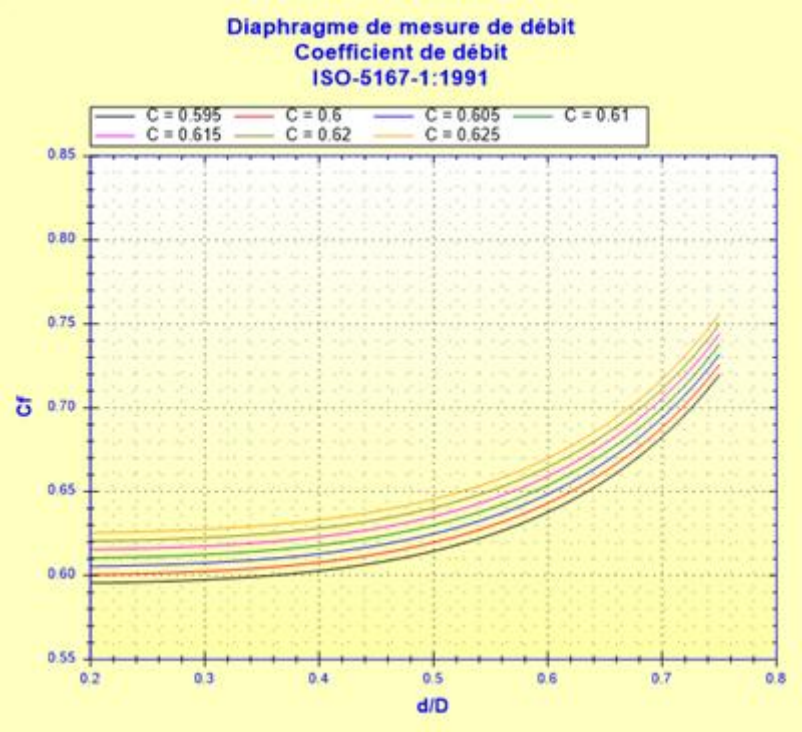
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.4)

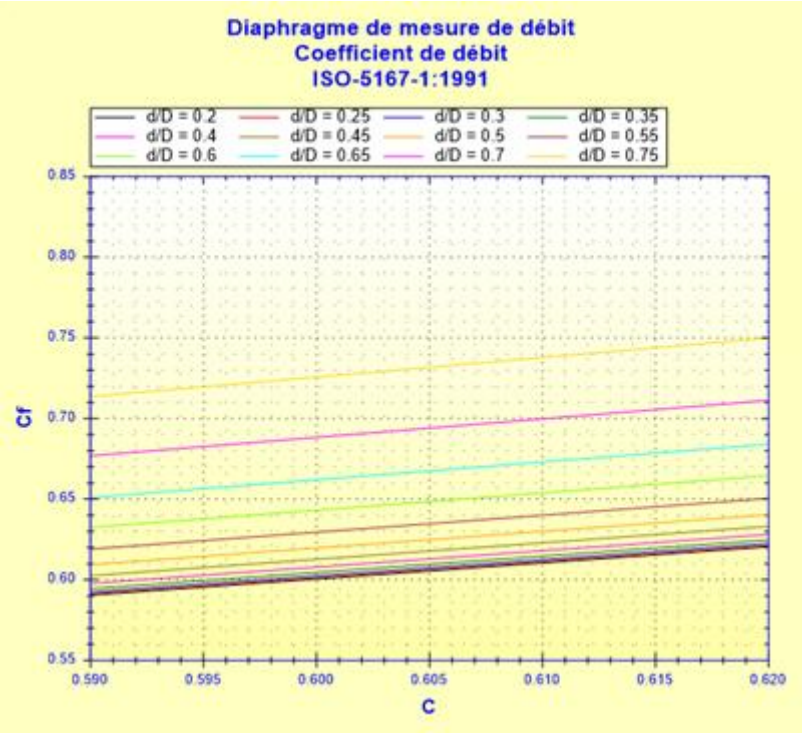


Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)





Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] § 8.4.1)

Coefficient de perte de pression du diaphragme (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

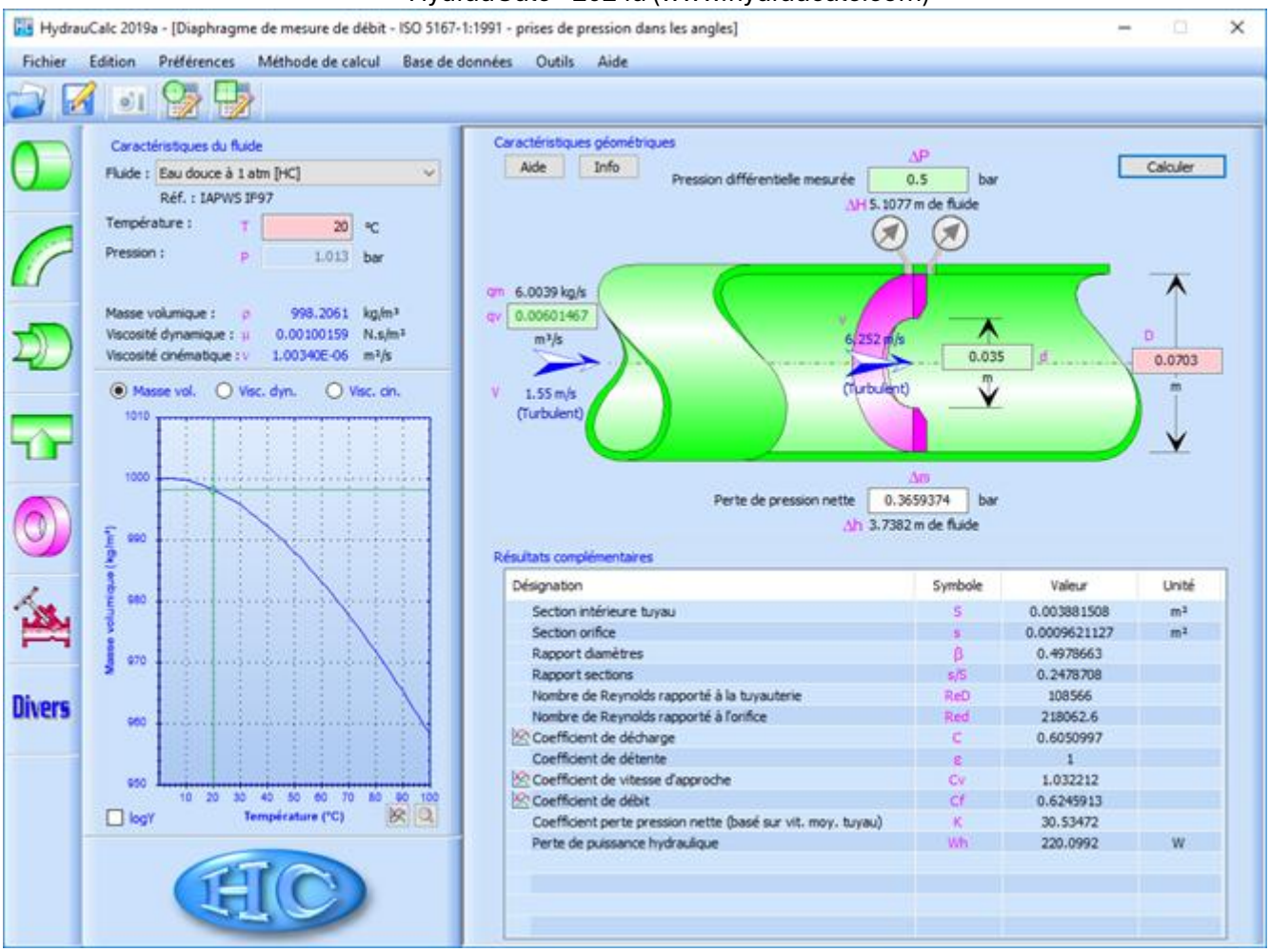
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
L_1	Éloignement relatif de la prise de pression amont à partir de la face amont ()

L'_2	Éloignement relatif de la prise de pression aval à partir de la face aval ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
$\Delta\varpi$	Perte de pression nette (Pa)
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
K	Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δh	Perte de charge de fluide nette (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m³)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m²/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s²)

Limite d'emploi :

- $d > 12{,}5$ mm
- $50 \text{ mm} < D < 1\,000$ mm
- $0{,}2 < \beta < 0{,}75$
- $Re_D > 5\,000$ pour $0.2 < \beta < 0.45$
- $Re_D > 10\,000$ pour $\beta > 0.45$

Exemple d'application :



Référence :

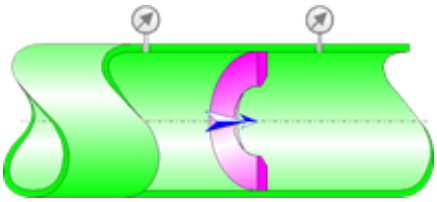
[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.1.7 CRANE - prises de pression à D et à D/2

Diaphragme de mesure de débit à bords effilés

Prises de pression à D et à D/2

(CRANE)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un diaphragme de mesure de débit à bords effilés avec prises de pression à D et D/2, conformément au document de référence [1].

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

Nombre de Reynolds dans le tuyau :

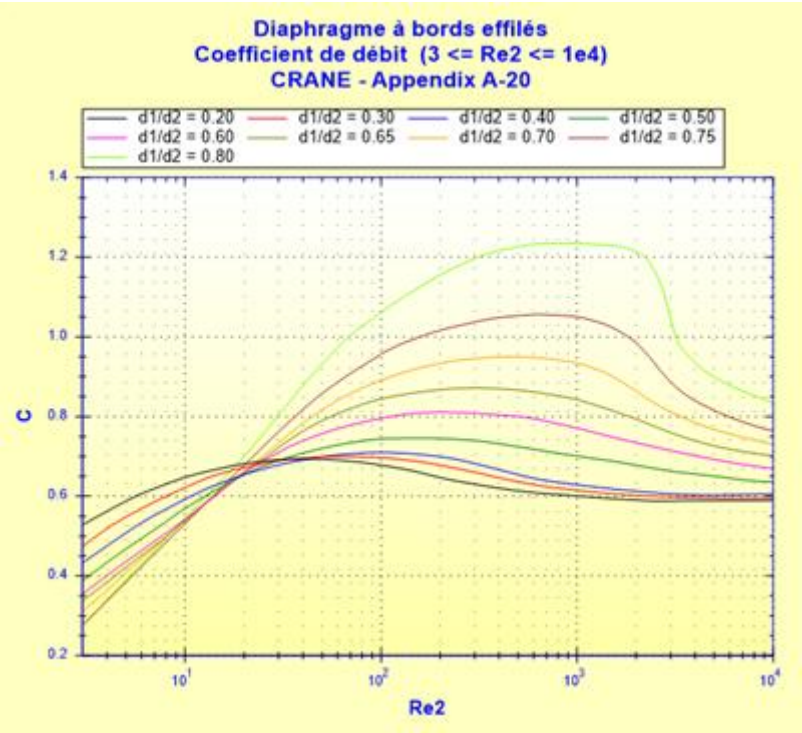
$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de débit :

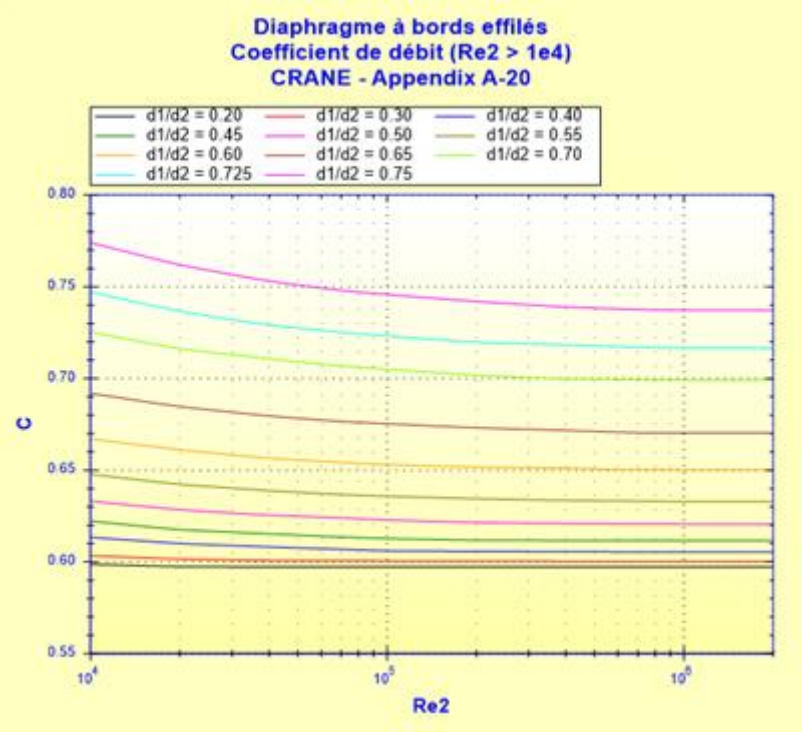
$$C = f\left(\mathrm{Re}_2, \frac{D_1}{D_2}\right)$$

([1] appendix A-20)

- $3 \leq \mathrm{Re}_2 \leq 10^4$



- $\mathrm{Re}_2 > 10^4$

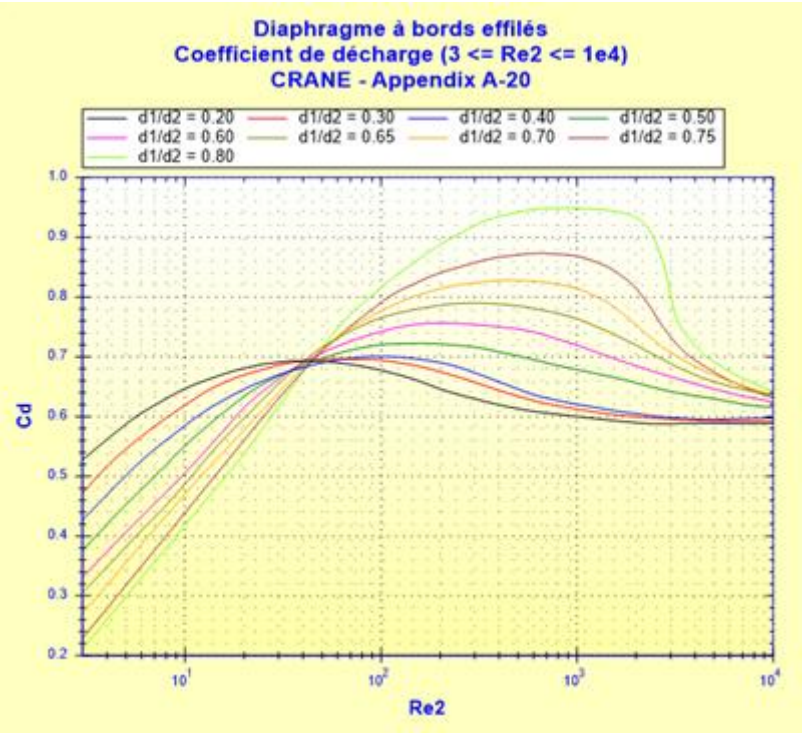


Coefficient de décharge :

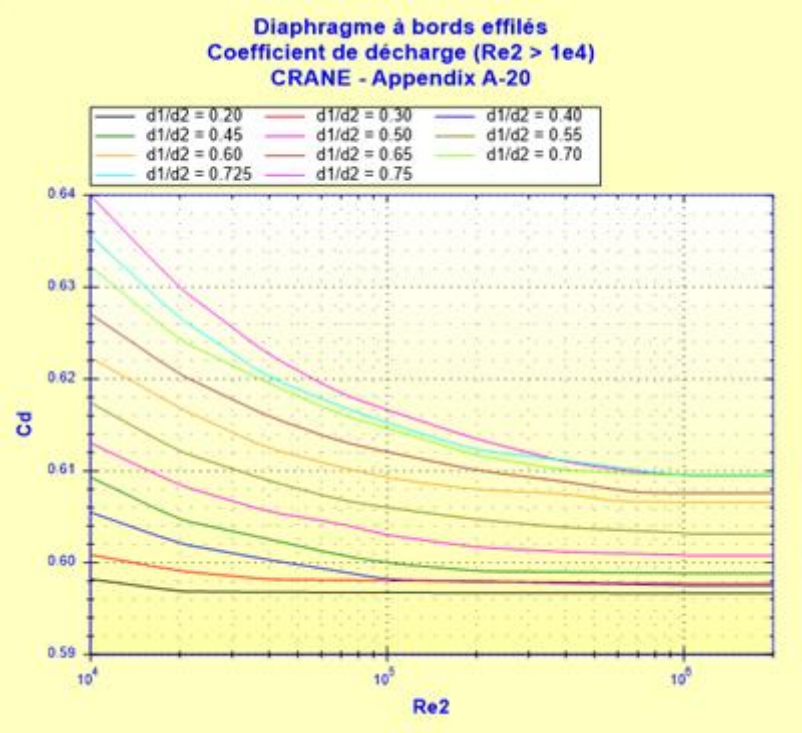
$$C_d = C \cdot \sqrt{1-\beta^4}$$

([1] appendix A-20)

■ $3 \leq Re_2 \leq 10^4$

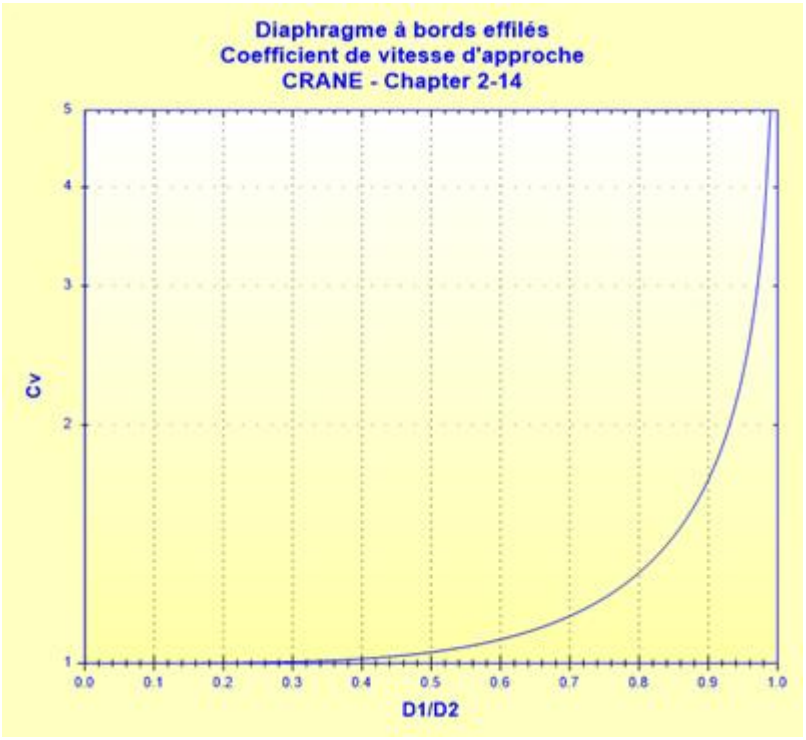


■ $Re_2 > 10^4$



Coefficient de de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] 2-14)



Débit volumique (m^3/s) :

$$q = A_1 \cdot C \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

([1] Equation 2-23)

Débit massique (kg/s) :

$$w = q \cdot \rho$$

Coefficient de résistance de l'orifice (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K_o = \frac{1 - \beta^2}{C^2 \cdot \beta^4}$$

([1] appendix A-20)

Perte de pression nette (Pa) :

$$\Delta \varpi = K_o \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = K_o \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta w \cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de l'orifice (m)
D_2	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
A_1	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_2	Section de passage du tuyau (m^2)
v_1	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

C Coefficient de débit ()

C_d Coefficient de décharge ()

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

q Débit volumique (m^3/s)

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

w Débit massique (kg/s)

K_o Coefficient de résistance de l'orifice (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

$\Delta\varpi$ Perte de pression nette (Pa)

Δh Perte de charge de fluide nette (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Notation des équations selon les sources.

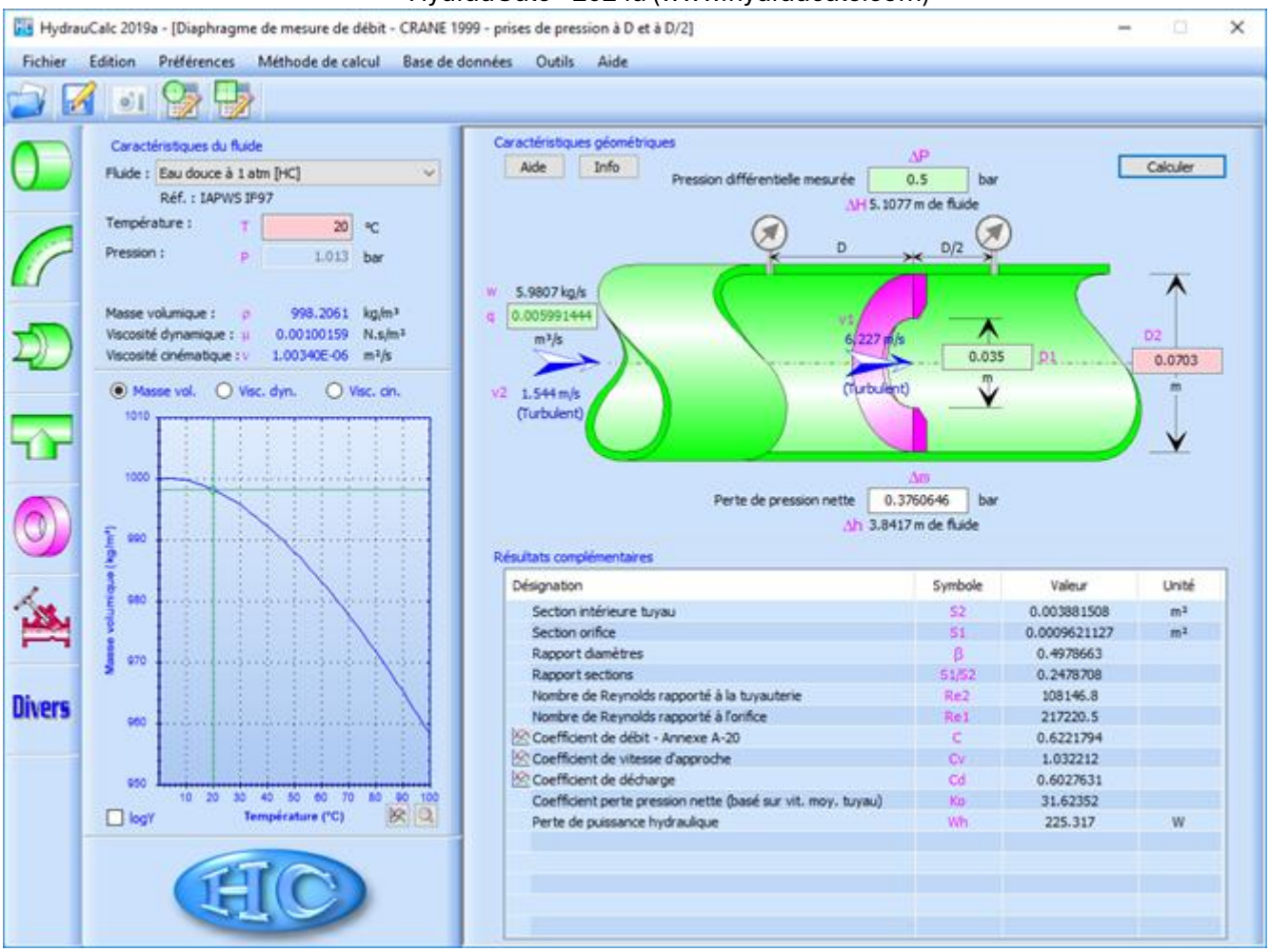
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

nota: 1) pour des nombres de Reynolds "Re_2" compris entre 3 and 10^4, et des rapports de diamètres "D_1/ D_2" inférieurs à 0,2 ou supérieurs à 0.8, le coefficient de débit "*C*" est extrapolé

2) pour des nombres de Reynolds "Re_2" compris entre 10^4 et 2.10^6, et des rapports de diamètres "D_1/ D_2" inférieurs à 0,2 ou supérieurs à 0.75, le coefficient de débit "*C*" est extrapolé

Exemple d'application :

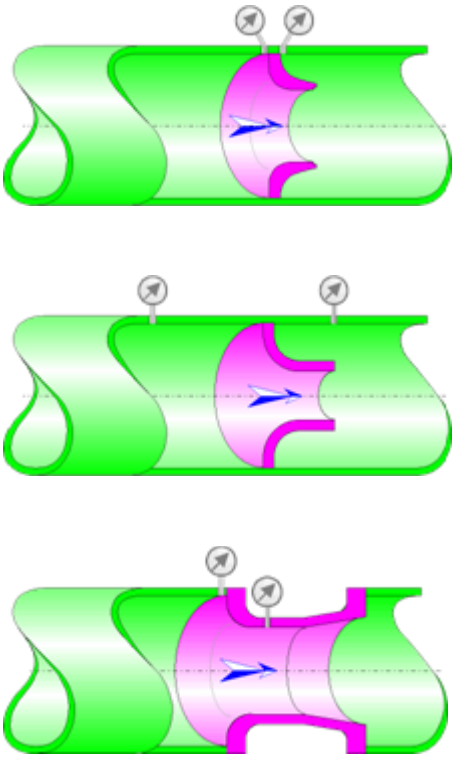


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

2.9.2 Tuyère et Venturi-tuyère de mesure de débit

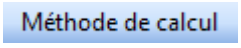
Tuyères et Venturi-tuyères



Pour déterminer l'écoulement d'un fluide dans une tuyère ou Venturi-tuyère de mesure de débit, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les trois documents de référence suivants :

- ISO 5167:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
  Partie 1 : Principes généraux et exigences générales
  Partie 3 : Tuyères et Venturi-Tuyères
- ISO 5167:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes
- CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 - Edition 1999

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « ISO 5167-3:2003 – Tuyère ISA 1932 ».

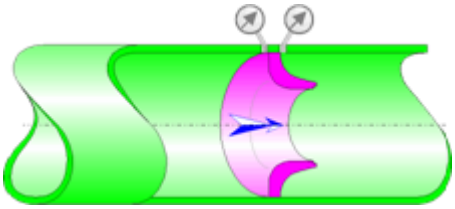


ISO5167-3:2003 - Tuyère ISA 1932
ISO5167-3:2003 - Tuyère à long rayon
ISO5167-3:2003 - Venturi-tuyère
ISO5167-1:1991 - Tuyère ISA 1932
ISO5167-1:1991 - Tuyère à long rayon
ISO5167-1:1991 - Venturi-tuyère
CRANE 1999 - Tuyère

2.9.2.1 ISO 5167-3:2003 - Tuyère ISA 1932

Tuyère ISA 1932

(ISO 5167-3:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une tuyère ISA 1932 de mesure de débit, conformément à la norme internationale « ISO 5167-3:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

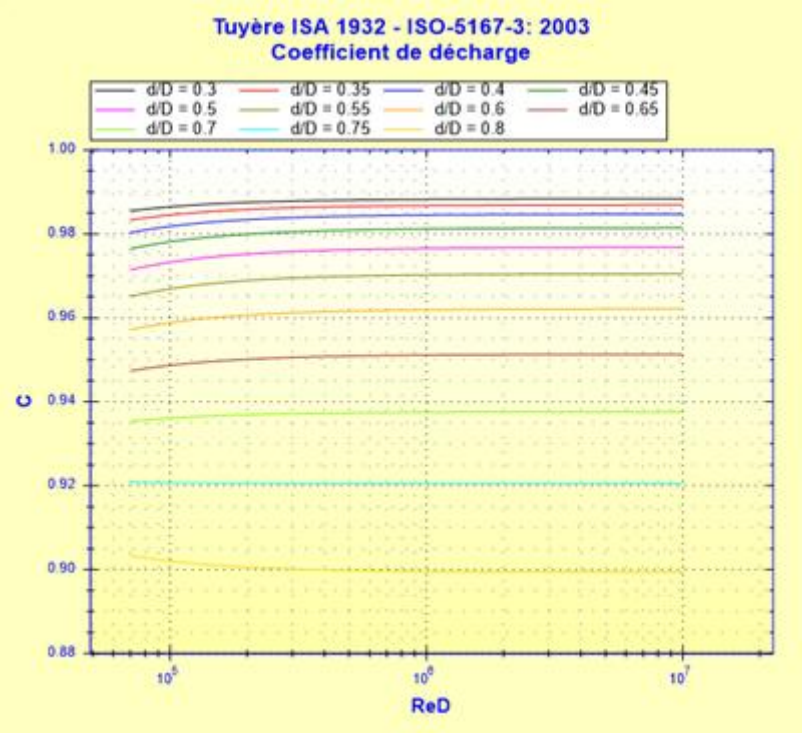
Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.99 - 0.2262 \cdot \beta^{4.1} - \left(0.00175 \cdot \beta^2 - 0.0033 \cdot \beta^{4.15}\right) \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{1.15}$$

([2] §5.1.6.2 éq. 3)



Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$

([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] §5.1 éq. 1 et [2] §4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

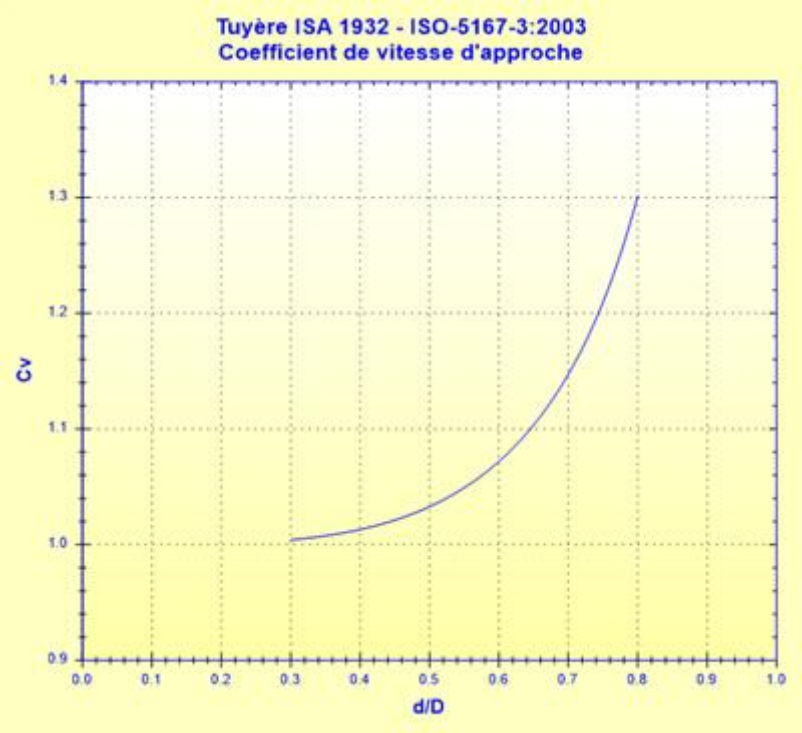
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] §5.1 éq. 3 et [2] §4 éq. 2))

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

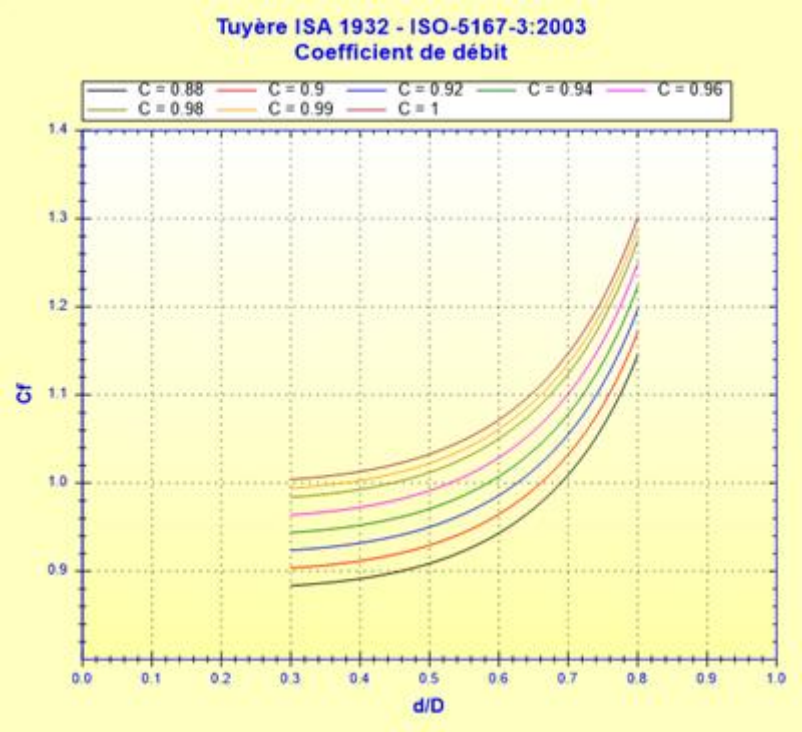
([1] §3.3.5)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)



Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] §5.1.8 éq. 5)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

([1] §5.1.8 éq. 7)

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
$\Delta\varpi$	Perte de pression nette (Pa)
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
K	Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δh	Perte de charge de fluide nette (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique nette (W)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([2] §5.1.6.1) **:**

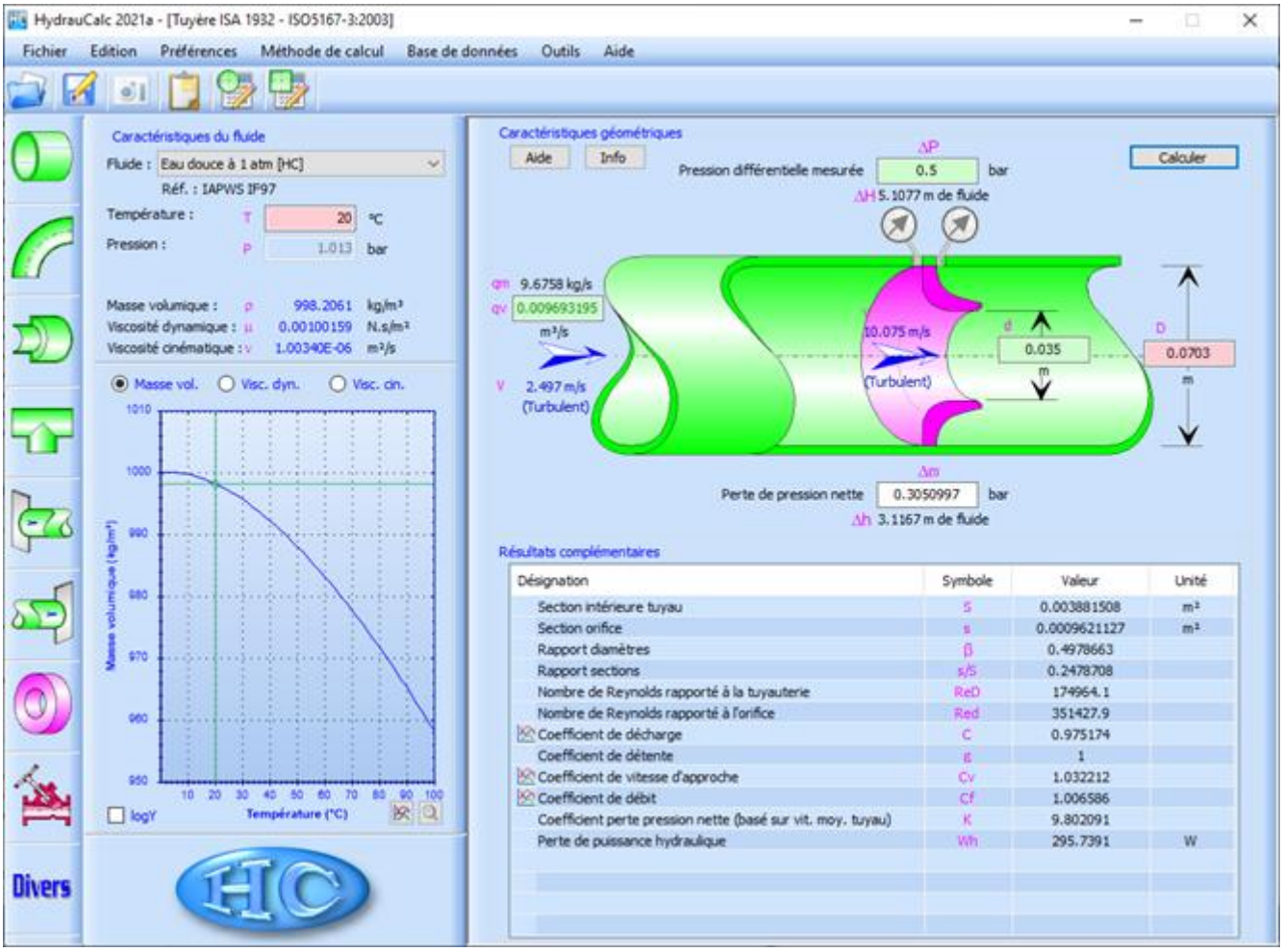
- $50\ mm \leq D \leq 500\ mm$

- $0,3 \leq \beta \leq 0,8$

  $0,3 \leq \beta < 0.44$ pour $7 \cdot 10^4 \leq Re_D \leq 10^7$

  $0,44 \leq \beta \leq 0.8$ pour $2 \cdot 10^4 \leq Re_D \leq 10^7$

Exemple d'application :



Référence :

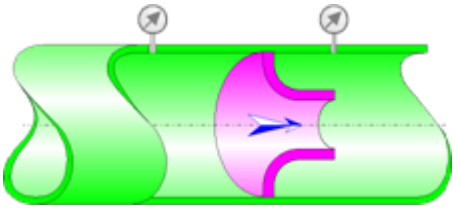
[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

[2] ISO 5167-3:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 3 : Tuyères et Venturi-tuyères

2.9.2.2 ISO 5167-3:2003 - Tuyère à long rayon

Tuyère à long rayon

(ISO 5167-3:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une tuyère à long rayon de mesure de débit, conformément à la norme internationale « ISO 5167-3:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

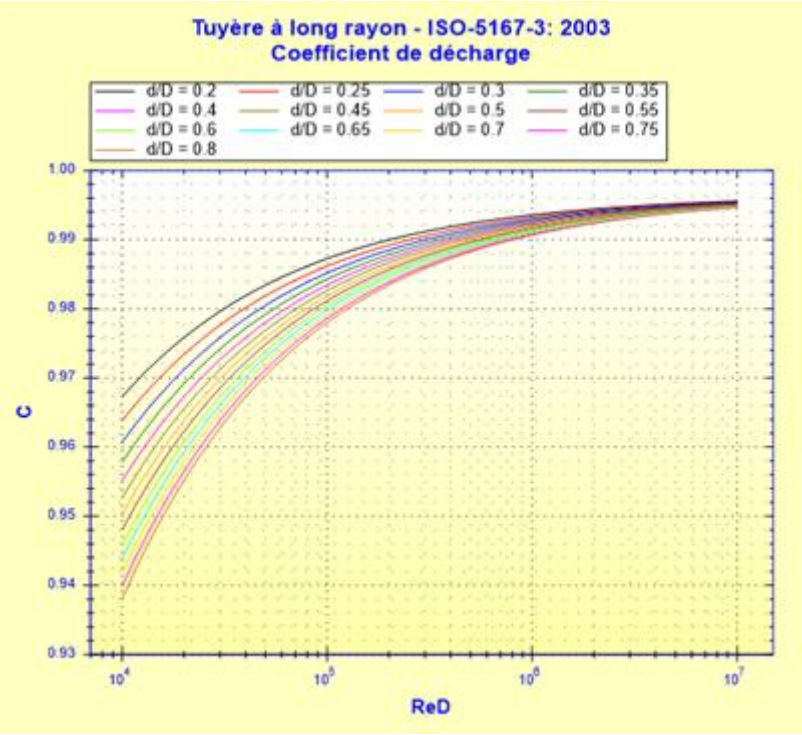
$$\mathrm{Re}_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.9965 - 0.00653 \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}}$$ ([2] §5.2.6.2 éq. 8)



Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] §5.1 éq. 1 et [2] §4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

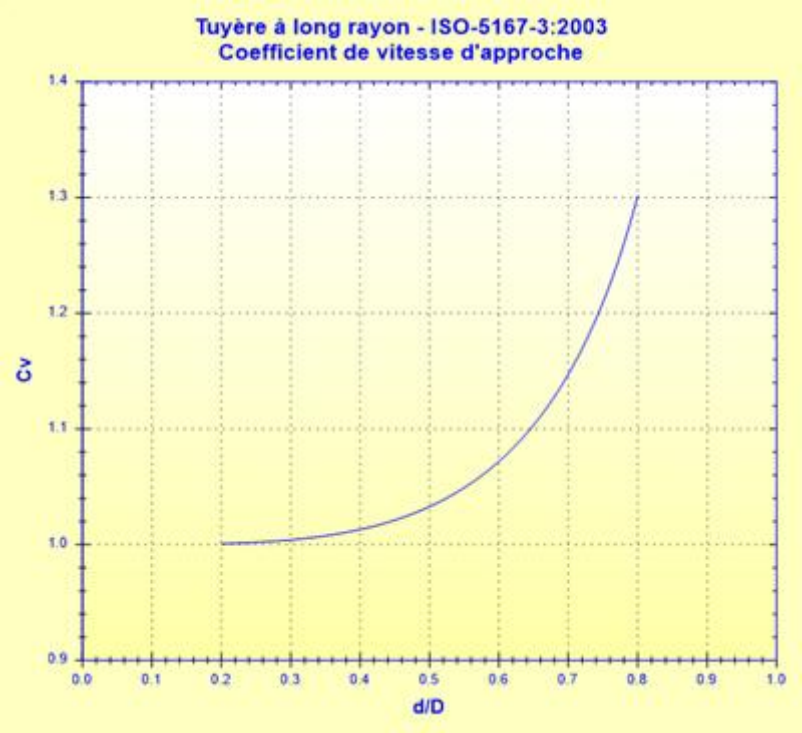
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] §5.1 éq. 3 et [2] §4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)

Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] §5.1.8 éq. 5)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

([1] §5.1.8 éq. 7)

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

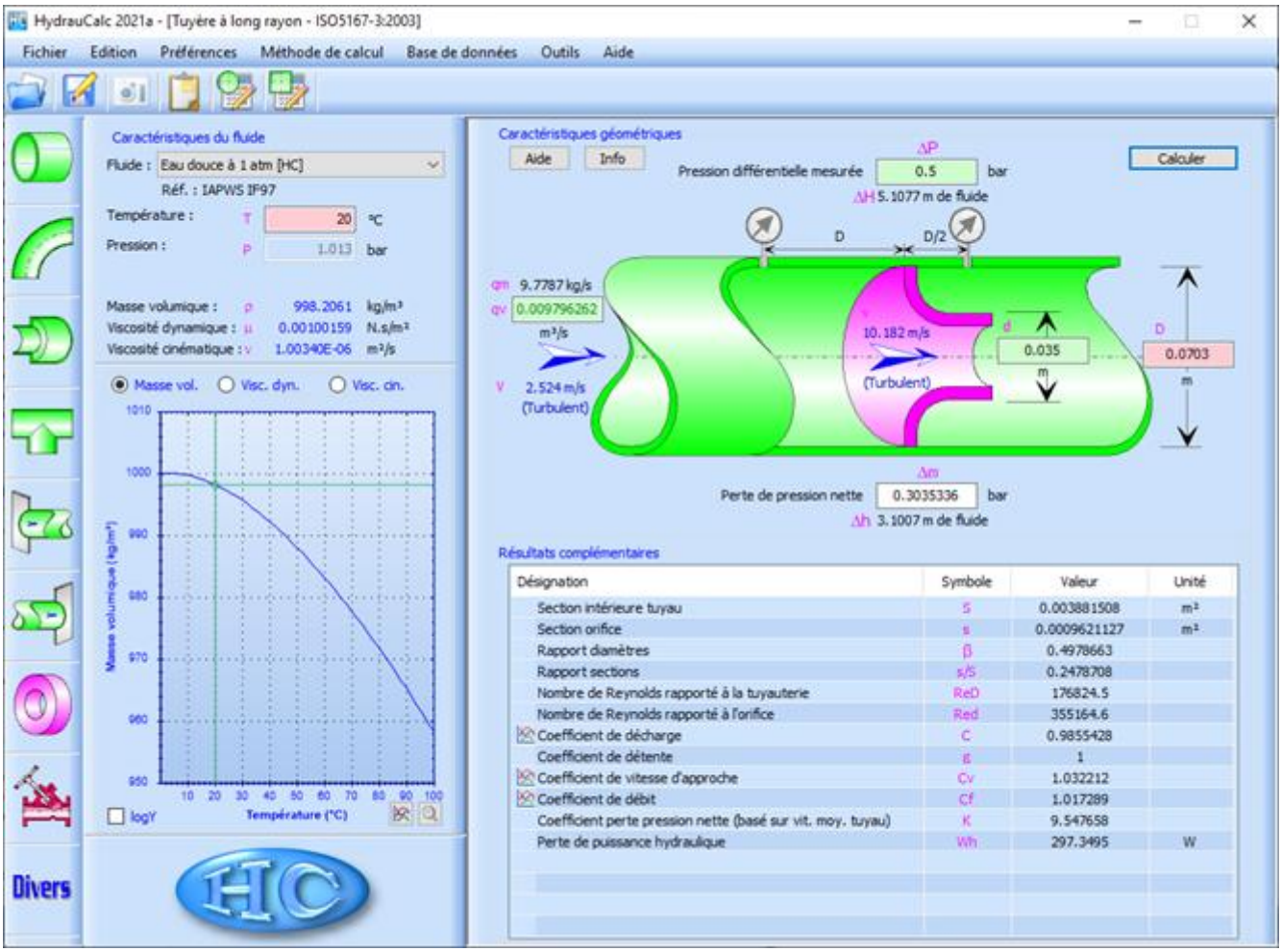
Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
$\Delta\varpi$	Perte de pression nette (Pa)
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
K	Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δh	Perte de charge de fluide nette (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique nette (W)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([2] §5.2.6.1) **:**

- $50\ mm \leq D \leq 630\ mm$
- $0,2 \leq \beta \leq 0,8$
- $10^4 \leq Re_D \leq 10^7$

Exemple d'application :



Référence :

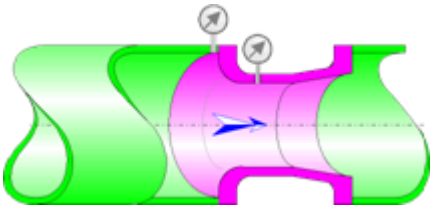
[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

[2] ISO 5167-3:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 3 : Tuyères et Venturi-tuyères

2.9.2.3 ISO 5167-3:2003 - Venturi-tuyère

Venturi-tuyère

(ISO 5167-3:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une Venturi-tuyère de mesure de débit, conformément à la norme internationale « ISO 5167-3:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

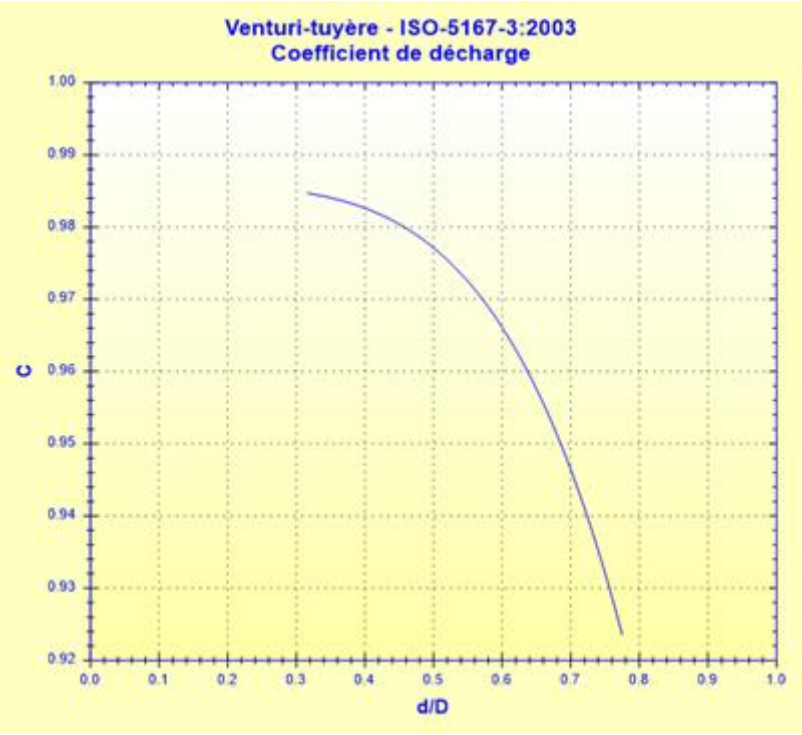
$$\mathrm{Re}_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.9858 - 0.196 \cdot \beta^{4.5}$$ ([2] § 5.3.4.2)



Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] §5.1 éq. 1 et [2] §4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

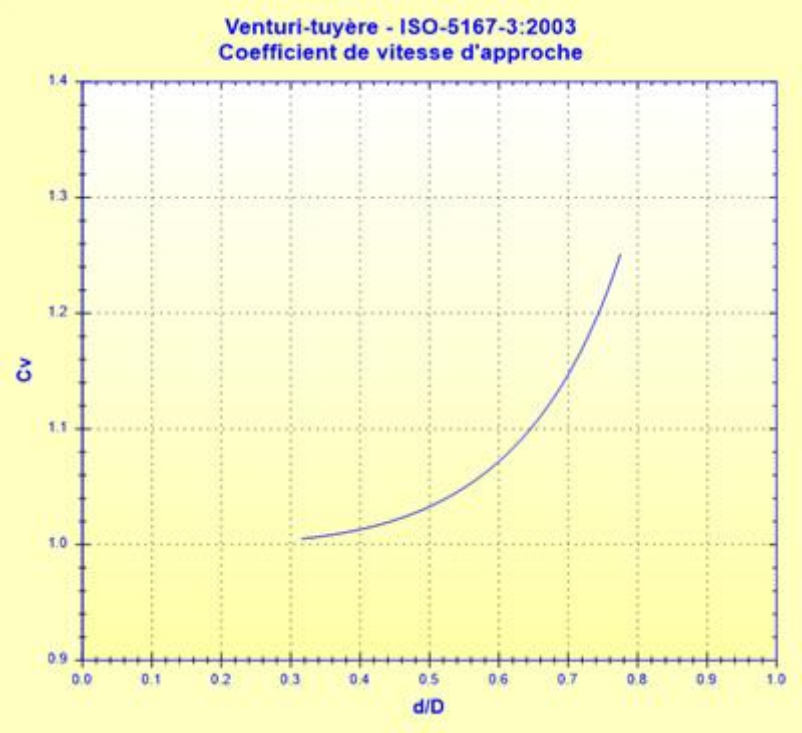
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] §5.1 éq. 3 et [2] §4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

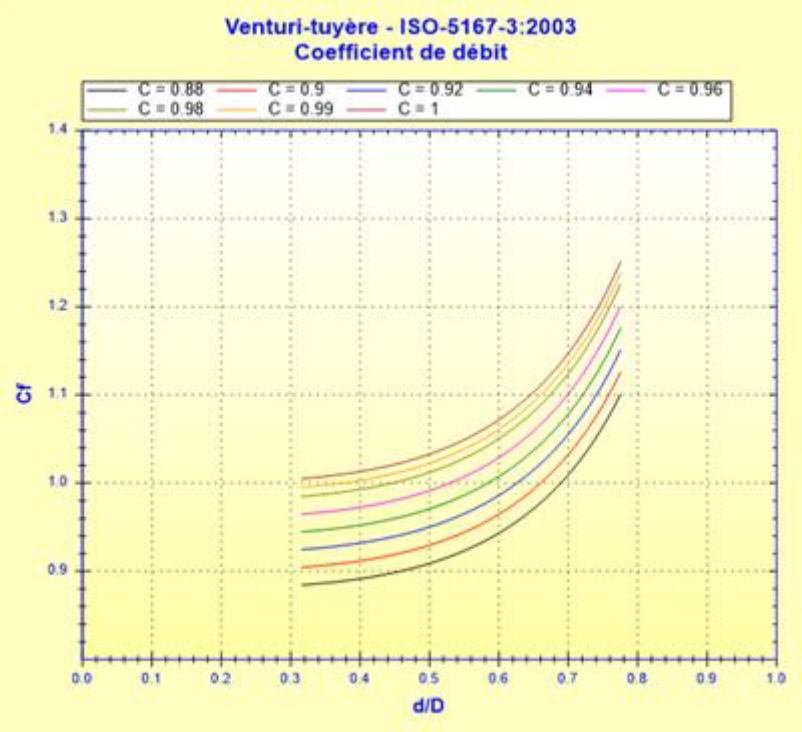
([1] §3.3.5)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [2]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()

C Coefficient de décharge ()

ε Coefficient de détente ()

q_m Débit massique (kg/s)

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

C_f Coefficient de débit ()

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

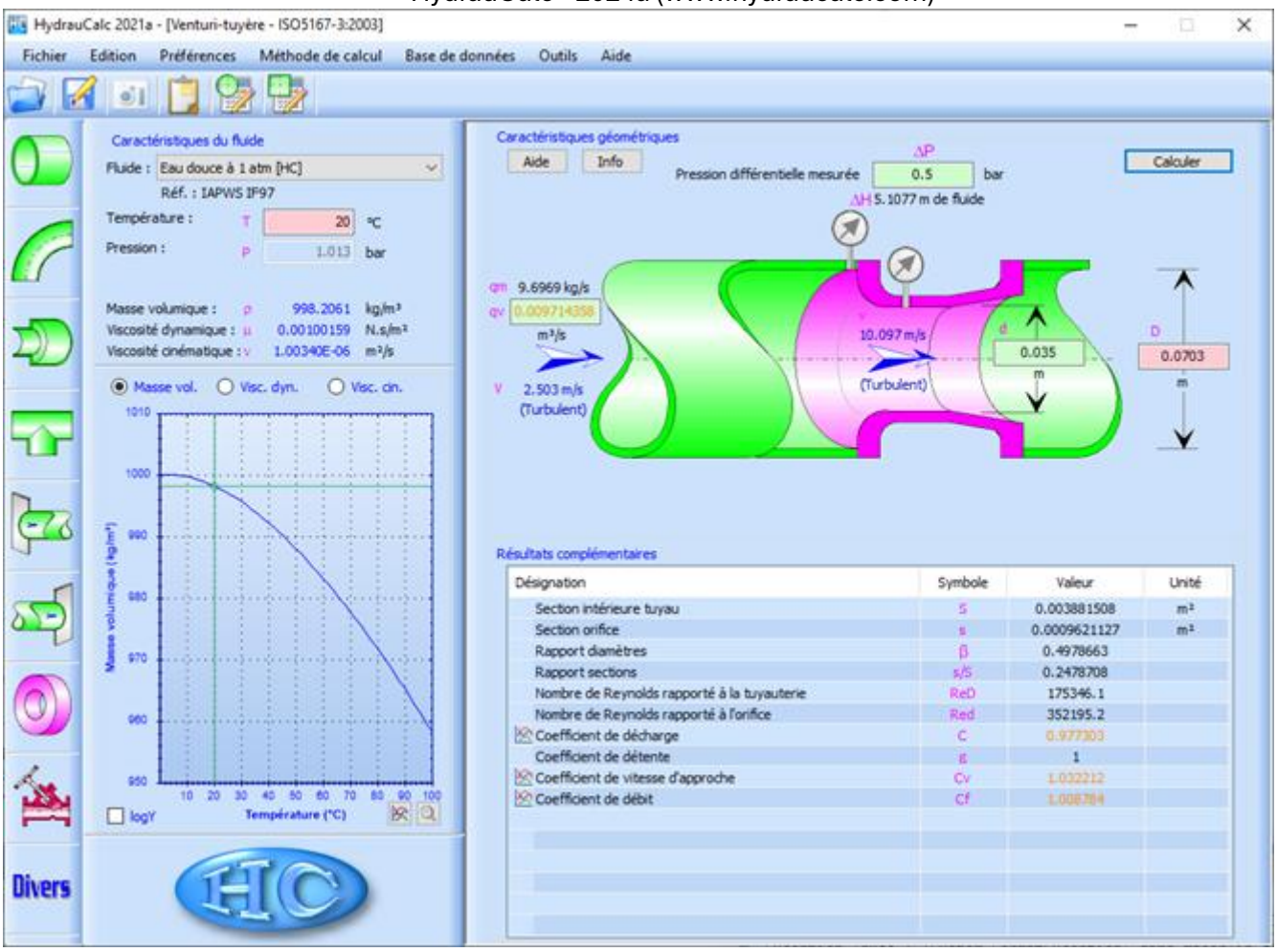
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi :

- $65\ mm \leq D \leq 500\ mm$
- $d \geq 50\ mm$
- $0.316 \leq \beta \leq 0.775$
- $1.5 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application ([2] §5.3.4.1) **:**



Référence :

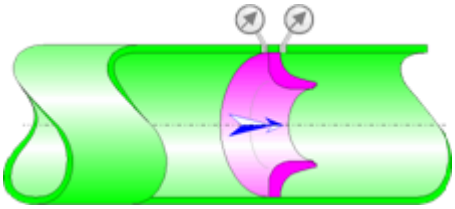
[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

[2] ISO 5167-3:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 3 : Tuyères et Venturi-tuyères

2.9.2.4 ISO 5167-1:1991 - Tuyère ISA 1932

Tuyère ISA 1932

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une tuyère ISA 1932 de mesure de débit, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

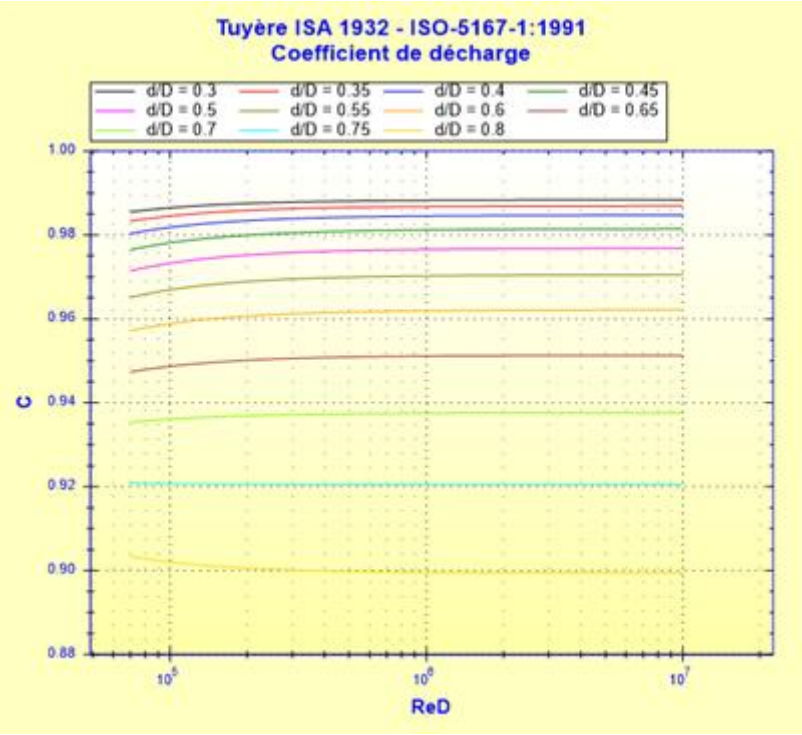
Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.99 - 0.2262 \cdot \beta^{4.1} - \left(0.00175 \cdot \beta^2 - 0.0033 \cdot \beta^{4.15}\right) \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{1.15}$$

([1] §9.1.6.2)



Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$

([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] §5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] §5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

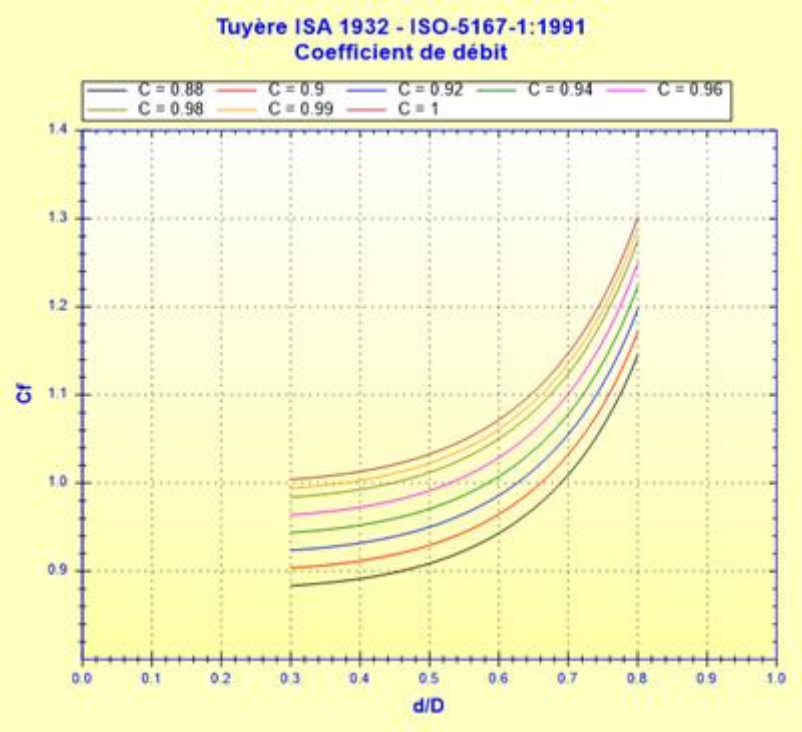
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)

Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)



Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] §8.4.1)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique nette (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
$\Delta\varpi$	Perte de pression nette (Pa)
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
K	Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δh	Perte de charge de fluide nette (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique nette (W)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([1] §9.1.6.1) **:**

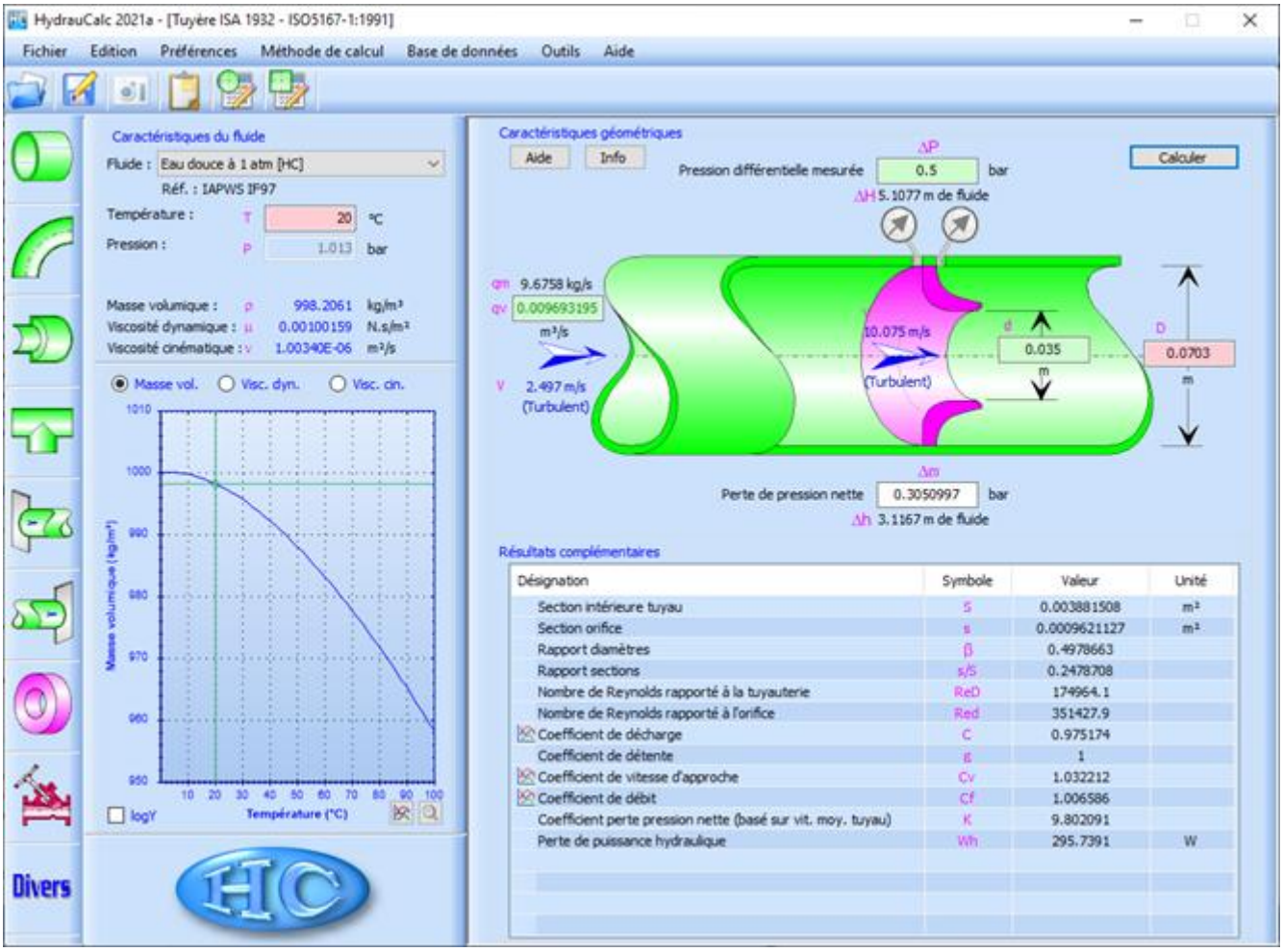
- $50\ mm \leq D \leq 500\ mm$

- $0,3 \leq \beta \leq 0,8$

  $0,3 \leq \beta < 0.44$ pour $7 \cdot 10^4 \leq Re_D \leq 10^7$

  $0,44 \leq \beta \leq 0.8$ pour $2 \cdot 10^4 \leq Re_D \leq 10^7$

Exemple d'application :



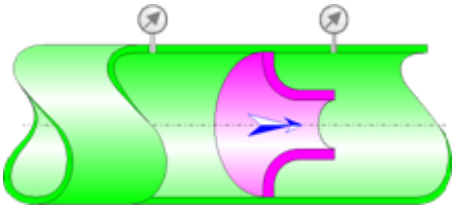
Référence :

[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.2.5 ISO 5167-1:1991 - Tuyère à long rayon

Tuyère à long rayon

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une tuyère à long rayon de mesure de débit, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

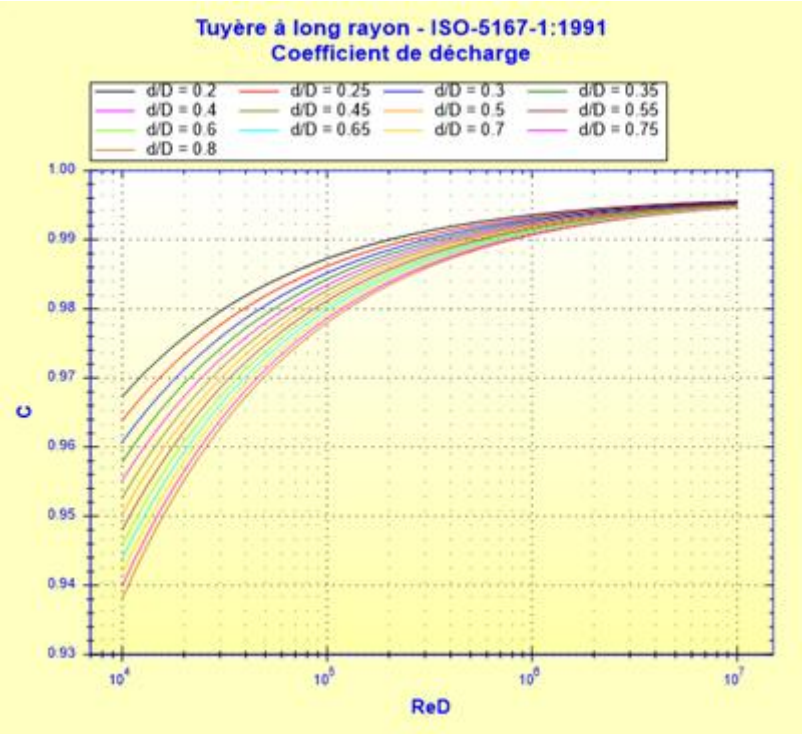
$$\mathrm{Re}_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.9965 - 0.00653 \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot \beta}{\mathrm{Re}_D}}$$ ([1] §9.2.6.2)



Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] §5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

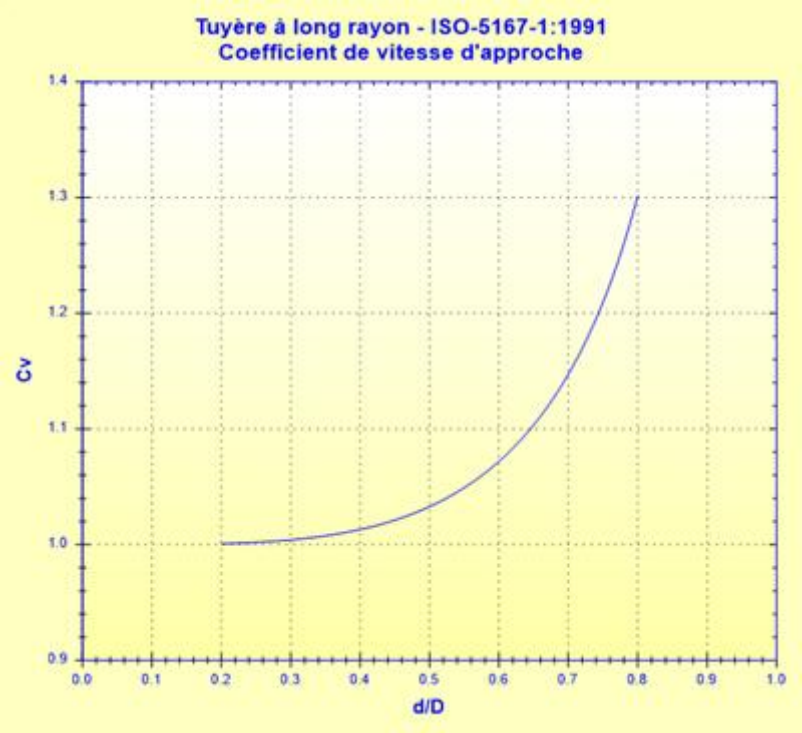
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] §5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)

Perte de pression nette :

$$\Delta\varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C\cdot\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C\cdot\beta^2}\cdot\Delta p$$

([1] §8.4.1)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta\varpi}{0.5\cdot\rho\cdot V^2}$$

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = \frac{\Delta\varpi}{\rho\cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta\varpi\cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho\cdot g}$$

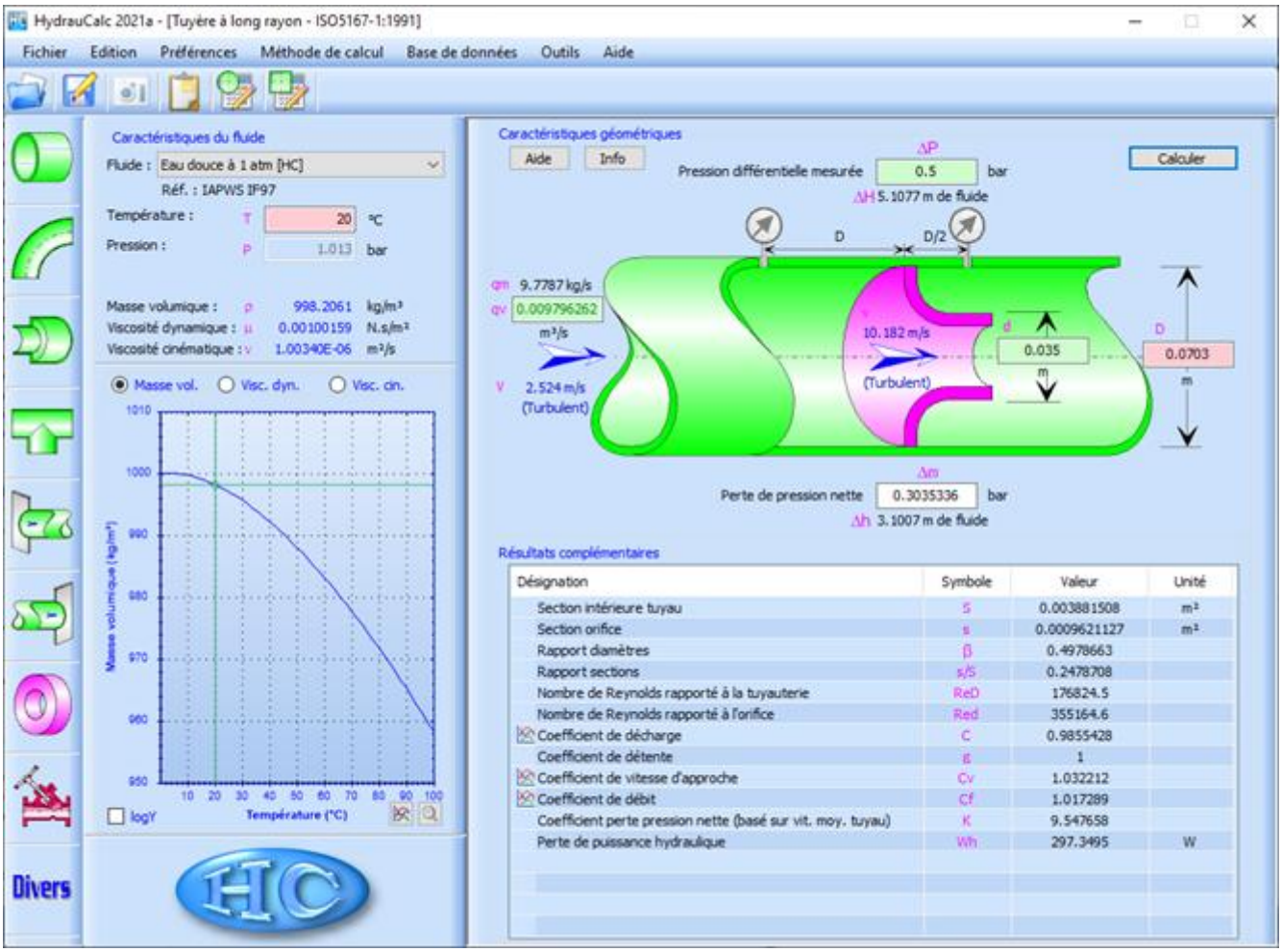
Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
$\Delta\varpi$	Perte de pression nette (Pa)
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
K	Coefficient de perte de pression nette (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()
Δh	Perte de charge de fluide nette (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique nette (W)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([1] §9.2.6.1) **:**

- $50\ mm \leq D \leq 630\ mm$
- $0,2 \leq \beta \leq 0,8$
- $10^4 \leq Re_D \leq 10^7$

Exemple d'application :



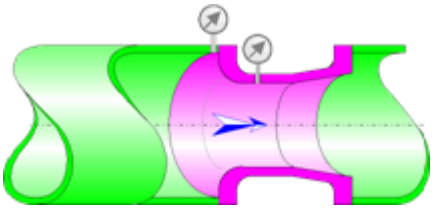
Référence :

[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.2.6 ISO 5167-1:1991 - Venturi-tuyère

Venturi-tuyère

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une Venturi-tuyère de mesure de débit, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

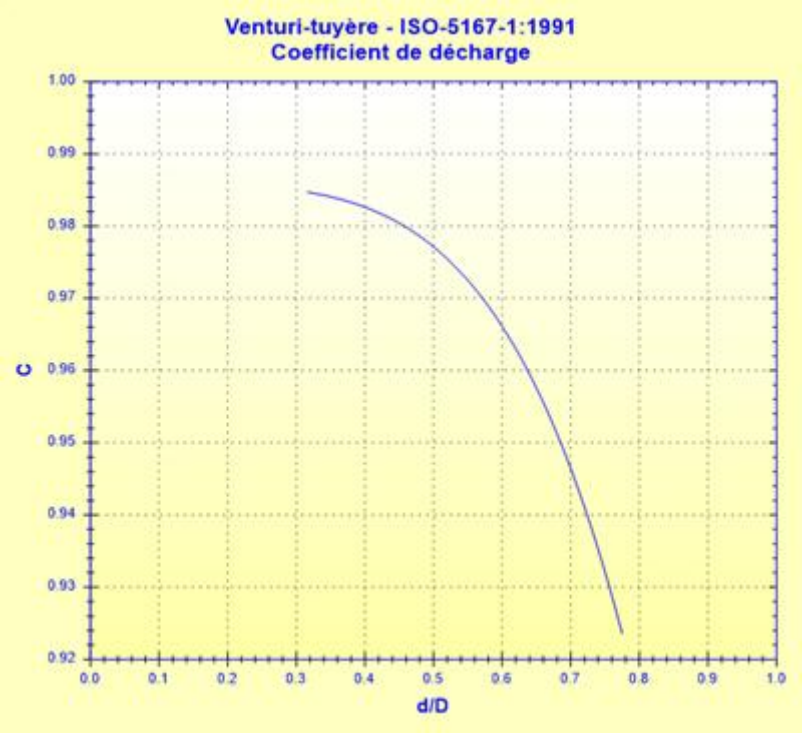
$$\mathrm{Re}_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.9858 - 0.196 \cdot \beta^{4.5}$$ ([1] §10.2.4.2)



Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$

([1] §5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

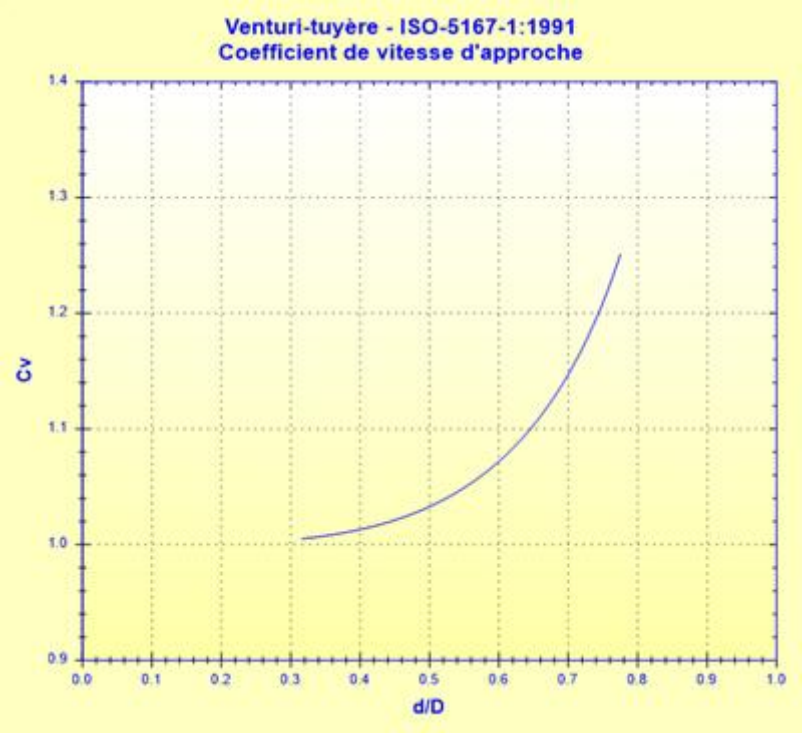
$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

([1] §5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

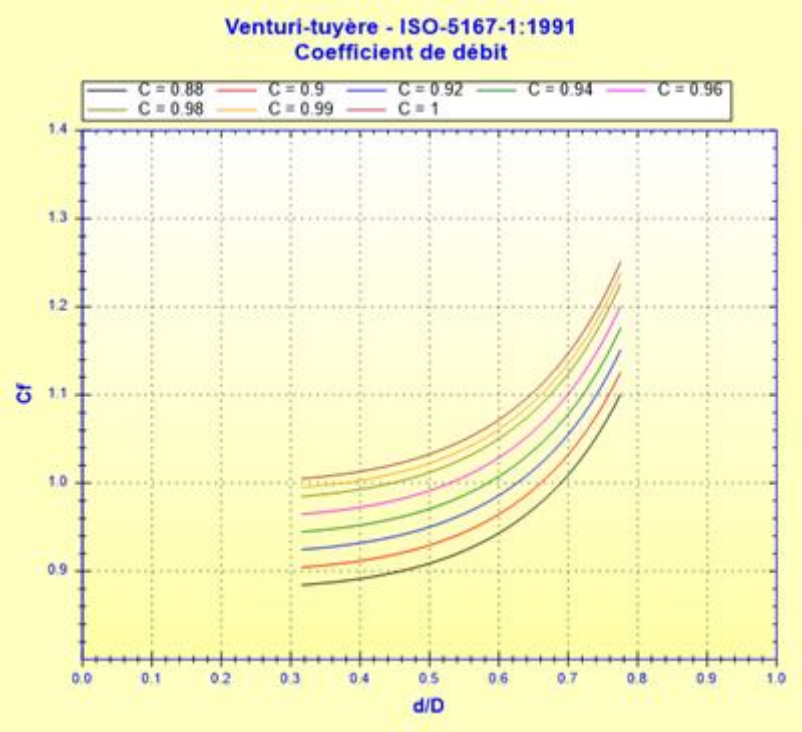
([1] §3.3.4)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [1]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

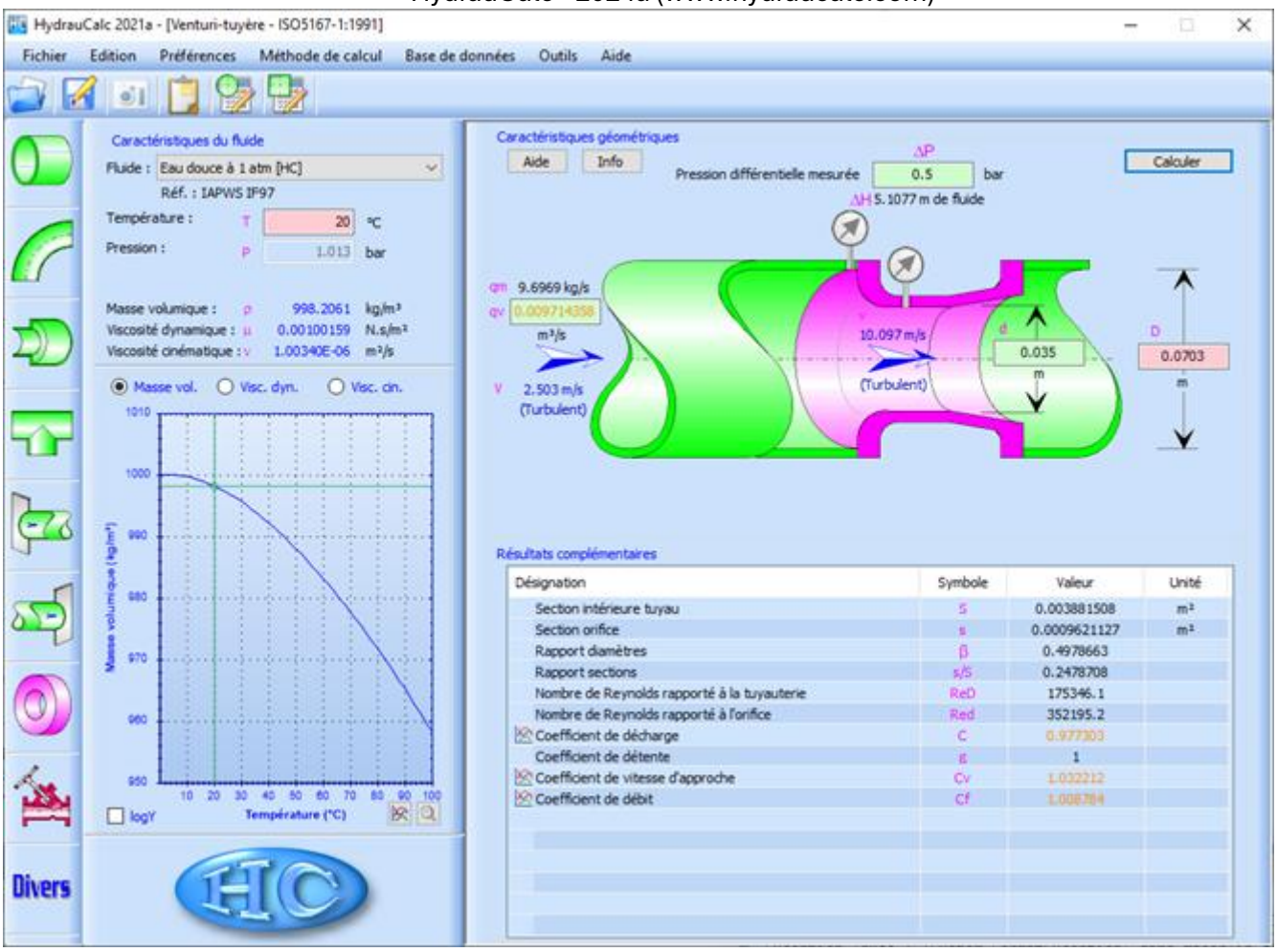
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()

C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m³)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m²/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s²)

Limite d'emploi ([1] §10.2.4.1) **:**

- $65\ mm \leq D \leq 500\ mm$
- $d \geq 50\ mm$
- $0.316 \leq \beta \leq 0.775$
- $1.5 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

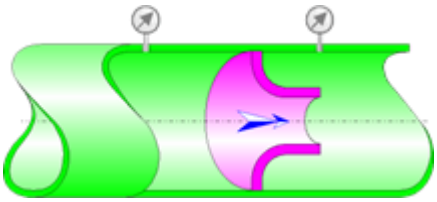
[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.2.7 CRANE - Tuyère

Tuyère à long rayon

Prises de pression à D et à D/2

(CRANE)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans une tuyère à long rayon de mesure de débit avec prises de pression à D et D/2, conformément au document de référence [1].

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{D_1}{D_2}$$

Aire de la section de l'orifice (m^2) :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

Aire de la section du tuyau (m^2) :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v_1 = \frac{q}{A_1}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$v_2 = \frac{q}{A_2}$$

Nombre de Reynolds dans l'orifice :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

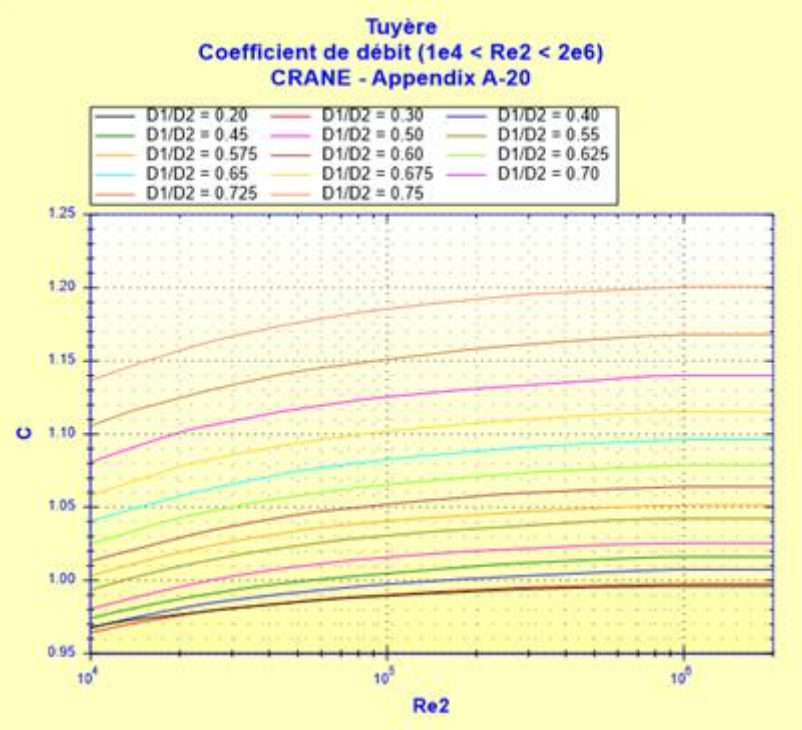
Nombre de Reynolds dans le tuyau :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de débit :

$$C = f\left(\mathrm{Re}_2, \frac{D_1}{D_2}\right)$$

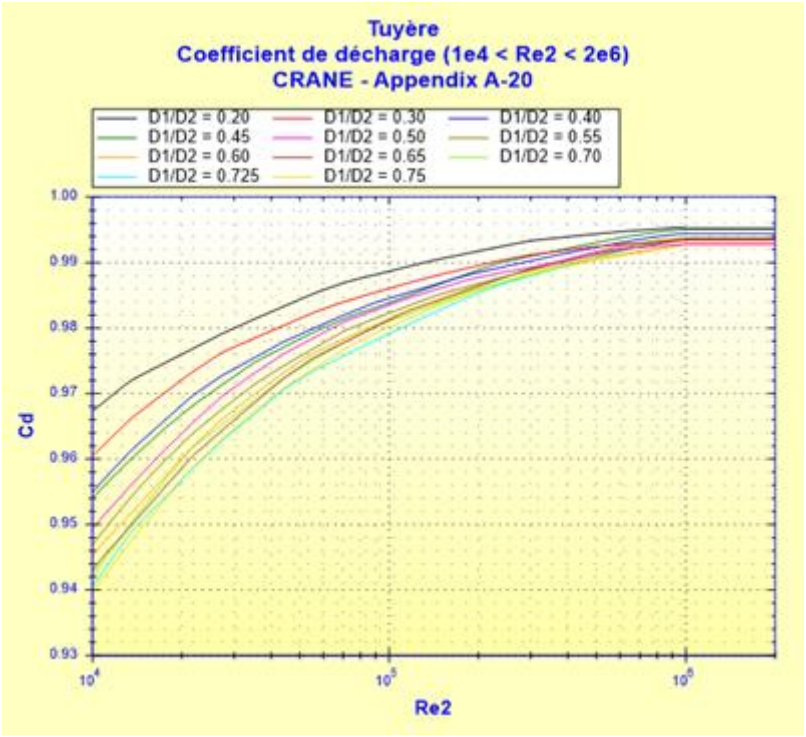
([1] appendix A-20)



Coefficient de décharge :

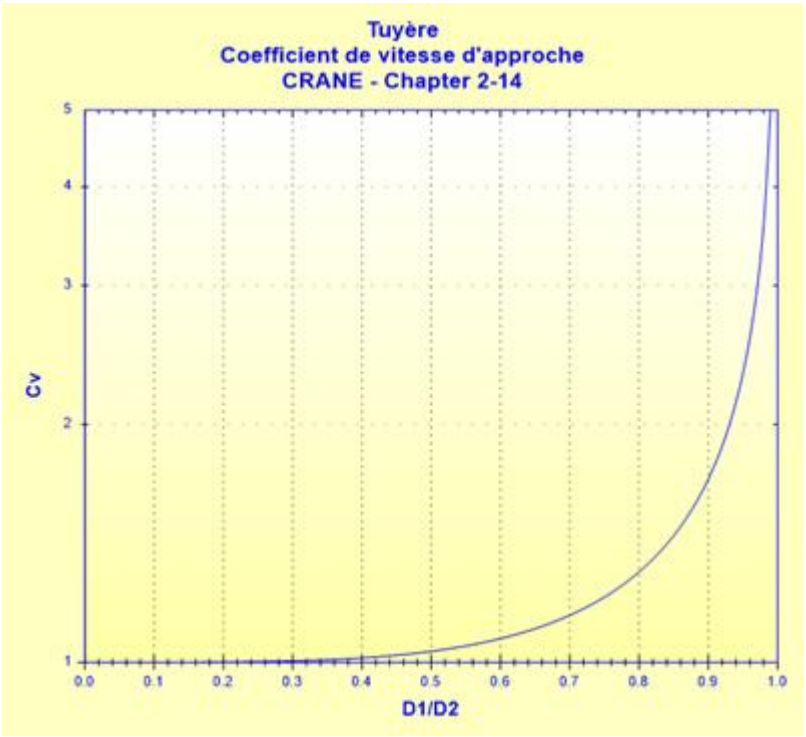
$$C_d = C \cdot \sqrt{1 - \beta^4}$$

([1] appendix A-20)



Coefficient de vitesse d'approche :

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] 2-14)



Débit volumique (m^3/s) :

$$q = A_1 \cdot C \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$ ([1] Equation 2-23)

Débit massique (kg/s) :

$$w = q \cdot \rho$$

Perte de pression nette :

$$\Delta \varpi = \frac{\sqrt{1-\beta^4} - C \cdot \beta^2}{\sqrt{1-\beta^4} + C \cdot \beta^2} \cdot \Delta p$$ ([2] § 5.1.8)

Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) :

$$K = \frac{\Delta \varpi}{0.5 \cdot \rho \cdot V^2}$$ ([2] § 5.1.8)

Perte de charge de fluide nette (m) :

$$\Delta h = K_o \cdot \frac{{v_2}^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta w \cdot q$$

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_1	Diamètre de l'orifice (m)
D_2	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
A_1	Section de passage de l'orifice (m^2)
A_2	Section de passage du tuyau (m^2)
q	Débit volumique (m^3/s)

v_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans l'orifice ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans le tuyau ()

C Coefficient de débit ()

C_d Coefficient de décharge ()

C_v Coefficient de vitesse d'approche ()

ΔP Pression différentielle mesurée (Pa)

w Débit massique (kg/s)

$\Delta \varpi$ Perte de pression nette (Pa)

K_o Coefficient de résistance (basé sur la vitesse moyenne dans le tuyau) ()

Δh Perte de charge de fluide nette (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ΔH Perte de charge de fluide mesurée (m)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

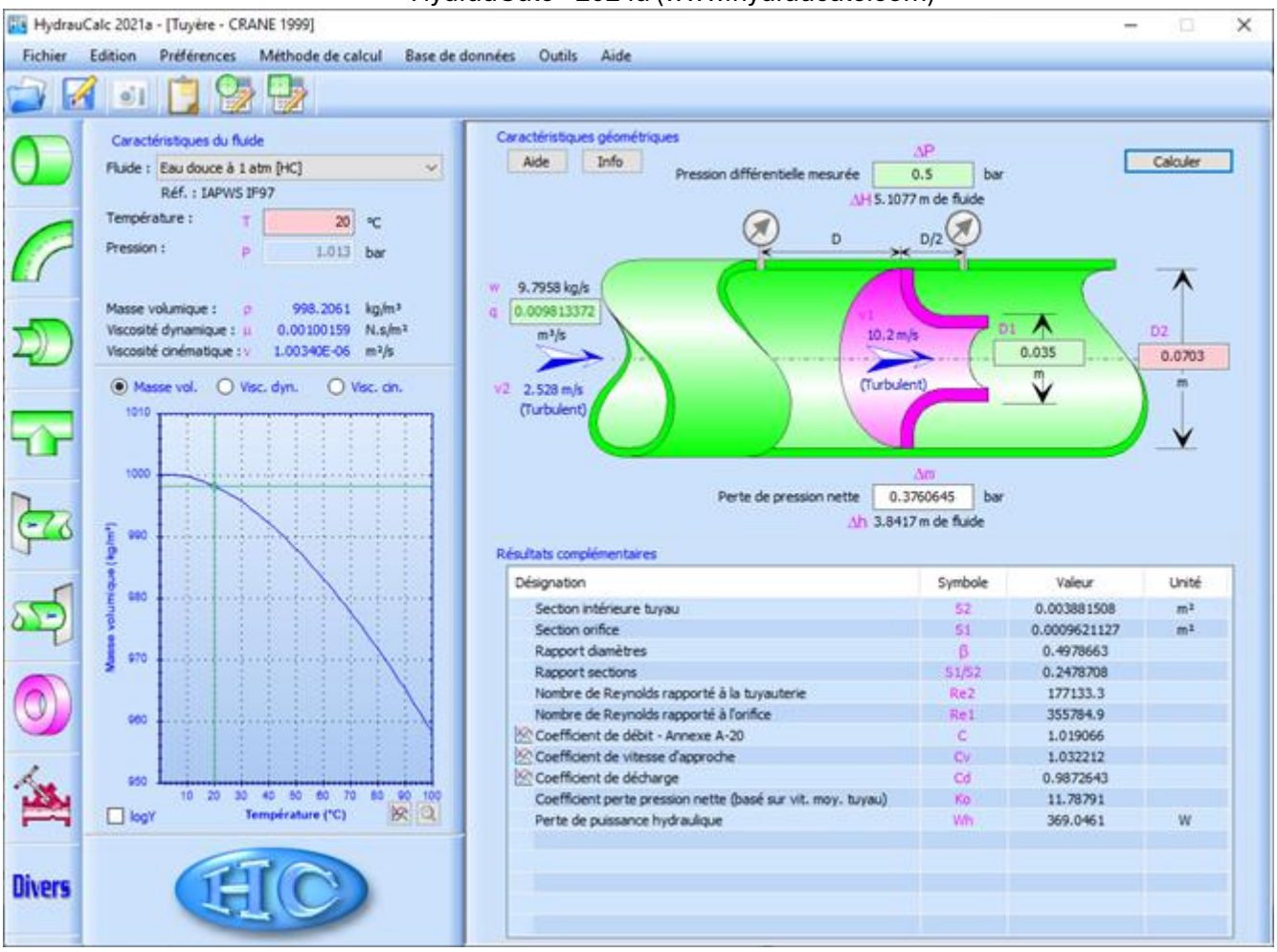
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Notation des équations selon les sources.

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent ($10^4 < Re_2 < 2 \cdot 10^6$)
- écoulement stabilisé en amont du diaphragme

Exemple d'application :

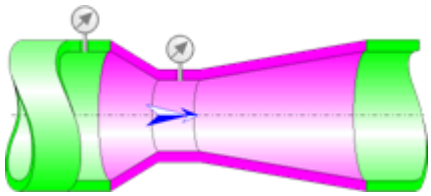


Référence :

[1] CRANE - Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe - Technical Paper No. 410 – Edition 1999

[2] ISO 5167-2:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 3 : Tuyères et Venturi-tuyères

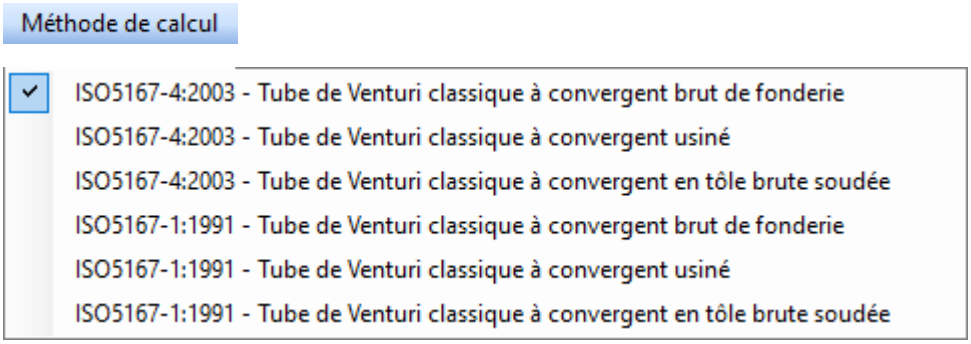
2.9.3 Tube de Venturi de mesure de débit



Pour déterminer l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi de mesure de débit, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

- ISO 5167:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
  Partie 1 : Principes généraux et exigences générales
  Partie 4 : Tubes de Venturi
- ISO 5167:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « ISO 5167-4:2003 – Tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie ».

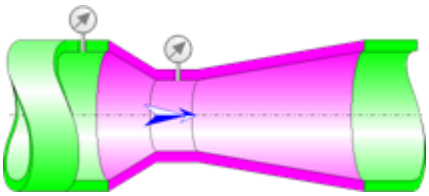


2.9.3.1 ISO 5167-4:2003 - Tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie

Tube de Venturi classique

à convergent brut de fonderie

(ISO 5167-4:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie, conformément à la norme internationale « ISO 5167-4:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.984$$ ([2] §5.5.2)

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

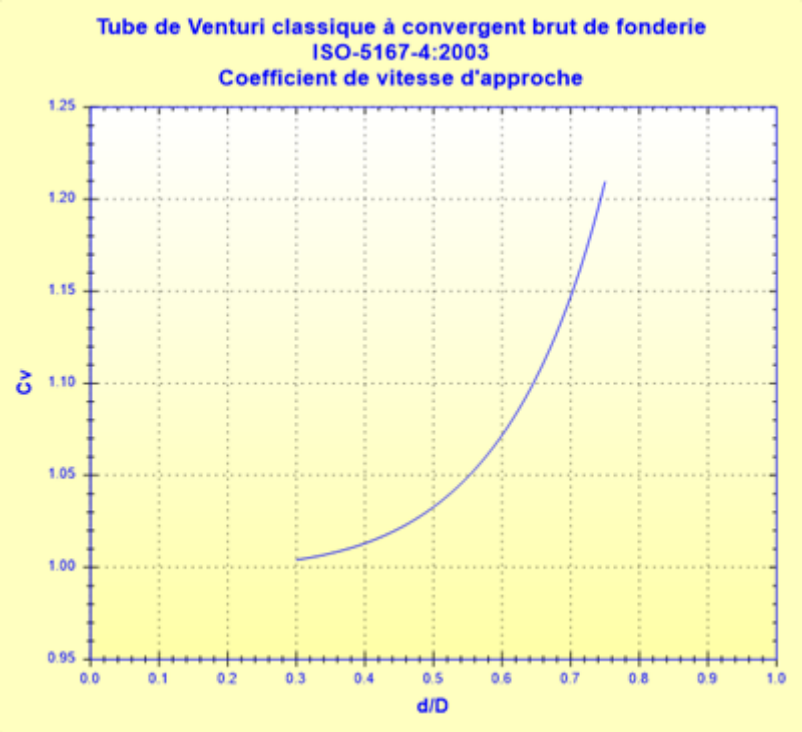
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] §5.1 éq. 1 et [2] §4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] §5.1 éq. 3 et [2] §4 éq. 1)

Coefficient de vitesse d'approche :

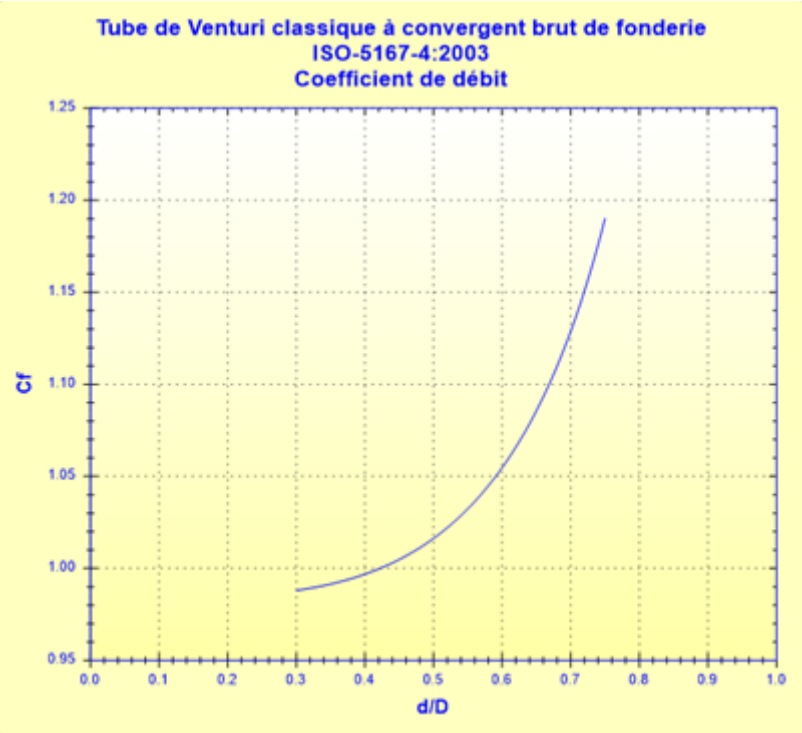
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.5)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [2]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

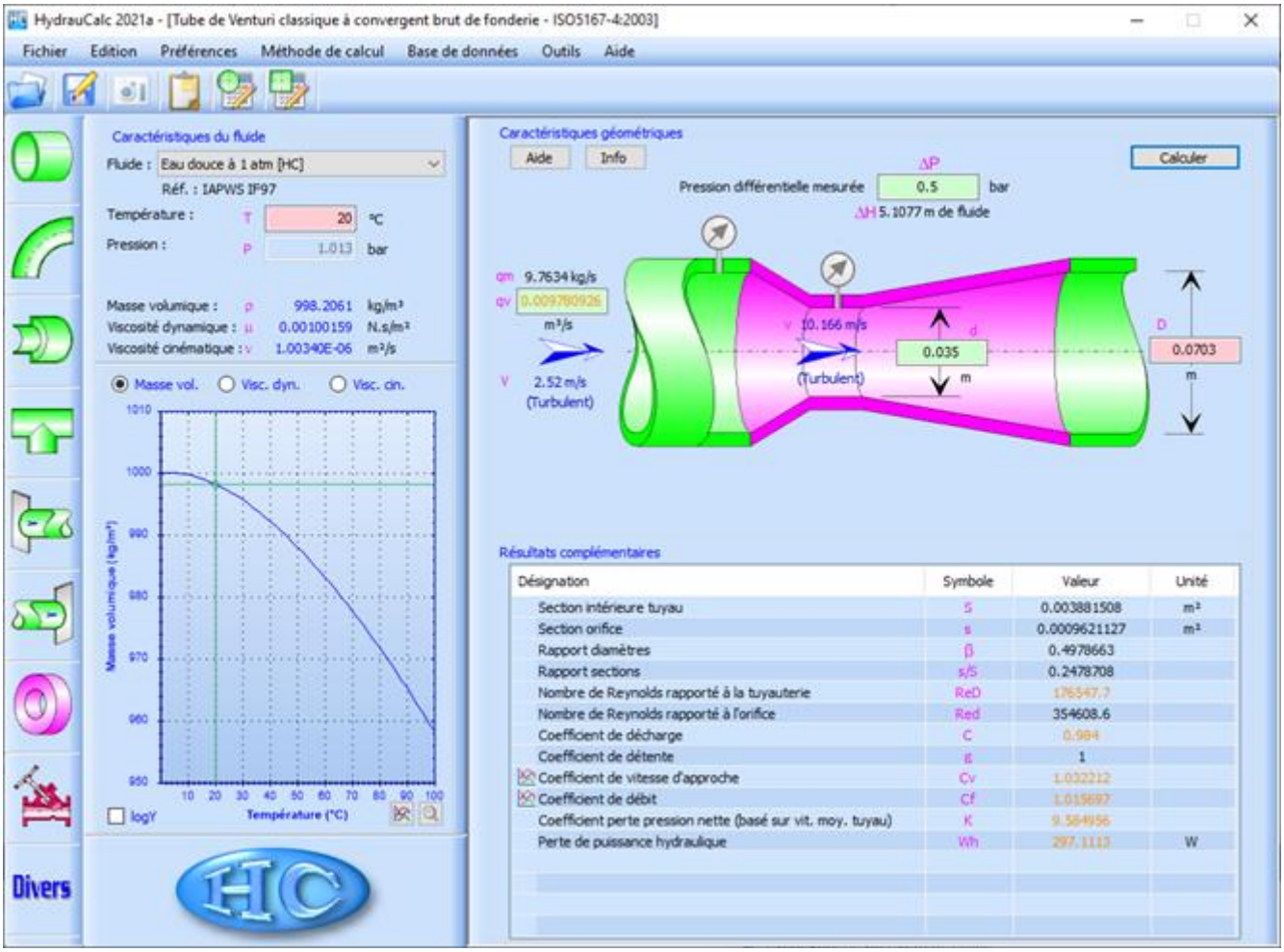
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([2] §5.5.2) :

- 100 mm ≤ D ≤ 800 mm

- $0.3 \leq \beta \leq 0.75$
- $2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

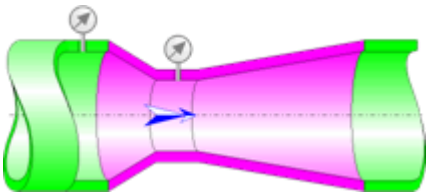
[2] ISO 5167-4:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 4 : Tubes de Venturi

2.9.3.2 ISO 5167-4:2003 - Tube de Venturi classique à convergent usiné

Tube de Venturi classique

à convergent usiné

(ISO 5167-4:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi classique à convergent usiné, conformément à la norme internationale « ISO 5167-4:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.995$$ ([2] §5.5.3)

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

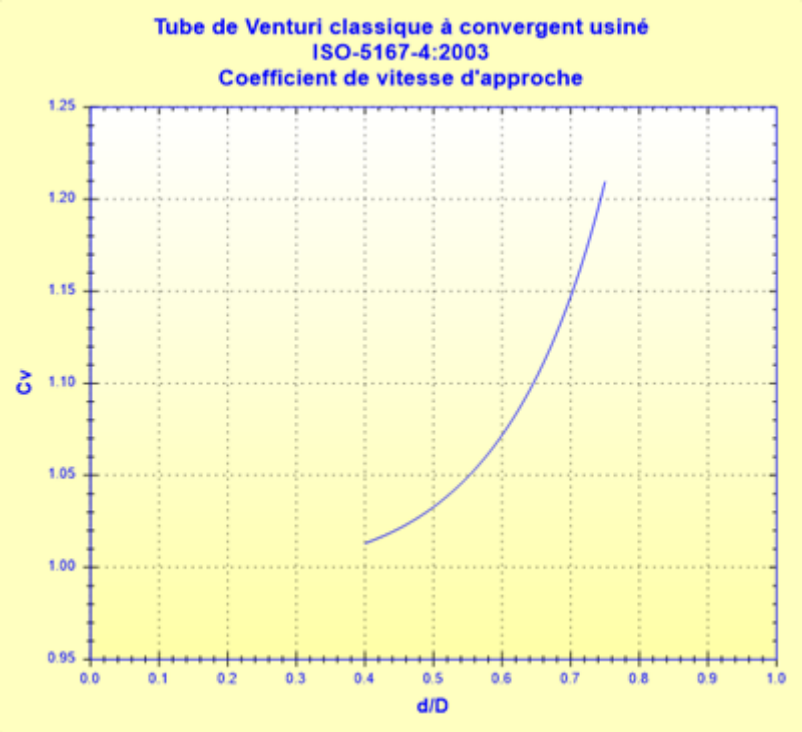
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] §5.1 éq. 1 et [2] §4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] §5.1 éq. 3 et [2] §4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

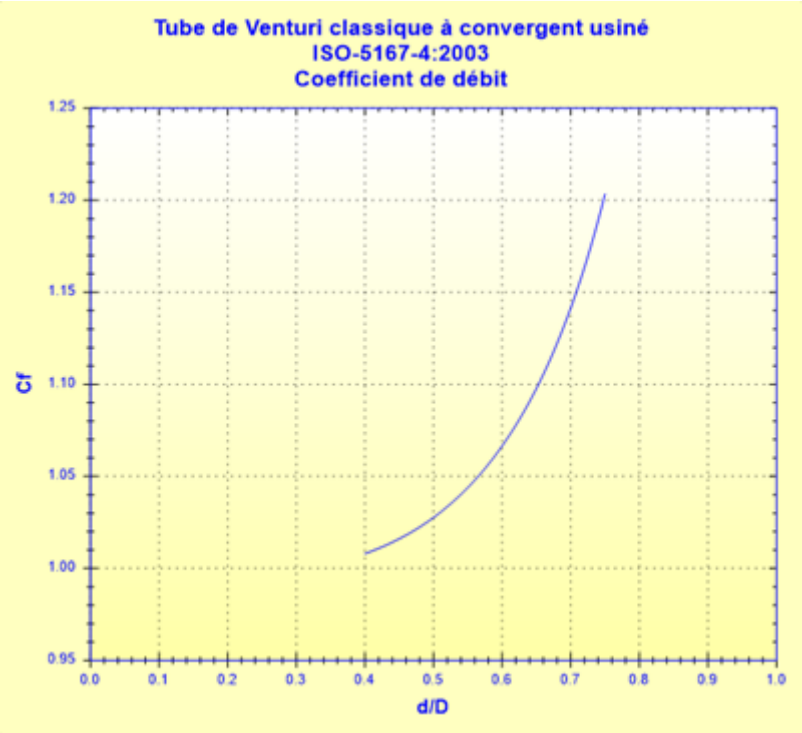
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.5)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [2]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

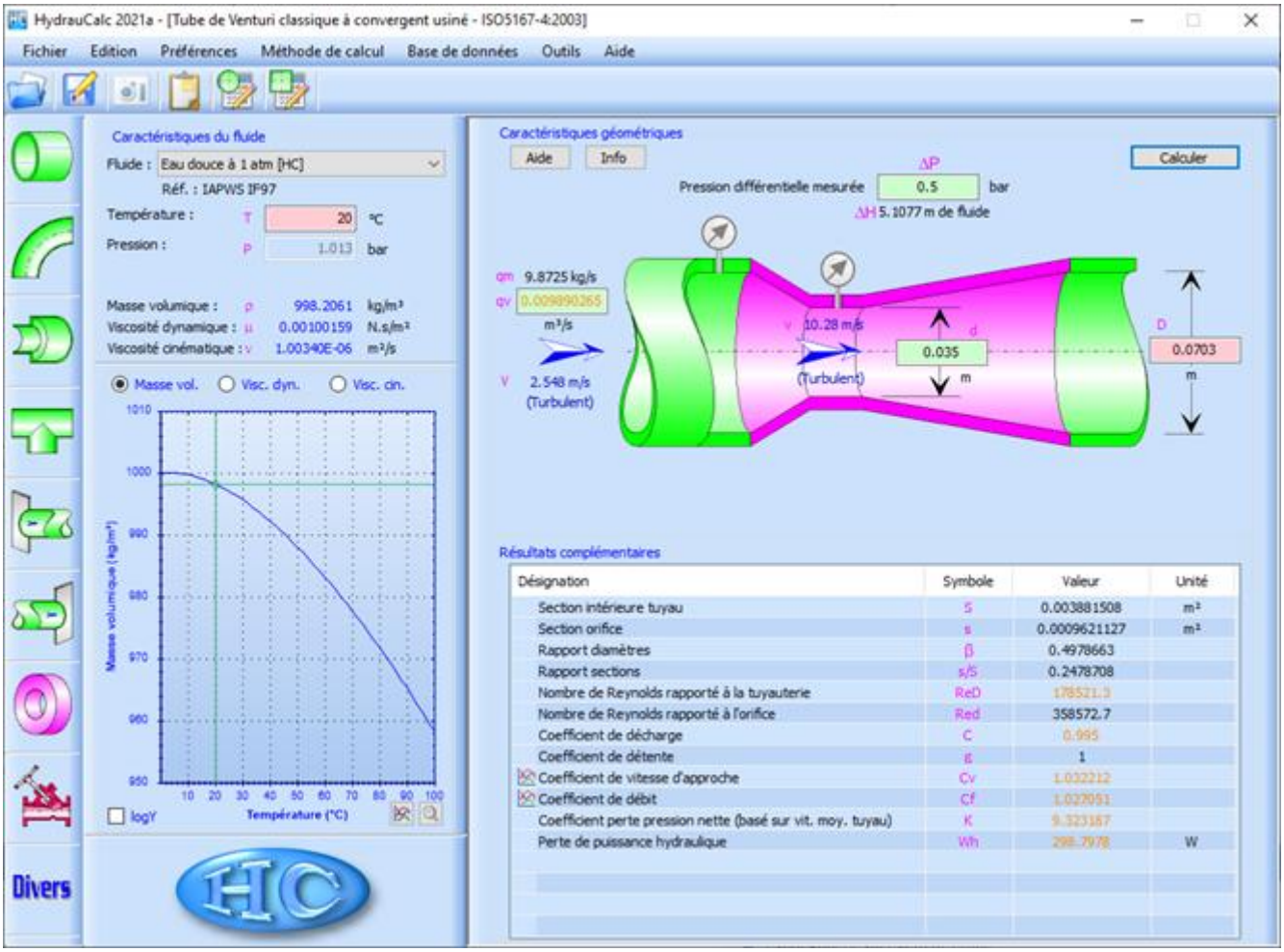
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([2] §5.5.3) :

- 50 mm ≤ D ≤ 250 mm

- $0.4 \leq \beta \leq 0.75$
- $2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

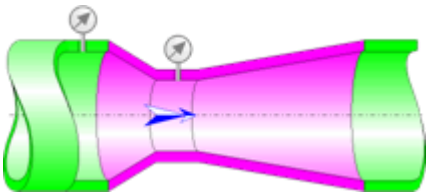
[2] ISO 5167-4:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 4 : Tubes de Venturi

2.9.3.3 ISO 5167-4:2003 - Tube de Venturi classique à convergent en tôle brute soudée

Tube de Venturi classique

à convergent en tôle brute soudée

(ISO 5167-4:2003)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi classique à convergent en tôle brute soudée, conformément à la norme internationale « ISO 5167-4:2003 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.985$$ ([2] §5.5.4)

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.6) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

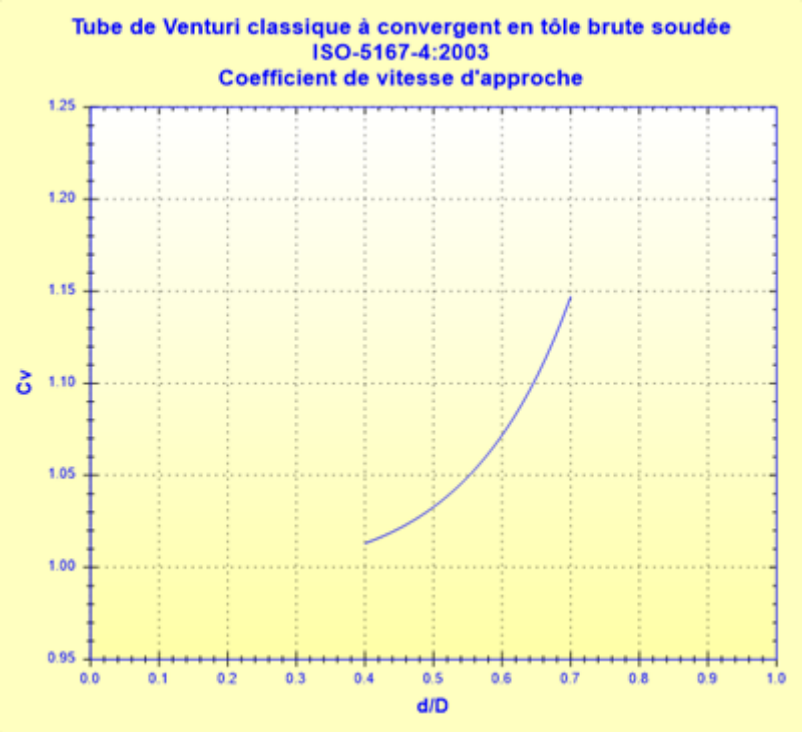
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] §5.1 éq. 1 et [2] §4 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] §5.1 éq. 3 et [2] §4 éq. 2)

Coefficient de vitesse d'approche :

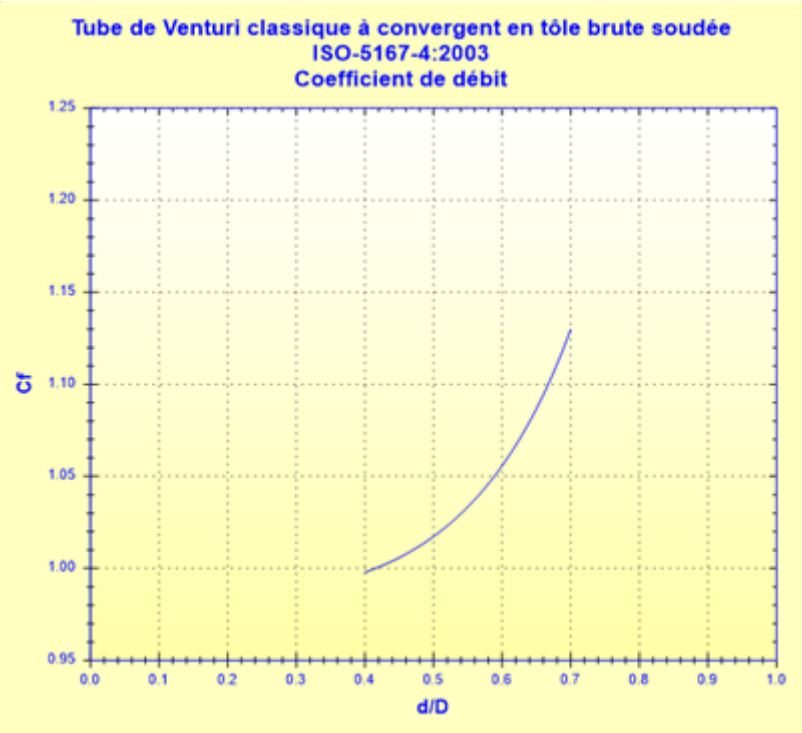
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.5)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.5)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [2]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

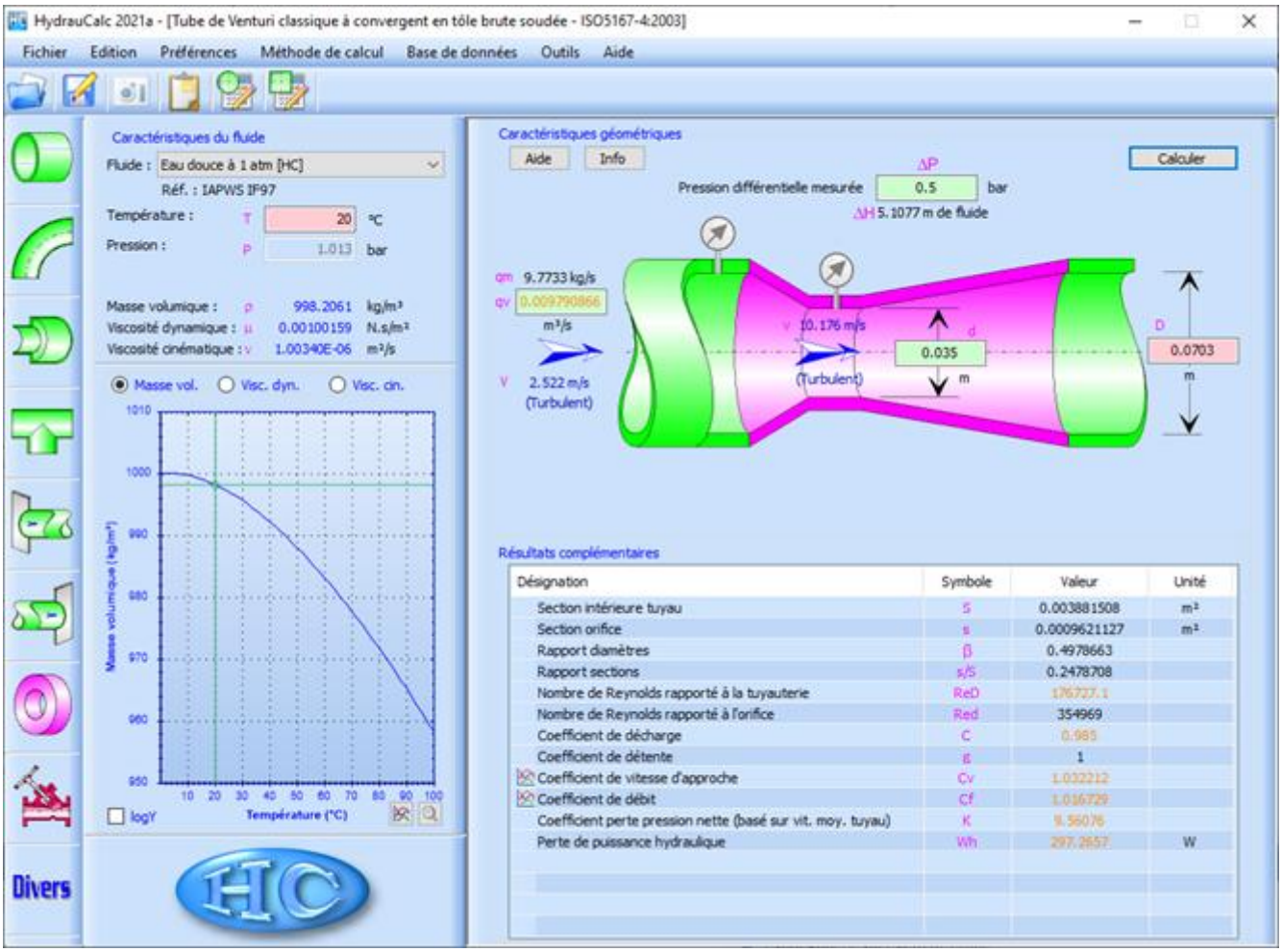
Symboles, définitions, unités SI :

d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([2] §5.5.4) :

- $200\ mm \leq D \leq 1200\ mm$
- $0.4 \leq \beta \leq 0.7$
- $2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales

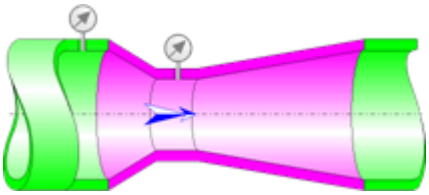
[2] ISO 5167-4:2003 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire
Partie 4 : Tubes de Venturi

2.9.3.4 ISO 5167-1:1991 - Tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie

Tube de Venturi classique

à convergent brut de fonderie

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.984$$ ([1] §10.1.5.2)

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

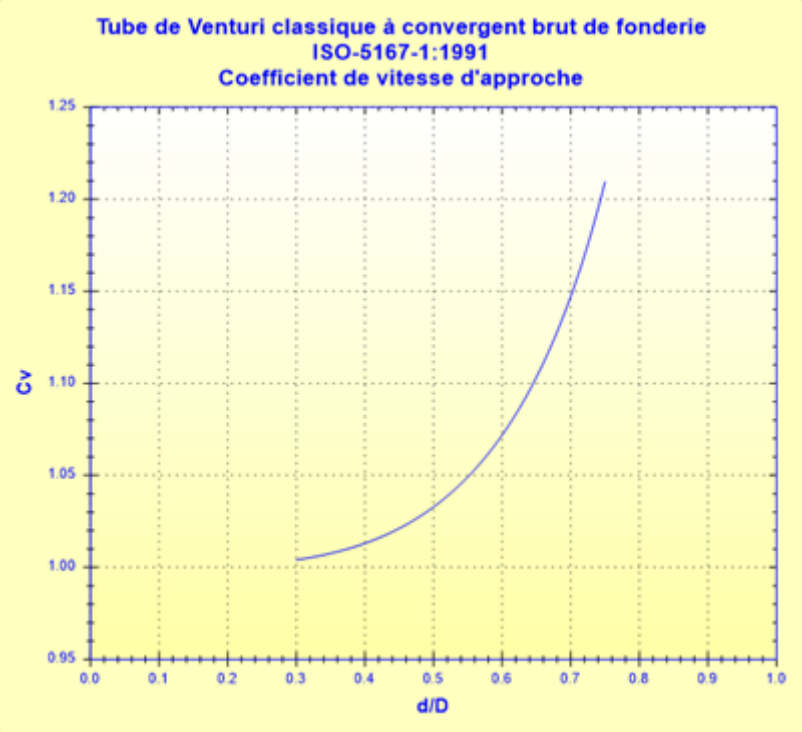
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] §5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] §5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

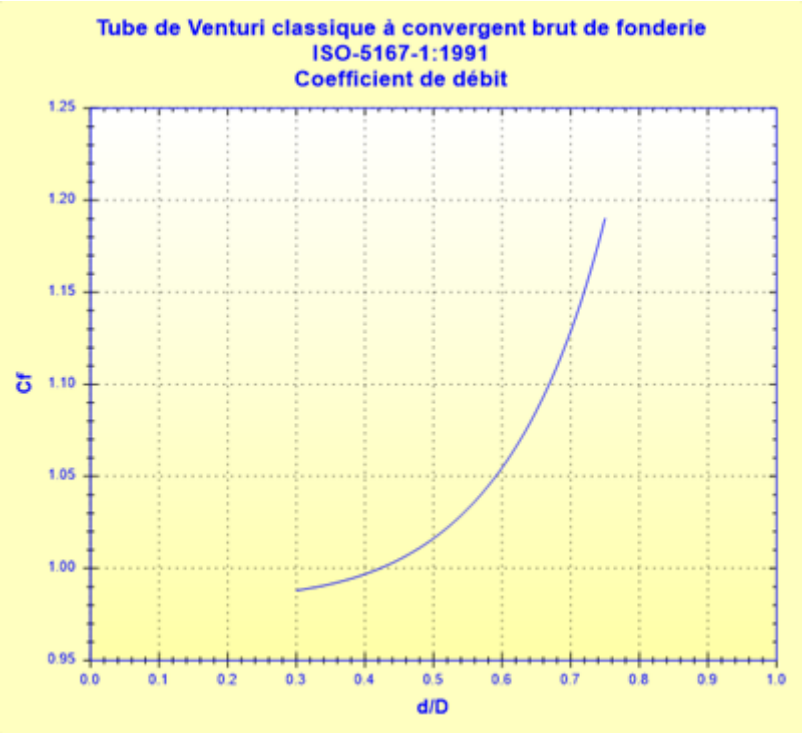
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.4)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [1]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

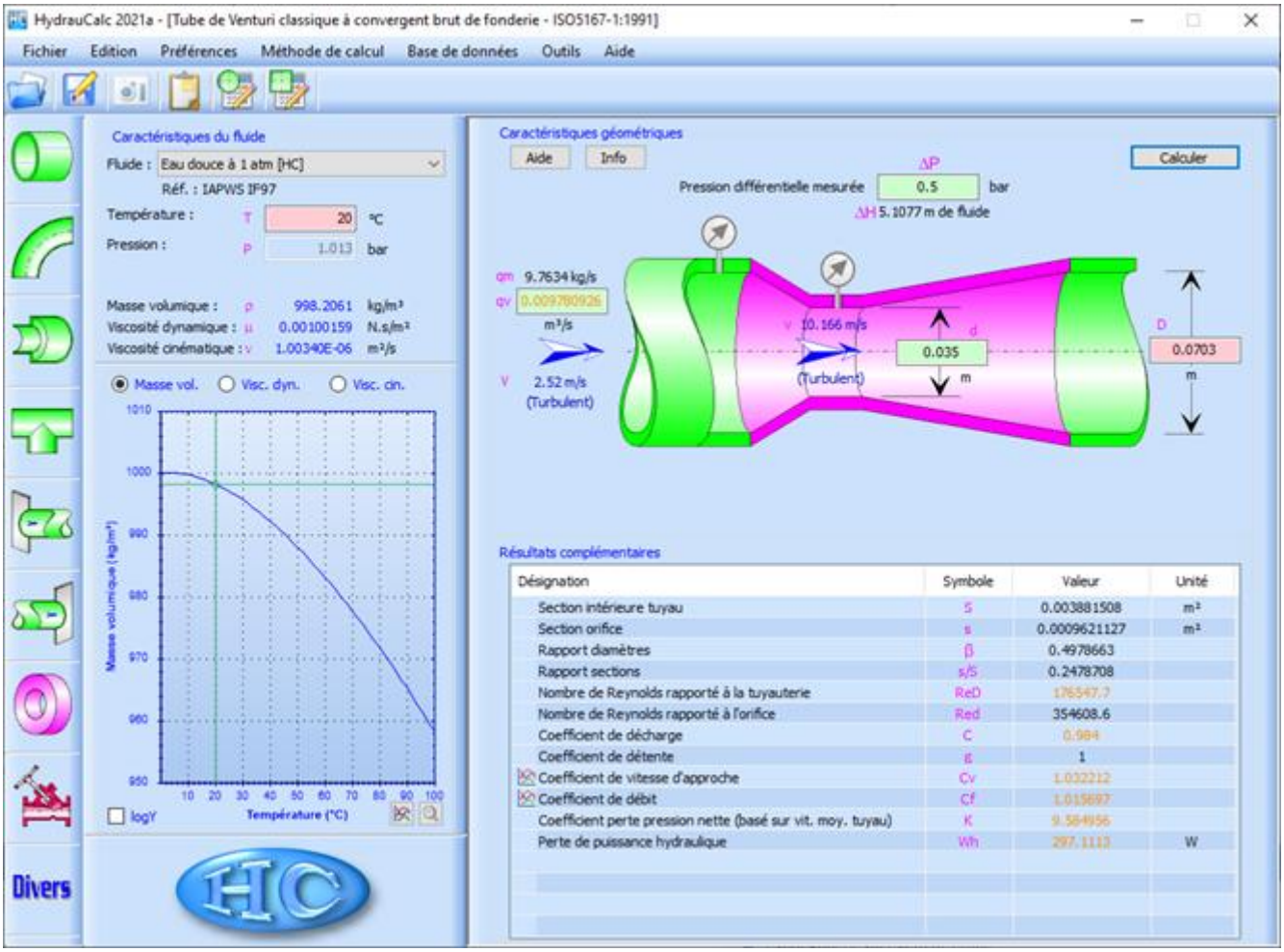
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([1] §10.1.5.2) :

- $100\ mm \leq D \leq 800\ mm$

- $0.3 \leq \beta \leq 0.75$
- $2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

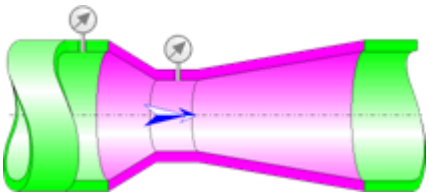
[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.3.5 ISO 5167-1:1991 - Tube de Venturi classique à convergent usiné

Tube de Venturi classique

à convergent usiné

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi classique à convergent usiné, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.995$$ ([1] §10.1.5.3)

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

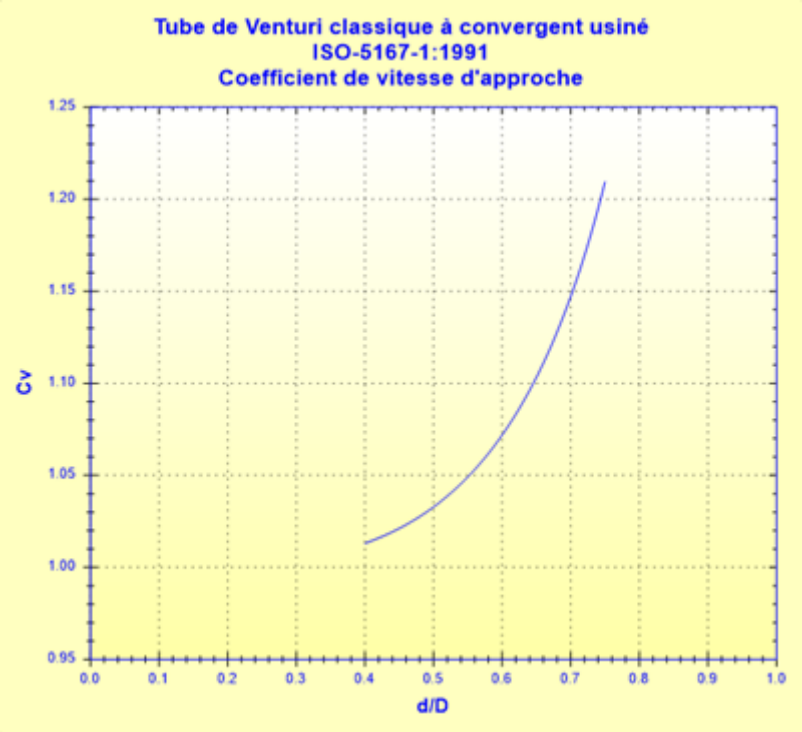
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] §5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] §5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

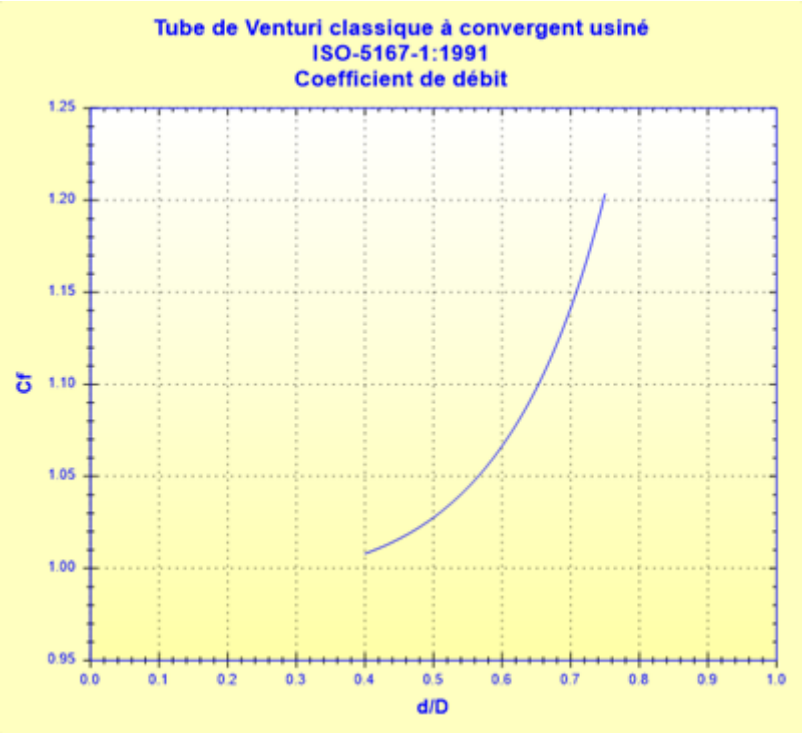
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.4)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [1]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

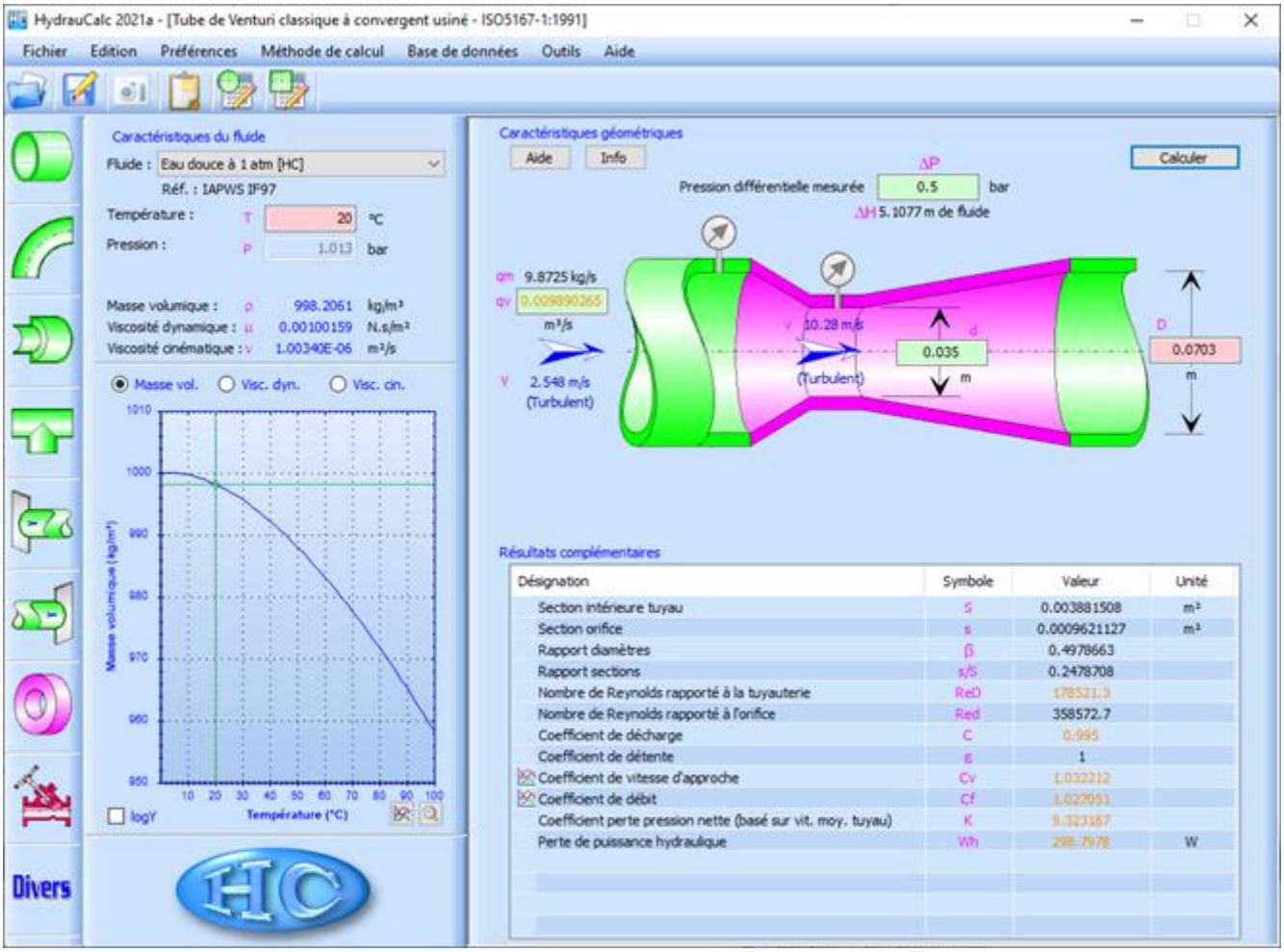
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([1] §10.1.5.3) **:**

- $50\ mm \leq D \leq 250\ mm$

- $0.4 \leq \beta \leq 0.75$
- $2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

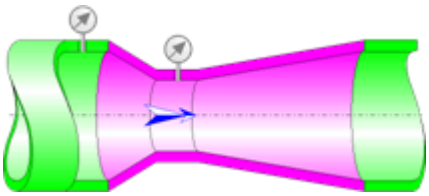
[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.9.3.6 ISO 5167-1:1991 - Tube de Venturi classique à convergent en tôle brute soudée

Tube de Venturi classique

à convergent en tôle brute soudée

(ISO 5167-1:1991)



Description du modèle :

Ce modèle de composant détermine l'écoulement d'un fluide dans un tube de Venturi classique à convergent en tôle brute soudée, conformément à la norme internationale « ISO 5167-1:1991 ».

Formulation du modèle :

Rapport des diamètres :

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Section de passage de l'orifice (m^2) :

$$s = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Section de passage du tuyau (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s) :

$$v = \frac{q_v}{s}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s) :

$$V = \frac{q_v}{S}$$

Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice :

$$\mathrm{Re}_d = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Nombre de Reynolds rapporté au tuyau :

$$\mathrm{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de décharge :

$$C = 0.985$$ ([1] §10.1.5.4)

Coefficient de détente :

$$\varepsilon = 1$$ ([1] §3.3.5) pour fluide incompressible (liquide)

Débit massique (kg/s) :

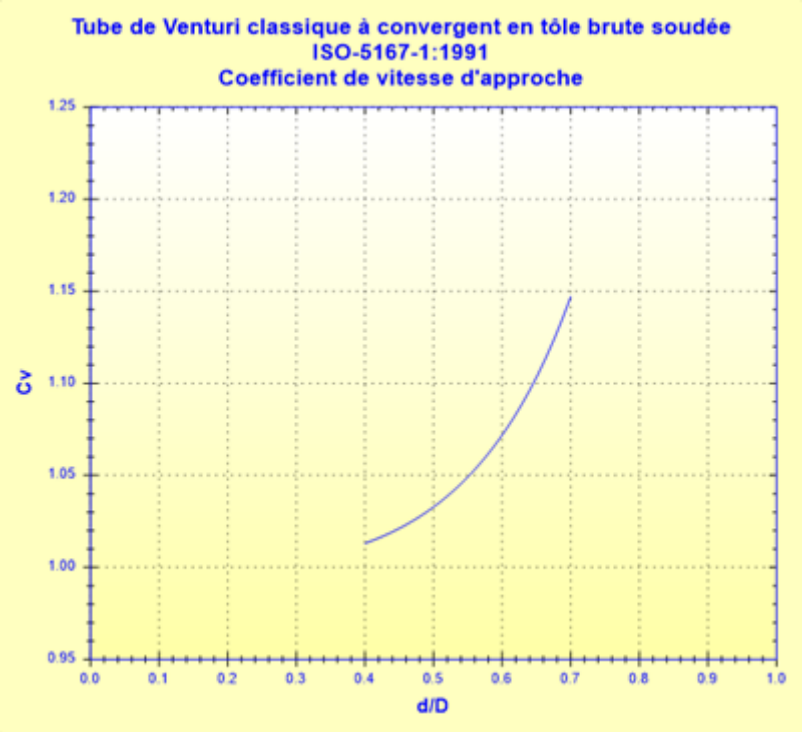
$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}$$ ([1] §5.1 éq. 1)

Débit volumique (m^3/s) :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$ ([1] §5.1 éq. 3)

Coefficient de vitesse d'approche :

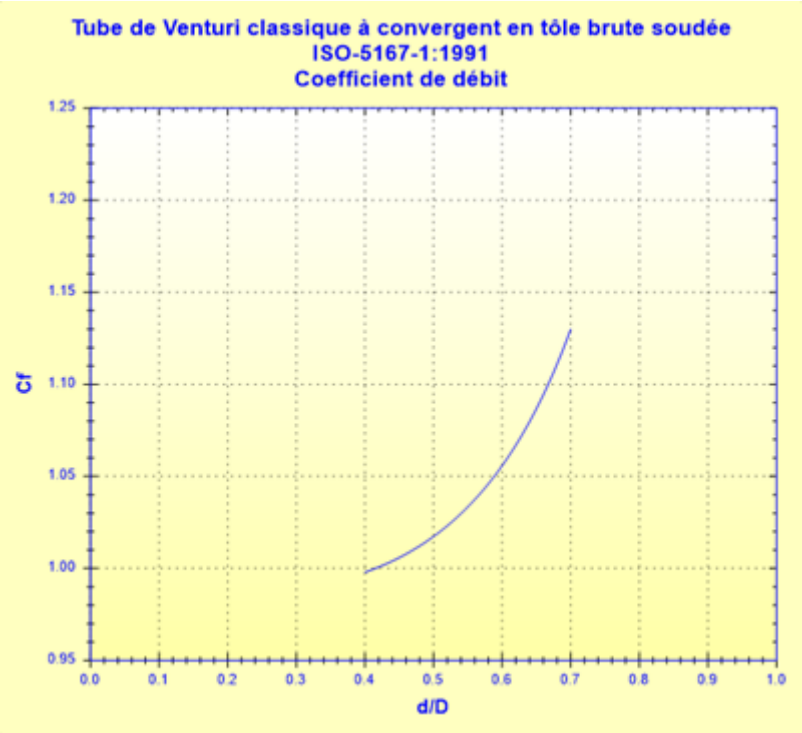
$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$ ([1] §3.3.4)



Coefficient de débit :

$$C_f = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

([1] §3.3.4)



Perte de pression nette :

La perte de pression nette n'est pas formulée dans le document de référence [1]

Perte de charge de fluide mesurée (m) :

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Symboles, définitions, unités SI :

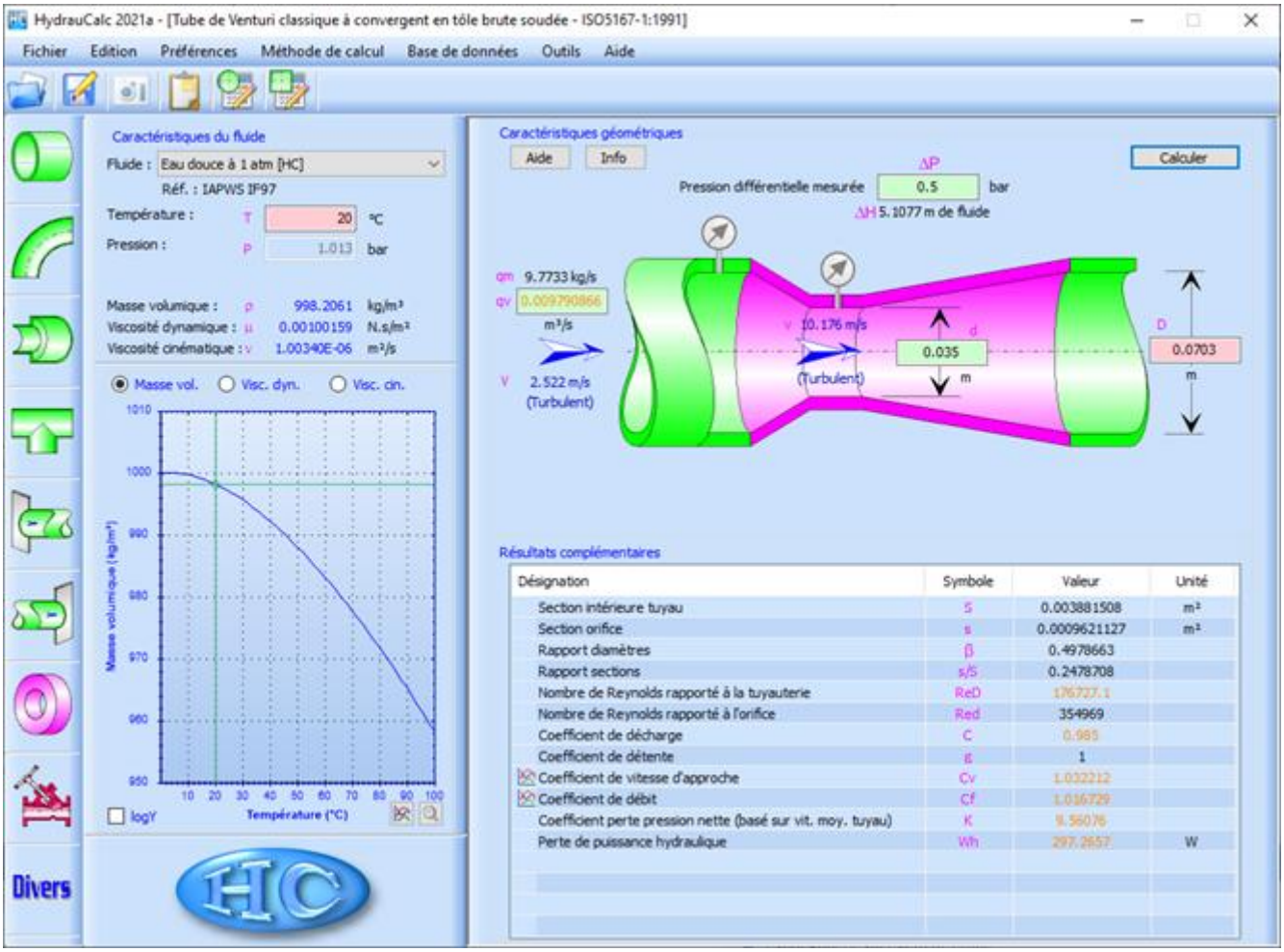
d	Diamètre de l'orifice (m)
D	Diamètre intérieur du tuyau (m)
β	Rapport des diamètres ()
s	Section de passage de l'orifice (m^2)
S	Section de passage du tuyau (m^2)
q_v	Débit volumique (m^3/s)
v	Vitesse moyenne d'écoulement dans l'orifice (m/s)
V	Vitesse moyenne d'écoulement dans le tuyau (m/s)
Re_d	Nombre de Reynolds rapporté à l'orifice ()
Re_D	Nombre de Reynolds rapporté au tuyau ()
C	Coefficient de décharge ()
ε	Coefficient de détente ()
q_m	Débit massique (kg/s)
C_v	Coefficient de vitesse d'approche ()
C_f	Coefficient de débit ()
ΔP	Pression différentielle mesurée (Pa)
ΔH	Perte de charge de fluide mesurée (m)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Limite d'emploi ([1] §10.1.5.4) :

- $200\ mm \leq D \leq 1200\ mm$

- $0.4 \leq \beta \leq 0.7$
- $2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

Exemple d'application :



Référence :

[1] ISO 5167-1:1991 - Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes

2.10 Vannes

Cette sous-section regroupe l'ensemble des vannes qui peuvent être modélisées et calculées. Les types de vannes disponibles sont :

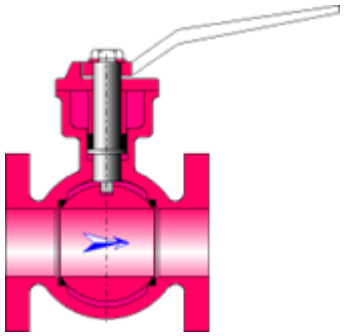
- Vanne à boisseau sphérique

- Vanne à papillon

- Vanne à tige inclinée

- Vanne à soupape

2.10.1 Vanne à boisseau sphérique

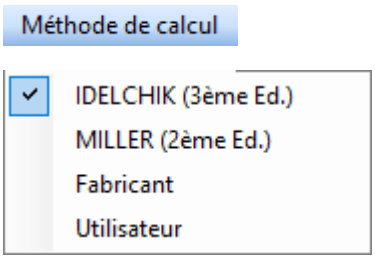


Pour le calcul du coefficient de perte de pression des vannes à boisseau sphérique, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

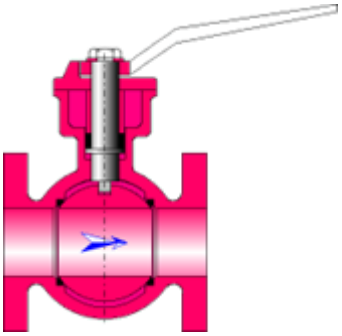
- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il peut également sélectionner une vanne parmi une liste de vannes proposées par des fabricants ou définir sa propre vanne.

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.10.1.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à boisseau sphérique installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section intérieure (m^2) :

$$F = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W = \frac{Q}{F}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

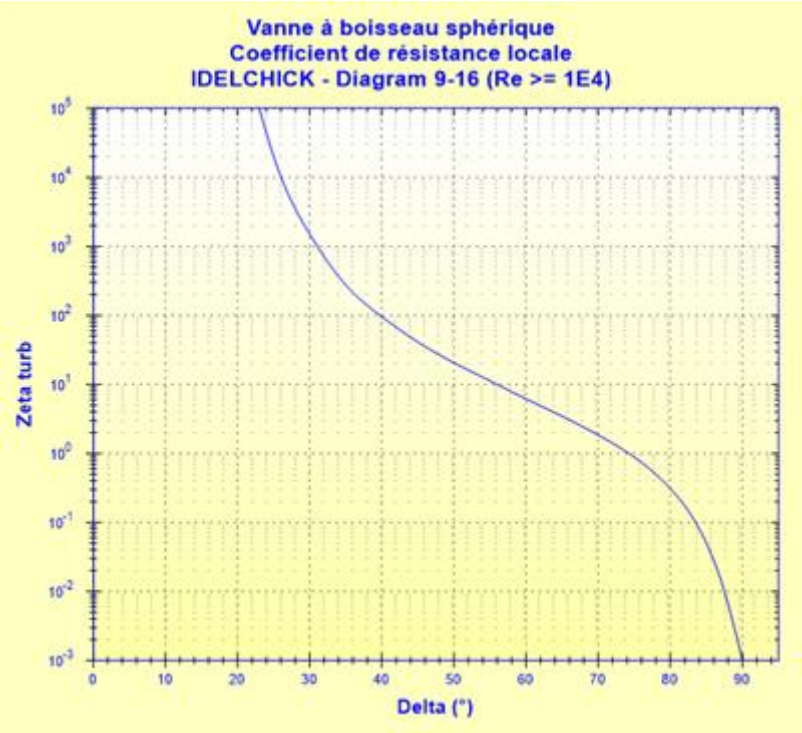
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$\zeta_{turb} = f(\delta)$$ ([1] diagram 9-16 courbe 1)



■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, Re)$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{\zeta_{lam}}{\zeta_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
F	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
δ	Angle d'ouverture (°)
ζ_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
ζ_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

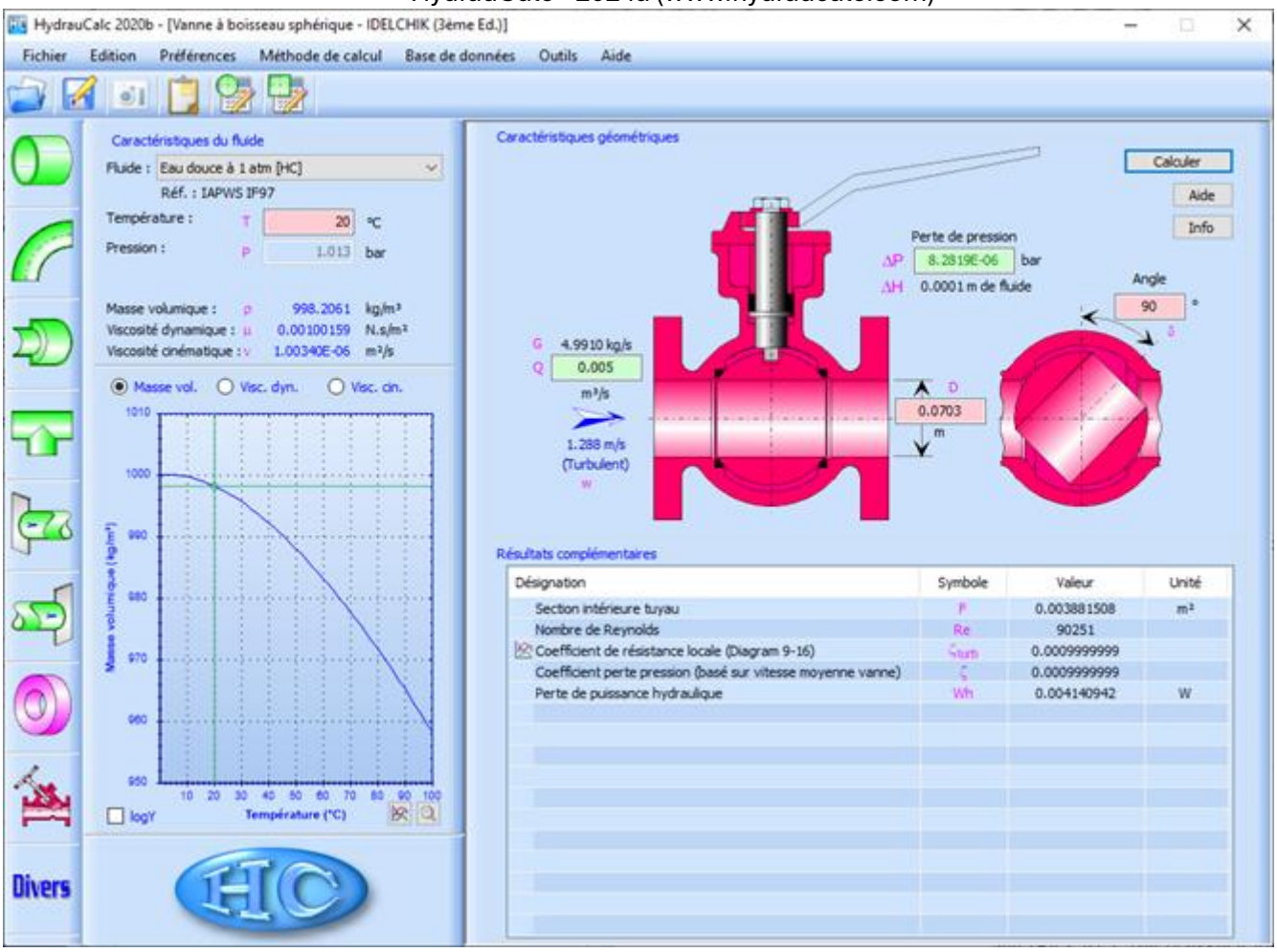
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "ζ_{lam}" est estimé

Exemple d'application :

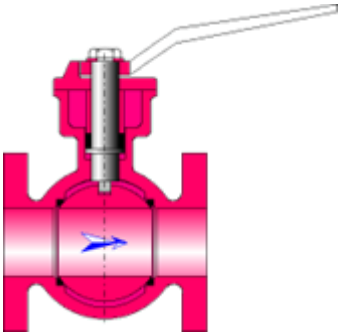


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.1.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à boisseau sphérique installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

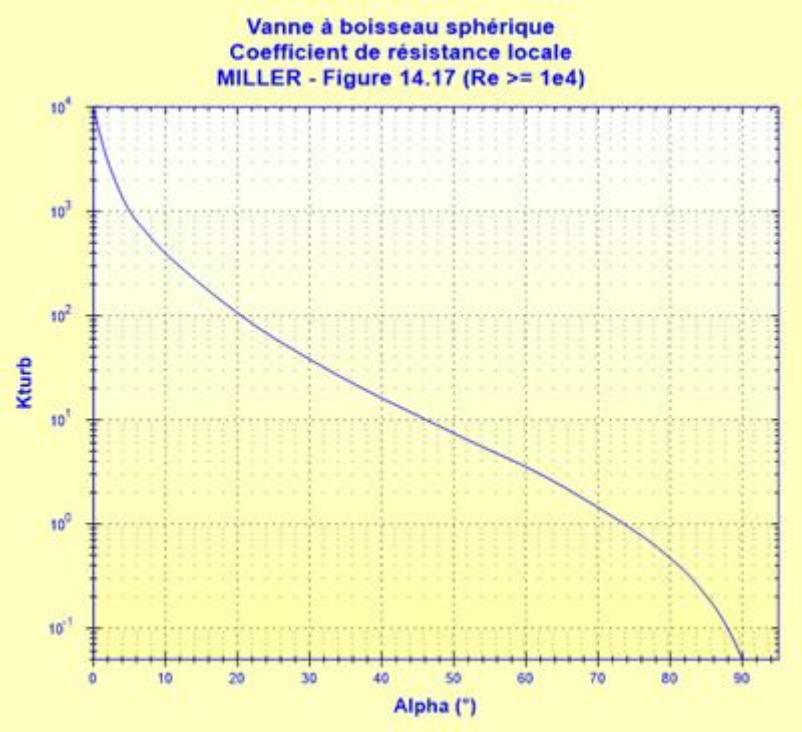
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K = f(\alpha)$$ ([1] figure 14.17)



■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([1] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

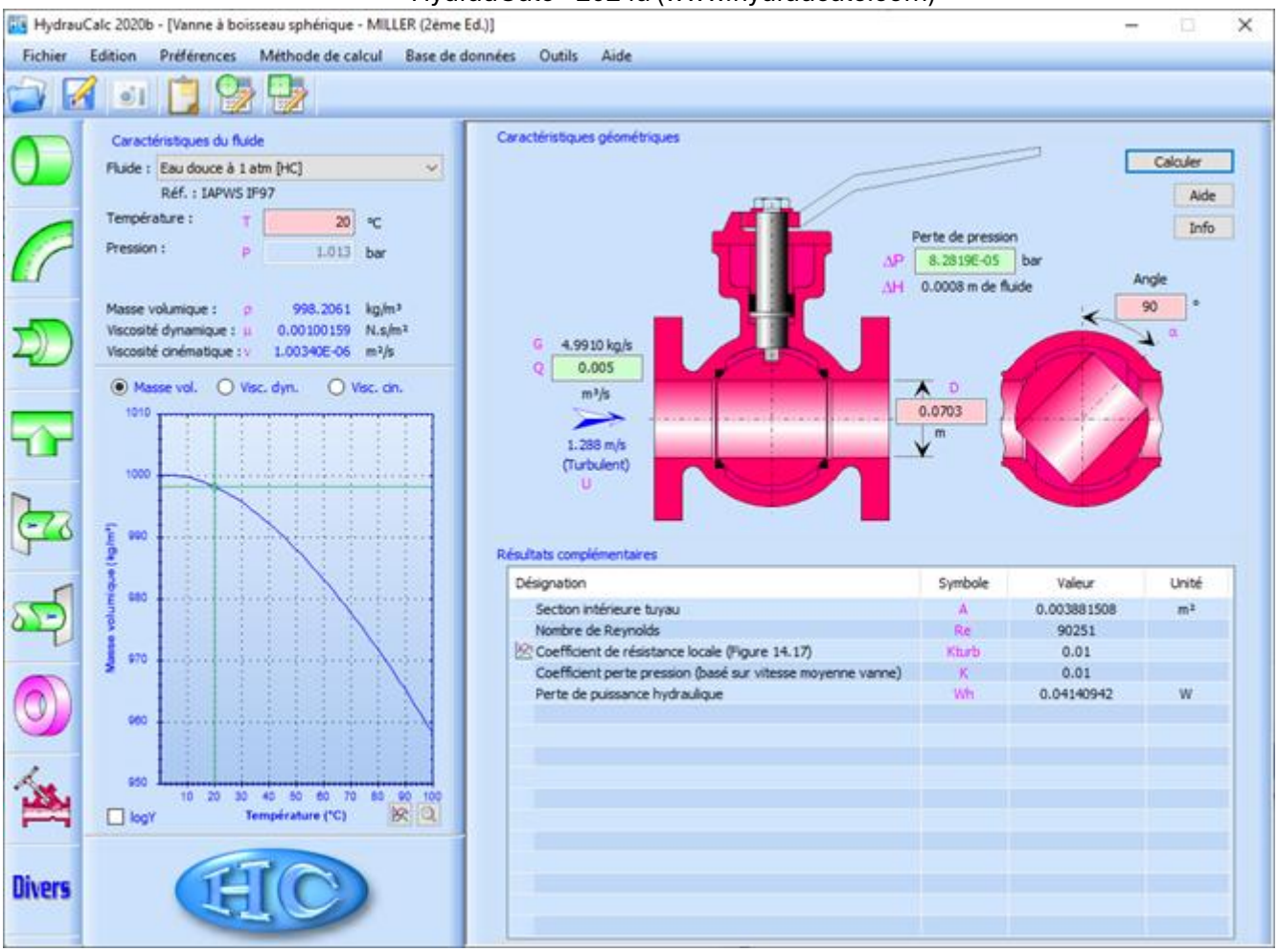
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



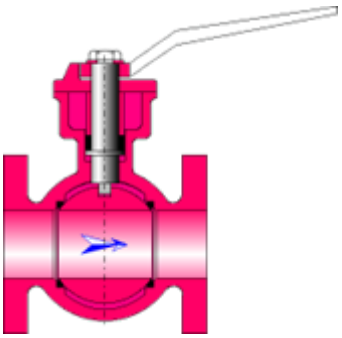
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.1.3 Fabricant

Vanne à boisseau sphérique

(définie par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à boisseau sphérique installée dans un tuyau droit.

Les caractéristiques de la vanne sont définies par des fabricants de vannes. La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

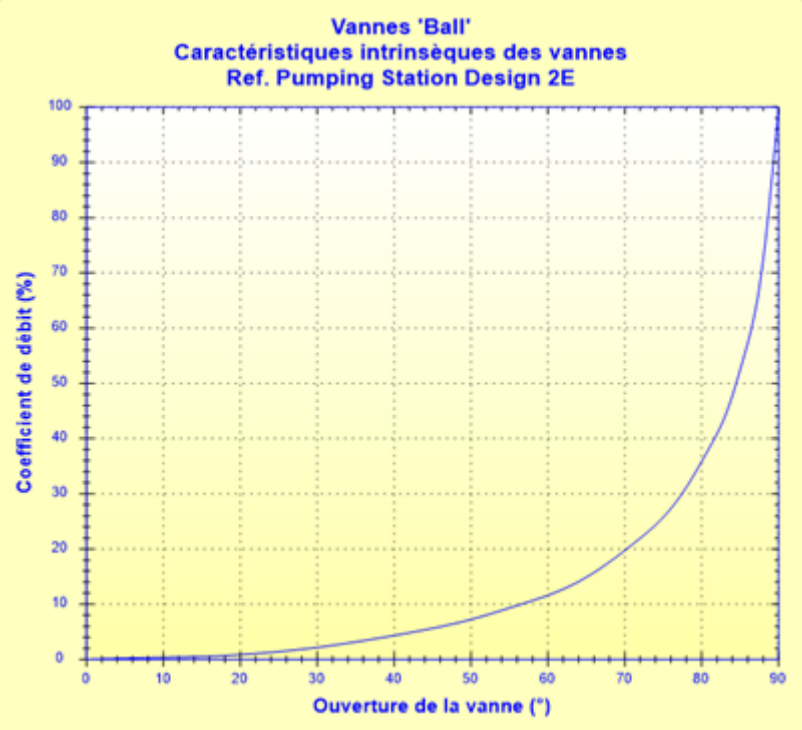
Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}\left(O_{uv}V_{anne}\right)/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}\left(O_{uv}V_{anne}\right)/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}\left(O_{uv}V_{anne}\right)/100$$

Exemple de coefficient de débit en fonction de l'ouverture de vanne :



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 5-2)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)

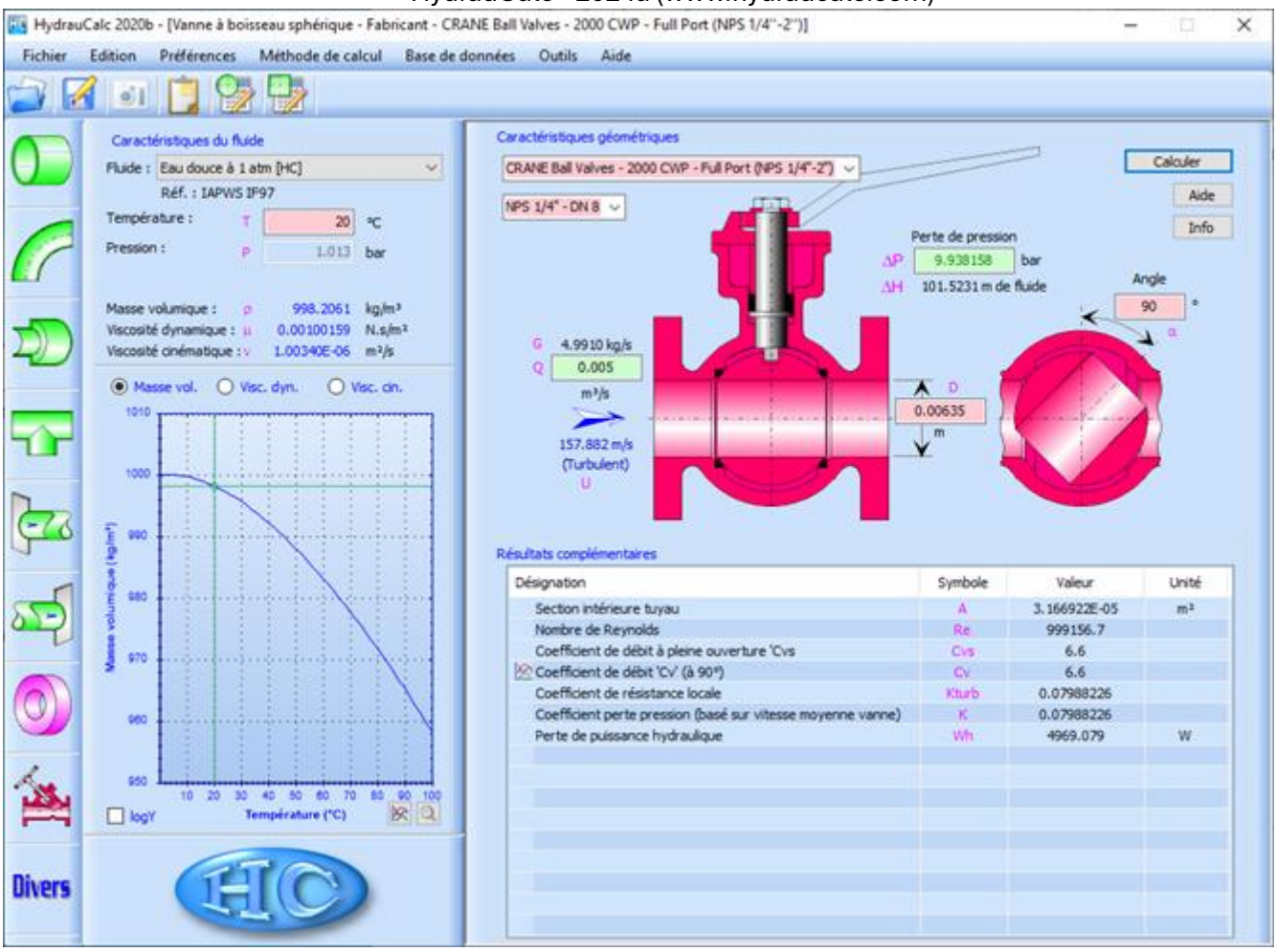
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
Kv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)
Cv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)
Av_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

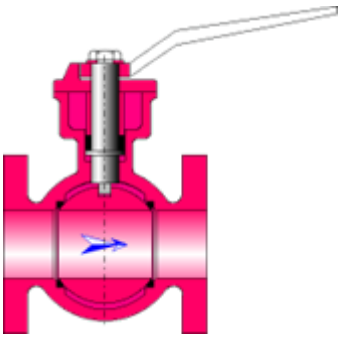
[1] Pumping Station Design, Second Edition, Garr M. Jones

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.1.4 Utilisateur

Vanne à boisseau sphérique

(définie par l'utilisateur par un coefficient de débit)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à boisseau sphérique installée dans un tuyau droit.

La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

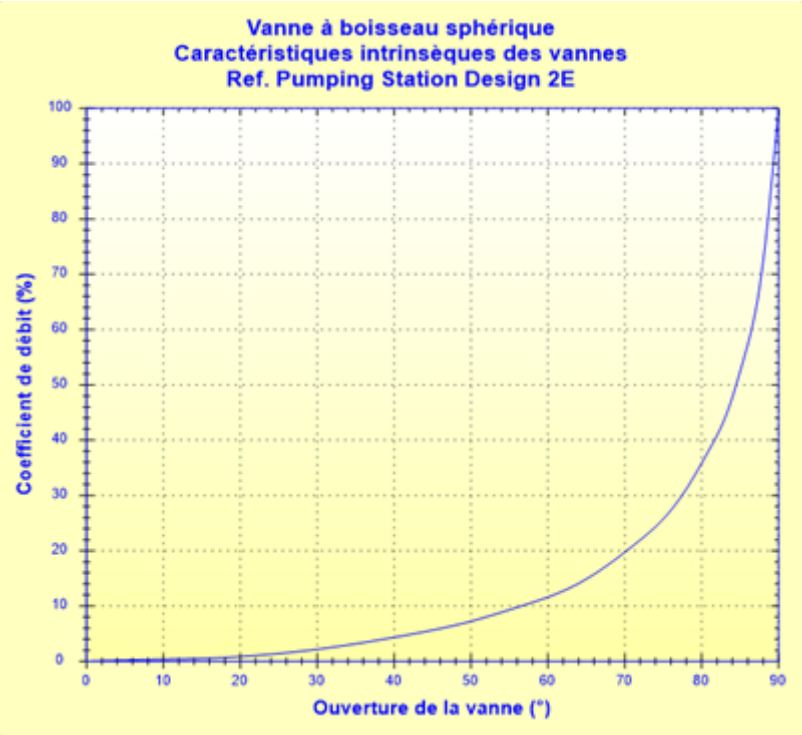
$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 5-2)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent (Re ≥ 10^4) :

$$K = K_{turb}$$

■ régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

Kv_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)

Cv_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)

Av_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

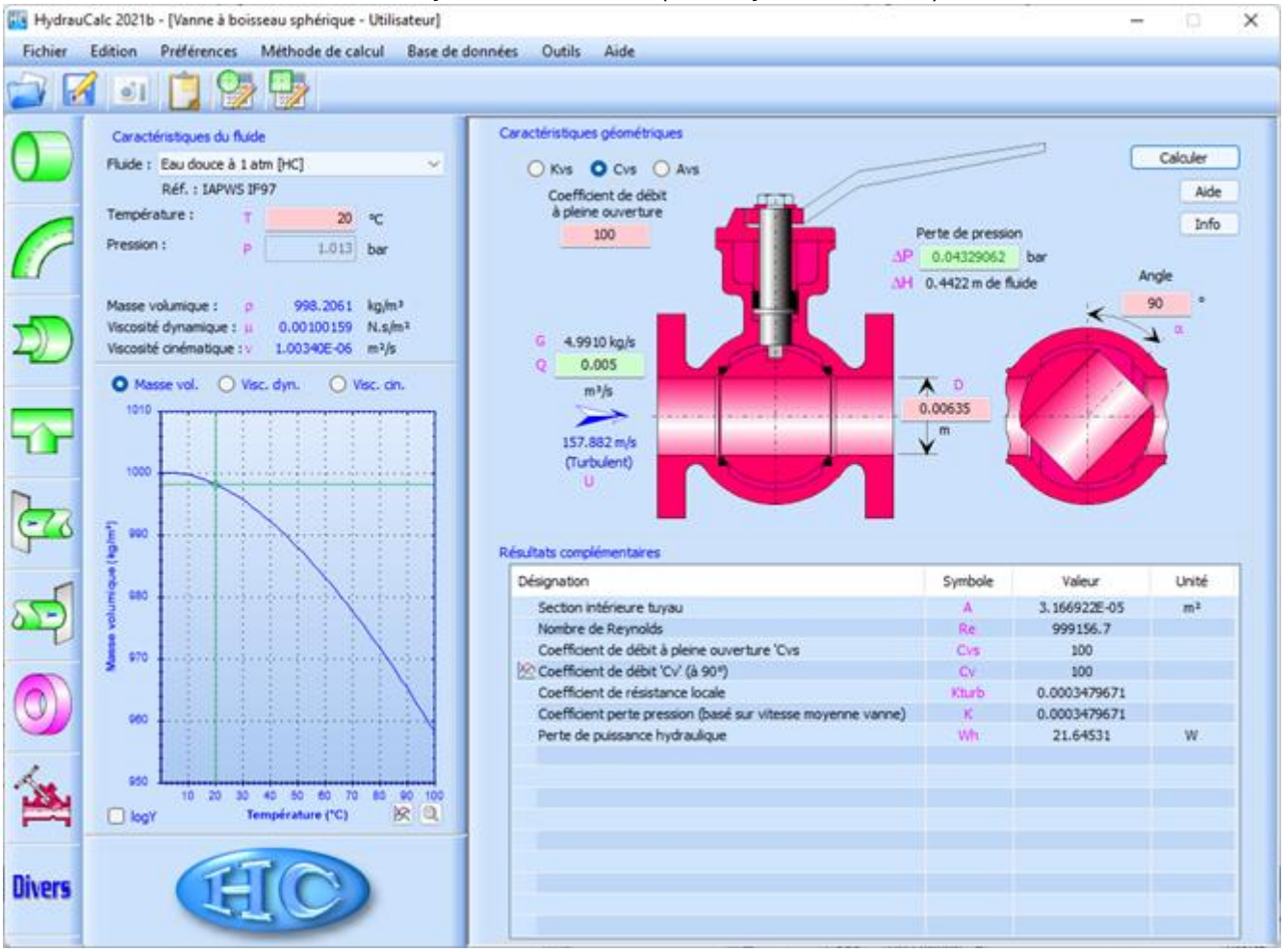
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :

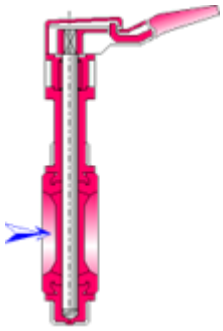


Références :

[1] Pumping Station Design, Second Edition, Garr M. Jones

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.2 Vanne à papillon

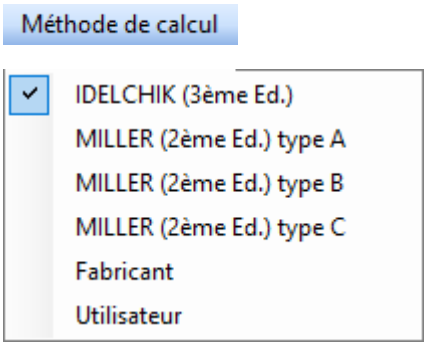


Pour le calcul du coefficient de perte de pression des vannes à papillon, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

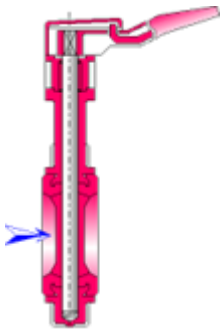
- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il peut également sélectionner une vanne parmi une liste de vannes proposées par des fabricants ou définir sa propre vanne.

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.10.2.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à papillon installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$F = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W = \frac{Q}{F}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$\zeta_{turb} = f(\delta)$ ([1] diagramme 9-17 courbe 2)

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, Re)$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{\zeta_{lam}}{\zeta_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
F	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
δ	Angle d'ouverture (°)
ζ_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
ζ_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

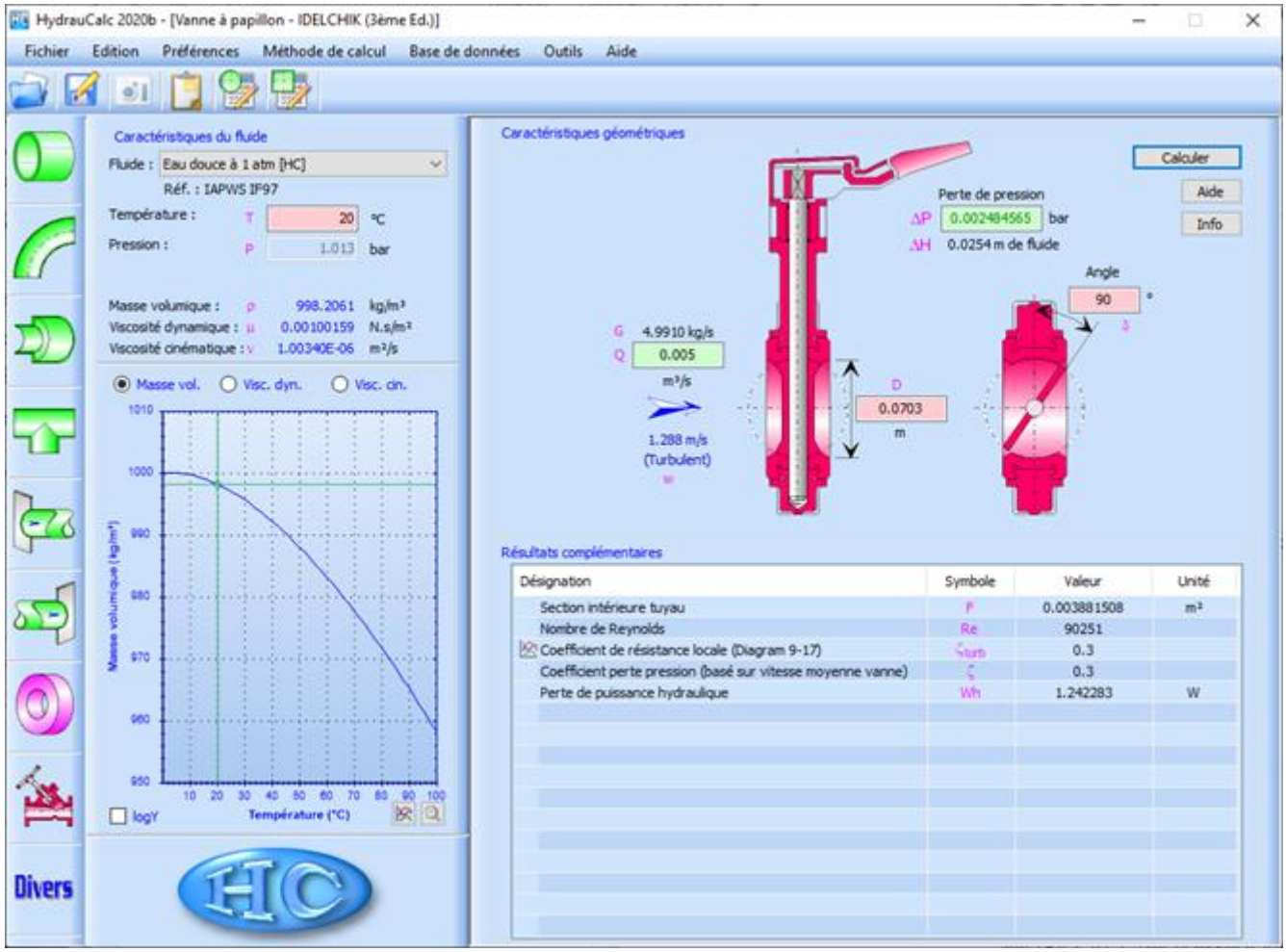
Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : for laminar flow regime ($Re < 10^4$), the pressure loss coefficient "ζ_{lam}" is estimated

---

Exemple d'application :



Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

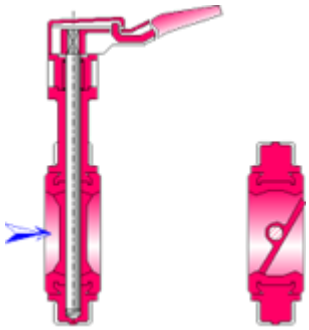
[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.2.2 MILLER type A

Vanne à papillon

(MILLER)

Type A



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à papillon installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

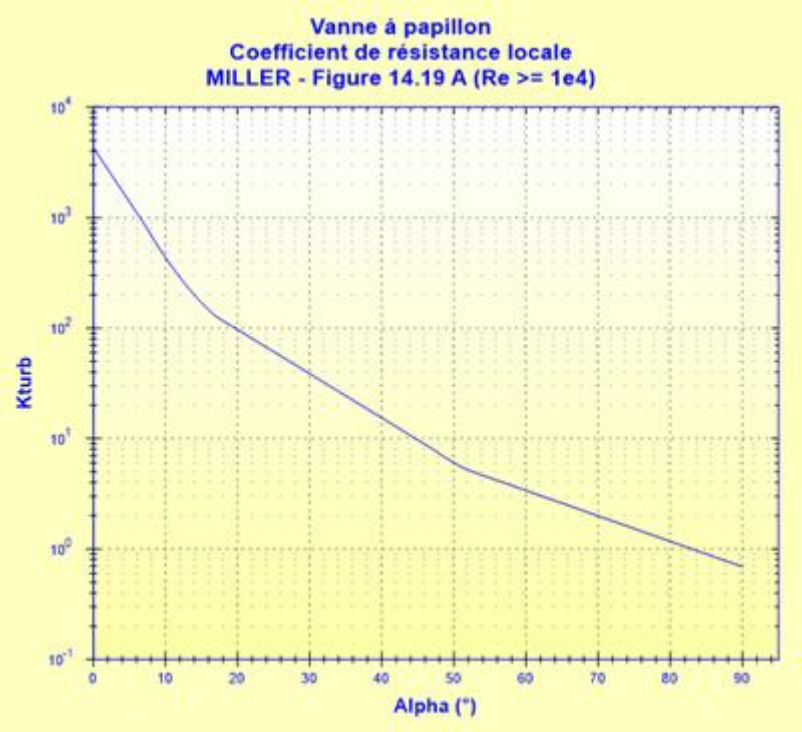
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = f(\alpha)$$ ([1] figure 14.19 A)



- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, Re)$$ ([1] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

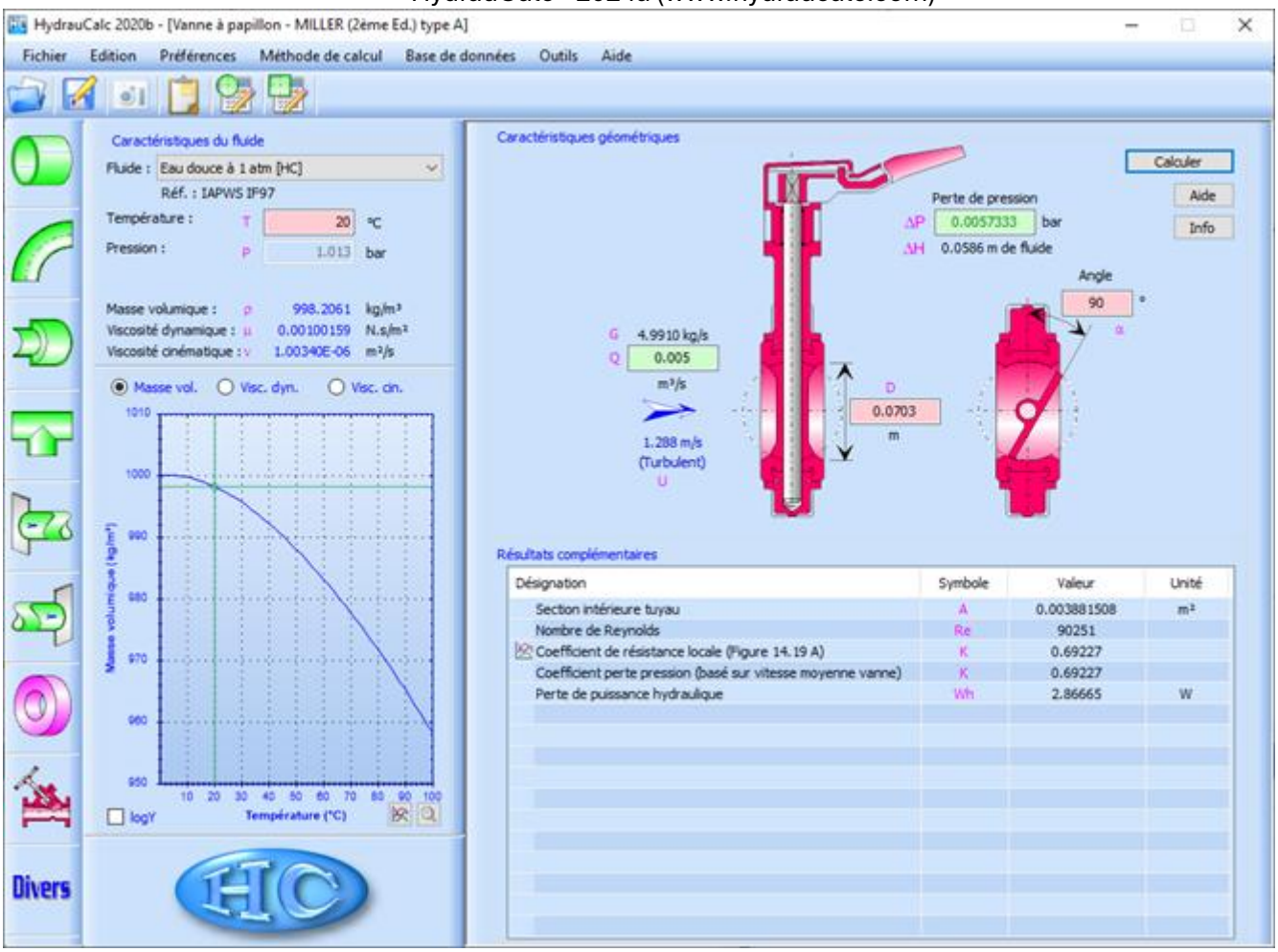
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

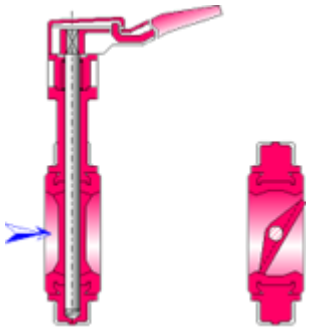
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.2.3 MILLER type B

Vanne à papillon

(MILLER)

Type B



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à papillon installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

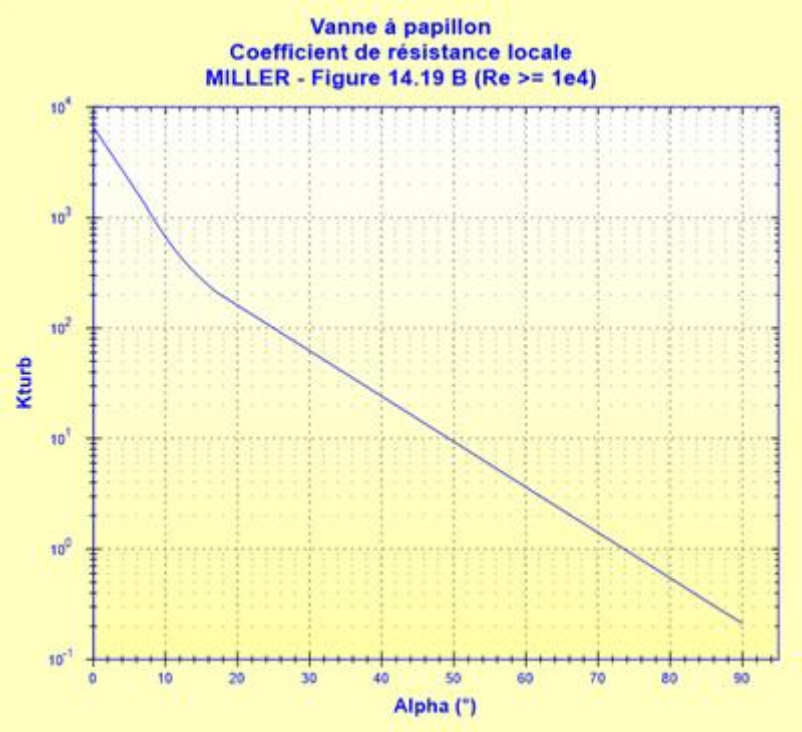
Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = f(\alpha)$$ ([1] figure 14.19 B)



- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([1] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

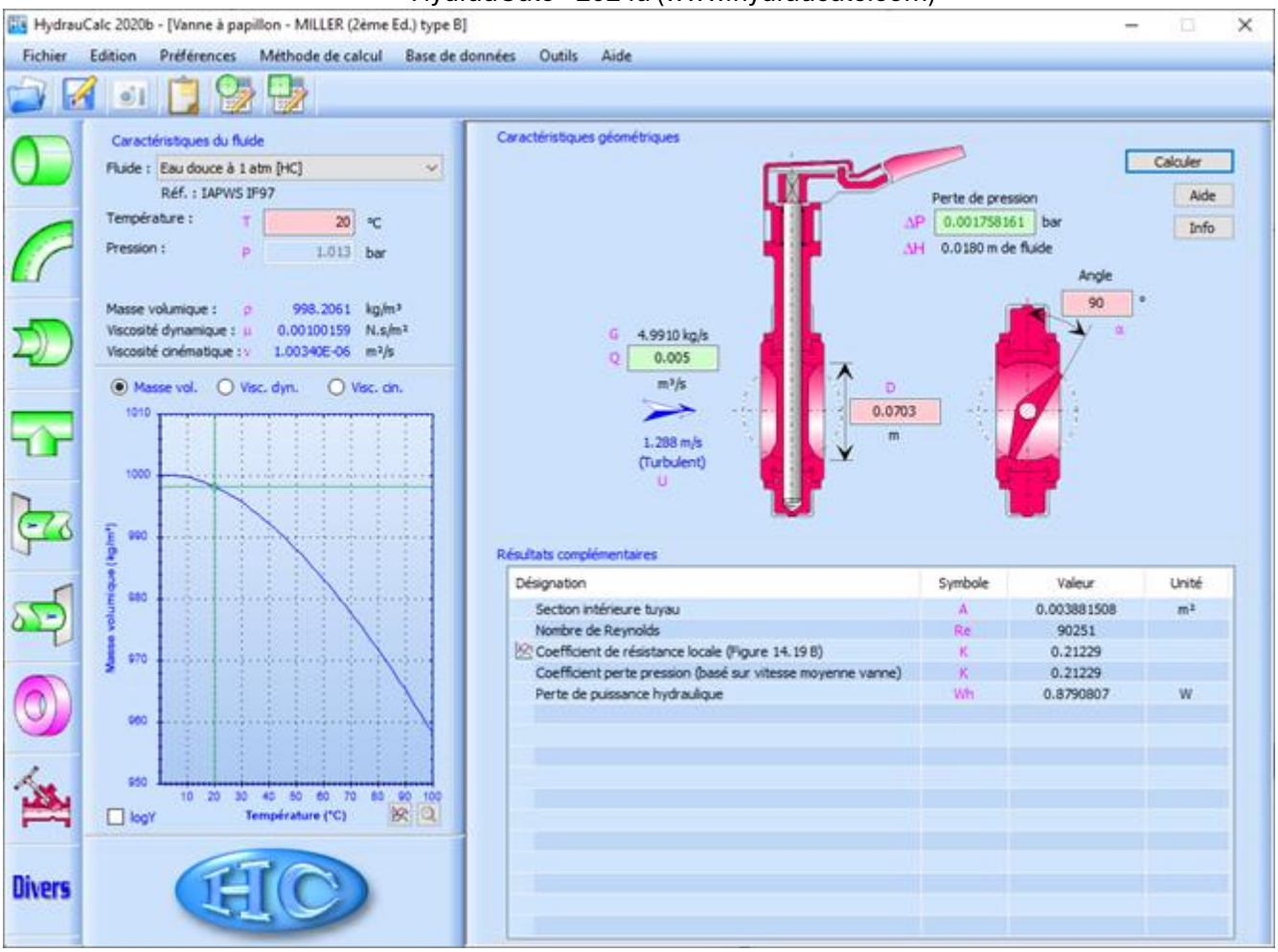
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

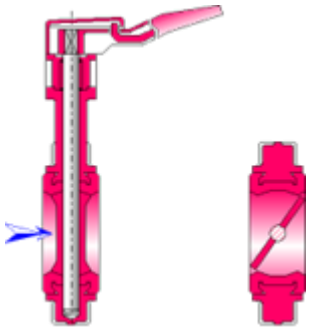
[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.2.4 MILLER type C

Vanne à papillon

(MILLER)

Type C



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à papillon installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

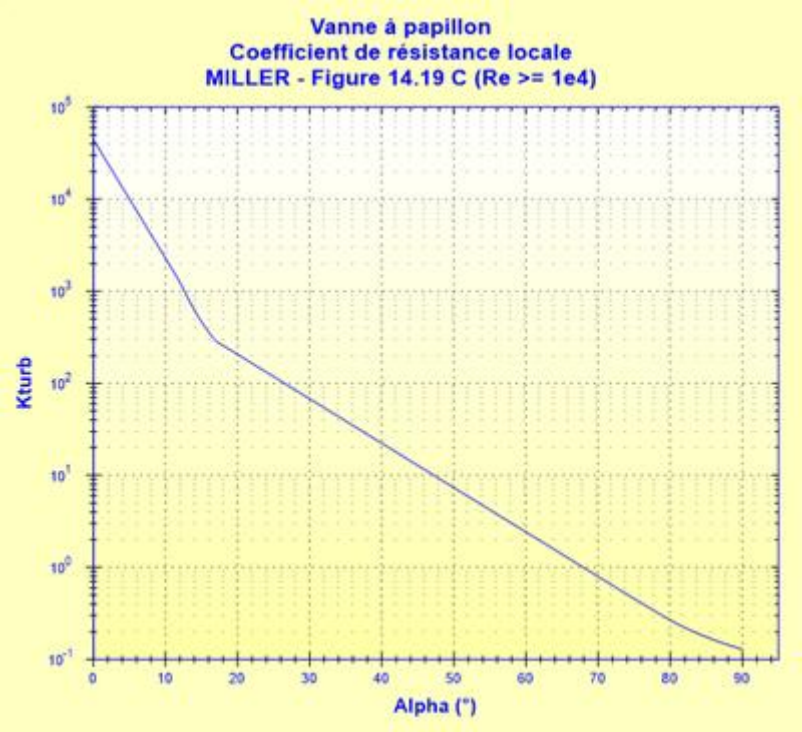
Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

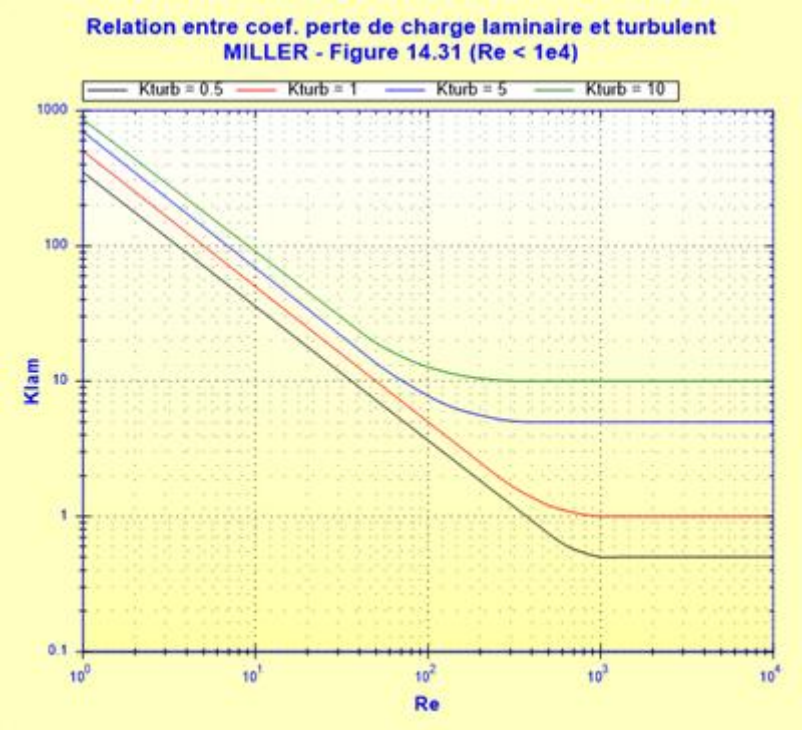
- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = f(\alpha)$$ ([1] figure 14.19 C)



- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([1] figure 14.31)



Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

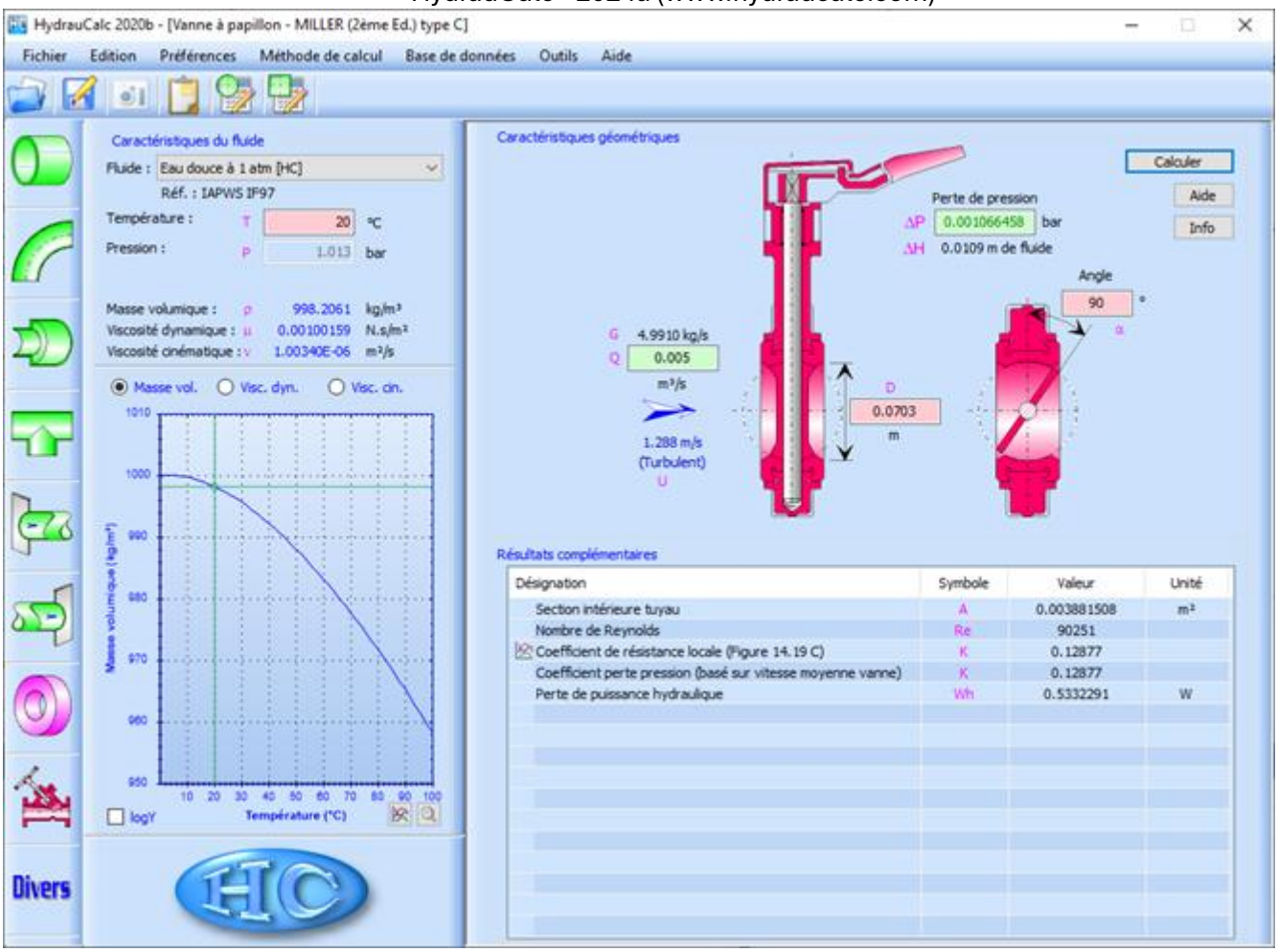
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



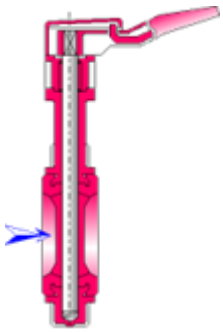
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.2.5 Fabricant

Vanne à papillon

(définie par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à papillon installée dans un tuyau droit.

Les caractéristiques de la vanne sont définies par des fabricants de vannes. La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

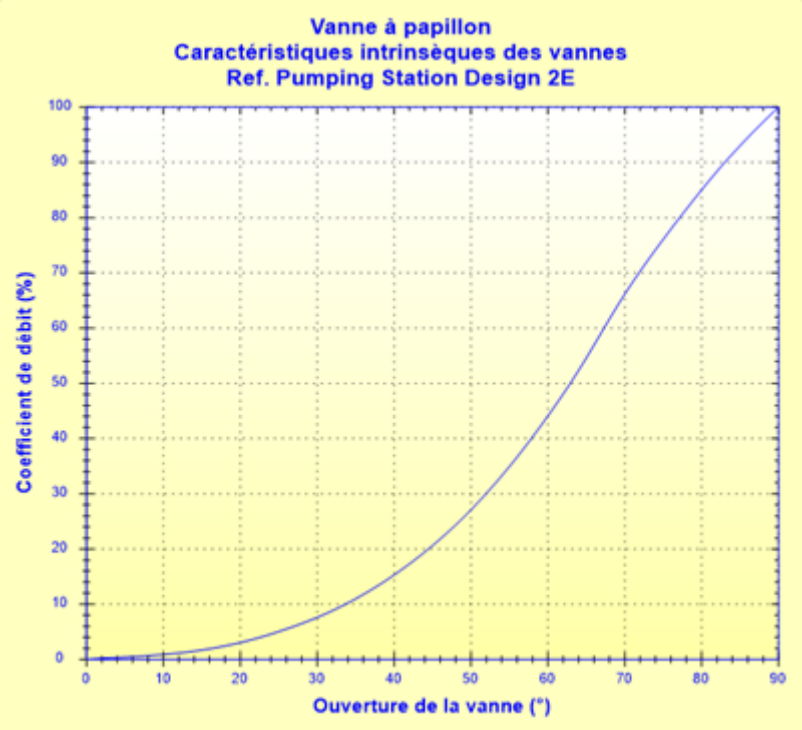
Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

Exemple de coefficient de débit en fonction de l'ouverture de vanne :



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 5-2)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	angle d'ouverture (°)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)

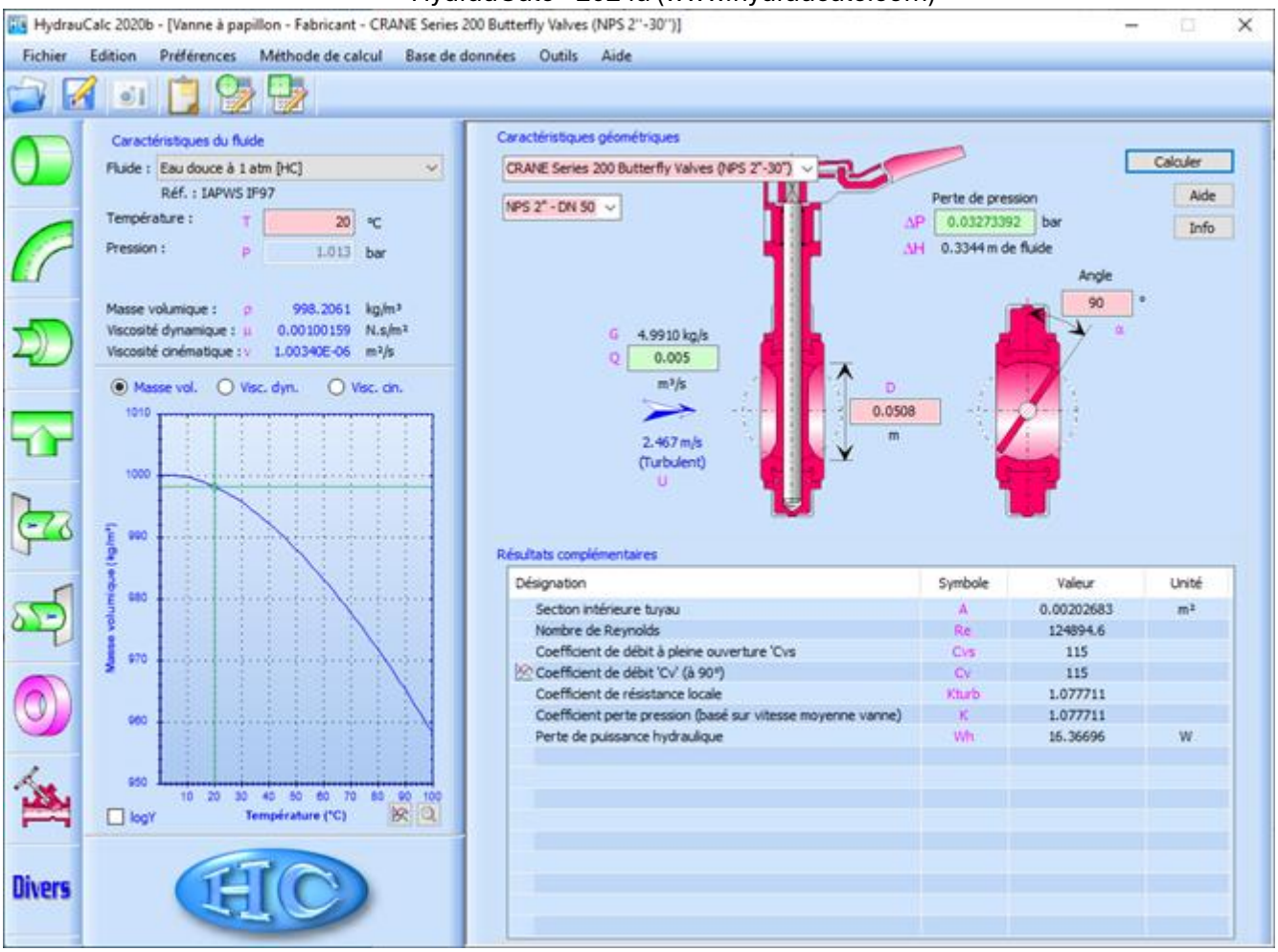
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
Kv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)
Cv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)
Av_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

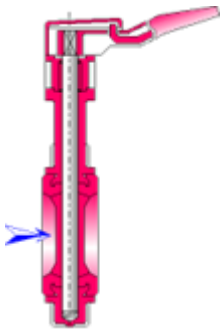
[1] Pumping Station Design, Second Edition, Garr M. Jones

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.2.6 Utilisateur

Vanne à papillon

(définie par l'utilisateur par un coefficient de débit)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à papillon installée dans un tuyau droit.

La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

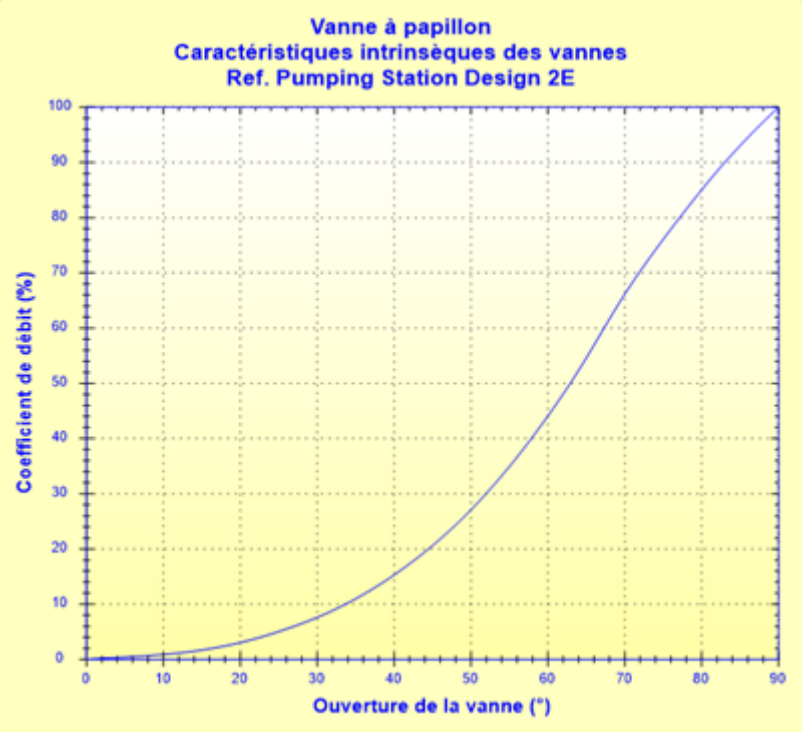
$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 5-2)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$

([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

■ régime turbulent (Re ≥ 10^4) :

$$K = K_{turb}$$

■ régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
α	Angle d'ouverture (°)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

Kv_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)

Cv_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)

Av_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

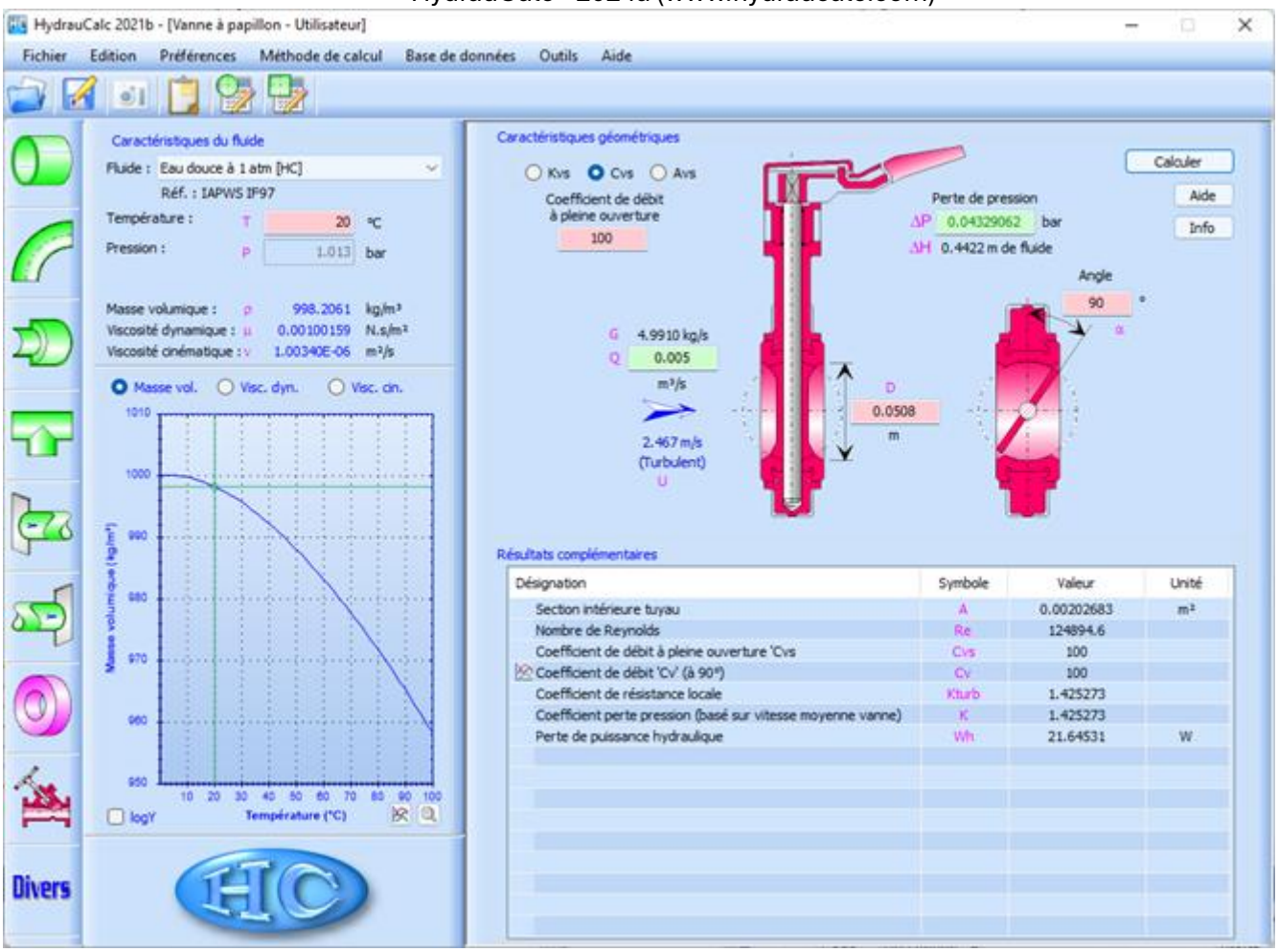
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :

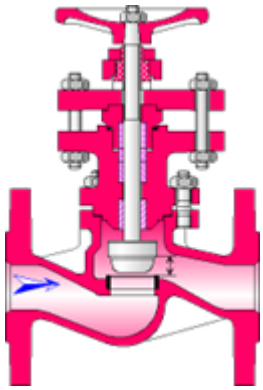


Références :

[1] Pumping Station Design, Second Edition, Garr M. Jones

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.3 Vanne à soupape

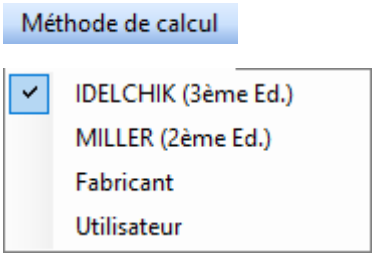


Pour le calcul du coefficient de perte de pression des vannes à soupape, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

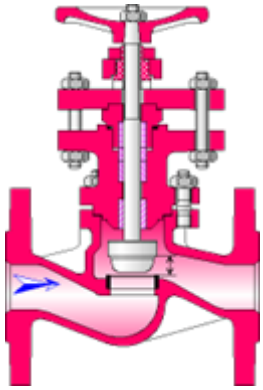
- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il peut également sélectionner une vanne parmi une liste de vannes proposées par des fabricants ou définir sa propre vanne.

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.10.3.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section intérieure (m^2) :

$$F = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W = \frac{Q}{F}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

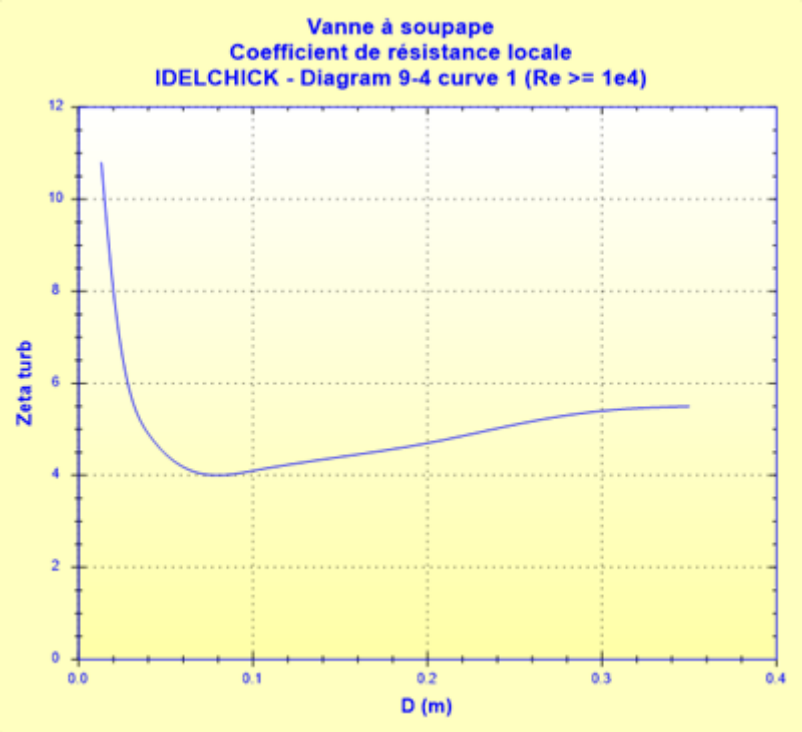
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{W \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$\zeta_{turb} = f(D)$$ ([1] diagram 9-2)



■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, Re)$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{\zeta_{lam}}{\zeta_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0	Diamètre intérieur (m)
F	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
ζ_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
ζ_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

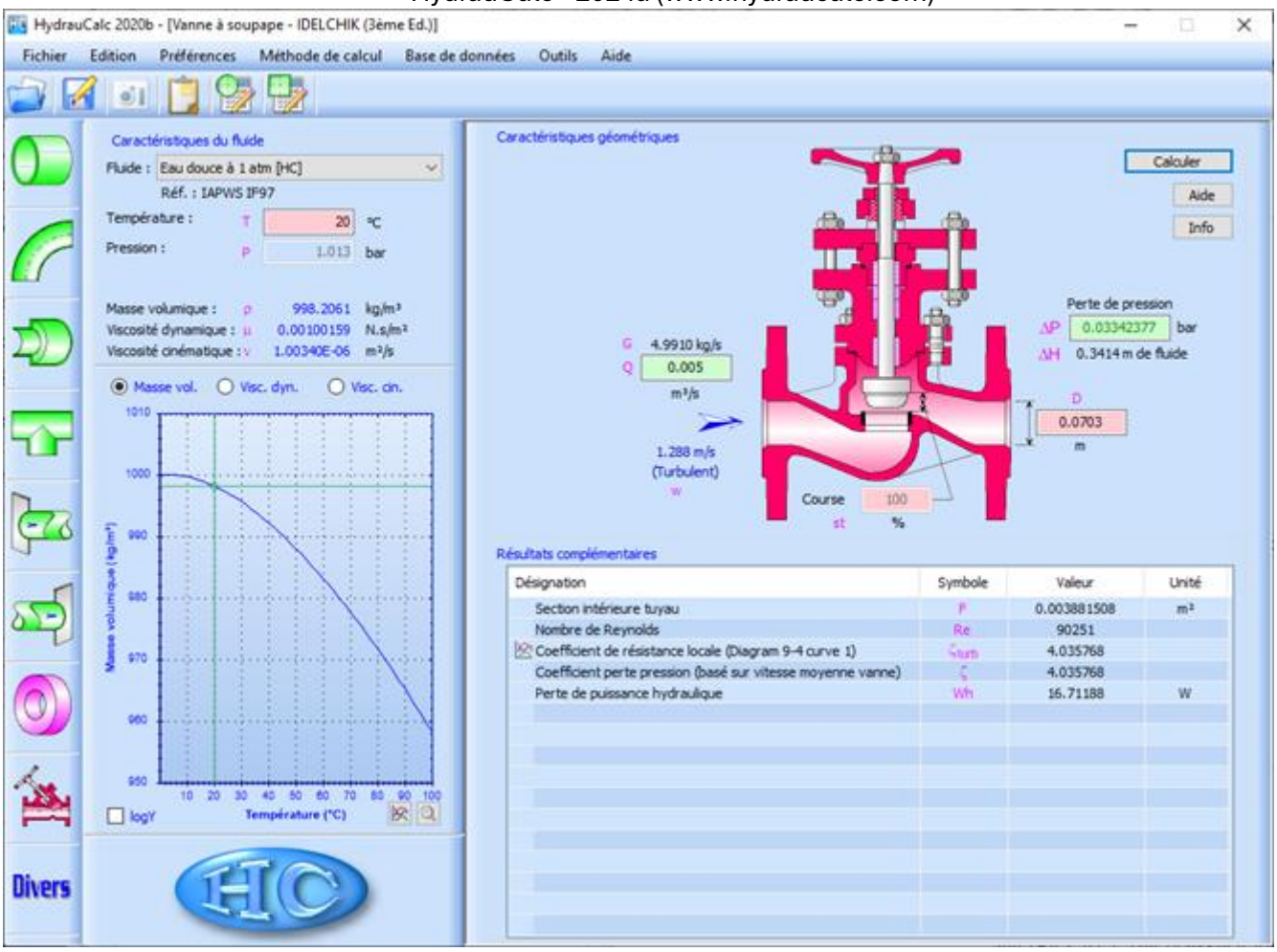
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- diamètre D compris entre 0,013 m et 0,35 m
- ouverture complète de la vanne
- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "ζ_{lam}" est estimé

Exemple d'application :

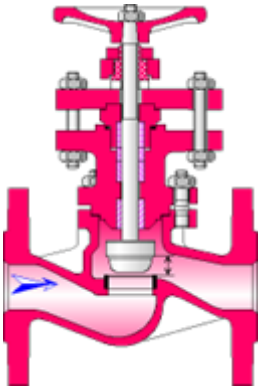


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.3.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

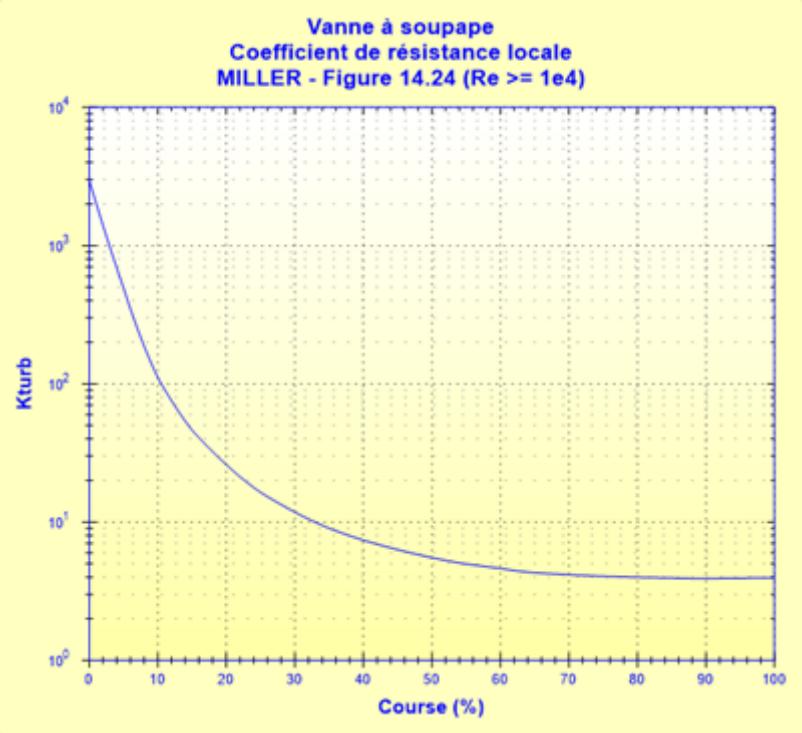
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$K = f(\alpha)$ ([1] figure 14.24)



■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$ ([1] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
st	Course d'ouverture de la vanne (%)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()

K_{lam} Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

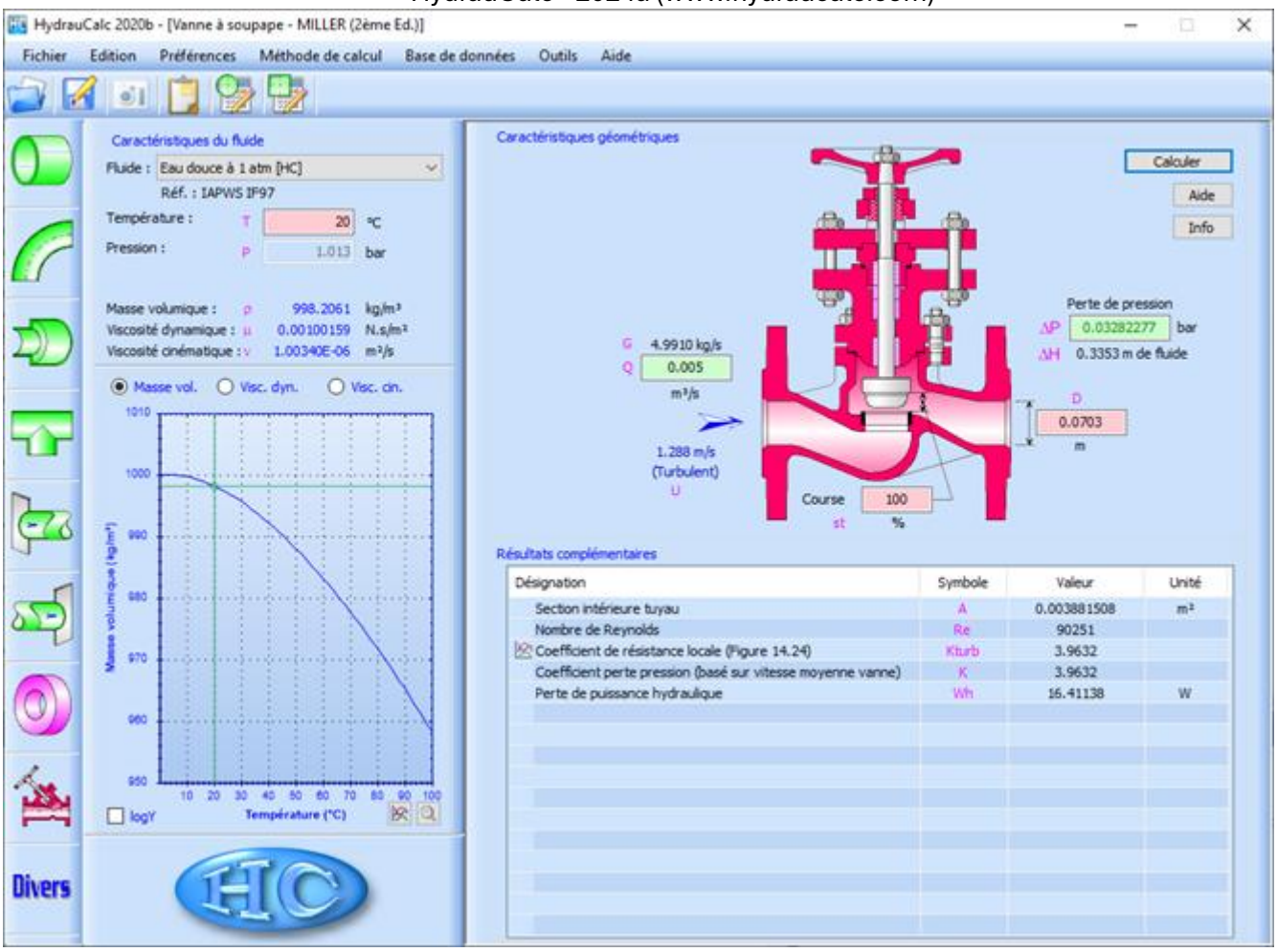
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



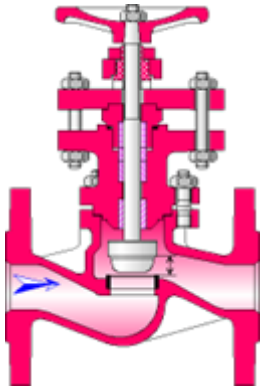
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.3.3 Fabricant

Vanne à soupape

(définie par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape installée dans un tuyau droit.

Les caractéristiques de la vanne sont définies par des fabricants de vannes. La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

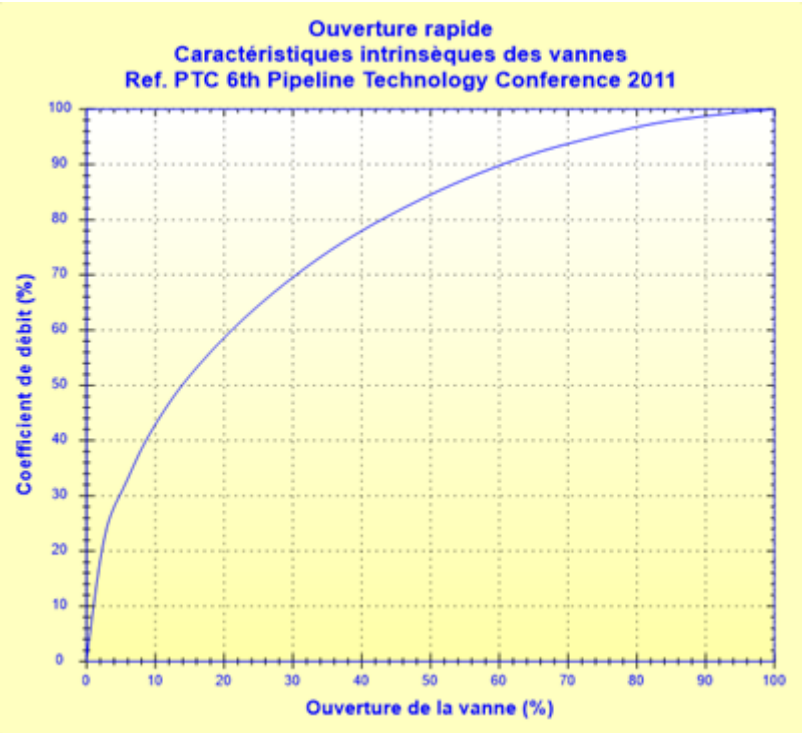
$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

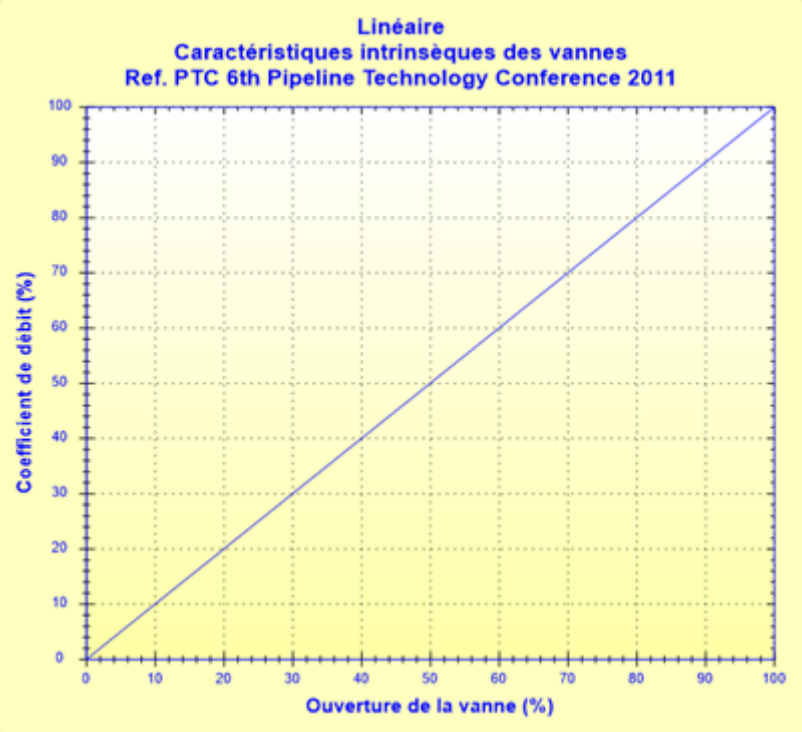
Caractéristiques intrinsèques des vannes :

■ Ouverture rapide :



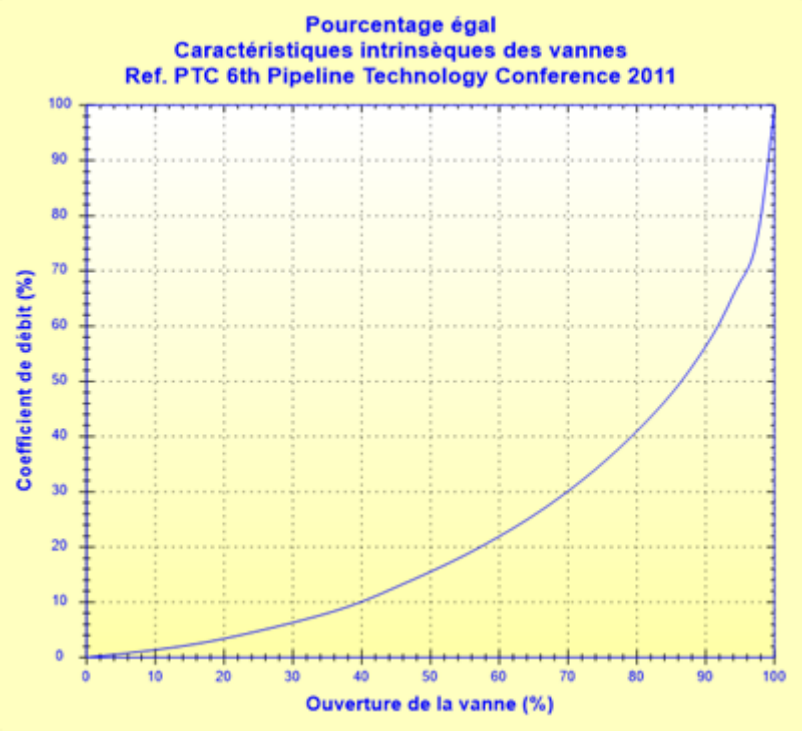
$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 3)

■ Linéaire :



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 3)

■ Pourcentage égal :



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 3)

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{\mathrm{Re}} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
st	Course d'ouverture de la vanne (%)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)

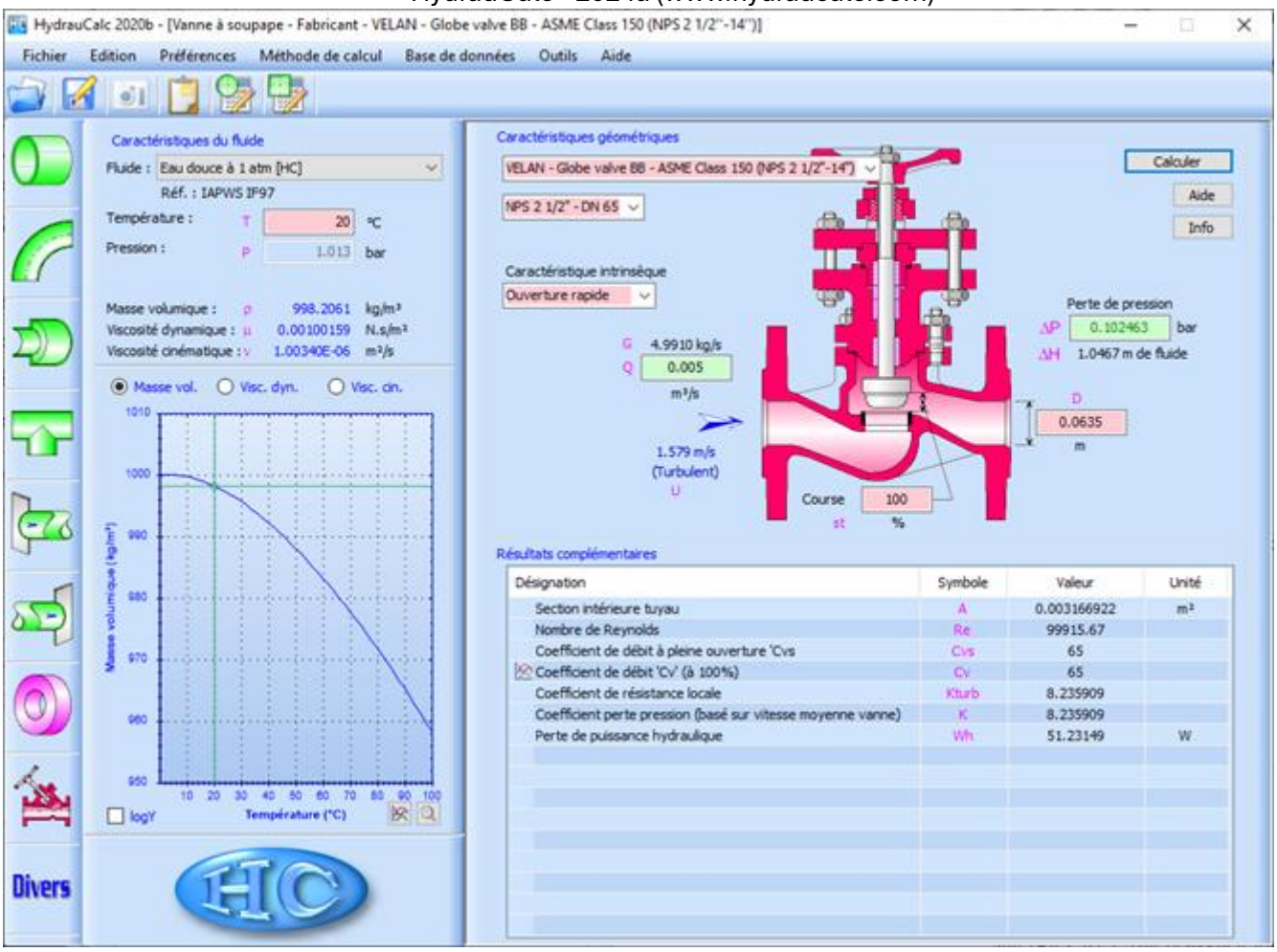
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
Kv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)
Cv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)
Av_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

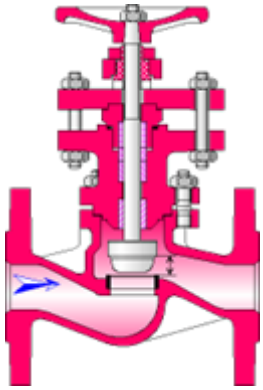
[1] PTC 6th Pipeline Technology Conference 2011

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.3.4 Utilisateur

Vanne à soupape

(définie par l'utilisateur par un coefficient de débit)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape installée dans un tuyau droit.

La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

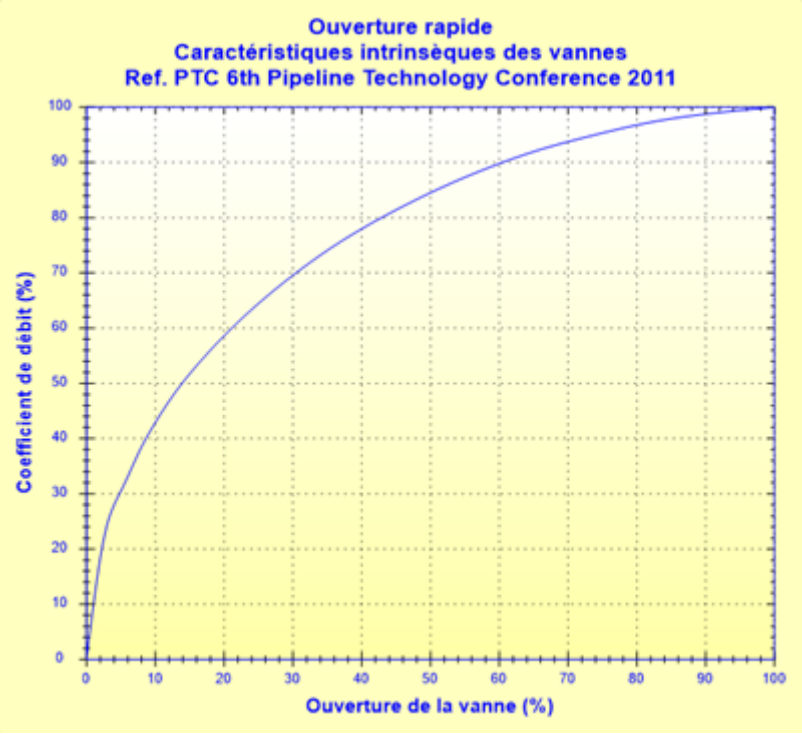
$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

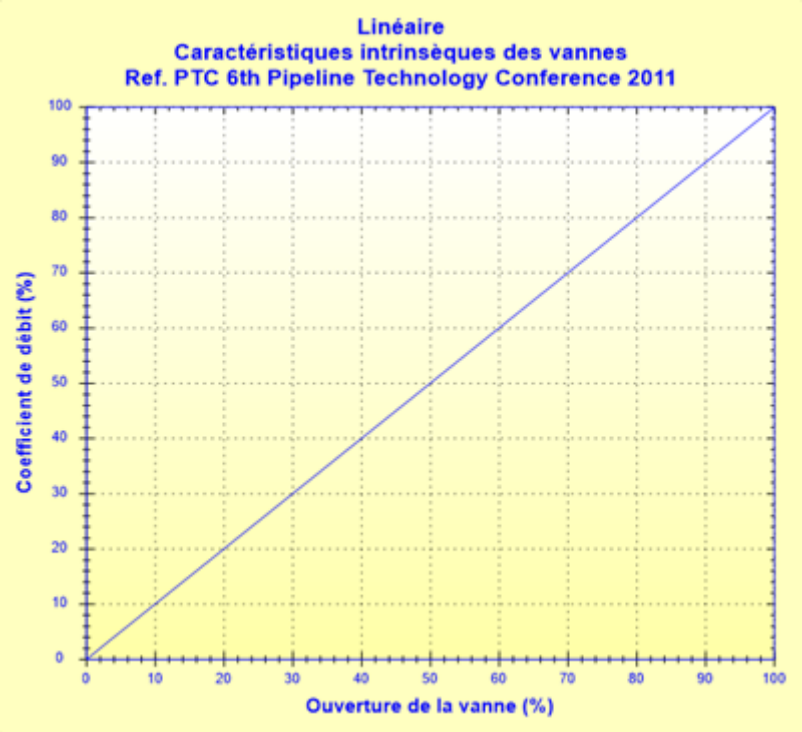
Caractéristiques intrinsèques des vannes :

■ Ouverture rapide :



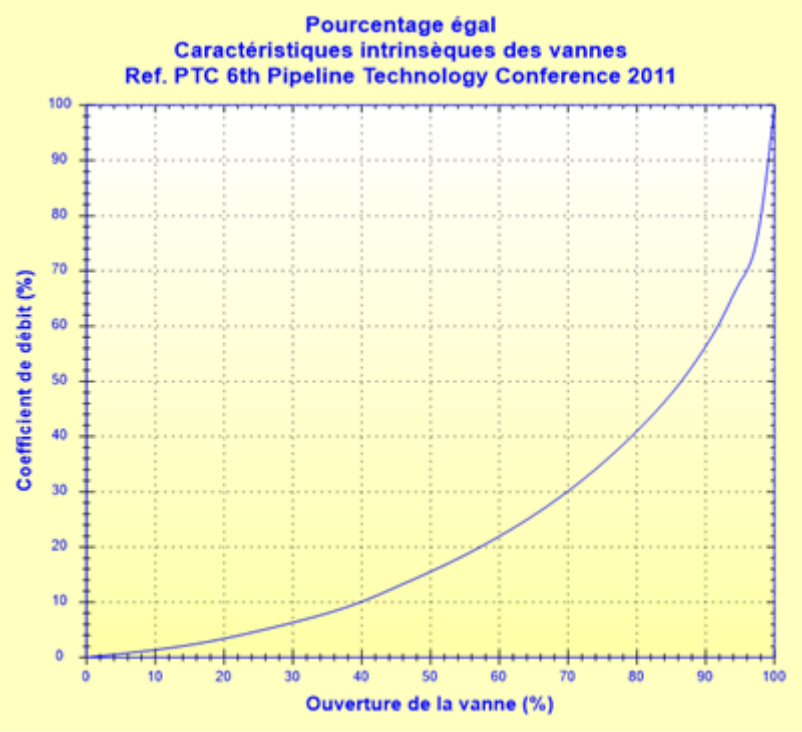
$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 3)

■ Linéaire :



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 3)

■ Pourcentage égal :



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Figure 3)

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{\mathrm{Re}} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
st	Course d'ouverture de la vanne (%)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)

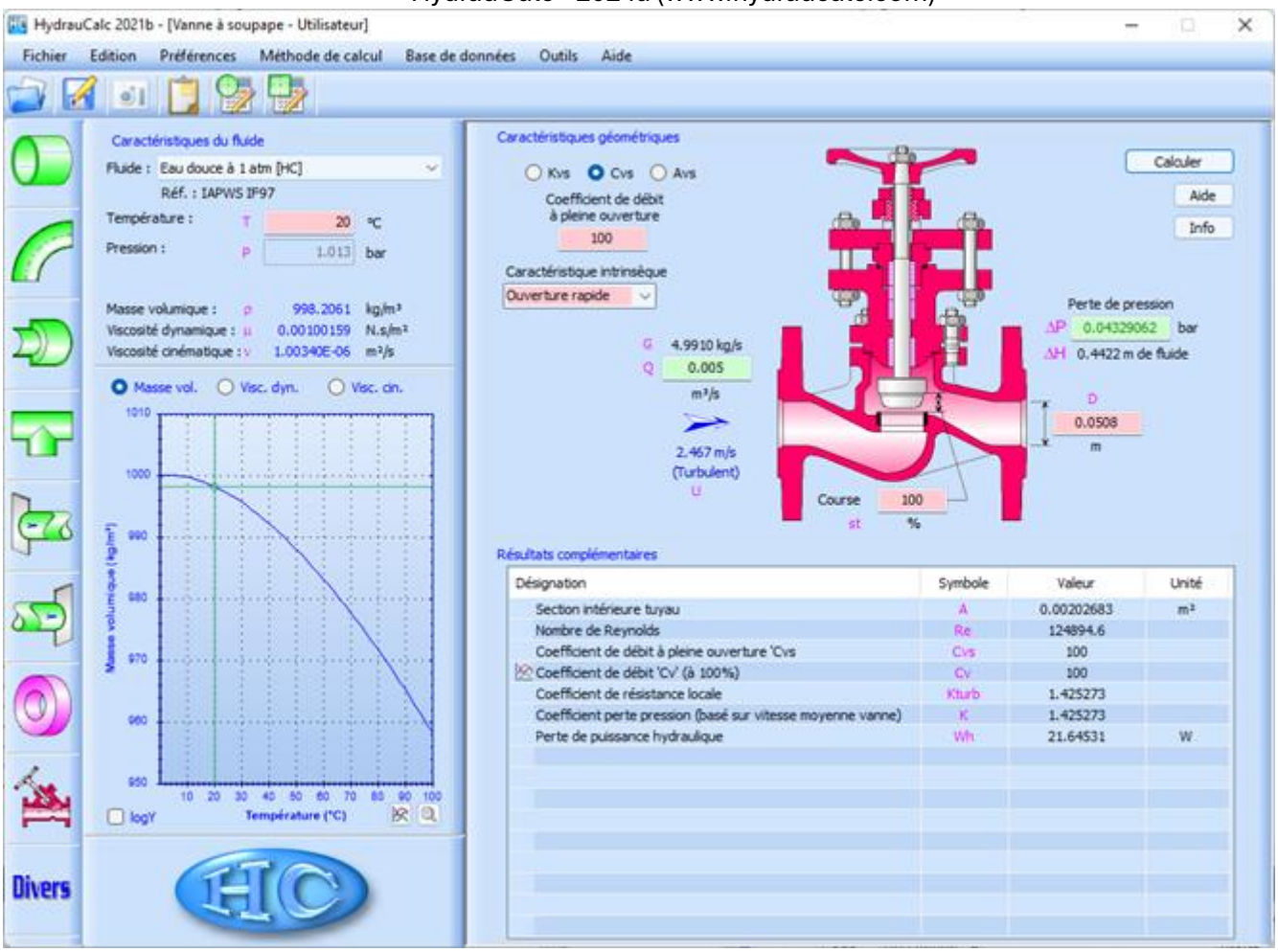
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
Kv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)
Cv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)
Av_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :

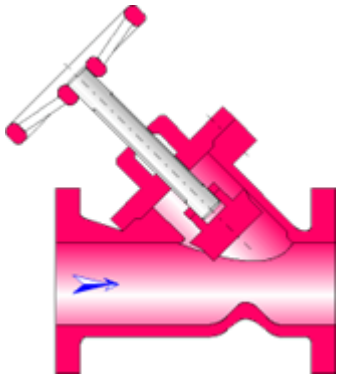


Références :

[1] PTC 6th Pipeline Technology Conference 2011

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.4 Vanne à soupape à tige inclinée

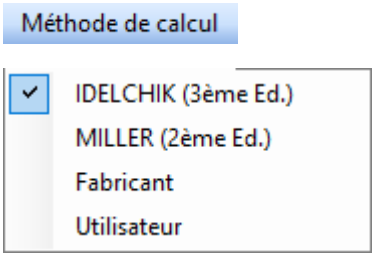


Pour le calcul du coefficient de perte de pression des vannes à soupape à tige inclinée, l'utilisateur peut choisir parmi l'une des méthodes décrites dans les deux documents de référence suivants :

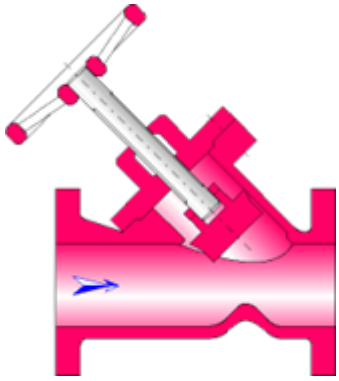
- Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik
- Internal Flow System, 2nd Edition, D.S. Miller

Il peut également sélectionner une vanne parmi une liste de vannes proposées par des fabricants ou définir sa propre vanne.

La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « IDELCHIK (3ème Ed.) ».



2.10.4.1 IDELCHIK



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape à tige inclinée installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section intérieure (m^2) :

$$F = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$W = \frac{Q}{F}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

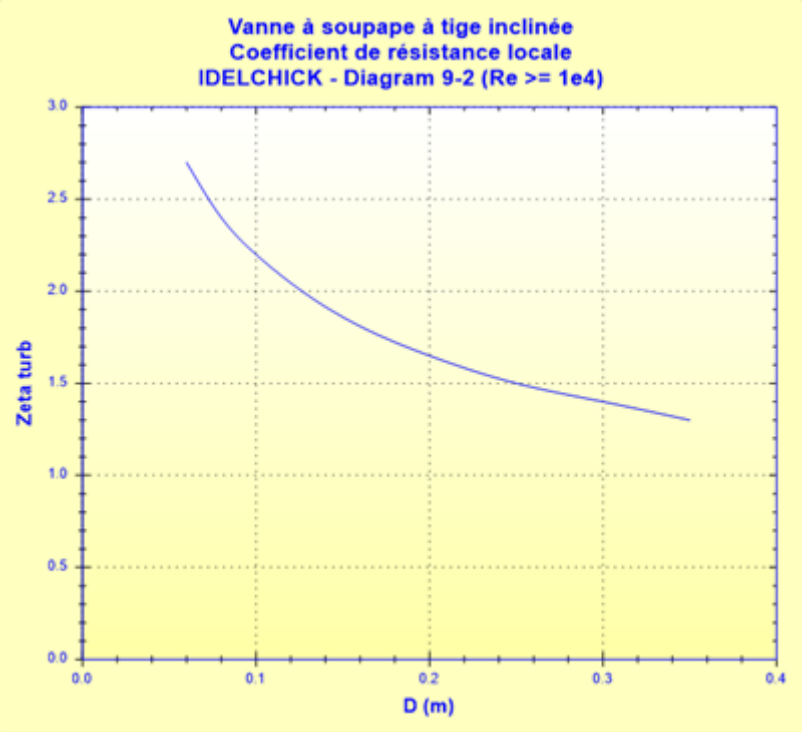
Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{W \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$\zeta_{turb} = f(D)$$ ([1] diagram 9-2)



■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$\zeta_{lam} = f(\zeta_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{\zeta_{lam}}{\zeta_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$\zeta = \zeta_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D_0	Diamètre intérieur (m)
F	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
w	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
ζ_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
ζ_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

ζ Coefficient de perte de pression (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

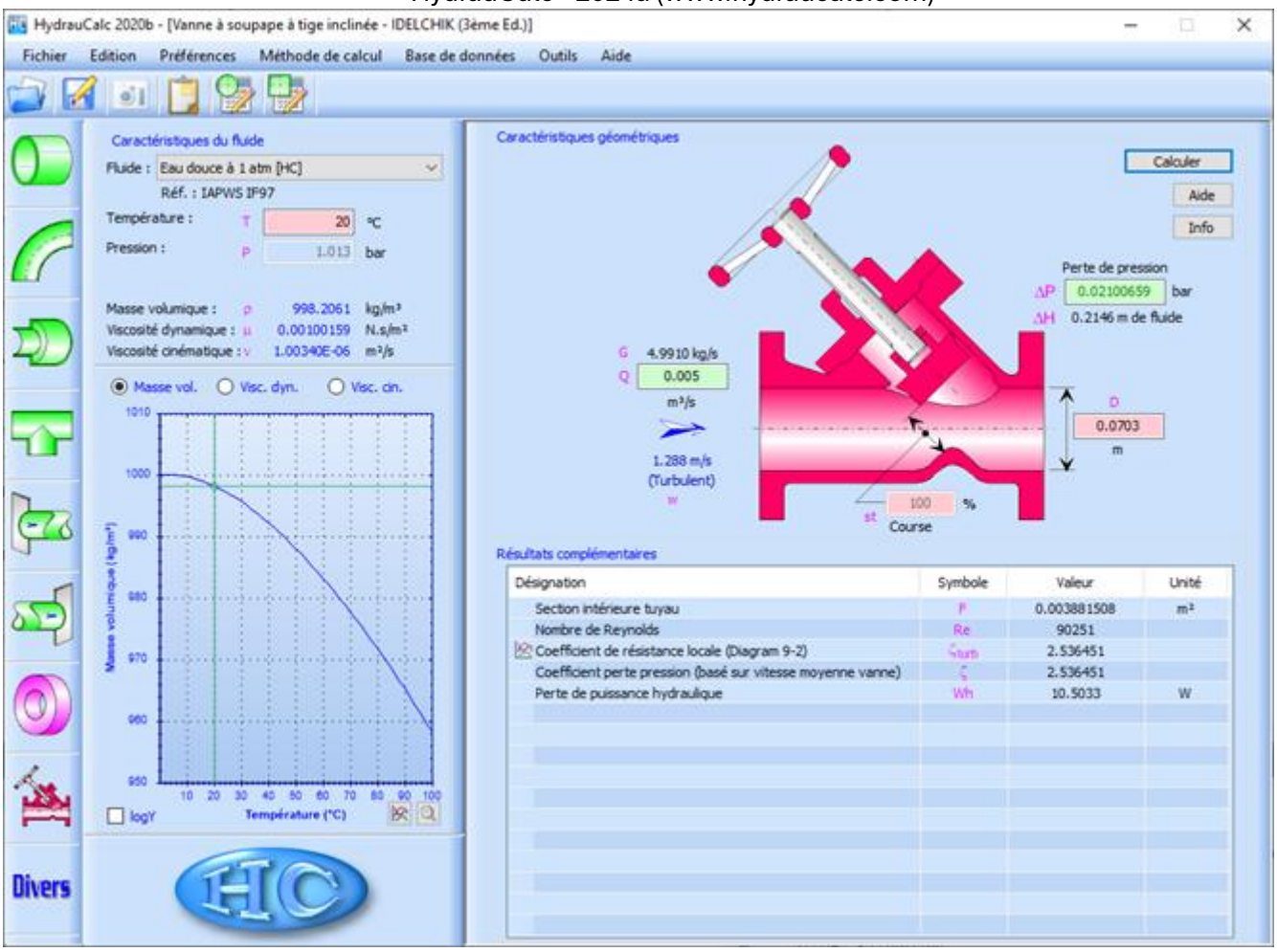
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- diamètre D compris entre 0,06 m et 0,35 m
- ouverture complète de la vanne
- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "ζ_{lam}" est estimé

Exemple d'application :

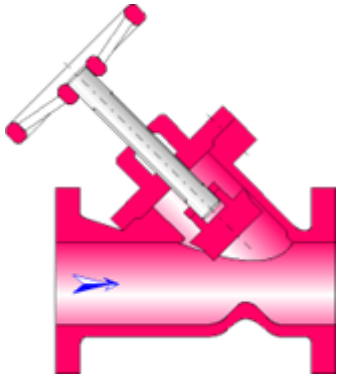


Références :

[1] Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition, I.E. Idelchik

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.4.2 MILLER



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape à tige inclinée installée dans un tuyau droit.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

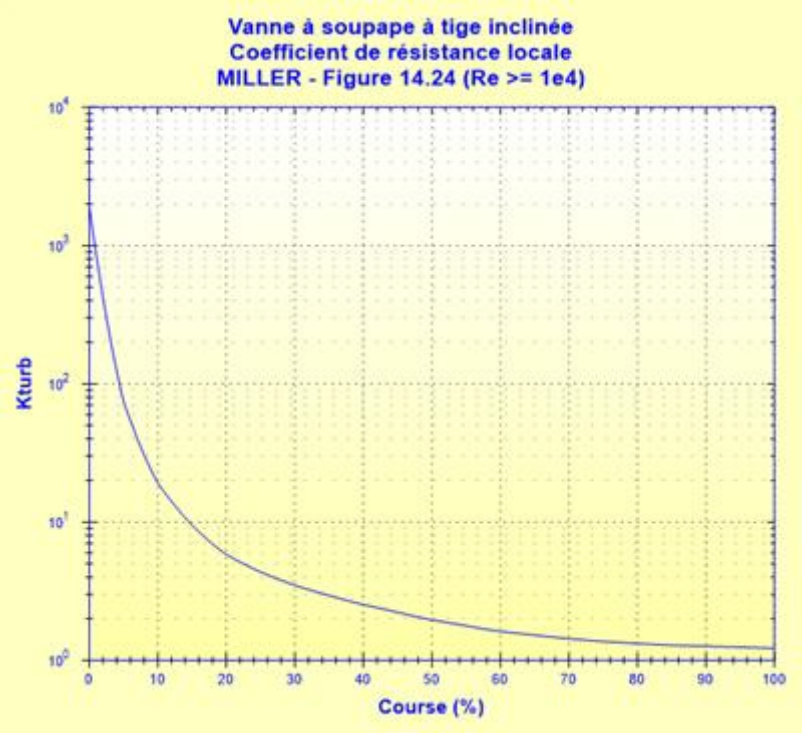
Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale :

■ Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$K = f(\alpha)$ ([1] figure 14.24)



■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$ ([1] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds ($Re < 10^4$) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
st	Course d'ouverture de la vanne (%)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()

K_{lam} Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

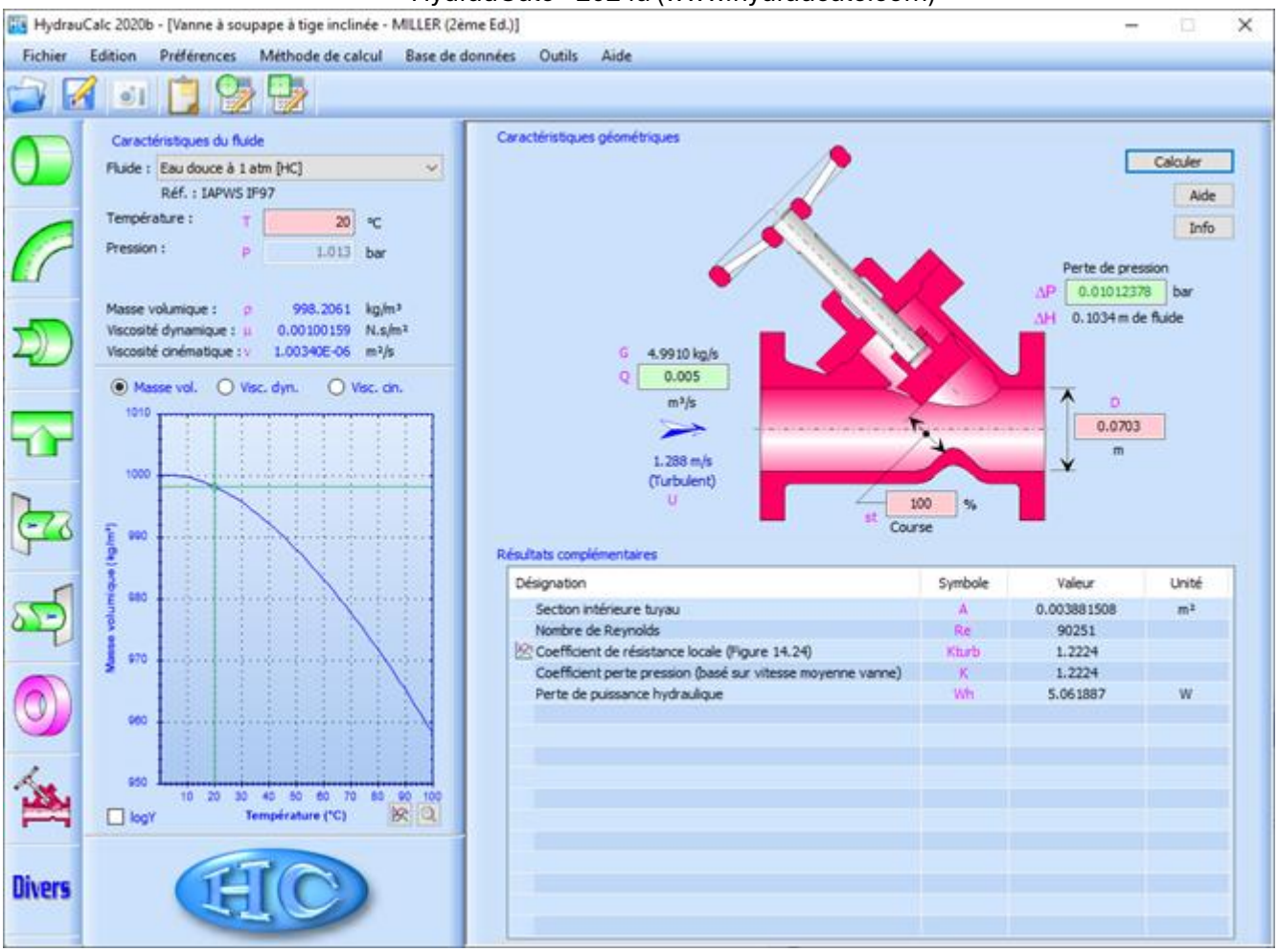
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



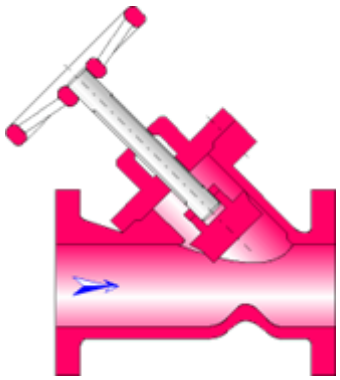
Références :

[1] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.4.3 Fabricant

Vanne à soupape à tige inclinée

(définie par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape à tige inclinée installée dans un tuyau droit.

Les caractéristiques de la vanne sont définies par des fabricants de vannes. La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

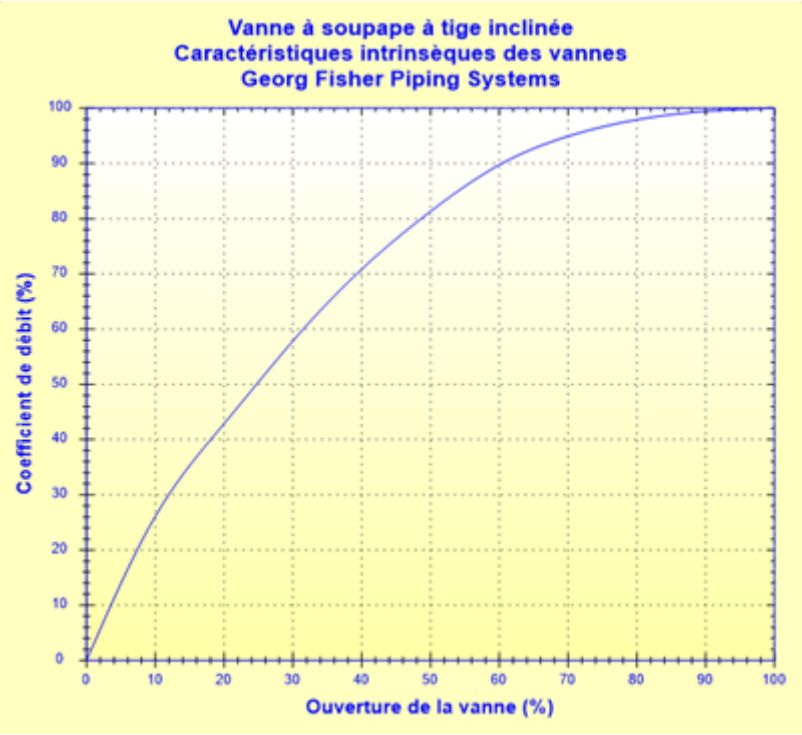
$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}\left(O_{uv}V_{anne}\right)/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}\left(O_{uv}V_{anne}\right)/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}\left(O_{uv}V_{anne}\right)/100$$



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Page 10.147)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

■ Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent ($Re \geq 10^4$) :

$$K = K_{turb}$$

- régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
st	Course d'ouverture de la vanne (%)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)

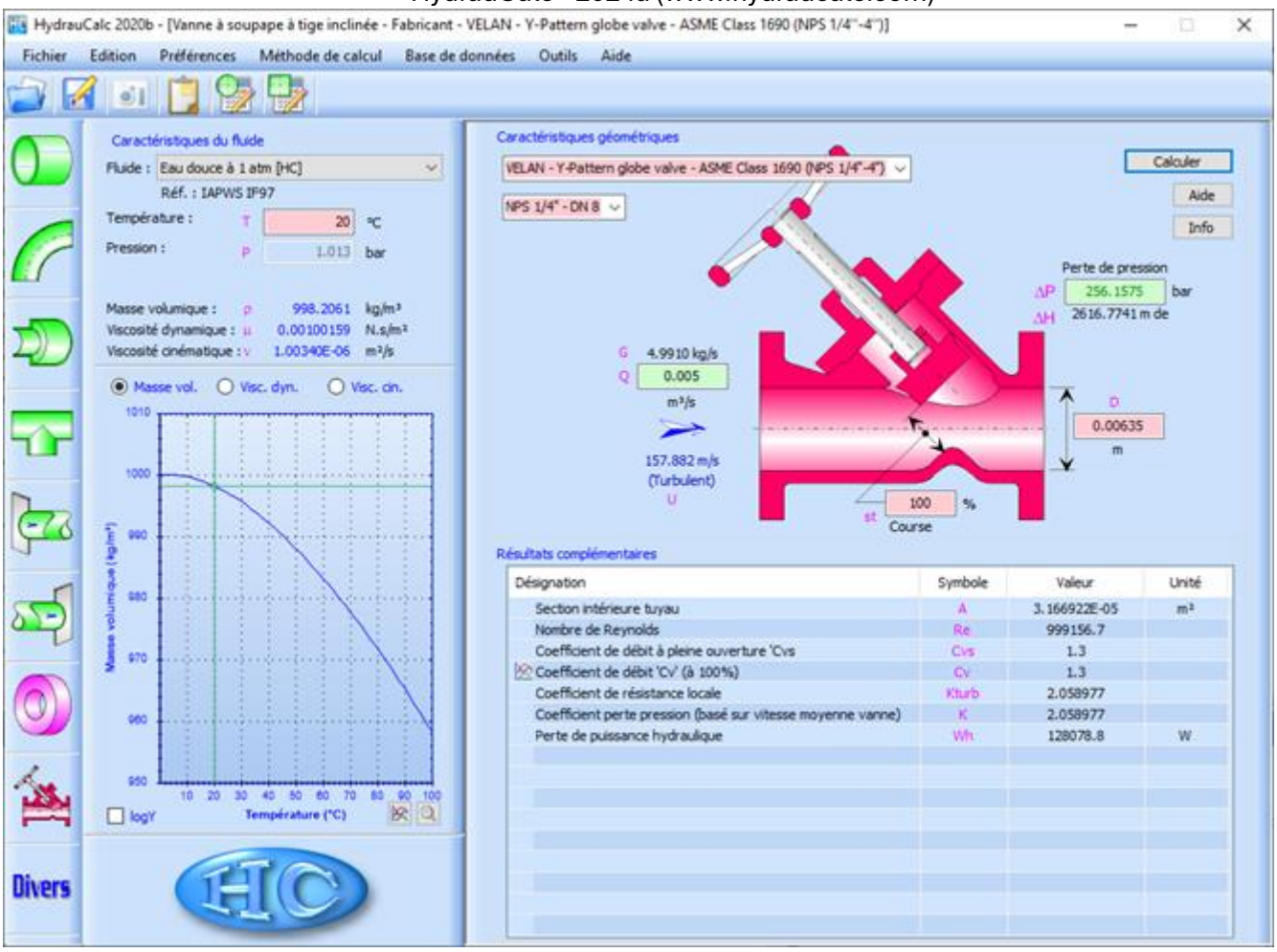
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()
C_{Re}	Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()
Kv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)
Cv_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)
Av_c	Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

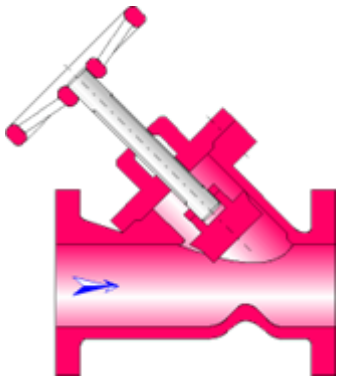
[1] Georg Fisher Piping Systems, Technical Data for Y-Globe Valves

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.10.4.4 Utilisateur

Vanne à soupape à tige inclinée

(définie par l'utilisateur par un coefficient de débit)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans une vanne à soupape à tige inclinée installée dans un tuyau droit.

La perte de charge de la vanne est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture, et une loi d'évolution du débit en fonction de l'ouverture de la vanne.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

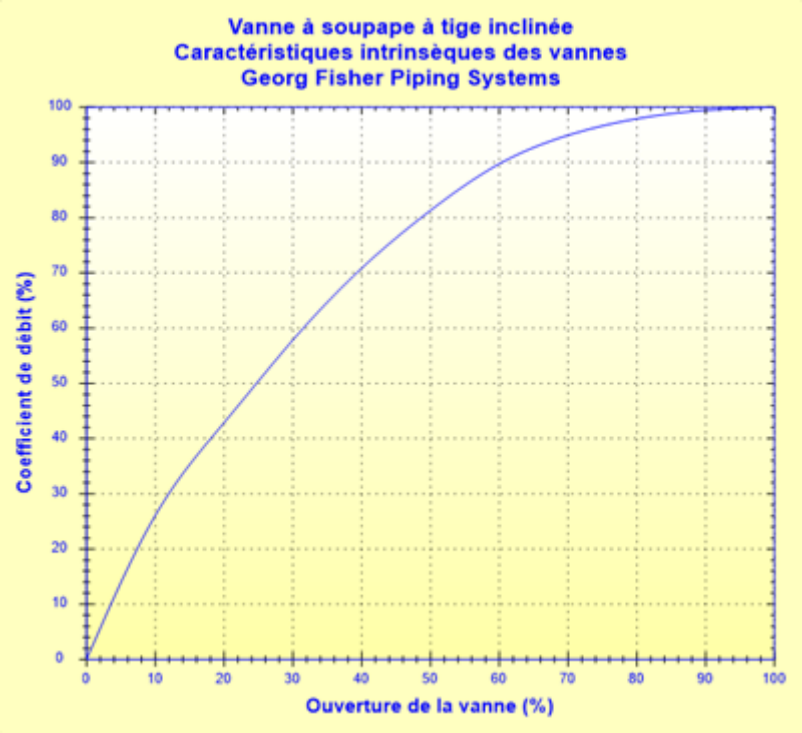
$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Evolution des coefficients de débit en fonction de l'ouverture de la vanne :

$$Kv = Kvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Cv = Cvs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$

$$Av = Avs \cdot C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})/100$$



$C_{oef}D_{ébit}(O_{uv}V_{anne})$ ([1] Page 10.147)

Coefficient de résistance locale :

- Re ≥ 10^4 (écoulement turbulent)

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

- Re < 10^4 (écoulement laminaire)

$$K_{lam} = f(K_{turb}, \mathrm{Re})$$ ([2] figure 14.31)

Correction du nombre de Reynolds (Re < 10^4) :

$$C_{Re} = \frac{K_{lam}}{K_{turb}}$$

Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (Re < 10^4) :

$$Kv_c = \frac{Kv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Cv_c = \frac{Cv}{\sqrt{C_{Re}}}$$

$$Av_c = \frac{Av}{\sqrt{C_{Re}}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

- régime turbulent (Re ≥ 10^4) :

$$K = K_{turb}$$

■ régime laminaire ($Re < 10^4$) :

$$K = K_{lam}$$

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
st	Course d'ouverture de la vanne (%)
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K_{lam}	Coefficient de résistance locale pour $Re < 10^4$ ()

C_{Re} Correction du nombre de Reynolds pour $Re < 10^4$ ()

Kv_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^3/h)

Cv_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (USG/min)

Av_c Coefficient de débit corrigé en écoulement laminaire (m^2)

K Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()

ΔP Perte de pression totale (Pa)

ΔH Perte de charge totale de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

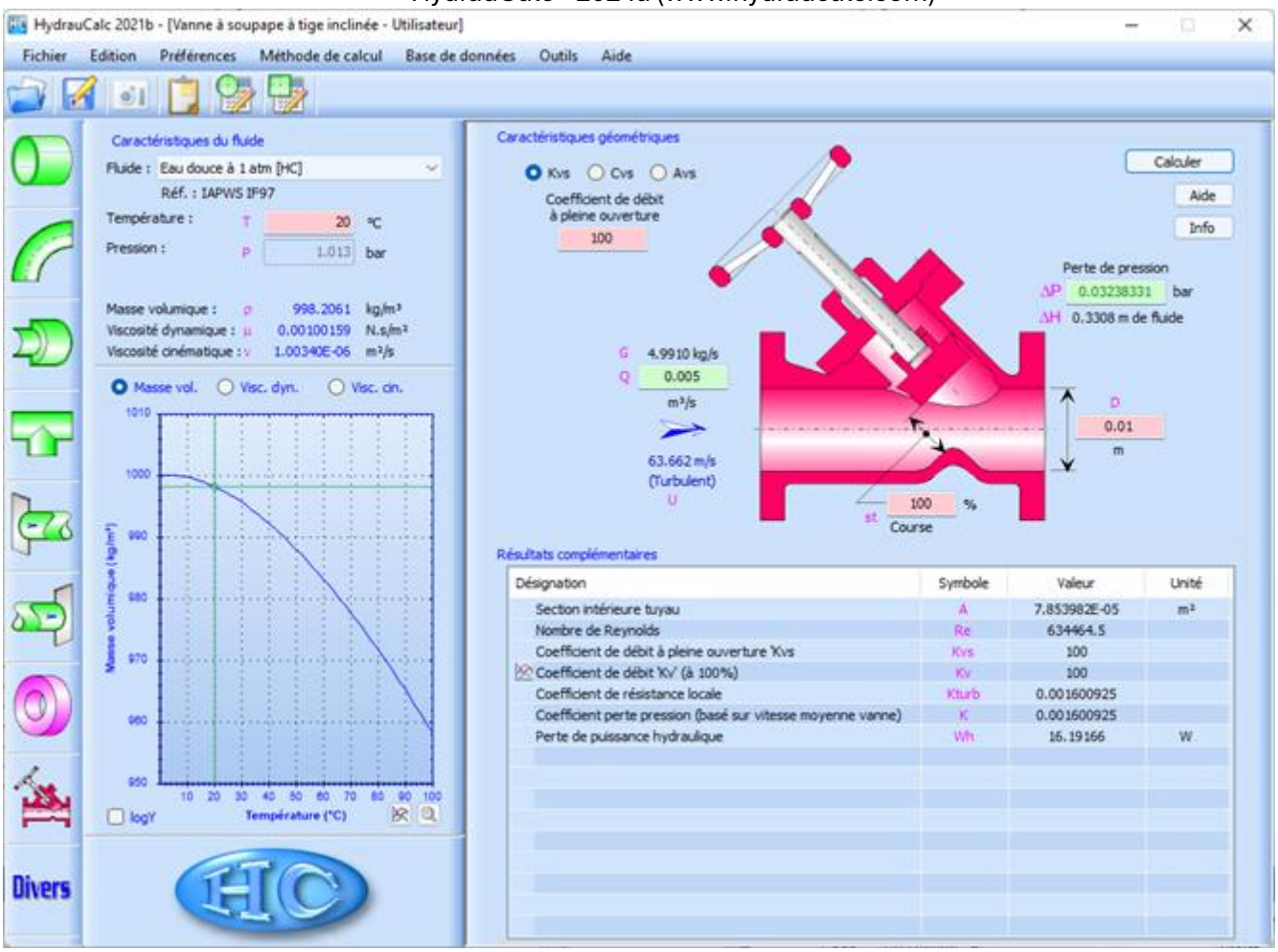
g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- tout régime d'écoulement : laminaire et turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$), le coefficient de perte de pression "K_{lam}" est estimé

Exemple d'application :



Références :

[1] Georg Fisher Piping Systems, Technical Data for Y-Globe Valves

[2] Internal Flow System, Second Edition, D.S. Miller

2.11 Clapets anti-retour

Cette sous-section regroupe l'ensemble des clapets anti-retour qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de clapets anti-retour disponibles sont :

- Clapet anti-retour à simple battant

- Clapet anti-retour à double battants

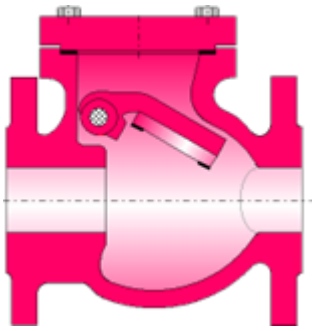
- Clapet anti-retour axial

- Clapet anti-retour à membrane

- Clapet anti-retour à boule

- Clapet de pied crépine

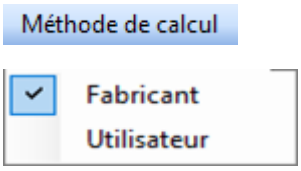
2.11.1 Clapet anti-retour à simple battant



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des clapets anti-retour à simple battant, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de clapets anti-retour à simple battant proposés par des fabricants,
- définir son propre clapet anti-retour à simple battant.

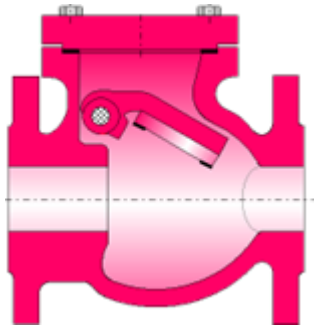
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.11.1.1 Fabricant

Clapet anti-retour à simple battant

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à simple battant installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à simple battant sont définies par des fabricants de clapets. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

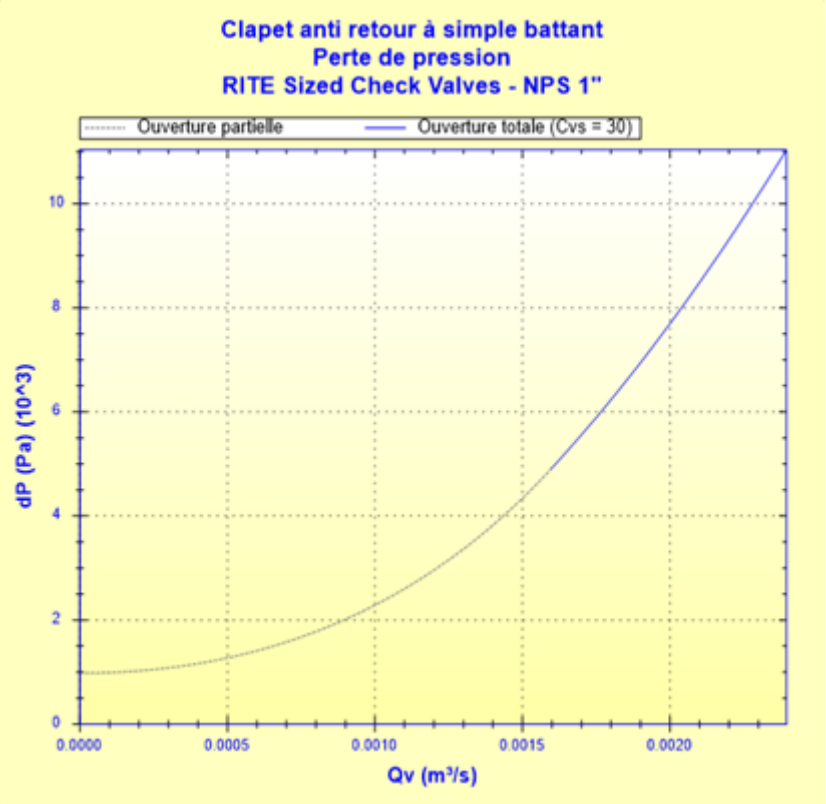
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

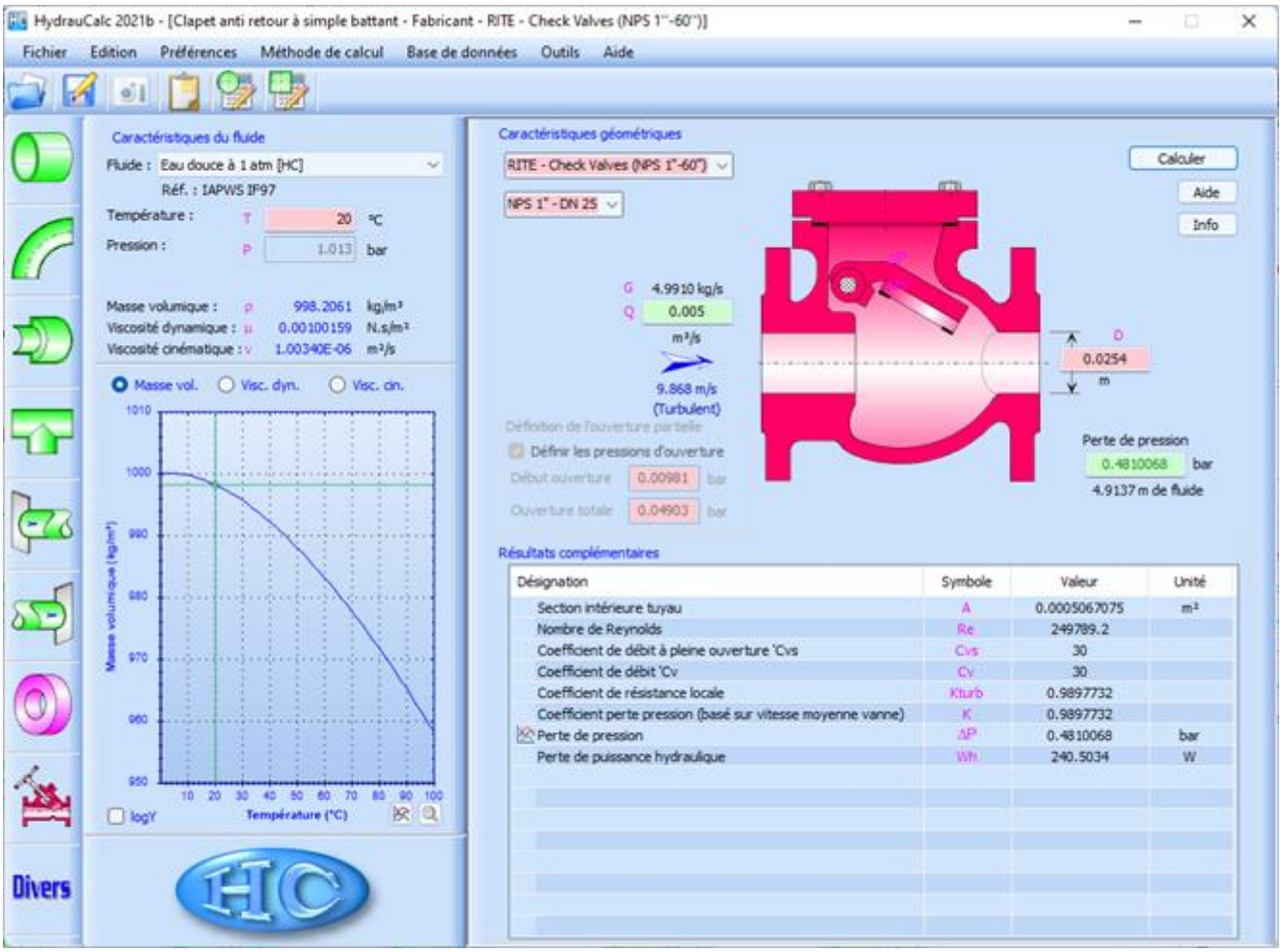
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$) et pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

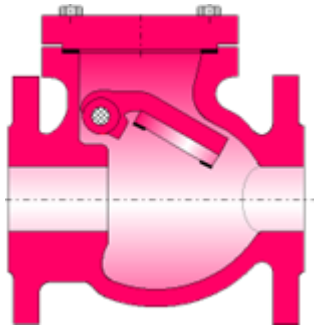
Exemple d'application :



Références :

Fabricants

2.11.1.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à simple battant installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à simple battant sont définies par l'utilisateur. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

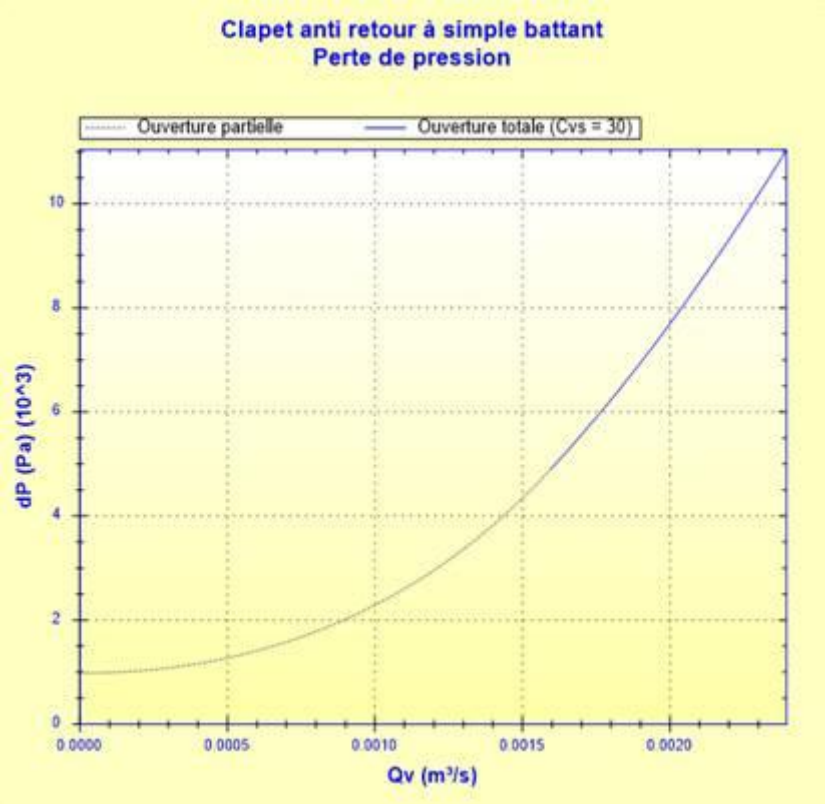
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

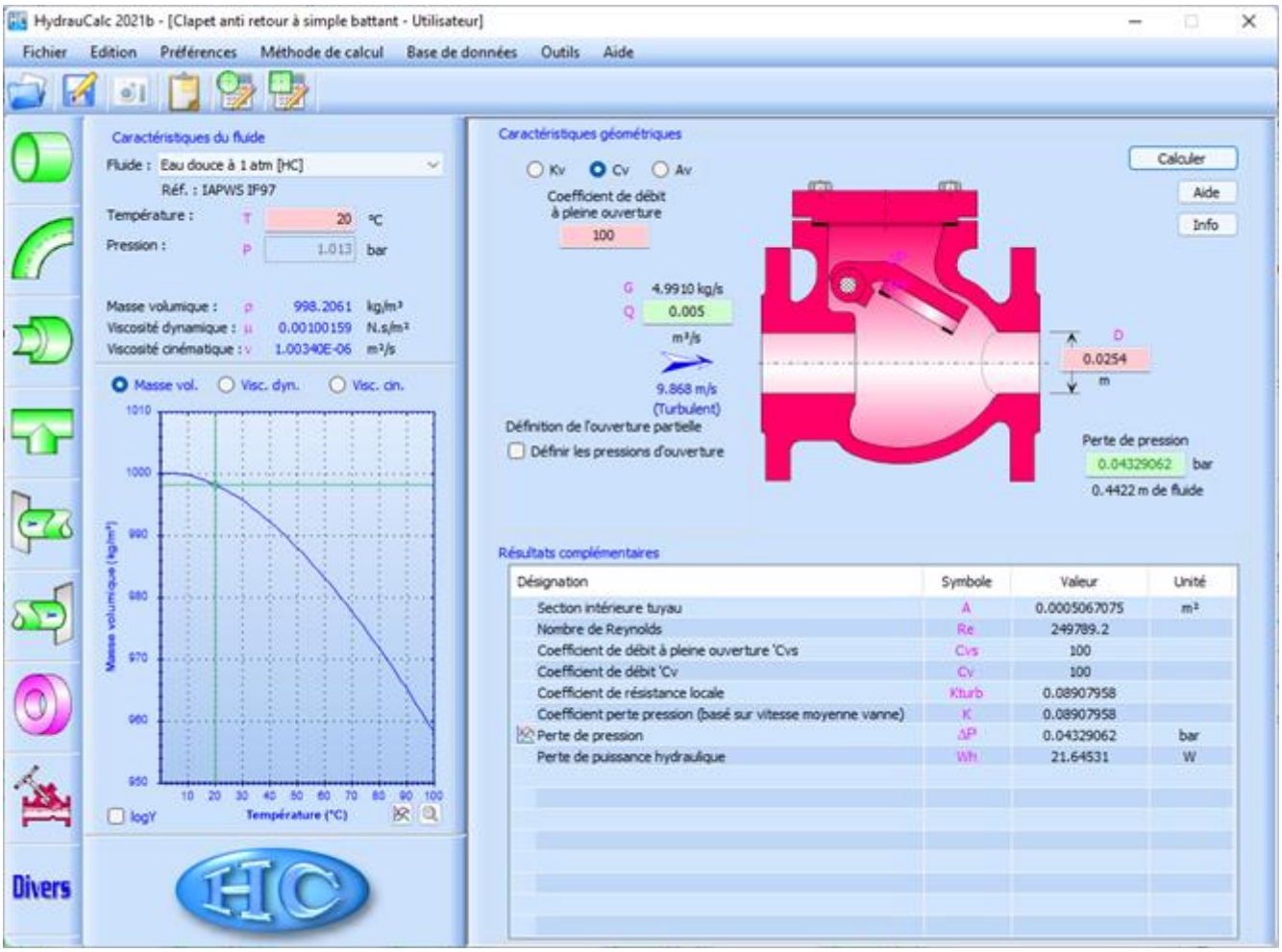
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

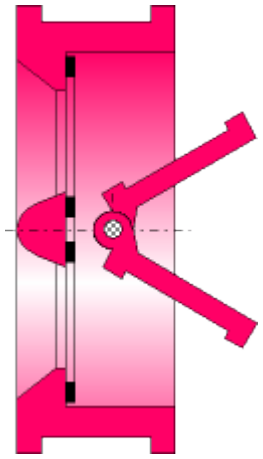
- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$) et pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

Exemple d'application :



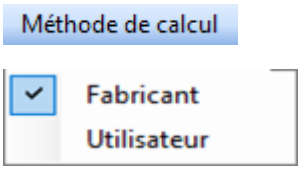
2.11.2 Clapet anti-retour à double battants



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des clapets anti-retour à double battants, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de clapets anti-retour à double battants proposés par des fabricants,
- définir son propre clapet anti-retour à simple battant.

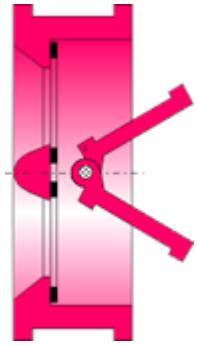
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.11.2.1 Fabricant

Clapet anti-retour à double battants

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à double battants installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à simple battant sont définies par des fabricants de clapets. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

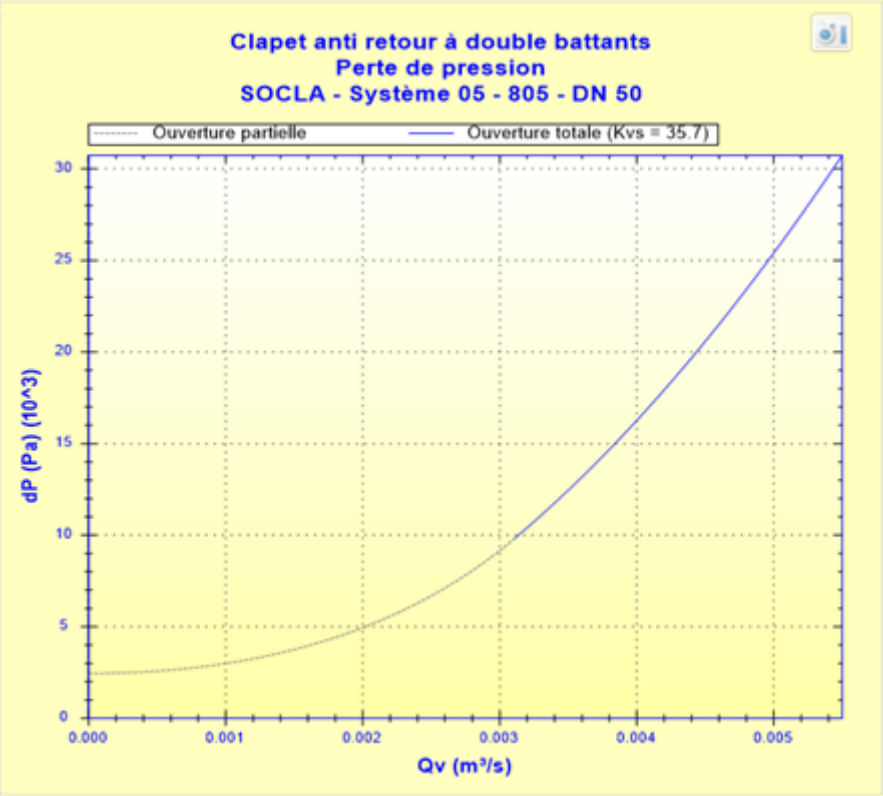
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f(Qv, Pbo, Pto)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

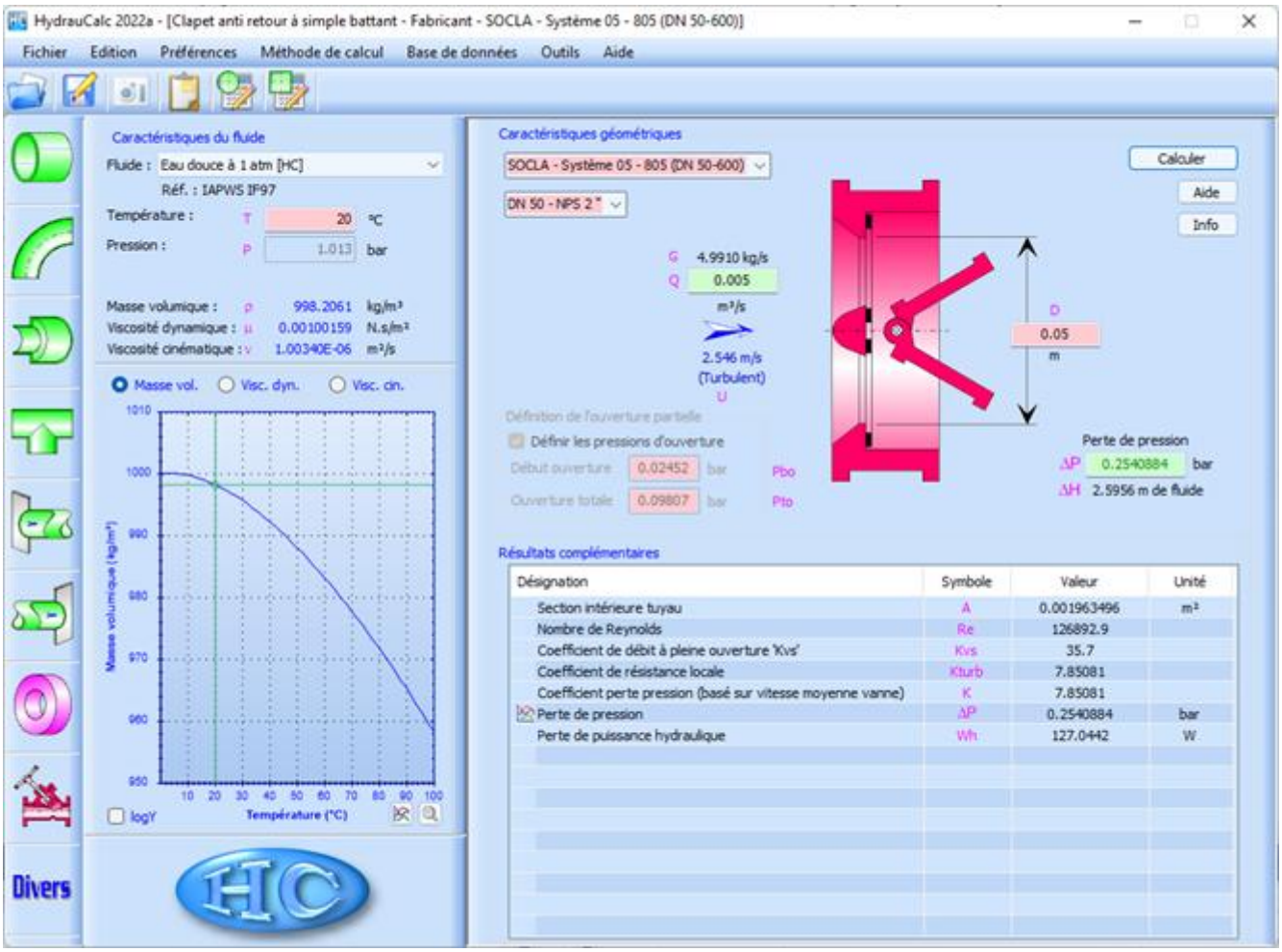
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$) et pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

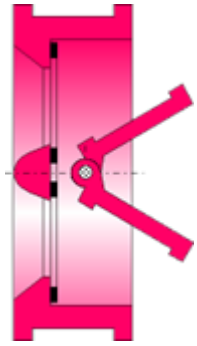
Exemple d'application :



Références :

Fabricants

2.11.2.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à double battants installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à simple battant sont définies par l'utilisateur. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

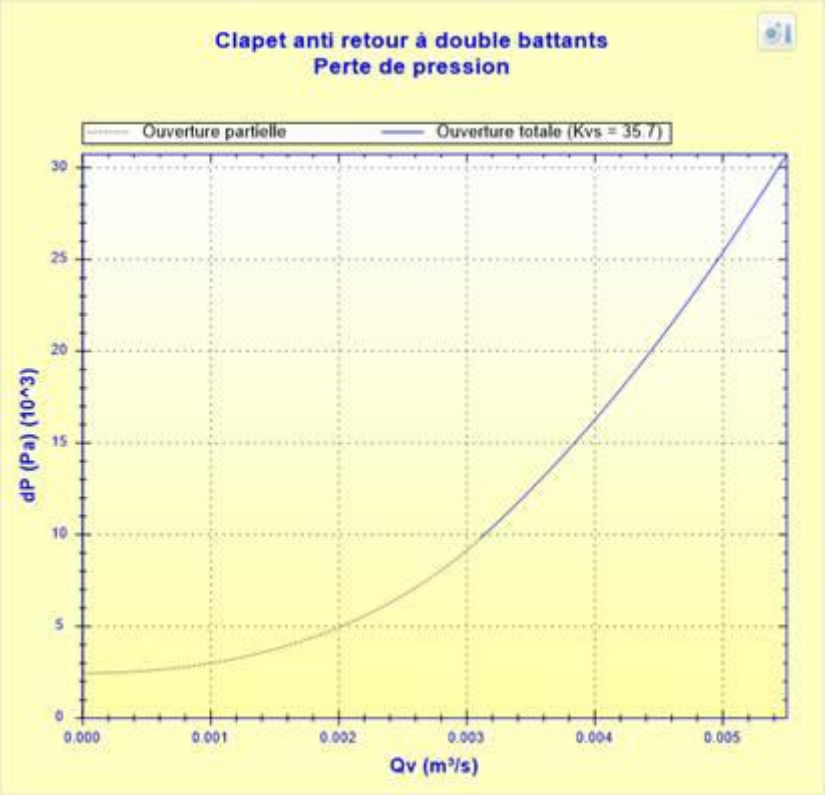
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

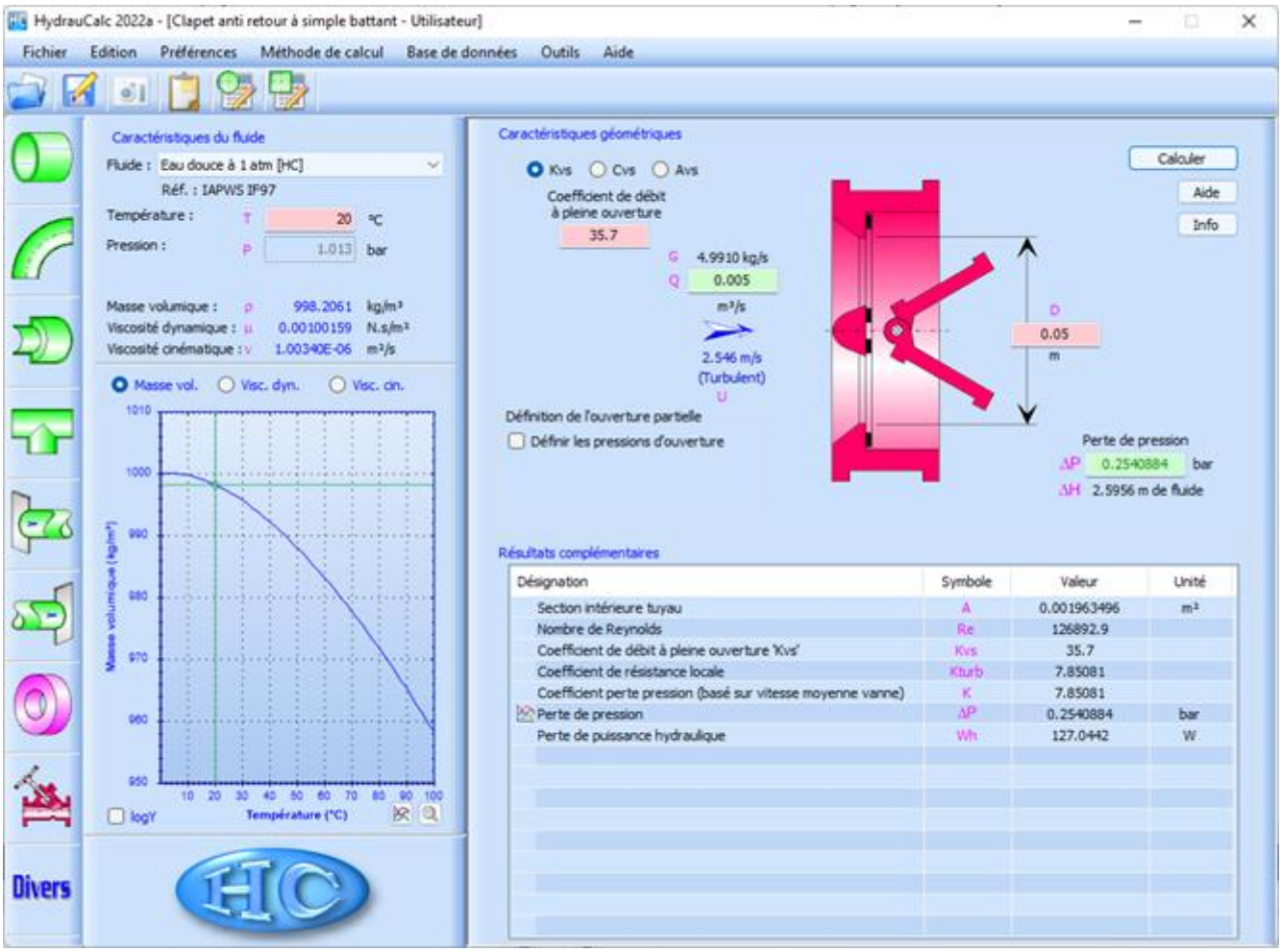
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

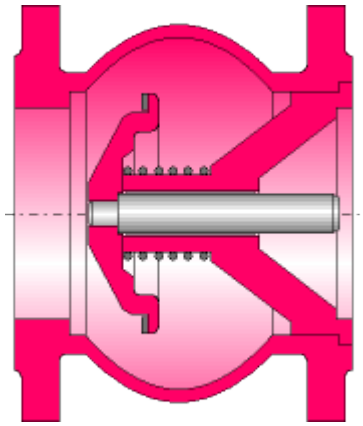
- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$) et pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

Exemple d'application :



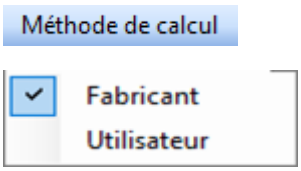
2.11.3 Clapet anti-retour axial



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des clapets anti-retour axial, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de clapets anti-retour axial proposés par des fabricants,
- définir son propre clapet anti-retour axial.

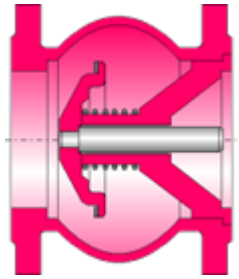
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.11.3.1 Fabricant

Clapet anti-retour axial

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour axial installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à simple battant sont définies par des fabricants de clapets. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

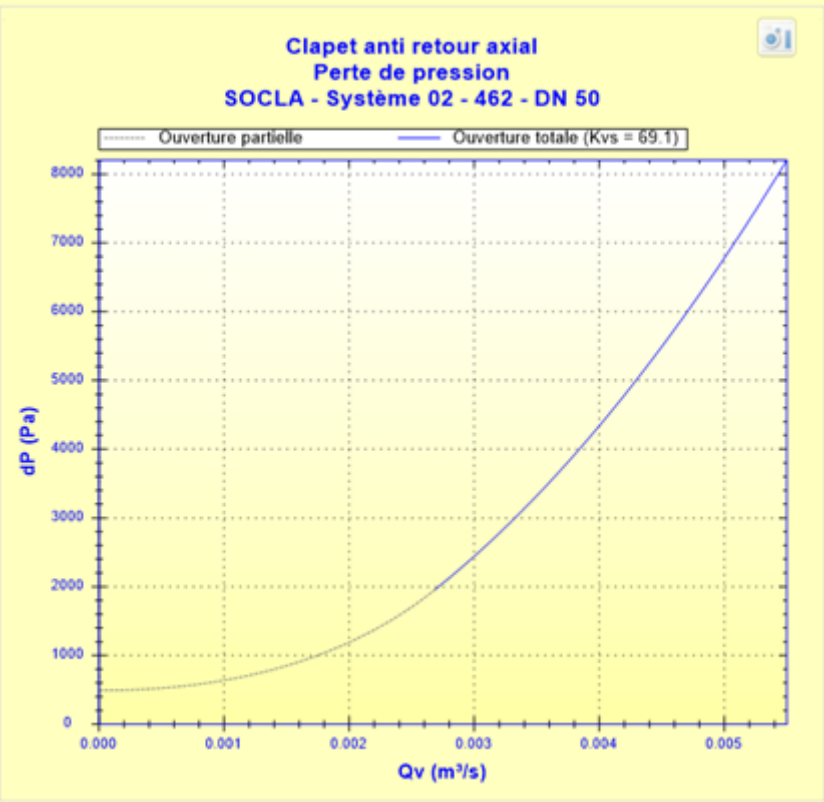
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f(Qv, Pbo, Pto)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

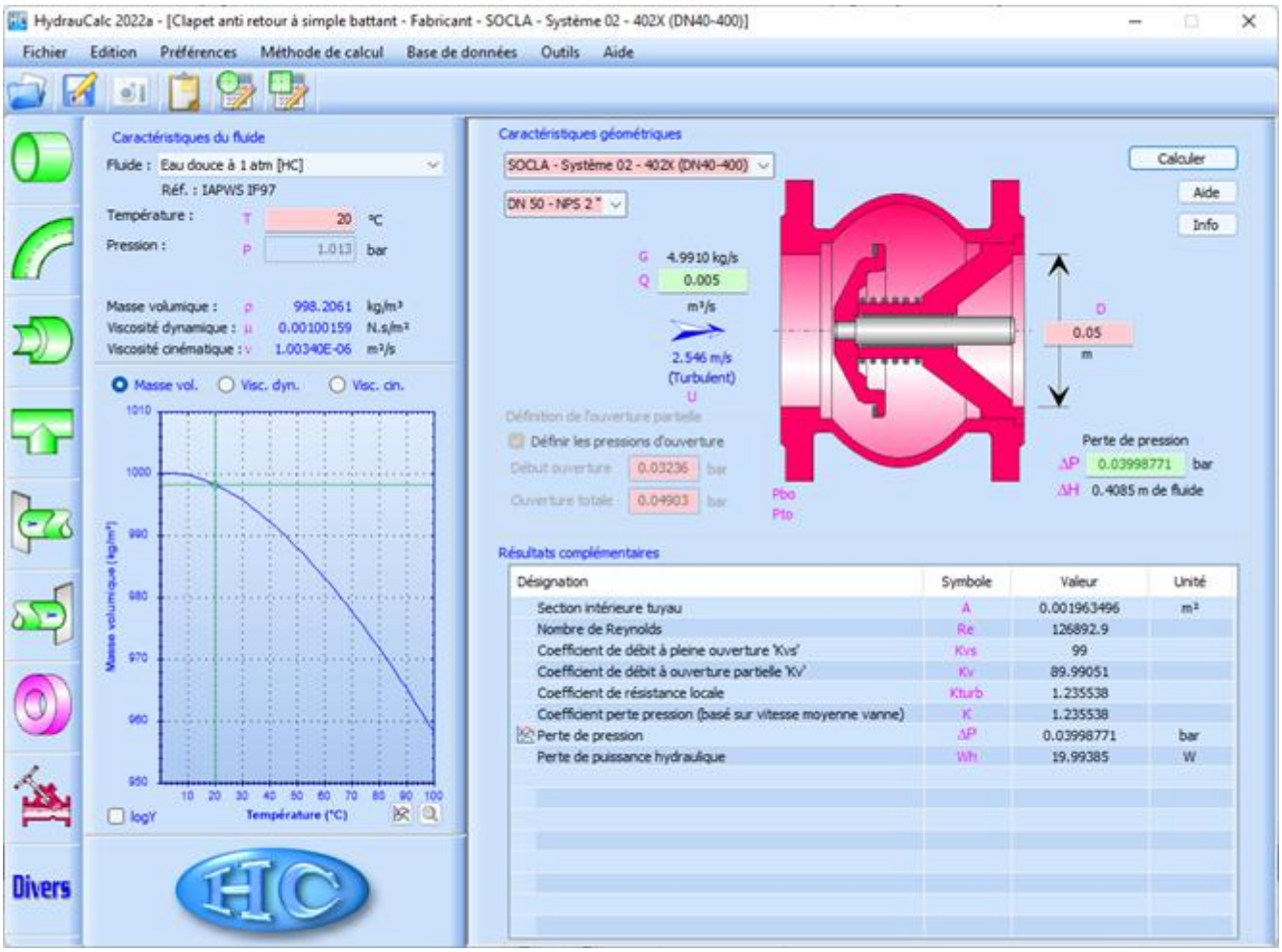
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$) et pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

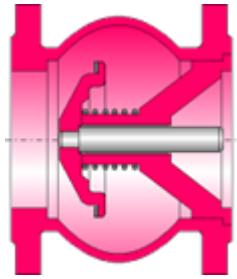
Exemple d'application :



Références :

Fabricants

2.11.3.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour axial installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à simple battant sont définies par l'utilisateur. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

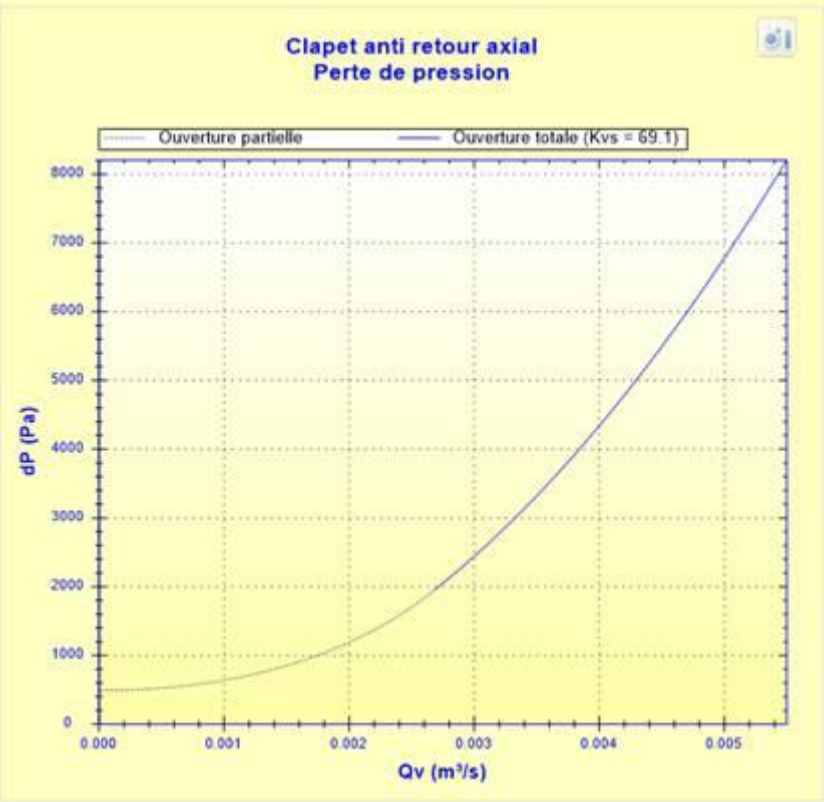
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

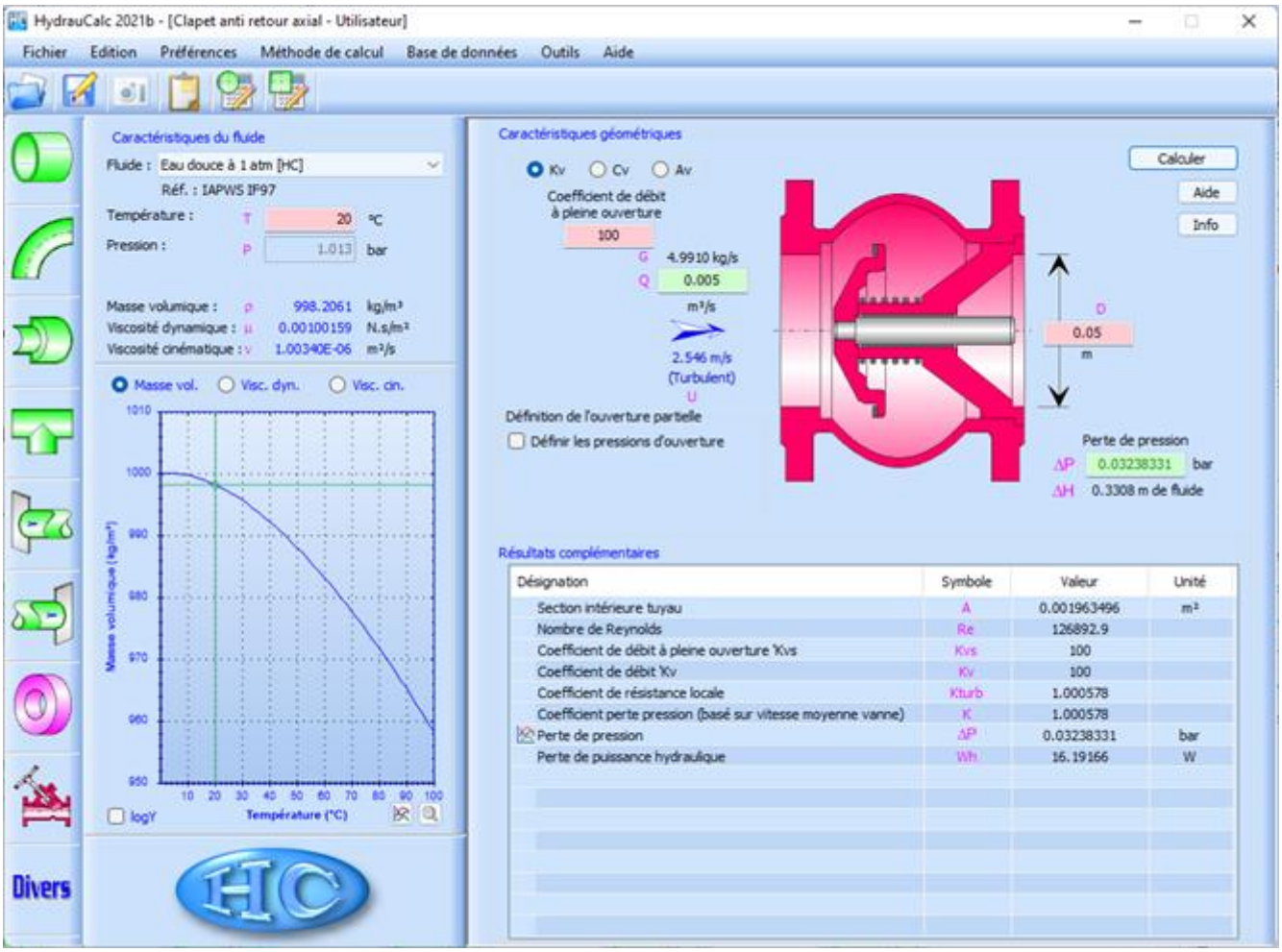
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

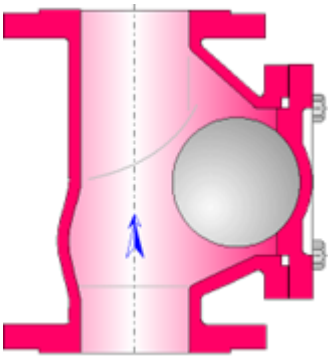
- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le régime d'écoulement laminaire ($Re < 10^4$) et pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

Exemple d'application :



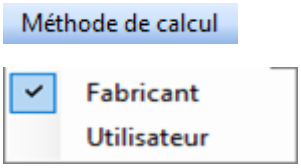
2.11.4 Clapet anti-retour à boule



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des clapets anti-retour à boule, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de clapets anti-retour à boule proposés par des fabricants,
- définir son propre clapet anti-retour à boule.

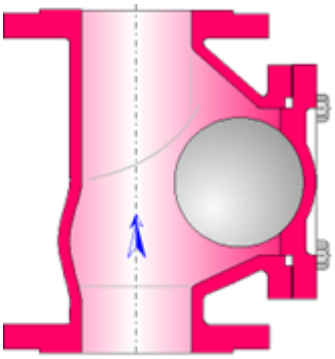
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.11.4.1 Fabricant

Clapet anti-retour à boule

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à boule connecté à un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à boule sont définies par des fabricants de clapets. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

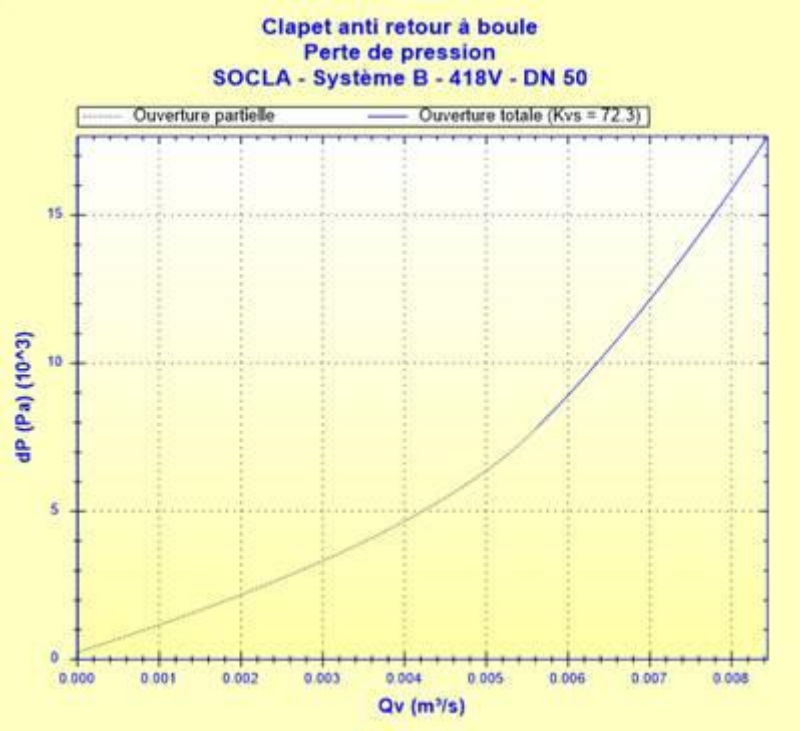
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

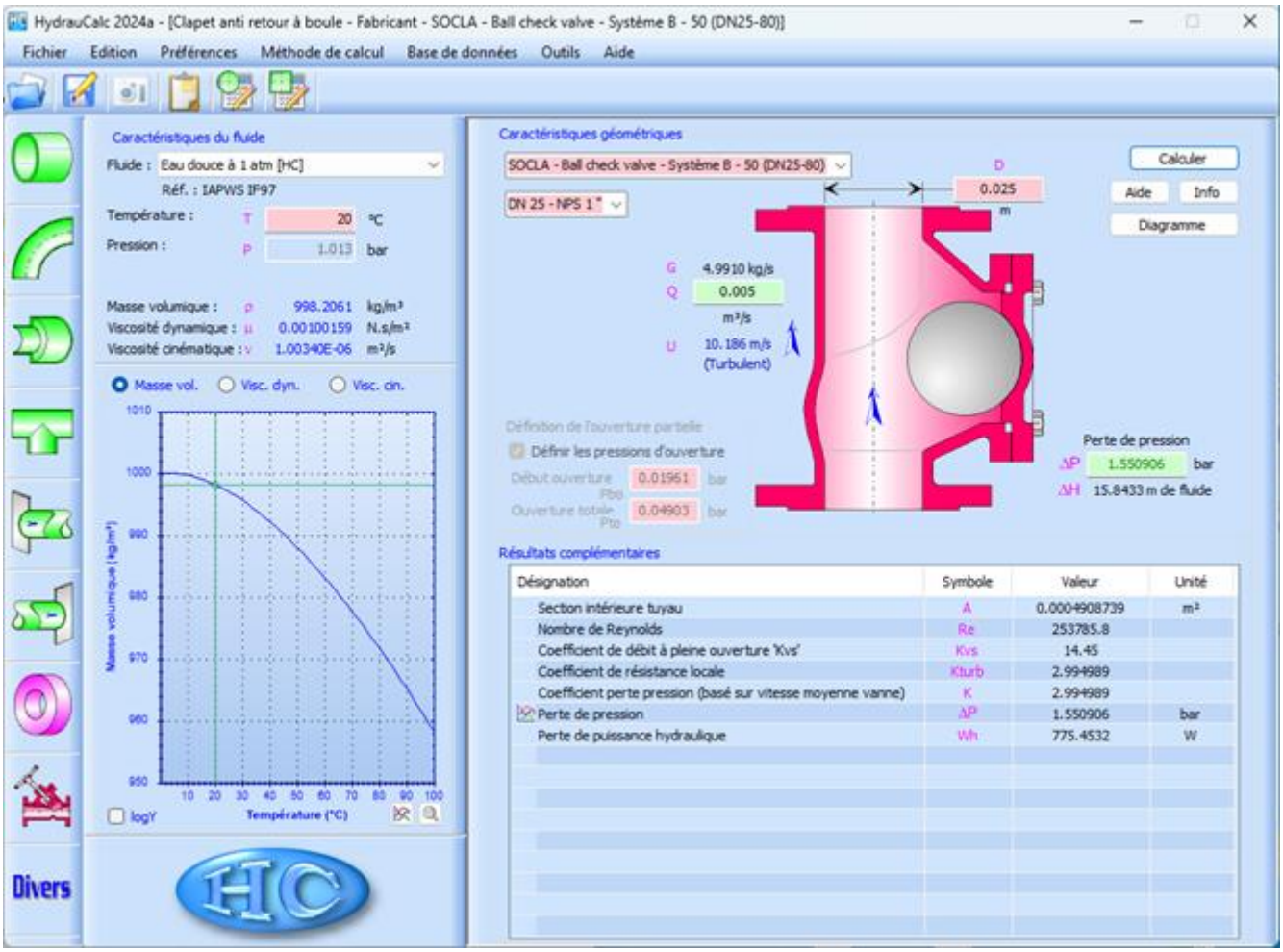
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

nota : pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

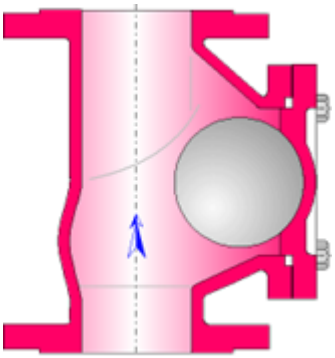
Exemple d'application :



Références :

Fabricants

2.11.4.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à boule connecté à un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à boule sont définies par l'utilisateur. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

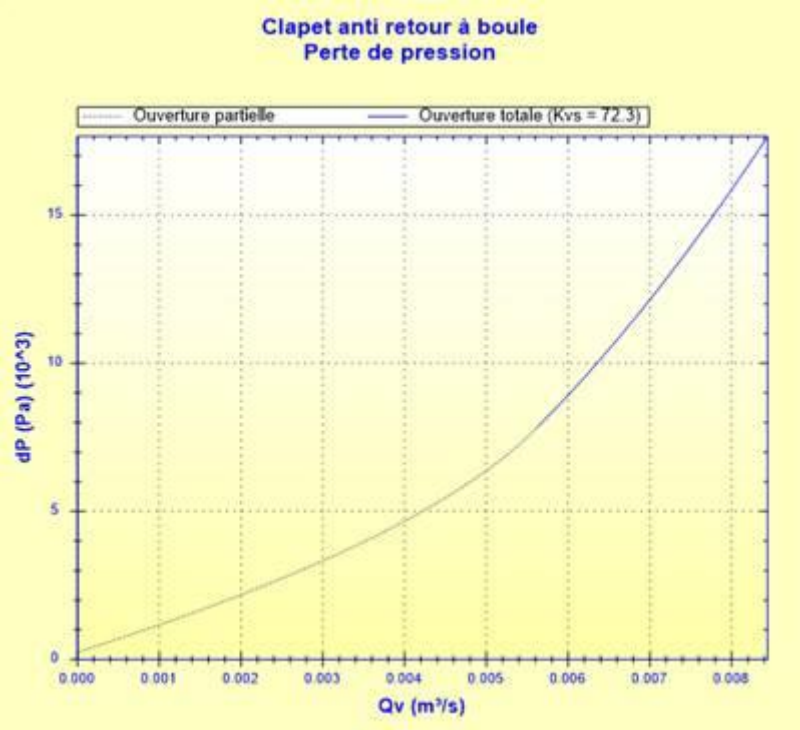
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

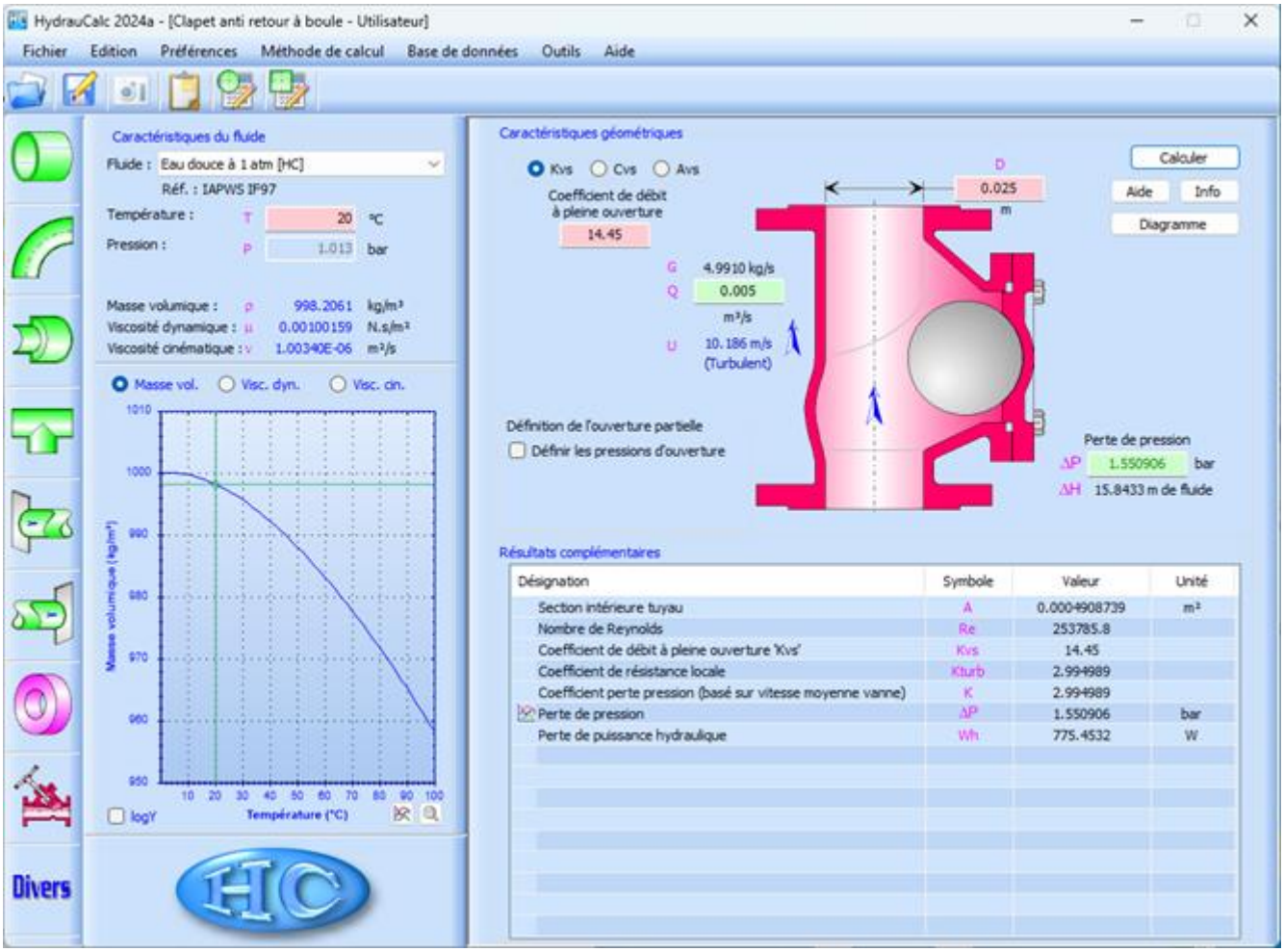
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

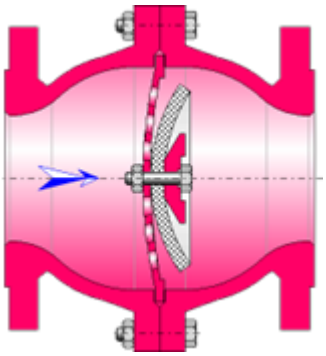
- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

Exemple d'application :



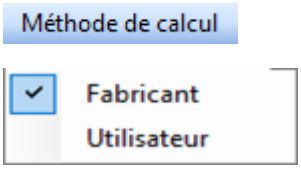
2.11.5 Clapet anti-retour à membrane



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des clapets anti-retour à membrane, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de clapets anti-retour à membrane proposés par des fabricants,
- définir son propre clapet anti-retour à membrane.

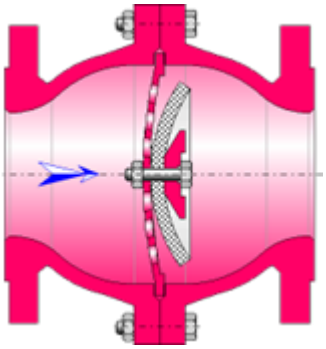
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.11.5.1 Fabricant

Clapet anti-retour à membrane

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à membrane raccordé à un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à membrane sont définies par des fabricants de clapets. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

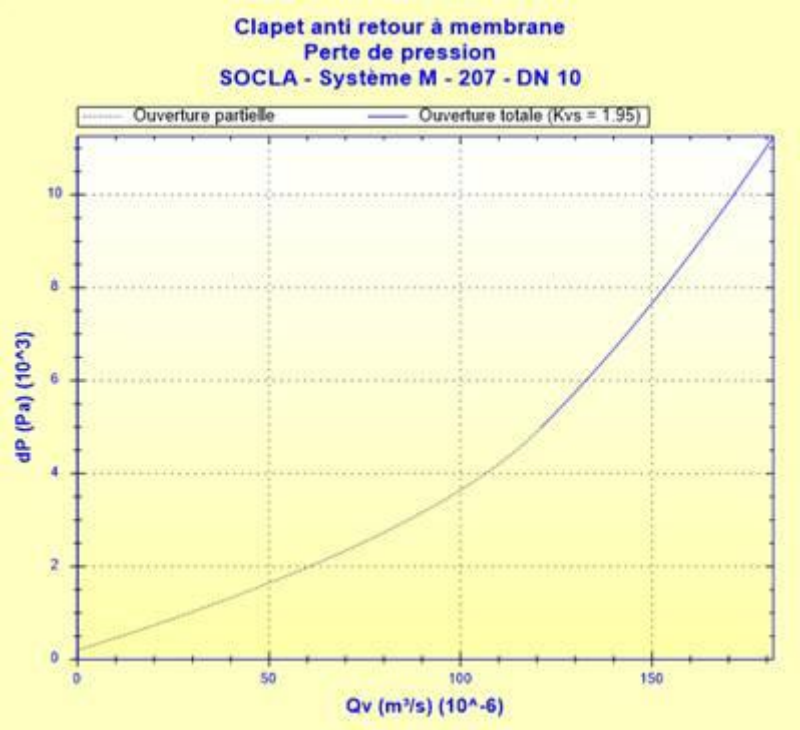
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f(Qv, Pbo, Pto)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

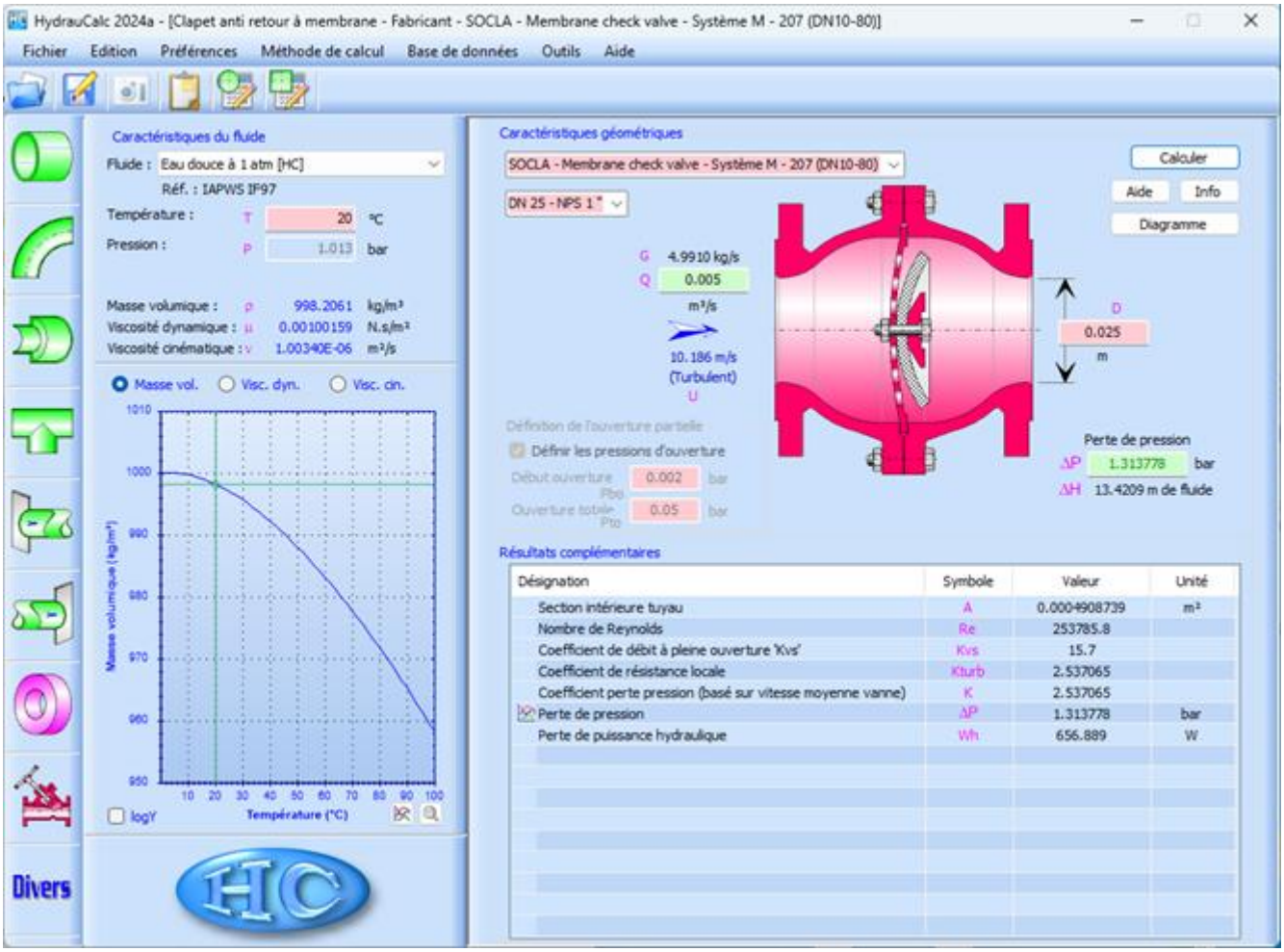
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

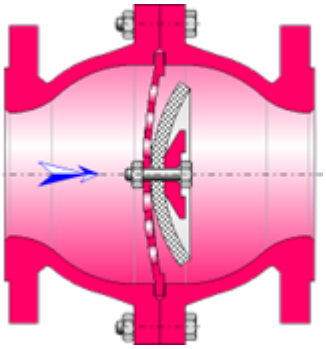
Exemple d'application :



Références :

Fabricants

2.11.5.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet anti-retour à membrane raccordé à un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet anti-retour à membrane sont définies par l'utilisateur. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

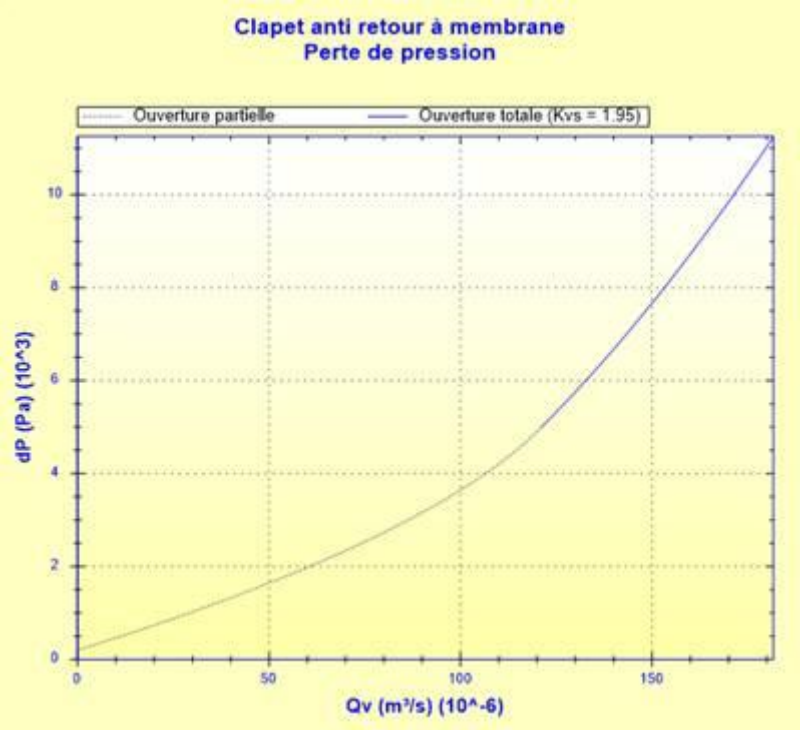
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

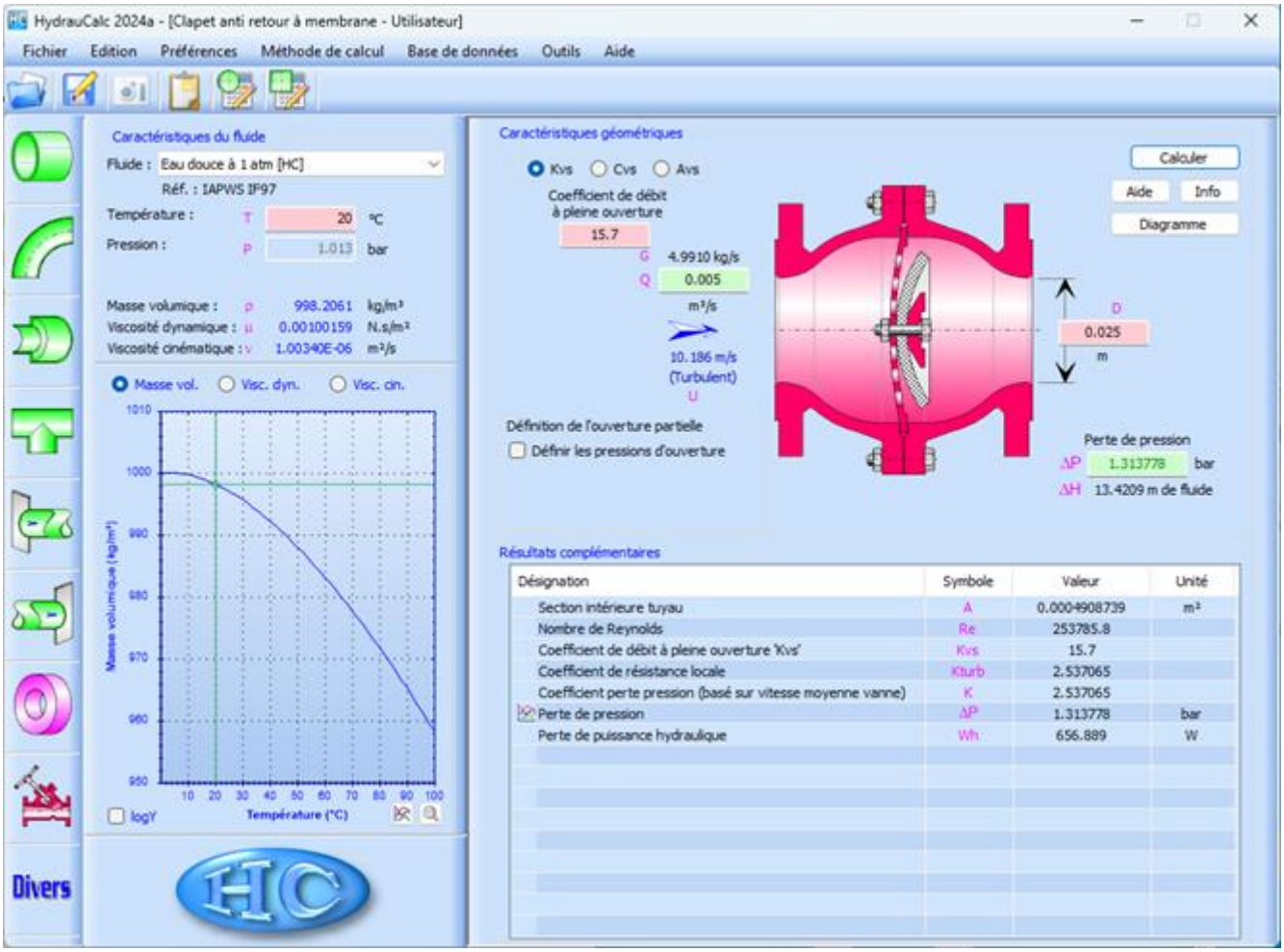
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

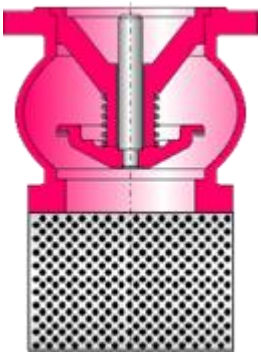
- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

Exemple d'application :



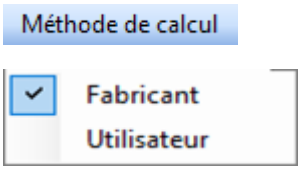
2.11.6 Clapet de pied crépine



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des clapets de pied crépine, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de clapets de pied crépine proposés par des fabricants,
- définir son propre clapet de pied crépine.

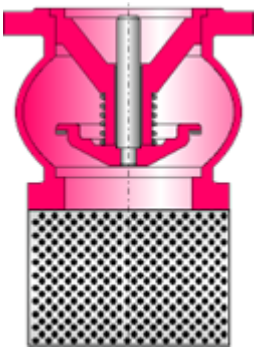
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.11.6.1 Fabricant

Clapet de pied crépine

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet de pied crépine installé dans un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet de pied crépine sont définies par des fabricants de clapets. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

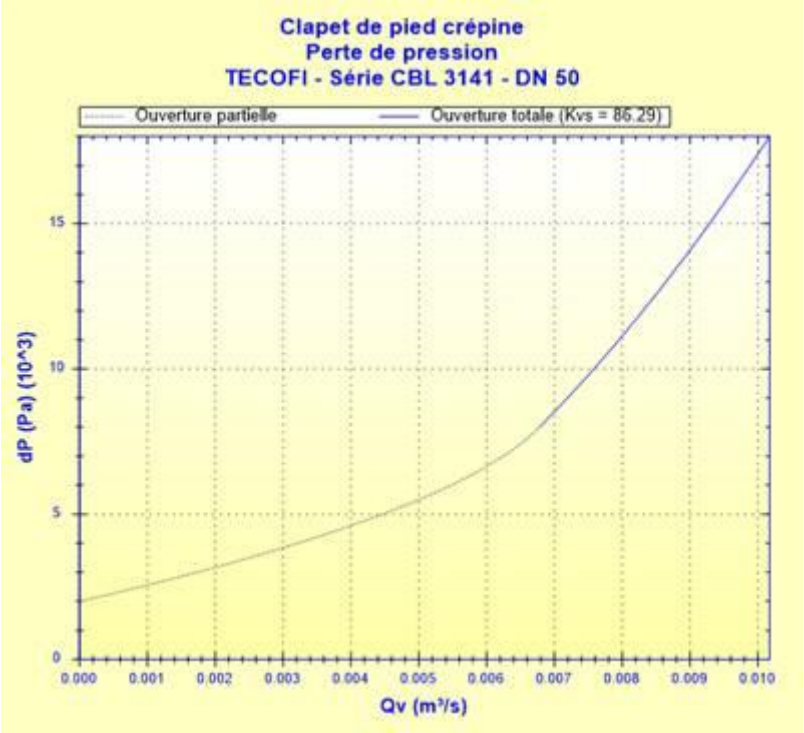
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

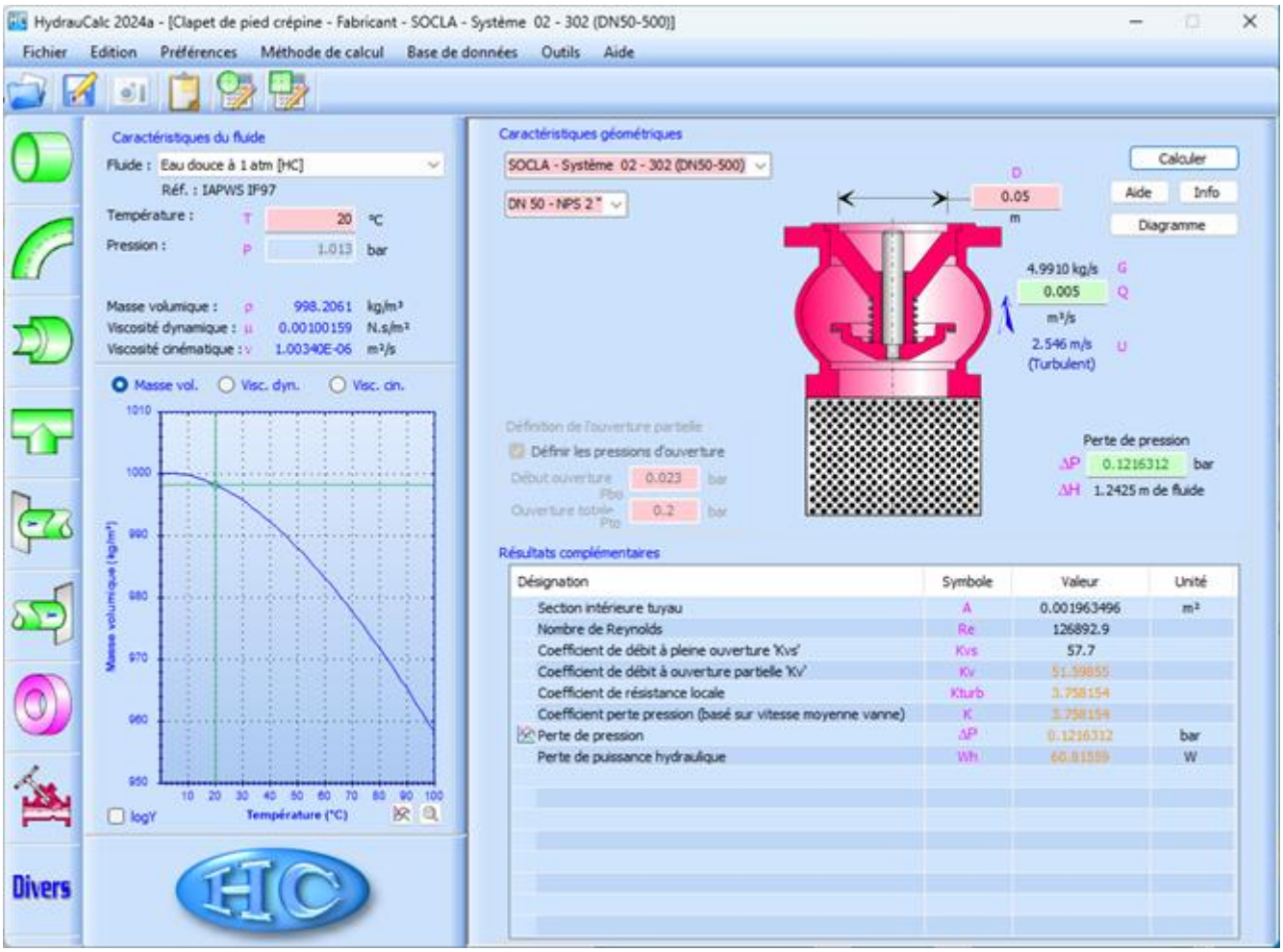
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

nota : pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

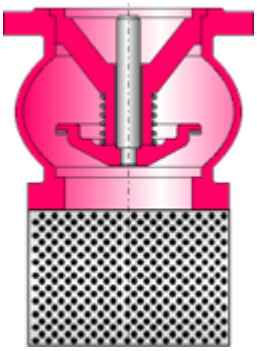
Exemple d'application :



Références :

Fabricants

2.11.6.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un clapet de pied crépine raccordé à un tuyau droit.

Les caractéristiques du clapet de pied crépine sont définies par l'utilisateur. La perte de charge du clapet est caractérisée par un coefficient de débit "Kvs", "Cvs" ou "Avs" à pleine ouverture. Le modèle prend également en compte l'ouverture partielle du clapet, l'ouverture est partielle lorsque la pression à l'entrée du clapet est comprise entre la pression de début d'ouverture et la pression minimale d'ouverture totale.

Formulation du modèle :

Section transversale (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

- Clapet à pleine ouverture :

Coefficient de résistance locale :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kvs / 36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cvs / 41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Avs^2}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = K_{turb}$$

Perte de pression totale (Pa) :

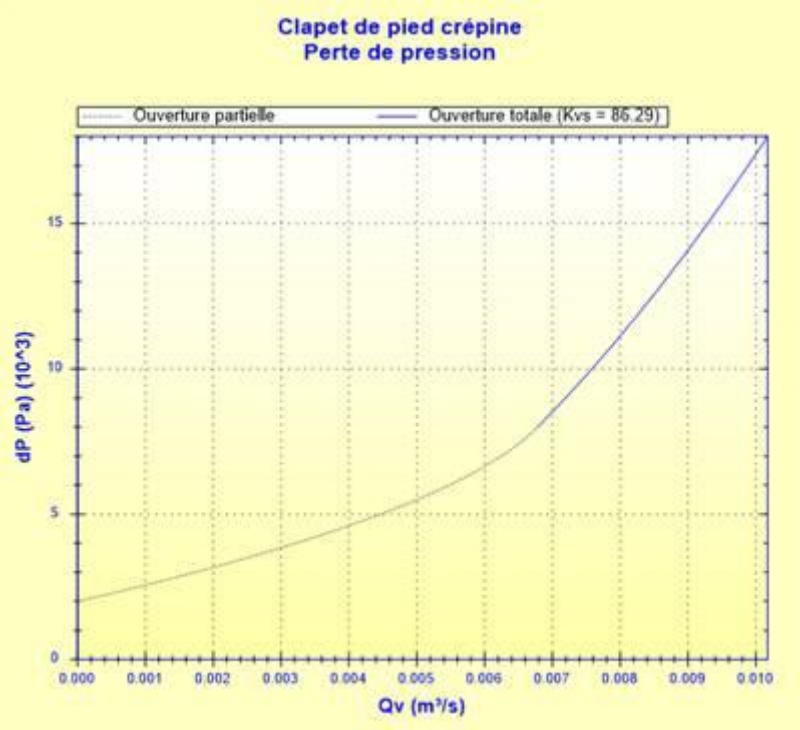
$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

- Clapet à ouverture partielle :

La perte de charge, à ouverture partielle est estimée par interpolation curviligne entre la pression de début d'ouverture "Pbo" et la pression minimale d'ouverture totale "Pto".

$$\Delta P = f\left(Qv, Pbo, Pto\right)$$

La figure ci-dessous montre un exemple de perte de charge d'un clapet avec ouverture partielle.



Coefficient de débit :

$$Kv = 36023 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Cv = 41650 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$Av = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot U^2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

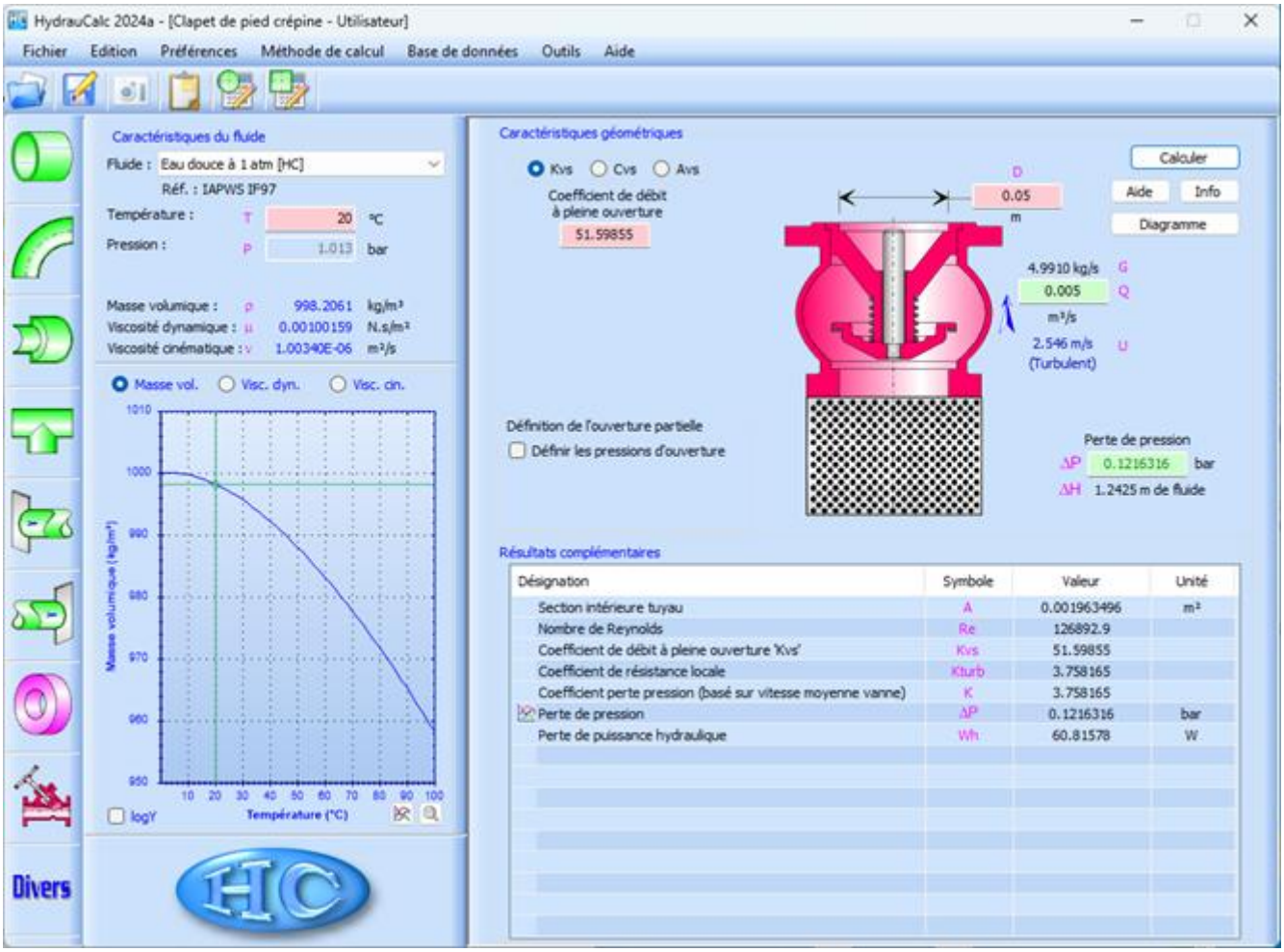
D	Diamètre intérieur (m)
A	Section transversale (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Kvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^3/h)
Cvs	Coefficient de débit à pleine ouverture (USG/min)
Avs	Coefficient de débit à pleine ouverture (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale pour $Re \geq 10^4$ ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
Kv	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit à ouverture partielle (USG/min)
Av	Coefficient de débit à ouverture partielle (m^2)
Pbo	Pression de début d'ouverture du clapet (Pa)
Pto	Pression minimale d'ouverture totale du clapet (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent

  nota : pour le fonctionnement en ouverture partielle, le coefficient de perte de pression "K" est estimé.

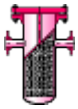
Exemple d'application :



2.12 Filtres

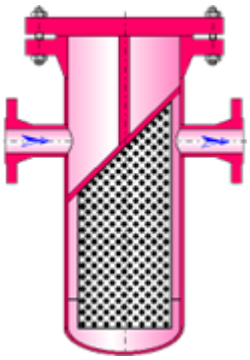
Cette sous-section regroupe l'ensemble des filtres qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de filtres disponibles sont :

- Filtre à panier - Section circulaire



- Filtre Y- Section circulaire

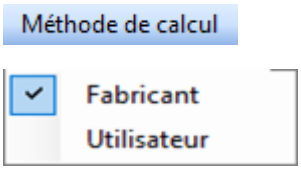
2.12.1 Filtre à panier



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des filtres à panier, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de filtres à panier proposés par des fabricants,
- définir son propre filtre à panier.

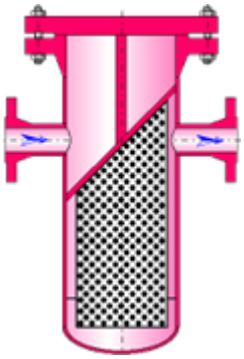
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.12.1.1 Fabricant

Filtre à panier

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un filtre à panier.

Les spécifications des filtres à panier sont définies par des fabricants de filtres. La perte de charge des filtres à panier est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av". Une option de calcul permet de prendre en compte l'influence de la viscosité du fluide dans le cas de fluide visqueux.

Formulation du modèle :

Section transversale de la tuyauterie (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la tuyauterie :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale en écoulement turbulent :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide (optionnel) :

- Tamis perforé

$$Cf = f(\nu)$$ ([1])

■ Tamis maillé

$$Cf = f(\nu, Donnée\ Mesh \text{ ou Micron})$$ ([1])

Si cette option n'est pas activée, le coefficient Cf est égal à l'unité.

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans la tuyauterie) :

$$K = K_{turb} \cdot Cf$$ ([1])

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Coefficient de débit corrigé (en cas de prise en compte de fluide visqueux) :

$$Kvc = \frac{Kv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Cvc = \frac{Cv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Avc = \frac{Av}{\sqrt{Cf}}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

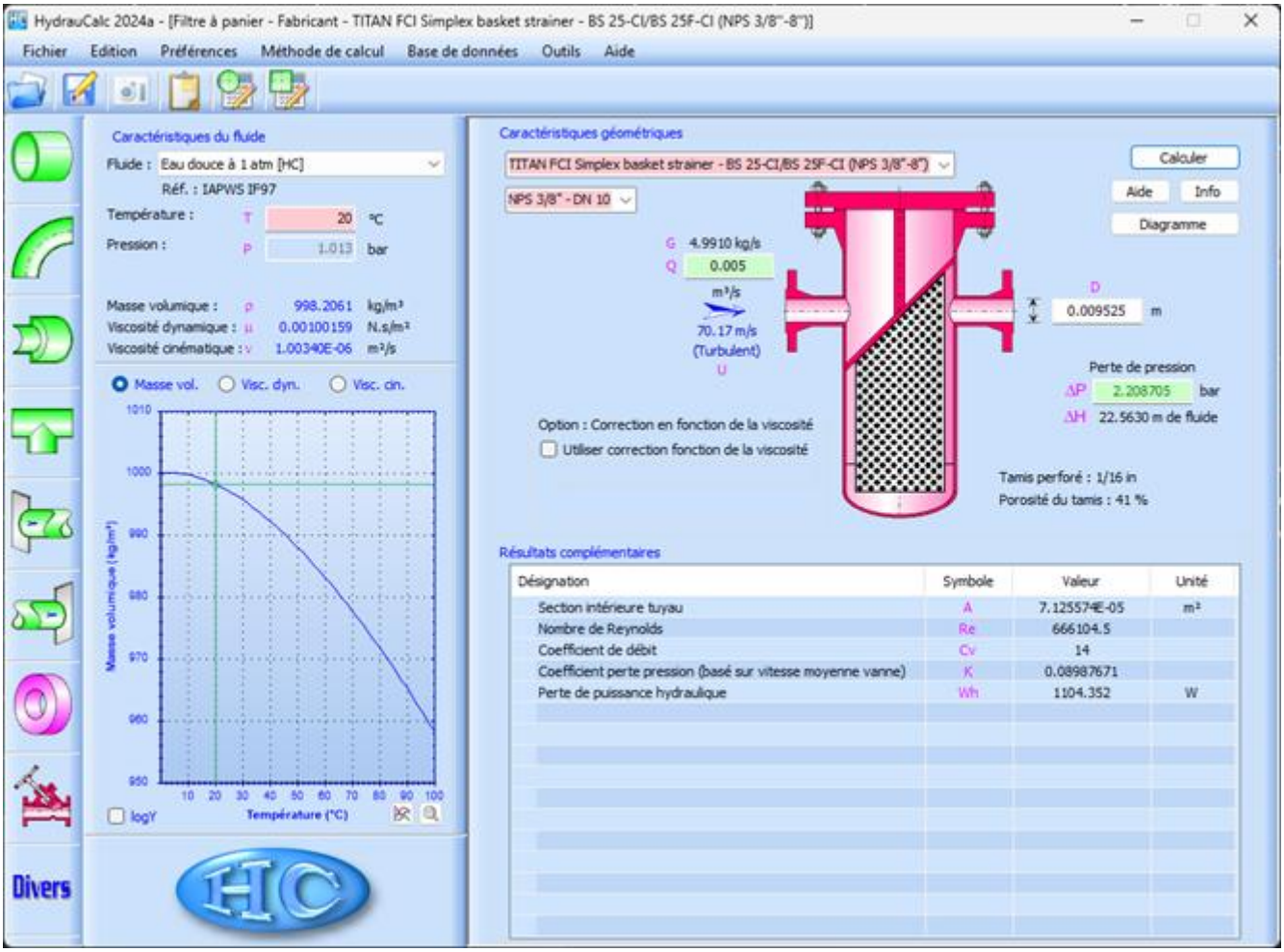
Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur de la tuyauterie (m)
A	Section transversale de la tuyauterie (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans la tuyauterie ()
Kv	Coefficient de débit de base (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit de base (USG/min)
Av	Coefficient de débit de base (m^2)
Cf	Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide ()
Kvc	Coefficient de débit corrigé (m^3/h)
Cvc	Coefficient de débit corrigé (USG/min)
Avc	Coefficient de débit corrigé (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent et fluide visqueux
- les spécifications des fabricants sont données pour des filtres propres

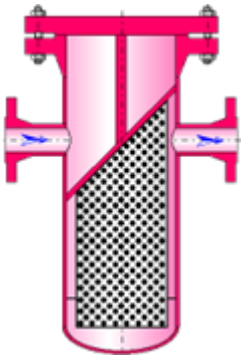
Exemple d'application :



Références :

[1] TITAN Flow Control, Inc. - STRPDC-0121

2.12.1.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un filtre à panier.

Les spécifications des filtres à panier sont définies par l'utilisateur. La perte de charge des filtres à panier est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av". Une option de calcul permet de prendre en compte l'influence de la viscosité du fluide dans le cas de fluide visqueux.

Formulation du modèle :

Section transversale de la tuyauterie (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la tuyauterie :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale en écoulement turbulent :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide (optionnel) :

- Tamis perforé

$$Cf = f(\nu)$$ ([1])

- Tamis maillé

$$Cf = f(\nu, Donnée\ Mesh\ \text{ou}\ \text{Micron})$$ ([1])

Si cette option n'est pas activée, le coefficient Cf est égal à l'unité.

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans la tuyauterie) :

$$K = K_{turb} \cdot Cf$$ ([1])

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Coefficient de débit corrigé (en cas de prise en compte de fluide visqueux) :

$$Kvc = \frac{Kv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Cvc = \frac{Cv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Avc = \frac{Av}{\sqrt{Cf}}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

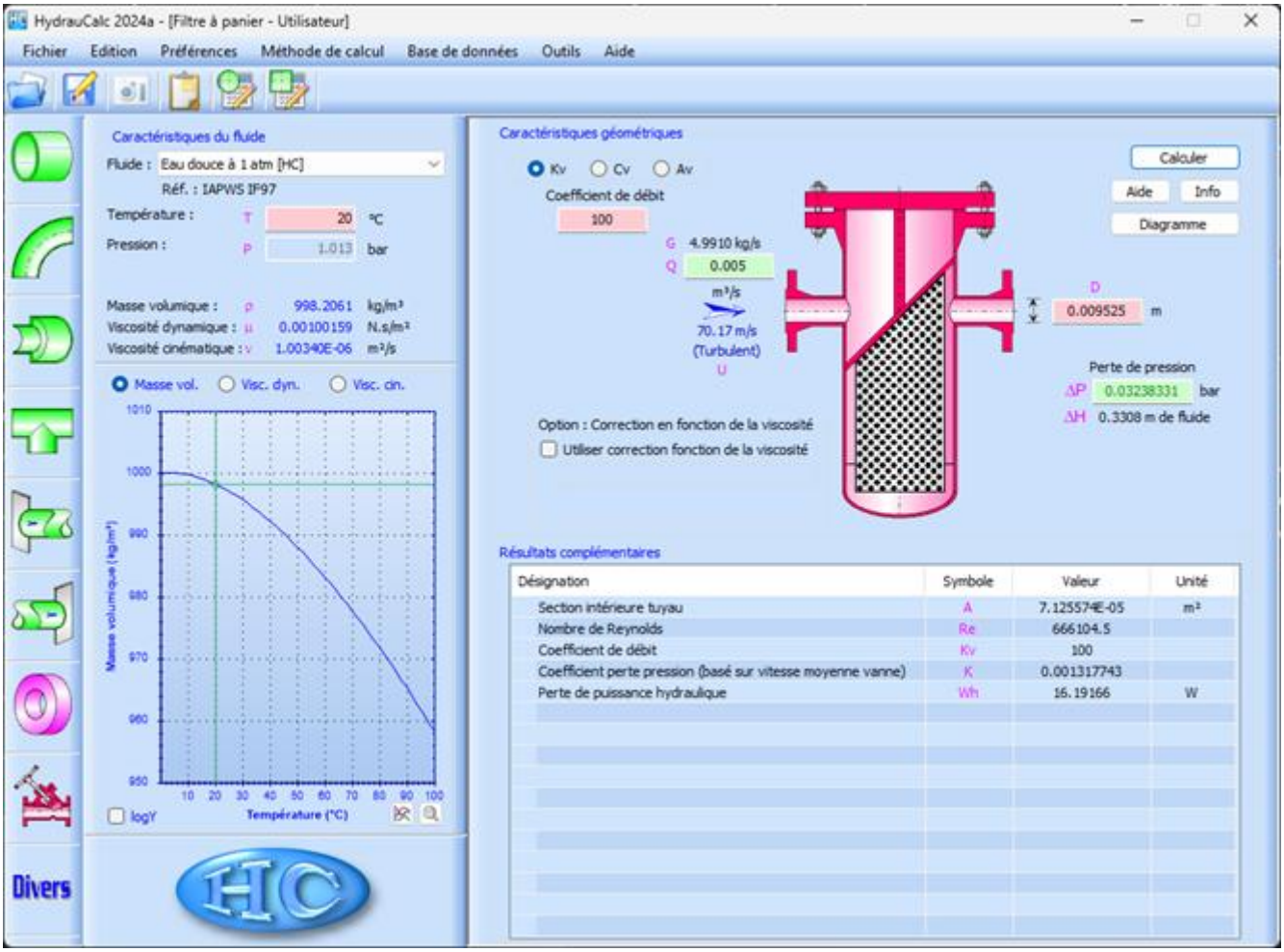
D	Diamètre intérieur de la tuyauterie (m)
A	Section transversale de la tuyauterie (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans la tuyauterie ()
Kv	Coefficient de débit de base (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit de base (USG/min)
Av	Coefficient de débit de base (m^2)
Cf	Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide ()
Kvc	Coefficient de débit corrigé (m^3/h)
Cvc	Coefficient de débit corrigé (USG/min)
Avc	Coefficient de débit corrigé (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent et fluide visqueux
- les spécifications des fabricants sont données pour des filtres propres

---

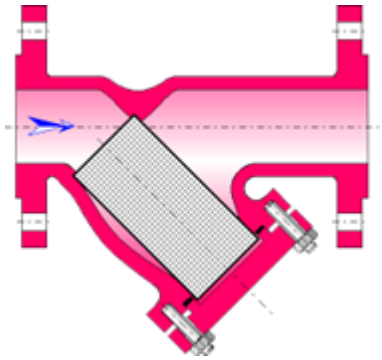
Exemple d'application :



Références :

[1] TITAN Flow Control, Inc. - STRPDC-0121

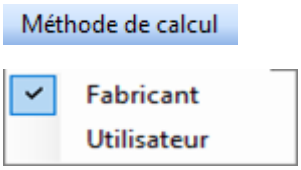
2.12.2 Filtre Y



Pour le calcul du coefficient de perte de pression des filtres Y, l'utilisateur peut :

- choisir parmi une liste de filtres Y proposés par des fabricants,
- définir son propre filtre Y.

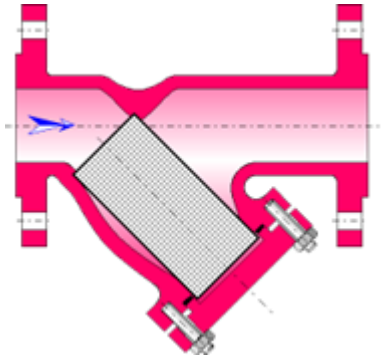
La sélection de la méthode de calcul est faite à l'aide du menu « Méthode de calcul ». L'option par défaut est « Fabricant ».



2.12.2.1 Fabricant

Filtre Y

(défini par un fabricant)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un filtre Y.

Les spécifications des filtres Y sont définies par des fabricants de filtres. La perte de charge des filtres Y est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av". Une option de calcul permet de prendre en compte l'influence de la viscosité du fluide dans le cas de fluide visqueux.

Formulation du modèle :

Section transversale de la tuyauterie (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la tuyauterie :

$$\mathrm{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale en écoulement turbulent :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide (optionnel) :

- Tamis perforé

$$Cf = f(\nu)$$ ([1])

■ Tamis maillé

$$Cf = f(\nu, Donnée\ Mesh \text{ ou Micron})$$ ([1])

Si cette option n'est pas activée, le coefficient Cf est égal à l'unité.

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans la tuyauterie) :

$$K = K_{turb} \cdot Cf$$ ([1])

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Coefficient de débit corrigé (en cas de prise en compte de fluide visqueux) :

$$Kvc = \frac{Kv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Cvc = \frac{Cv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Avc = \frac{Av}{\sqrt{Cf}}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

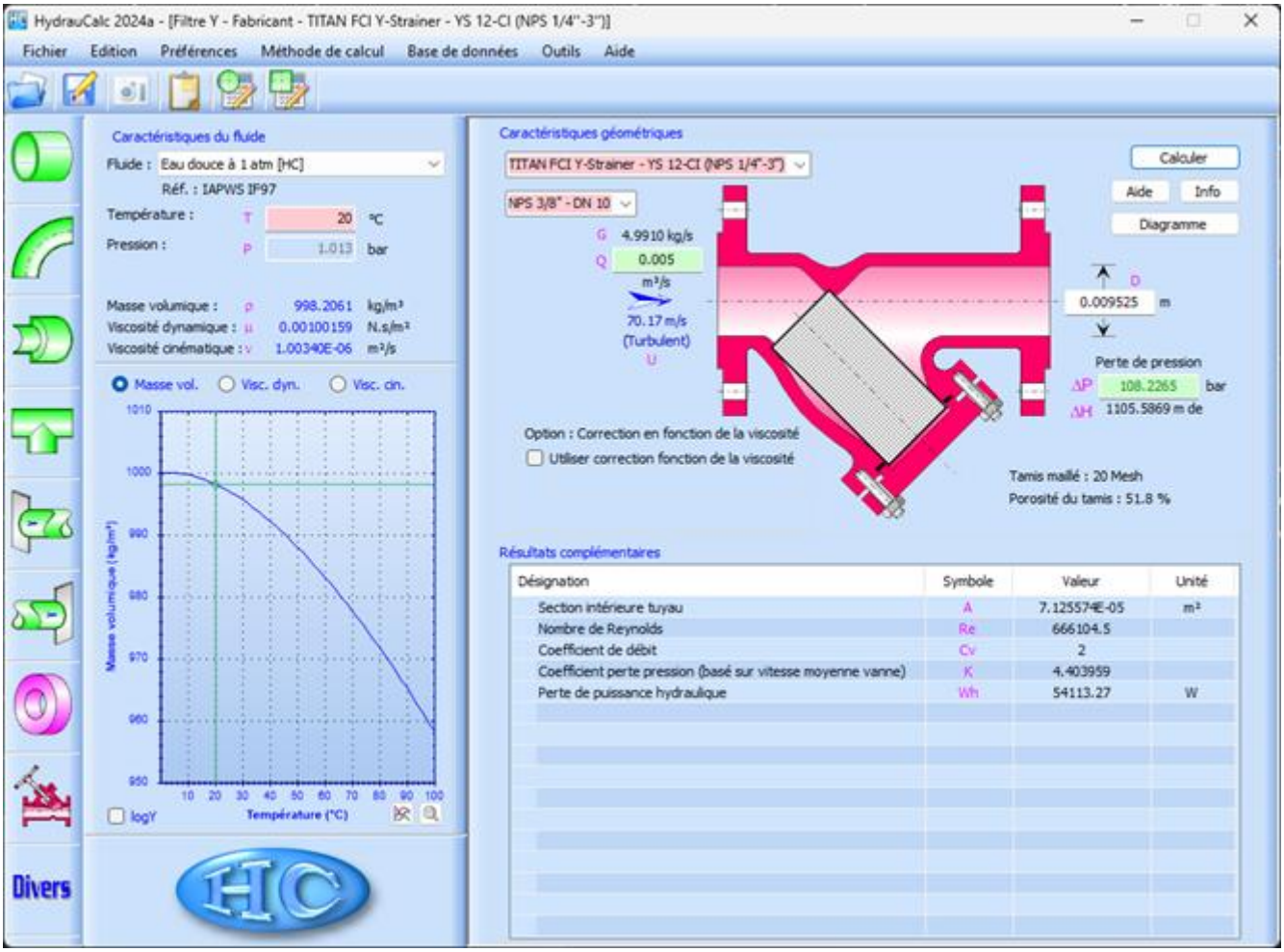
Symboles, définitions, unités SI :

D	Diamètre intérieur de la tuyauterie (m)
A	Section transversale de la tuyauterie (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans la tuyauterie ()
Kv	Coefficient de débit de base (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit de base (USG/min)
Av	Coefficient de débit de base (m^2)
Cf	Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide ()
Kvc	Coefficient de débit corrigé (m^3/h)
Cvc	Coefficient de débit corrigé (USG/min)
Avc	Coefficient de débit corrigé (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent et fluide visqueux
- les spécifications des fabricants sont données pour des filtres propres

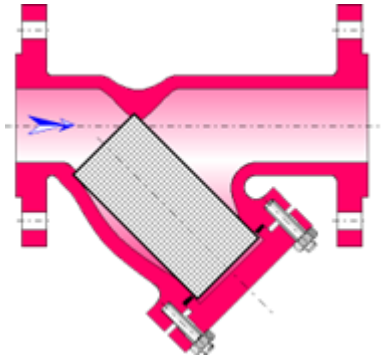
Exemple d'application :



Références :

[1] TITAN Flow Control, Inc. - STRPDC-0121

2.12.2.2 Utilisateur



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la perte de charge singulière (chute de pression) générée par l'écoulement dans un filtre Y.

Les spécifications des filtres y sont définies par l'utilisateur. La perte de charge des filtres y est caractérisée par un coefficient de débit "Kv", "Cv" ou "Av". Une option de calcul permet de prendre en compte l'influence de la viscosité du fluide dans le cas de fluide visqueux.

Formulation du modèle :

Section transversale de la tuyauterie (m^2) :

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s) :

$$U = \frac{Q}{A}$$

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds dans la tuyauterie :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

Coefficient de résistance locale en écoulement turbulent :

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Kv/36023\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{\left(Cv/41650\right)^2}$$

$$K_{turb} = \frac{2 \cdot A^2}{Av^2}$$

Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide (optionnel) :

- Tamis perforé

$$Cf = f(\nu)$$ ([1])

- Tamis maillé

$$Cf = f(\nu, Donnée\ Mesh\ ou\ Micron)$$ ([1])

Si cette option n'est pas activée, le coefficient Cf est égal à l'unité.

Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne dans la tuyauterie) :

$$K = K_{turb} \cdot Cf$$ ([1])

Perte de pression totale (Pa) :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2}$$

Perte de charge totale de fluide (m) :

$$\Delta H = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g}$$

Coefficient de débit corrigé (en cas de prise en compte de fluide visqueux) :

$$Kvc = \frac{Kv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Cvc = \frac{Cv}{\sqrt{Cf}}$$

$$Avc = \frac{Av}{\sqrt{Cf}}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Q$$

Symboles, définitions, unités SI :

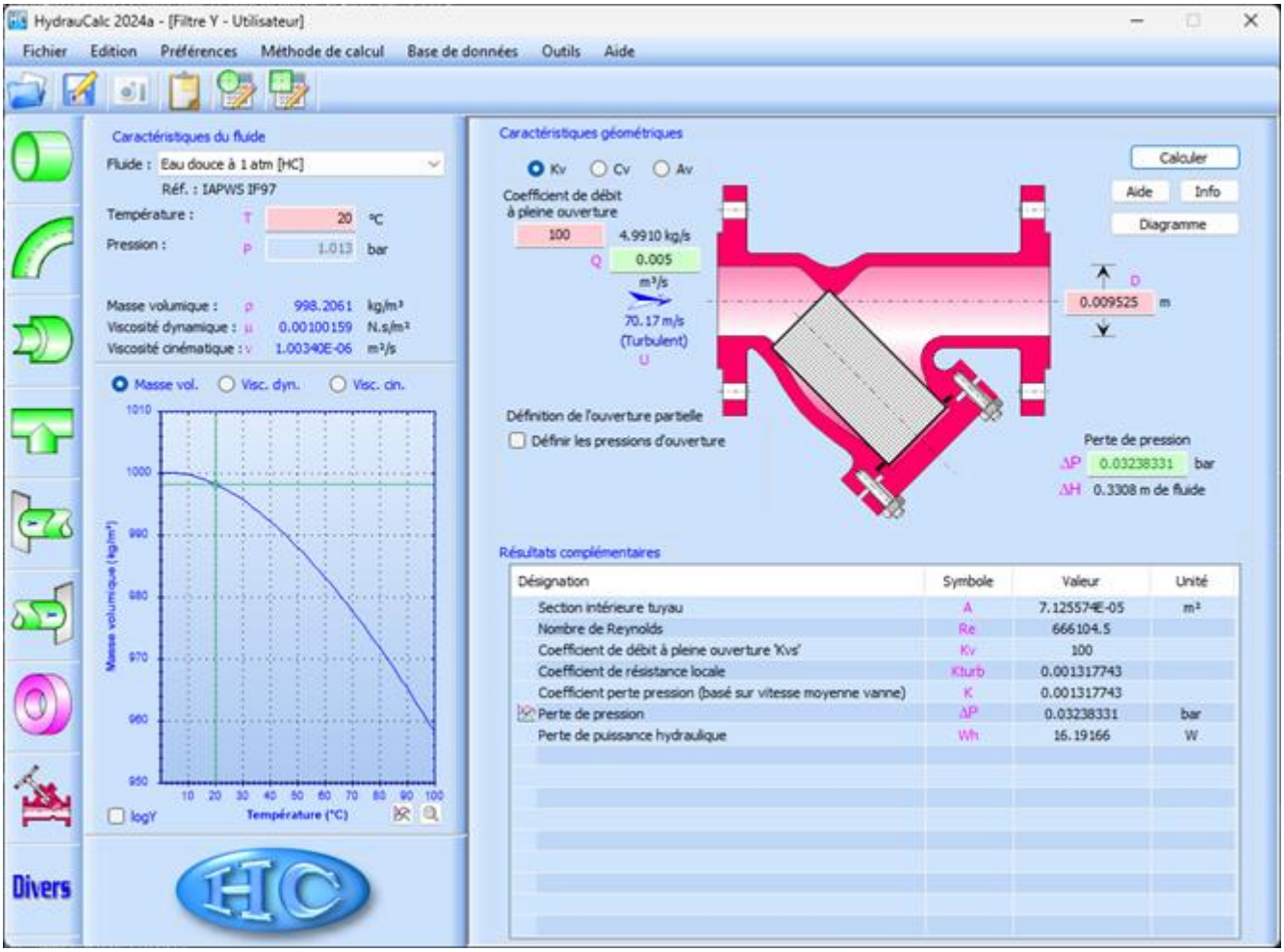
D	Diamètre intérieur de la tuyauterie (m)
A	Section transversale de la tuyauterie (m^2)
Q	Débit volumique (m^3/s)
U	Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie (m/s)
G	Débit massique (kg/s)
Re	Nombre de Reynolds dans la tuyauterie ()
Kv	Coefficient de débit de base (m^3/h)
Cv	Coefficient de débit de base (USG/min)
Av	Coefficient de débit de base (m^2)
Cf	Facteur de correction en fonction de la viscosité du fluide ()
Kvc	Coefficient de débit corrigé (m^3/h)
Cvc	Coefficient de débit corrigé (USG/min)
Avc	Coefficient de débit corrigé (m^2)
K_{turb}	Coefficient de résistance locale ()
K	Coefficient de perte de pression totale (basé sur la vitesse moyenne) ()
ΔP	Perte de pression totale (Pa)
ΔH	Perte de charge totale de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement : turbulent et fluide visqueux
- les spécifications des fabricants sont données pour des filtres propres

---

Exemple d'application :



Références :

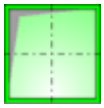
[1] TITAN Flow Control, Inc. - STRPDC-0121

2.13 Formules générales

Cette sous-section regroupe deux modèles de formules relatives au calcul de pertes de charge pour des fluides incompressibles. Les deux types de formules générales disponibles sont :

- Formules générales - Section circulaire

- Formules générales - Section rectangulaire

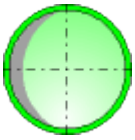


2.13.1 Formules générales - Section circulaire

Formules générales de pertes de charge

en régime permanent et fluide incompressible

Section circulaire



Description du modèle :

Ce modèle de composant regroupe les principales formules relatives au calcul de pertes de charge pour des fluides incompressibles. Ces formules s'appliquent à des tuyauteries de section circulaire et pour des écoulements stabilisés.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$S = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Qv}{S}$$

Débit massique (kg/s) :

$$Qm = Qv \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Coefficient de débit Av (m^2) :

$$Av = Qv \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

ou :

$$Av = S \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}}$$

Coefficient de débit Cv (gal/min US) :

$$Cv = 41650 \cdot Av$$

ou :

$$Cv = Qv_{[gpm\ US]} \cdot \sqrt{\frac{G_{[-]}}{\Delta P_{[psi]}}}$$

avec :

- Qv Débit volumique (gal/min US)
- ΔP Perte de pression (psi)
- G Densité relative du fluide (1 pour l'eau à 60°F)

Coefficient de débit Kv (m^3/h) :

$$Kv = 36023 \cdot Av$$

ou :

$$Kv = Qv_{[m^3/h]} \cdot \sqrt{\frac{G_{[-]}}{\Delta P_{[bar]}}}$$

avec :

- Qv Débit volumique (m^3/h)
- ΔP Perte de pression (bar)

G Densité relative du fluide (1 pour l'eau à 15°C)

Coefficient de perte de pression () :

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{L}{d}$$

Perte de pression (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge de fluide (m) :

$$\Delta h = \zeta \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Qv$$

Symboles, définitions, unités SI :

d Diamètre intérieur du tuyau (m)

S Section transversale de passage (m^2)

Qv Débit volumique (m^3/s)

Qm Débit massique (kg/s)

V Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)

Re Nombre de Reynolds ()

Av Coefficient de débit (m^2)

Cv Coefficient de débit (USG/min)

Kv Coefficient de débit (m^3/h)

□ζ Coefficient de perte de pression ()

□λ Coefficient de friction ()

L Longueur droite (m)

ΔP Perte de pression (Pa)

Δh Perte de charge de fluide (m)

Wh Perte de puissance hydraulique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

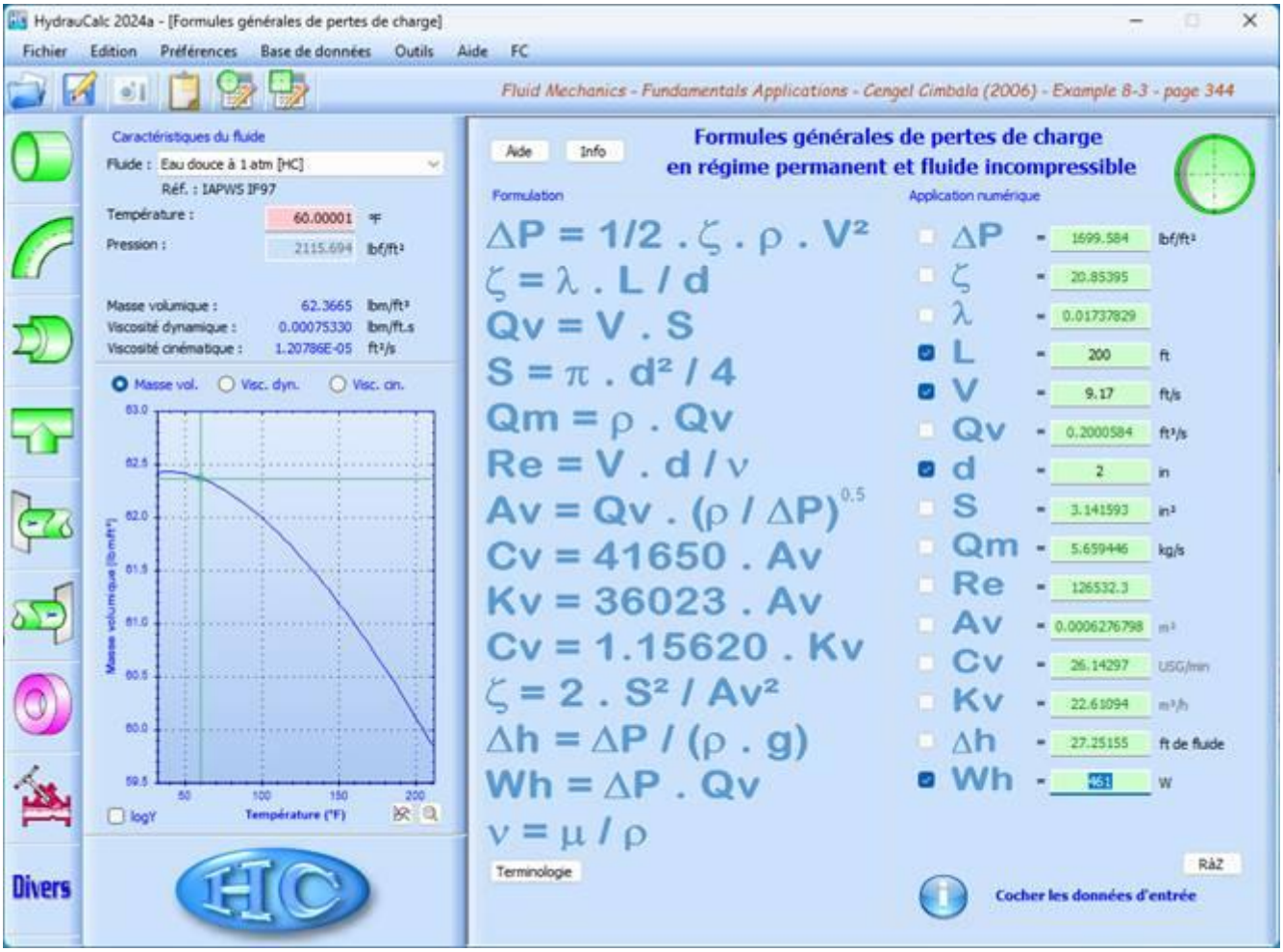
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

g Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- Les équations relatives aux coefficients de débit Av, Cv et Kv ne sont valides que pour des écoulements turbulents.

Exemple de données d'entrée et résultats :

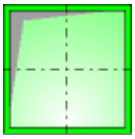


2.13.2 Formules générales - Section rectangulaire

Formules générales de pertes de charge

en régime permanent et fluide incompressible

Section rectangulaire



Description du modèle :

Ce modèle de composant regroupe les principales formules relatives au calcul de pertes de charge pour des fluides incompressibles. Ces formules s'appliquent à des tuyauteries de section rectangulaire et pour des écoulements stabilisés.

Formulation du modèle :

Section transversale de passage (m^2) :

$$S = a \cdot b$$

Périmètre de la section transversale de passage (m) :

$$P = 2 \cdot (a + b)$$

Diamètre hydraulique (m) :

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{P}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

$$V = \frac{Qv}{S}$$

Débit massique (kg/s) :

$$Qm = Qv \cdot \rho$$

Nombre de Reynolds :

$$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d_h}{\nu}$$

Coefficient de débit Av (m²) :

$$Av = Qv \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

ou :

$$Av = S \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}}$$

Coefficient de débit Cv (gal/min US) :

$$Cv = 41650 \cdot Av$$

ou :

$$Cv = Qv_{[gpm\ US]} \cdot \sqrt{\frac{G_{[-]}}{\Delta P_{[psi]}}}$$

avec :

- Qv Débit volumique (gal/min US)
- ΔP Perte de pression (psi)
- G Densité relative du fluide (1 pour l'eau à 60°F)

Coefficient de débit Kv (m³/h) :

$$Kv = 36023 \cdot Av$$

ou :

$$Kv = Qv_{[m^3/h]} \cdot \sqrt{\frac{G_{[-]}}{\Delta P_{[bar]}}}$$

avec :

Qv Débit volumique (m^3/h)

ΔP Perte de pression (bar)

G Densité relative du fluide (1 pour l'eau à 15°C)

Coefficient de perte de pression () :

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{L}{d_h}$$

Perte de pression (Pa) :

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

Perte de charge de fluide (m) :

$$\Delta h = \zeta \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Perte de puissance hydraulique (W) :

$$Wh = \Delta P \cdot Qv$$

Symboles, définitions, unités SI :

a Largeur de la section rectangulaire (m)

b Hauteur de la section rectangulaire (m)

d_h Diamètre hydraulique du tuyau (m)

P Périmètre de la section transversale de passage (m)

S Section transversale de passage (m^2)

Qv Débit volumique (m^3/s)

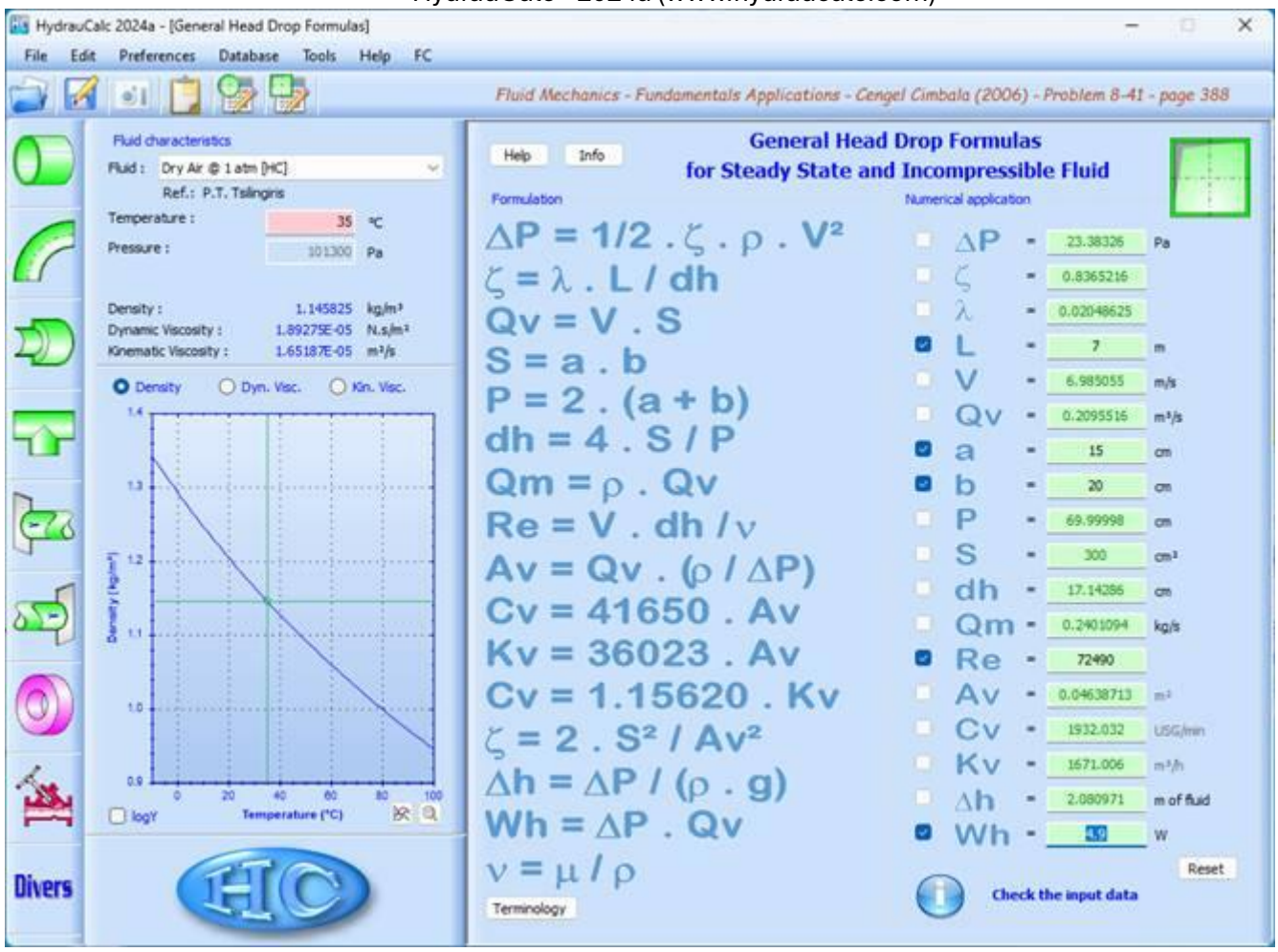
Qm Débit massique (kg/s)

V	Vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
Re	Nombre de Reynolds ()
Av	Coefficient de débit (m^2)
Cv	Coefficient de débit (USG/min)
Kv	Coefficient de débit (m^3/h)
□ζ	Coefficient de perte de pression ()
□λ	Coefficient de friction ()
L	Longueur droite (m)
ΔP	Perte de pression (Pa)
Δh	Perte de charge de fluide (m)
Wh	Perte de puissance hydraulique (W)
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ν	Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)

Domaine de validité :

- Les équations relatives aux coefficients de débit Av, Cv et Kv ne sont valides que pour des écoulements turbulents.

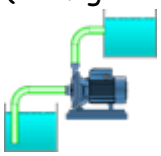
Exemple de données d'entrée et résultats :


HydrauCalc 2024a - [General Head Drop Formulas]
File Edit Preferences Database Tools Help FC
Fluid Mechanics - Fundamentals Applications - Cengel Cimbala (2006) - Problem 8-41 - page 388
Fluid characteristics
Fluid : Dry Air @ 1 atm [HC]
Ref.: P.T. Tsilingiris
Temperature : 35 °C
Pressure : 101300 Pa
Density : 1.145825 kg/m³
Dynamic Viscosity : 1.89275E-05 N.s/m²
Kinematic Viscosity : 1.65187E-05 m²/s
Density Dyn. Visc. Kin. Visc.
logY
Temperature (°C)
Divers
Help Info
General Head Drop Formulas
for Steady State and Incompressible Fluid
Formulation
ΔP = 1/2 . ζ . ρ . V²
ζ = λ . L / dh
Qv = V . S
S = a . b
P = 2 . (a + b)
dh = 4 . S / P
Qm = ρ . Qv
Re = V . dh / ν
Av = Qv . (ρ / ΔP)
Cv = 41650 . Av
Kv = 36023 . Av
Cv = 1.15620 . Kv
ζ = 2 . S² / Av²
Δh = ΔP / (ρ . g)
Wh = ΔP . Qv
ν = μ / ρ
Terminology
Numerical application
ΔP = 23.38326 Pa
ζ = 0.8365216
λ = 0.02048625
L = 7 m
V = 6.985055 m/s
Qv = 0.2095516 m³/s
a = 15 cm
b = 20 cm
P = 69.99998 cm
S = 300 cm²
dh = 17.14286 cm
Qm = 0.2401094 kg/s
Re = 72490
Av = 0.04638713 m²
Cv = 1932.032 USG/min
Kv = 1671.006 m³/h
Δh = 2.080971 m of fluid
Wh = 4.9 W
Reset
Check the input data

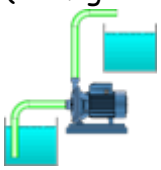
2.14 Dimensionnement rapide de pompe

Cette sous-section regroupe l'ensemble des configurations de pompage qui peuvent être modélisés et calculés. Les types de configurations disponibles sont :

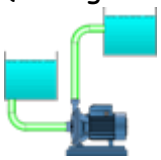
- Fonctionnement en aspiration - Réservoir avec sortie de tuyau au-dessous du niveau de fluide (Configuration 1)



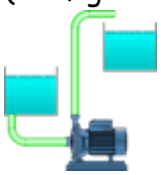
- Fonctionnement en aspiration - Écoulement libre du tuyau au-dessus du niveau de fluide (Configuration 2)



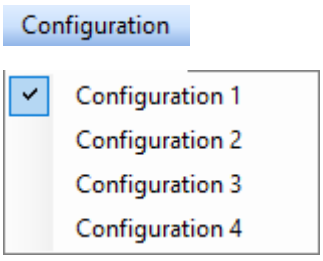
- Fonctionnement en charge - Réservoir avec sortie de tuyau au-dessous du niveau de fluide (Configuration 3)



- Fonctionnement en charge - Écoulement libre du tuyau au-dessus du niveau de fluide (Configuration 4)



La sélection de la configuration de pompage est faite à l'aide du menu « Configuration ». L'option par défaut est « Configuration 1 ».



Le calcul des caractéristiques des pompes est basé sur le document suivant :

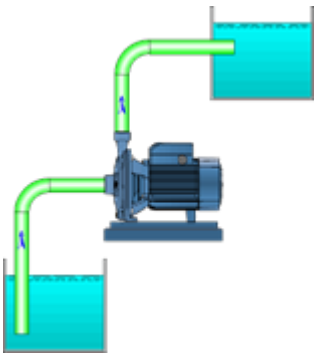
- KSB - Détermination des pompes centrifuges – 5ème Edition (2005)

2.14.1 Configuration 1

Dimensionnement d'une pompe

Fonctionnement en aspiration

(Réservoir avec sortie de tuyau au-dessous du niveau de fluide)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la Hauteur Manométrique Totale (HMT) d'une pompe installée dans une installation hydraulique. Une option permet également de calculer la Charge nette absolue à l'aspiration disponible (NPSHd) de l'installation.

Dans ce modèle,

- la pompe est en fonctionnement en aspiration (le niveau de la caisse d'aspiration est situé en dessous de la bride d'aspiration de la pompe),
- la pompe refoule dans une caisse dont la sortie de tuyau est située au-dessous du niveau de fluide de cette caisse et dont le niveau est situé en dessus de la bride de refoulement de la pompe.

Formulation du modèle :

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Section transversale de passage (m^2) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

- Surface de la caisse d'aspiration :

$$v_0 \approx 0$$

- Tuyauterie d'aspiration :

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

- Surface de la caisse de refoulement :

$$v_3 \approx 0$$

Nombre de Reynolds :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

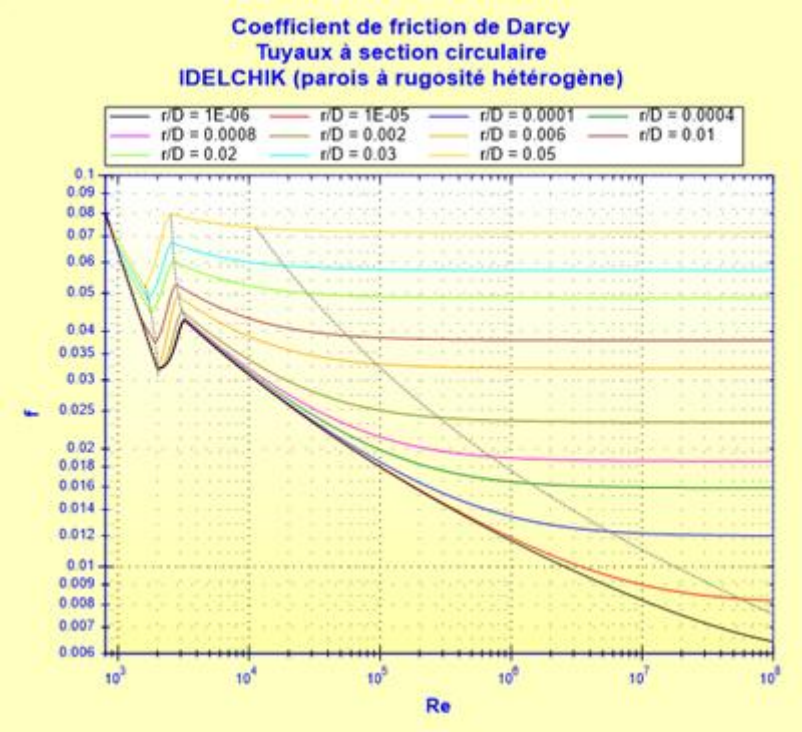
- Tuyauterie d'aspiration :

$$f_1 = f\left(Re_1, \frac{r_1}{D_1}\right)$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$f_2 = f\left(Re_2, \frac{r_2}{D_2}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de pertes de pression régulières (frottement dans les tuyauteries) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$Kf_1 = f_1 \cdot \frac{L_1}{D_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$Kf_2 = f_2 \cdot \frac{L_2}{D_2}$$

Coefficient de pertes de pression totales :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$K_1 = Kf_1 + Ks_1$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$K_2 = Kf_2 + Ks_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dP_{01} = K_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dP_{23} = K_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

Pertes de charge totale de fluide (m) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dH_{01} = K_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dH_{23} = K_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa) :

$$P_1 = P_0 + \frac{v_0^2 \cdot \rho}{2} - (dH_{01} + H_0) \cdot \rho \cdot g$$

Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa) :

$$P_2 = P_3 + \frac{v_3^2 \cdot \rho}{2} + (dH_{23} + H_3) \cdot \rho \cdot g$$

Equation de Bernoulli :

$$P_i + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_i^2 + \rho \cdot g \cdot z_i = P_o + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_o^2 + \rho \cdot g \cdot z_o$$

(Fluide parfait, incompressible, écoulement permanent)

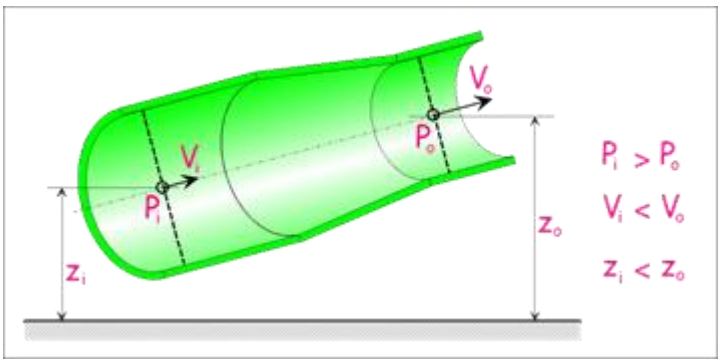


Illustration du théorème de Bernoulli

Hauteur Manométrique Totale de la pompe (application de l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel) :

$$HMT = (H_0 + H_3) + \left(\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}\right) + \left(\frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g}\right) + (dH_{01} + dH_{23})$$

([1] équation 5)

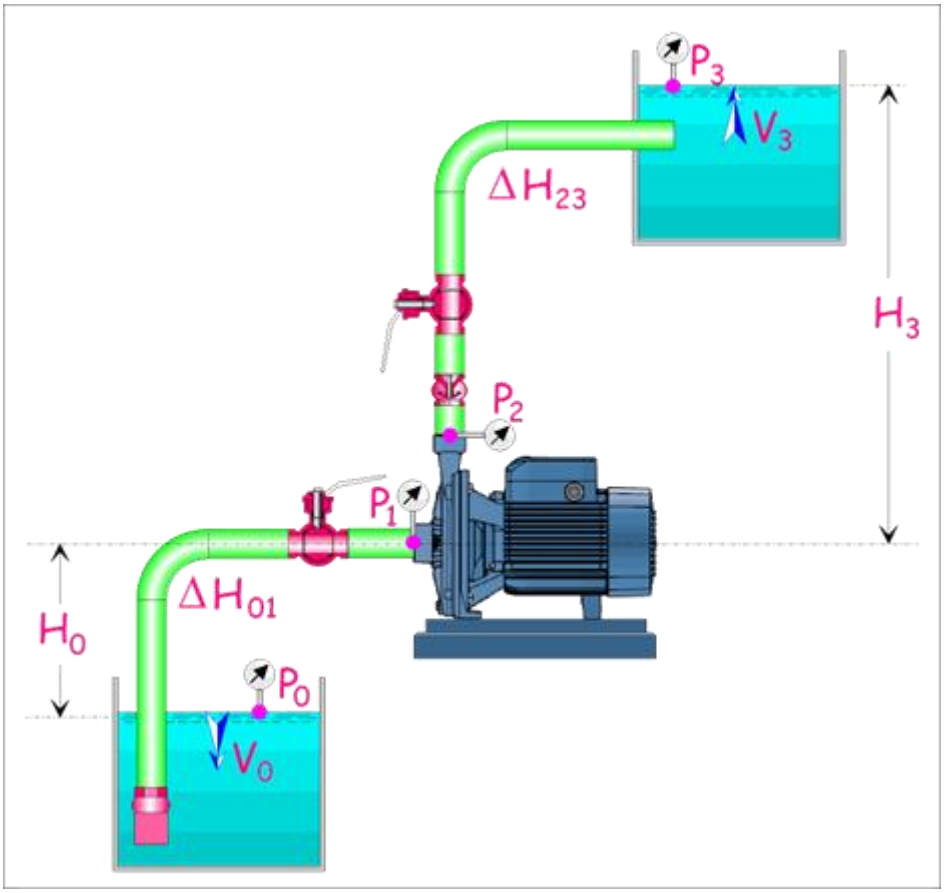


Illustration de l'installation

où :

$H_0 + H_3$ Hauteur géométrique, c'est la différence de cote entre les niveaux du fluide des côtés aspiration et refoulement.

$\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique, c'est la différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement.
Dans le cas de caisses ouvertes à pression atmosphérique, les pressions P_0 et P_3 sont égales et la hauteur de pression statique est nulle.

$\frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique, c'est la hauteur dynamique due à la différence de vitesse verticale dans les deux réservoirs.
En général, les vitesses d'écoulement de la surface de liquide des caisses v_0 et v_3 sont très faibles et la hauteur dynamique est considérée nulle (négligeable).

$dH_{01} + dH_{23}$ Hauteur des pertes de charge, c'est la somme de toutes les pertes de charge de l'installation, circuits d'aspiration et de refoulement

(= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, crépine, entrée et sortie de tuyauterie, …).

NPSH disponible de l'installation :

$$NPSH_d = P_1 - P_{vap}$$

En appliquant l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel, entre le niveau du réservoir et la bride d'aspiration de la pompe, on obtient l'équation suivante :

$$NPSH_d = \frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g} + \frac{{v_0}^2}{2 \cdot g} - dH_{01} - H_0$$

([1] équation 29)

où (comme pour la HMT) :

$\frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique.

$\frac{{v_0}^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique (négligeable).

dH_{01} Hauteur des pertes de charge.

H_0 Hauteur géométrique.

Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W) :

$$Wh = HMT \cdot \rho \cdot g \cdot Q$$

Puissance mécanique absorbée par la pompe (W) :

$$Wm = \frac{Wh}{\eta p}$$

Nota : Les fluides de pompage plus visqueux que l'eau nécessiteront une puissance absorbée plus importante.

Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W) :

$$We = \frac{Wm}{\eta m}$$

Symboles, définitions, unités SI :

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

D_1 Diamètre intérieur de la tuyauterie d'aspiration (m)

D_2 Diamètre intérieur de la tuyauterie de refoulement (m)

A_1 Section de passage de la tuyauterie d'aspiration (m^2)

A_2 Section de passage de la tuyauterie de refoulement (m^2)

v_0 Vitesse d'écoulement de la surface de liquide de la caisse d'aspiration (m/s)

v_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie de refoulement (m/s)

v_3 Vitesse d'écoulement de la surface de liquide de la caisse de refoulement (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie d'aspiration ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie de refoulement ()

r_1 Rugosité absolue de la tuyauterie d'aspiration (m)

r_2 Rugosité absolue de la tuyauterie de refoulement (m)

f_1 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie d'aspiration ()

f_2 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie de refoulement ()

L_1 Longueur de la tuyauterie d'aspiration (m)

L_2 Longueur de la tuyauterie de refoulement (m)

Kf_1 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie d'aspiration ()

Kf_2 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie de refoulement ()

Ks_1 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie d'aspiration ()

Ks_2 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie de refoulement ()

K_1 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie d'aspiration ()

K_2 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie de refoulement ()

dP_{01} Perte de pression totale de la tuyauterie d'aspiration (Pa)

dP_{23} Perte de pression totale de la tuyauterie de refoulement (Pa)

dH_{01} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie d'aspiration (m)

dH_{23} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie de refoulement (m)

P_0 Pression relative en surface de la caisse d'aspiration (Pa)

P_1 Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa)

P_2 Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa)

P_3 Pression relative en surface de la caisse de refoulement (Pa)

H_1 Différence de hauteur entre le niveau de fluide de la caisse d'aspiration et la bride d'aspiration (m)

H_3 Différence de hauteur entre la bride d'aspiration et le niveau de fluide de la caisse de refoulement (m)

HMT Hauteur Manométrique Totale de la pompe (m)

P_{atm} Pression atmosphérique (Pa)

P_{vap} Pression de vapeur saturante (Pa)

$NPSH_d$ Charge nette absolue à l'aspiration disponible de l'installation (NPSH = Net Positive Suction Head) (m)

Wh Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W)

ηp Rendement de la pompe ()

Wm Puissance mécanique absorbée par la pompe (W)

ηm Rendement du moteur électrique ()

We Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

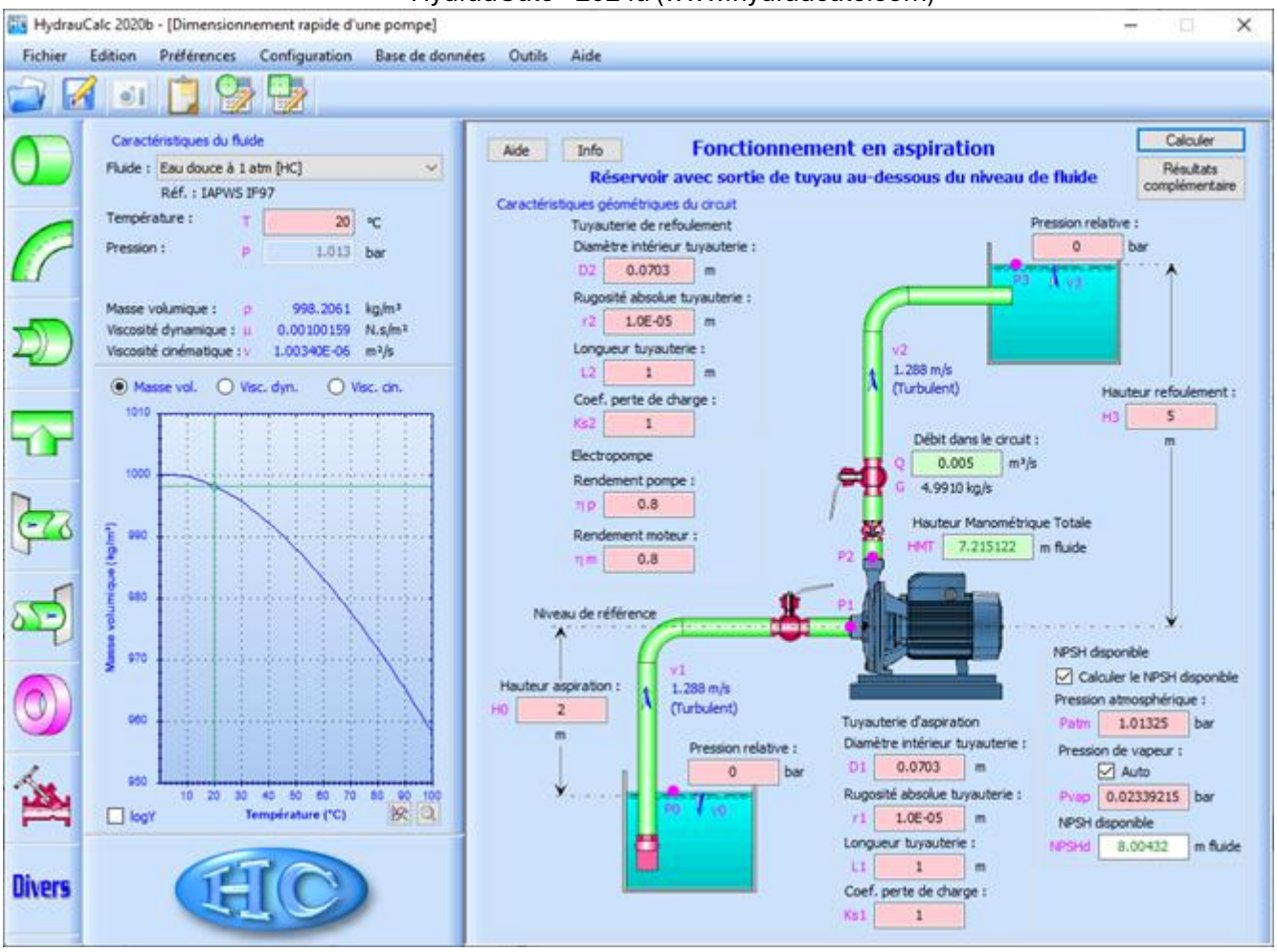
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

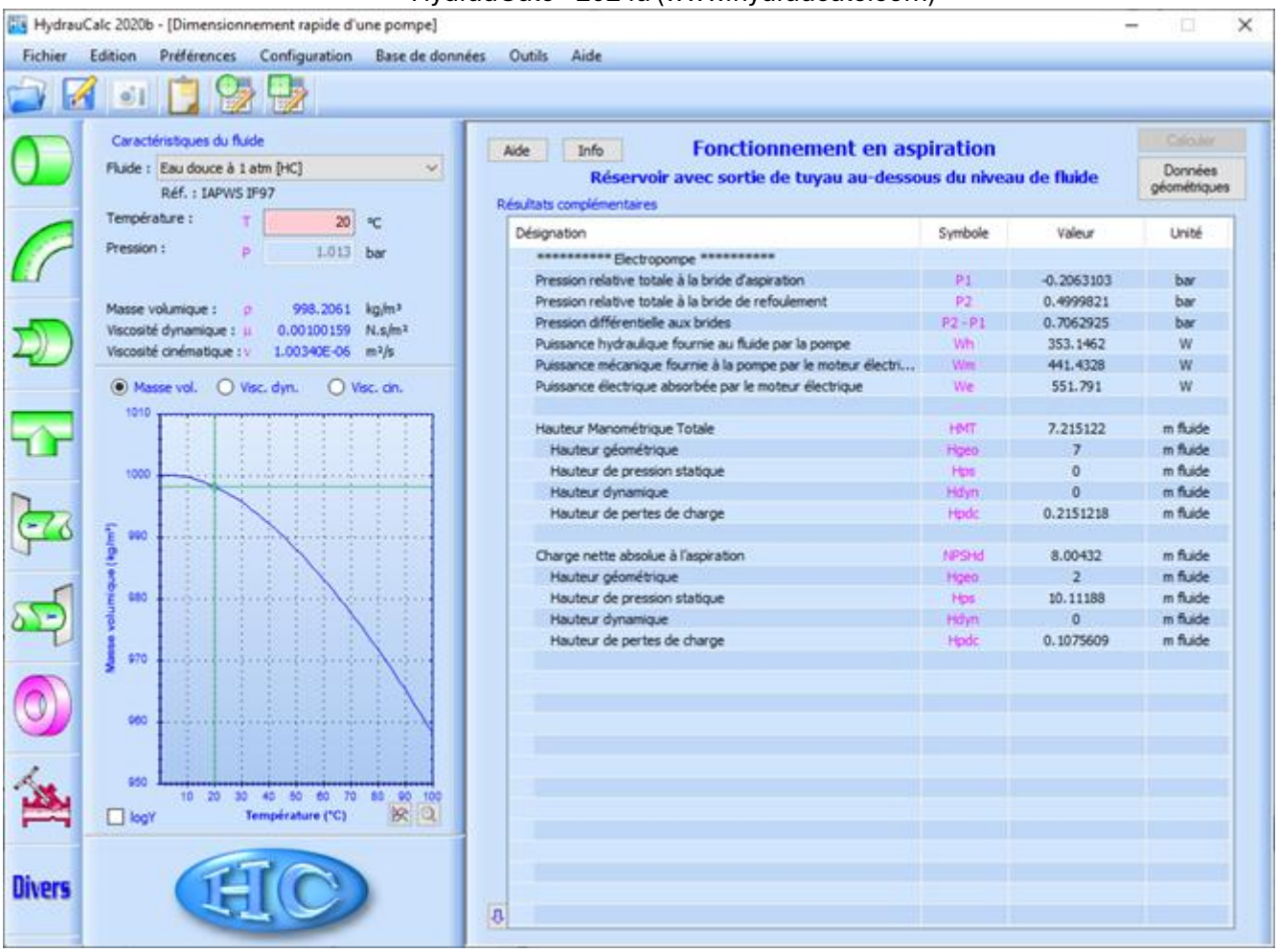
g Accélération de la pesanteur (9,80665 m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent

Exemple d'application :


HydrauCalc 2020b - [Dimensionnement rapide d'une pompe]
Fichier
Edition
Préférences
Configuration
Base de données
Outils
Aide
Caractéristiques du fluide
Fluide : Eau douce à 1 atm [HC]
Réf. : IAPWS IF97
Température : T 20 °C
Pression : P 1.013 bar
Masse volumique : ρ 998.2061 kg/m³
Viscosité dynamique : μ 0.00100159 N.s/m²
Viscosité cinématique : ν 1.00340E-06 m²/s
Masse vol.
Visc. dyn.
Visc. cin.
Masse volumique (kg/m³)
Température (°C)
logY
Divers
Aide
Info
Fonctionnement en aspiration
Réservoir avec sortie de tuyau au-dessous du niveau de fluide
Calculer
Résultats complémentaire
Caractéristiques géométriques du circuit
Tuyauterie de refoulement
Diamètre intérieur tuyauterie : D2 0.0703 m
Rugosité absolue tuyauterie : r2 1.0E-05 m
Longueur tuyauterie : L2 1 m
Coef. perte de charge : Ks2 1
Electropompe
Rendement pompe : ηP 0.8
Rendement moteur : ηm 0.8
Pression relative : 0 bar
P3
v3
v2
1.288 m/s
(Turbulent)
Hauteur refoulement : H3 5 m
Débit dans le circuit : Q 0.005 m³/s
G 4.9910 kg/s
Hauteur Manométrique Totale
HMT 7.215122 m fluide
P2
P1
Niveau de référence
Hauteur aspiration : H0 2 m
v1
1.288 m/s
(Turbulent)
Pression relative : 0 bar
P0
v0
Tuyauterie d'aspiration
Diamètre intérieur tuyauterie : D1 0.0703 m
Rugosité absolue tuyauterie : r1 1.0E-05 m
Longueur tuyauterie : L1 1 m
Coef. perte de charge : Ks1 1
NPSH disponible
Calculer le NPSH disponible
Pression atmosphérique : Patm 1.01325 bar
Pression de vapeur : Auto Pvap 0.02339215 bar
NPSH disponible NPSHd 8.00432 m fluide



Référence :

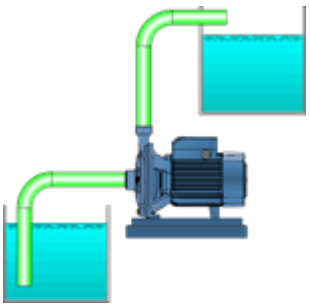
[1] KSB - Détermination des pompes centrifuges – 5ème Edition (2005)

2.14.2 Configuration 2

Dimensionnement d'une pompe

Fonctionnement en aspiration

(Écoulement libre du tuyau au-dessus du niveau de fluide)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la Hauteur Manométrique Totale (HMT) d'une pompe installée dans une installation hydraulique. Une option permet également de calculer la Charge nette absolue à l'aspiration disponible (NPSHd) de l'installation.

Dans ce modèle,

- la pompe est en fonctionnement en aspiration (le niveau de la caisse d'aspiration est situé en dessous de la bride d'aspiration de la pompe),
- la pompe refoule dans une caisse dont la sortie de tuyau est située au-dessus du niveau de fluide de cette caisse et dont le niveau est situé en dessus de la bride de refoulement de la pompe.

Formulation du modèle :

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Section transversale de passage (m^2) :

■ Tuyauterie d'aspiration :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

- Surface de la caisse d'aspiration :

$$v_0 \approx 0$$

- Tuyauterie d'aspiration :

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

- Sortie du tuyau de refoulement :

$$v_3 = v_2$$

Nombre de Reynolds :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

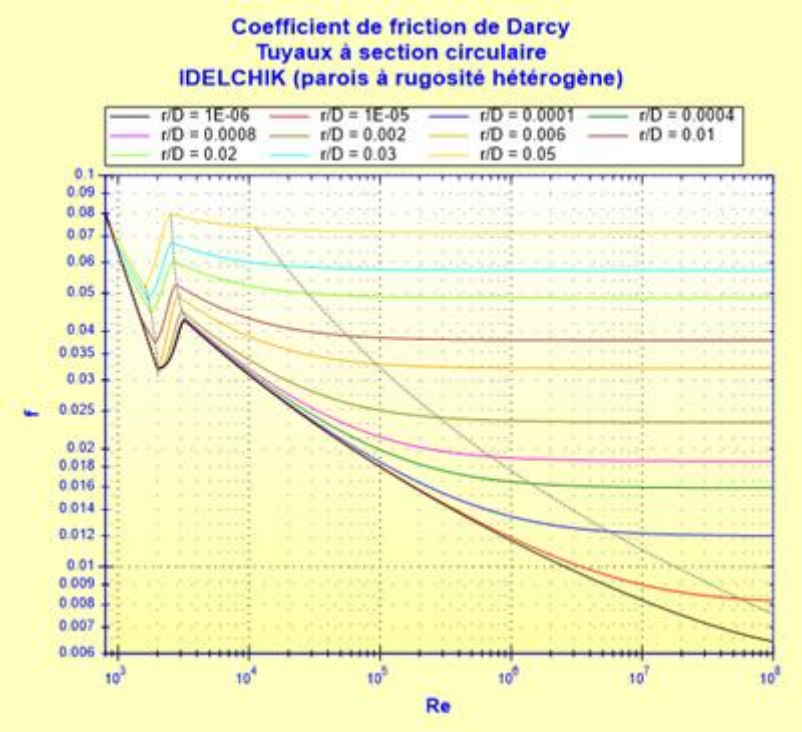
- Tuyauterie d'aspiration :

$$f_1 = f\left(\mathrm{Re}_1, \frac{r_1}{D_1}\right)$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$f_2 = f\left(\mathrm{Re}_2, \frac{r_2}{D_2}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de pertes de pression régulières (frottement dans les tuyauteries) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$Kf_1 = f_1 \cdot \frac{L_1}{D_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$Kf_2 = f_2 \cdot \frac{L_2}{D_2}$$

Coefficient de pertes de pression totales :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$K_1 = Kf_1 + Ks_1$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$K_2 = Kf_2 + Ks_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dP_{01} = K_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dP_{23} = K_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

Pertes de charge totale de fluide (m) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dH_{01} = K_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dH_{23} = K_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa) :

$$P_1 = P_0 + \frac{v_0^2 \cdot \rho}{2} - (dH_{01} + H_0) \cdot \rho \cdot g$$

Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa) :

$$P_2 = P_3 + \frac{v_3^2 \cdot \rho}{2} + (dH_{23} + H_3) \cdot \rho \cdot g$$

Equation de Bernoulli :

$$P_i + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_i^2 + \rho \cdot g \cdot z_i = P_o + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_o^2 + \rho \cdot g \cdot z_o$$

(Fluide parfait, incompressible, écoulement permanent)

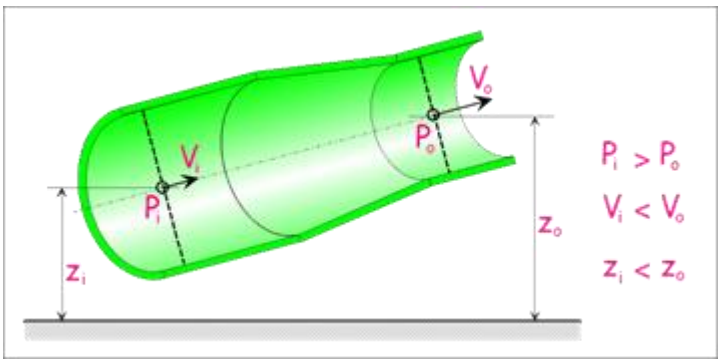


Illustration du théorème de Bernoulli

Hauteur Manométrique Totale de la pompe (application de l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel) :

$$TDH = (H_0 + H_3) + \left(\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}\right) + \left(\frac{v_3^{\,2} - v_0^{\,2}}{2 \cdot g}\right) + (dH_{01} + dH_{23})$$

([1] équation 5)

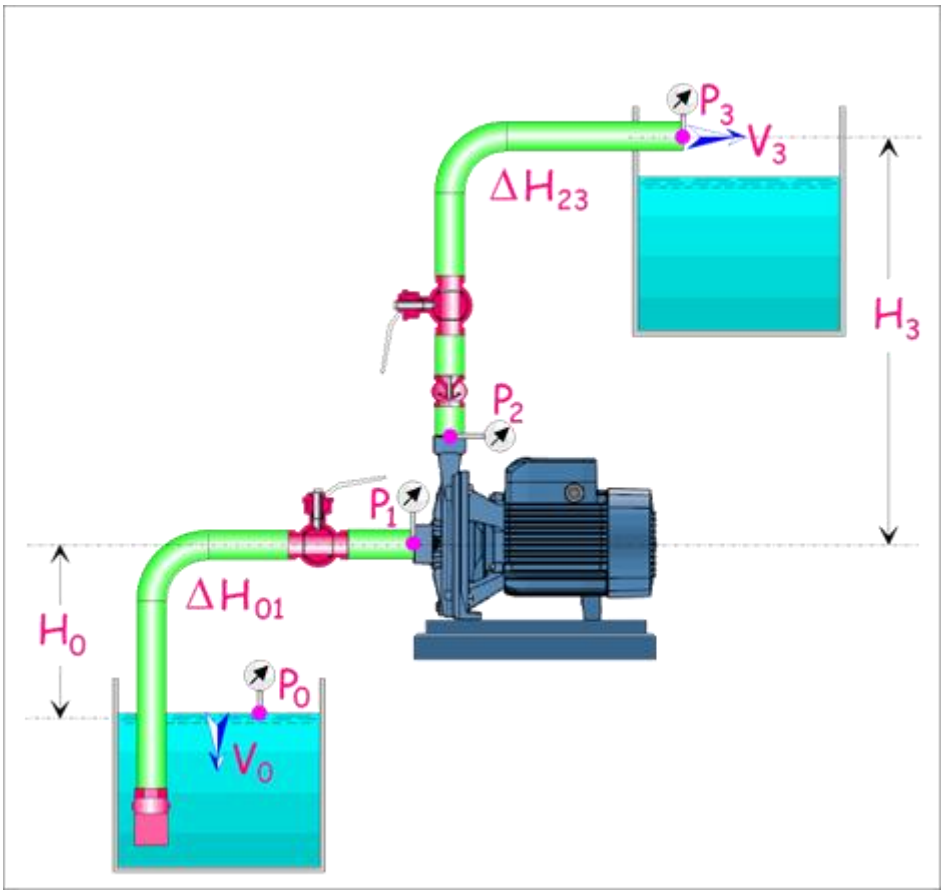


Illustration de l'installation

où :

$H_0 + H_3$ Hauteur géométrique, c'est la différence de cote entre le niveau du fluide dans la caisse d'aspiration et le centre de la section de sortie.

$\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique, c'est la différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement.
Dans le cas de caisses ouvertes à pression atmosphérique, les pressions P_0 et P_3 sont égales et la hauteur de pression statique est nulle.

$\frac{v_3^{\,2} - v_0^{\,2}}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique, c'est la hauteur dynamique due à la différence de vitesse verticale dans les deux réservoirs.
En général, les vitesses d'écoulement de la surface de liquide des caisses v_0 et v_3 sont très faibles et la hauteur dynamique est considérée nulle (négligeable).

$dH_{01} + dH_{23}$ Hauteur des pertes de charge, c'est la somme de toutes les pertes de charge de l'installation, circuits d'aspiration et de refoulement

(= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, crépine, entrée et sortie de tuyauterie, …).

NPSH disponible de l'installation :

$$NPSH_d = P_1 - P_{vap}$$

En appliquant l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel, entre le niveau du réservoir et la bride d'aspiration de la pompe, on obtient l'équation suivante :

$$NPSH_d = \frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g} + \frac{{v_0}^2}{2 \cdot g} - dH_{01} - H_0$$

([1] équation 29)

où (comme pour la HMT) :

$\frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique.

$\frac{{v_0}^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique (négligeable).

dH_{01} Hauteur des pertes de charge.

H_0 Hauteur géométrique.

Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W) :

$$Wh = HMT \cdot \rho \cdot g \cdot Q$$

Puissance mécanique absorbée par la pompe (W) :

$$Wm = \frac{Wh}{\eta p}$$

Nota : Les fluides de pompage plus visqueux que l'eau nécessiteront une puissance absorbée plus importante.

Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W) :

$$We = \frac{Wm}{\eta m}$$

Symboles, définitions, unités SI :

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

D_1 Diamètre intérieur de la tuyauterie d'aspiration (m)

D_2 Diamètre intérieur de la tuyauterie de refoulement (m)

A_1 Section de passage de la tuyauterie d'aspiration (m^2)

A_2 Section de passage de la tuyauterie de refoulement (m^2)

v_0 Vitesse d'écoulement de la surface de liquide de la caisse d'aspiration (m/s)

v_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie de refoulement (m/s)

v_3 Vitesse d'écoulement en sortie de la tuyauterie de refoulement (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie d'aspiration ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie de refoulement ()

r_1 Rugosité absolue de la tuyauterie d'aspiration (m)

r_2 Rugosité absolue de la tuyauterie de refoulement (m)

f_1 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie d'aspiration ()

f_2 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie de refoulement ()

L_1 Longueur de la tuyauterie d'aspiration (m)

L_2 Longueur de la tuyauterie de refoulement (m)

Kf_1 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie d'aspiration ()

Kf_2 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie de refoulement ()

Ks_1 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie d'aspiration ()

Ks_2 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie de refoulement ()

K_1 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie d'aspiration ()

K_2 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie de refoulement ()

dP_{01} Perte de pression totale de la tuyauterie d'aspiration (Pa)

dP_{23} Perte de pression totale de la tuyauterie de refoulement (Pa)

dH_{01} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie d'aspiration (m)

dH_{23} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie de refoulement (m)

P_0 Pression relative en surface de la caisse d'aspiration (Pa)

P_1 Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa)

P_2 Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa)

P_3 Pression relative en surface de la caisse de refoulement (Pa)

H_1 Différence de hauteur entre le niveau de fluide de la caisse d'aspiration et la bride d'aspiration (m)

H_3 Différence de hauteur entre la bride d'aspiration et le centre de la section de sortie (m)

HMT Hauteur Manométrique Totale de la pompe (m)

P_{atm} Pression atmosphérique (Pa)

P_{vap} Pression de vapeur saturante (Pa)

$NPSH_d$ Charge nette absolue à l'aspiration disponible de l'installation (NPSH = Net Positive Suction Head) (m)

Wh Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W)

ηp Rendement de la pompe ()

Wm Puissance mécanique absorbée par la pompe (W)

ηm Rendement du moteur électrique ()

We Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

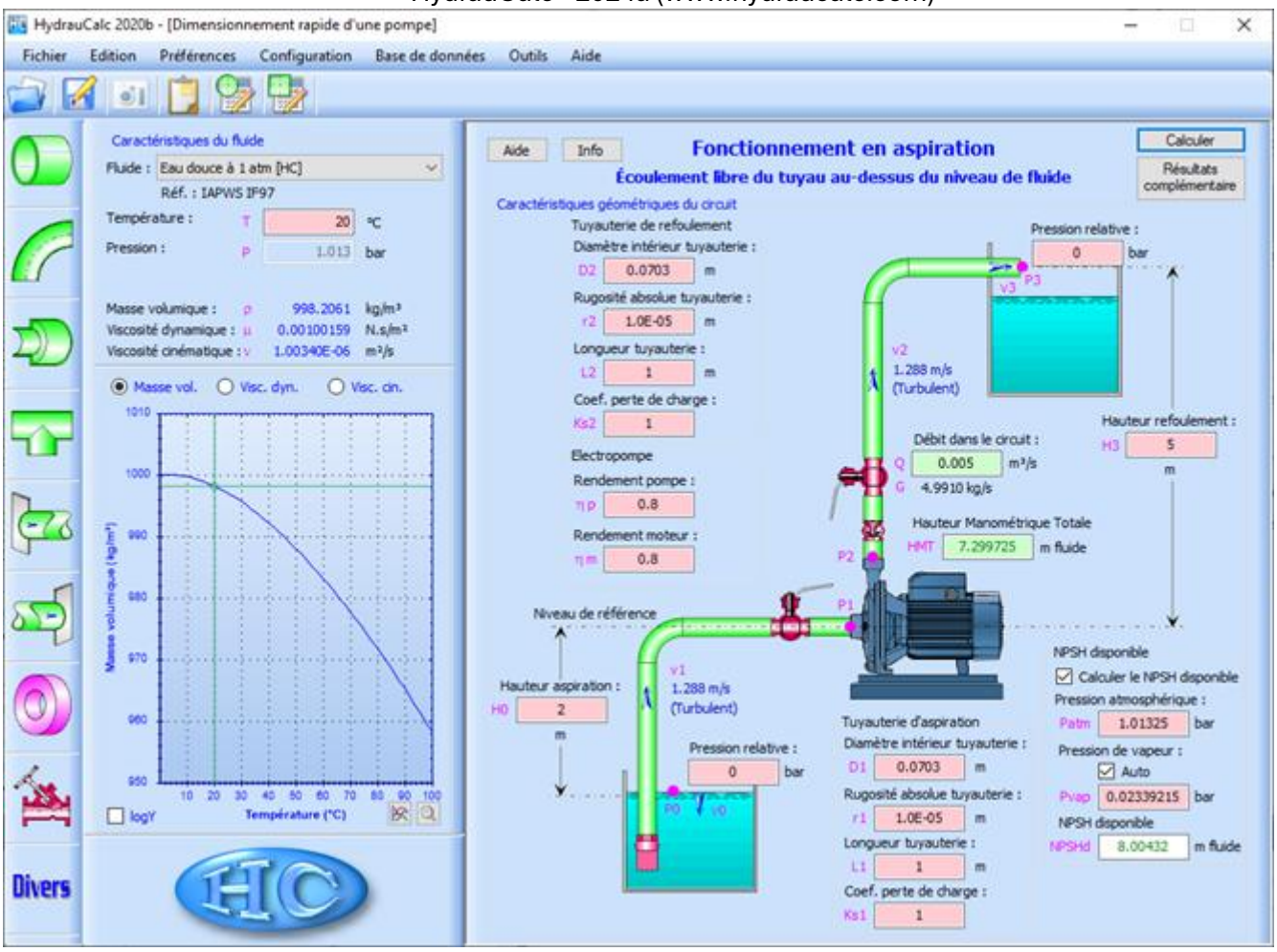
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

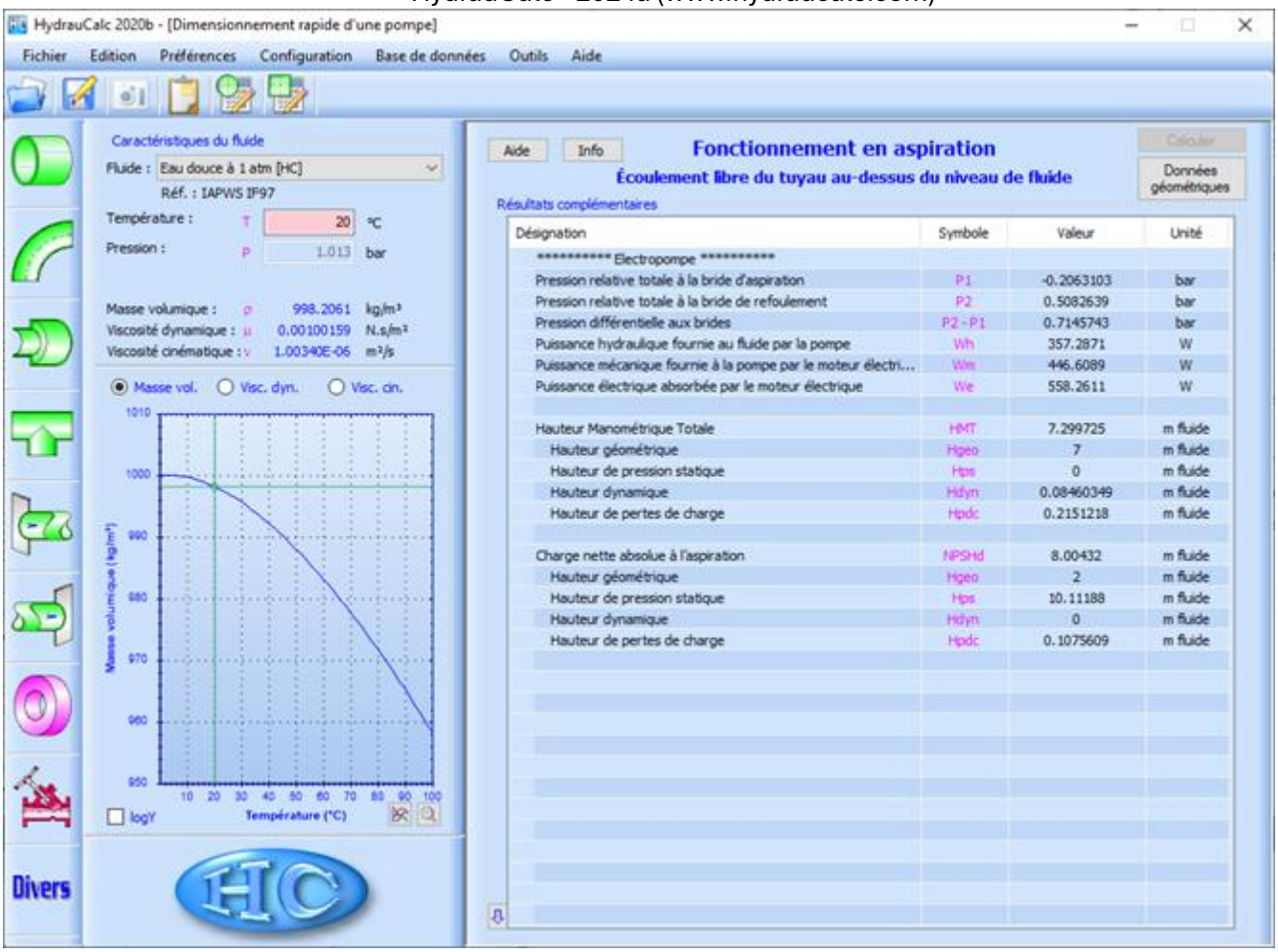
g Accélération de la pesanteur (9,80665 m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent

Exemple d'application :


HydrauCalc 2020b - [Dimensionnement rapide d'une pompe]
Fichier
Edition
Préférences
Configuration
Base de données
Outils
Aide
Caractéristiques du fluide
Fluide : Eau douce à 1 atm [HC]
Réf. : IAPWS IF97
Température : T 20 °C
Pression : P 1.013 bar
Masse volumique : ρ 998.2061 kg/m³
Viscosité dynamique : μ 0.00100159 N.s/m²
Viscosité cinématique : ν 1.00340E-06 m²/s
Masse vol.
Visc. dyn.
Visc. cin.
Masse volumique (kg/m³)
Température (°C)
logY
Divers
Aide
Info
Fonctionnement en aspiration
Écoulement libre du tuyau au-dessus du niveau de fluide
Calculer
Résultats complémentaire
Caractéristiques géométriques du circuit
Tuyauterie de refoulement
Diamètre intérieur tuyauterie : D2 0.0703 m
Rugosité absolue tuyauterie : r2 1.0E-05 m
Longueur tuyauterie : L2 1 m
Coef. perte de charge : Ks2 1
Electropompe
Rendement pompe : ηP 0.8
Rendement moteur : ηm 0.8
Pression relative : 0 bar
P3
v3
v2
1.288 m/s
(Turbulent)
Hauteur refoulement : H3 5 m
Débit dans le circuit : Q 0.005 m³/s
G 4.9910 kg/s
Hauteur Manométrique Totale
HMT 7.299725 m fluide
P2
P1
Niveau de référence
Hauteur aspiration : H0 2 m
v1
1.288 m/s
(Turbulent)
Pression relative : 0 bar
P0
v0
Tuyauterie d'aspiration
Diamètre intérieur tuyauterie : D1 0.0703 m
Rugosité absolue tuyauterie : r1 1.0E-05 m
Longueur tuyauterie : L1 1 m
Coef. perte de charge : Ks1 1
NPSH disponible
Calculer le NPSH disponible
Pression atmosphérique : Patm 1.01325 bar
Pression de vapeur : Auto Pvap 0.02339215 bar
NPSH disponible NPSHd 8.00432 m fluide



Référence :

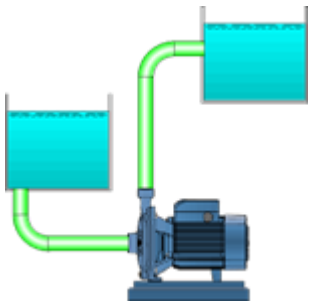
[1] KSB - Détermination des pompes centrifuges – 5ème Edition (2005)

2.14.3 Configuration 3

Dimensionnement d'une pompe

Fonctionnement en charge

(Réservoir avec sortie de tuyau au-dessous du niveau de fluide)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la Hauteur Manométrique Totale (HMT) d'une pompe installée dans une installation hydraulique. Une option permet également de calculer la Charge nette absolue à l'aspiration disponible (NPSHd) de l'installation.

Dans ce modèle,

- la pompe est en fonctionnement en charge (le niveau de la caisse d'aspiration est situé en dessus de la bride d'aspiration de la pompe),
- la pompe refoule dans une caisse dont la sortie de tuyau est située au-dessous du niveau de fluide de cette caisse et dont le niveau est situé en dessus de la bride de refoulement de la pompe.

Formulation du modèle :

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Section transversale de passage (m^2) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

- Surface de la caisse d'aspiration :

$$v_0 \approx 0$$

- Tuyauterie d'aspiration :

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

- Surface de la caisse de refoulement :

$$v_3 \approx 0$$

Nombre de Reynolds :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

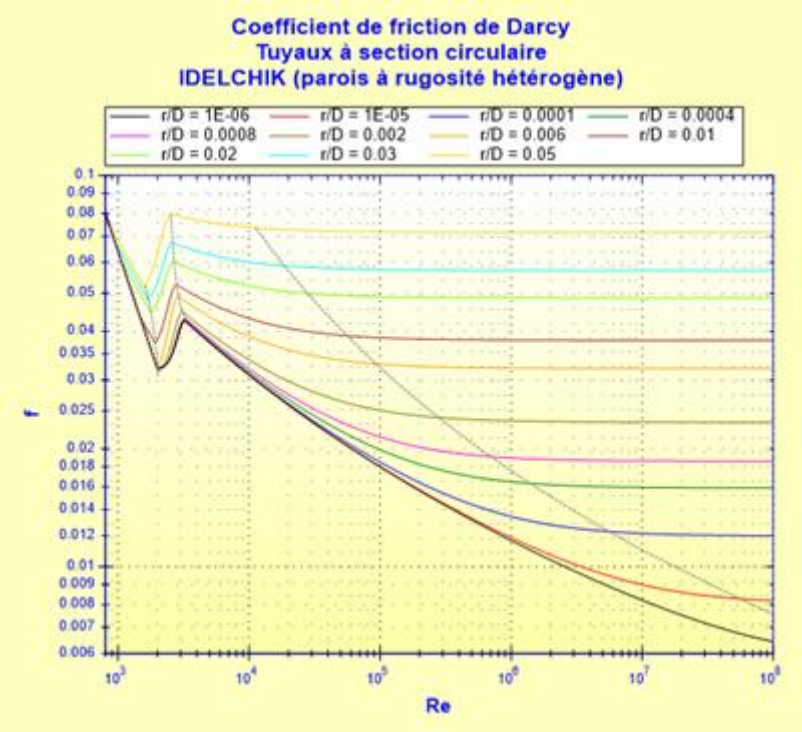
- Tuyauterie d'aspiration :

$$f_1 = f\left(Re_1, \frac{r_1}{D_1}\right)$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$f_2 = f\left(Re_2, \frac{r_2}{D_2}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de pertes de pression régulières (frottement dans les tuyauteries) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$Kf_1 = f_1 \cdot \frac{L_1}{D_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$Kf_2 = f_2 \cdot \frac{L_2}{D_2}$$

Coefficient de pertes de pression totales :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$K_1 = Kf_1 + Ks_1$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$K_2 = Kf_2 + Ks_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dP_{01} = K_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dP_{23} = K_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

Pertes de charge totale de fluide (m) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dH_{01} = K_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dH_{23} = K_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa) :

$$P_1 = P_0 + \frac{v_0^2 \cdot \rho}{2} + (H_0 - dH_{01}) \cdot \rho \cdot g$$

Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa) :

$$P_2 = P_3 + \frac{v_3^2 \cdot \rho}{2} + (dH_{23} + H_3) \cdot \rho \cdot g$$

Equation de Bernoulli :

$$P_i + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_i^2 + \rho \cdot g \cdot z_i = P_o + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_o^2 + \rho \cdot g \cdot z_o$$

(Fluide parfait, incompressible, écoulement permanent)

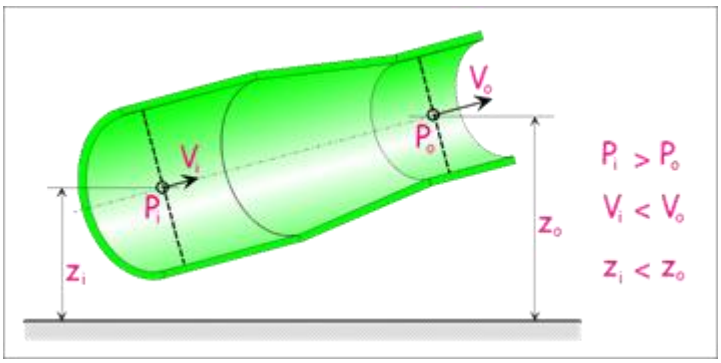


Illustration du théorème de Bernoulli

Hauteur Manométrique Totale de la pompe (application de l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel) :

$$HMT = (H_3 - H_0) + \left(\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}\right) + \left(\frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g}\right) + (dH_{01} + dH_{23})$$

([1] équation 5)

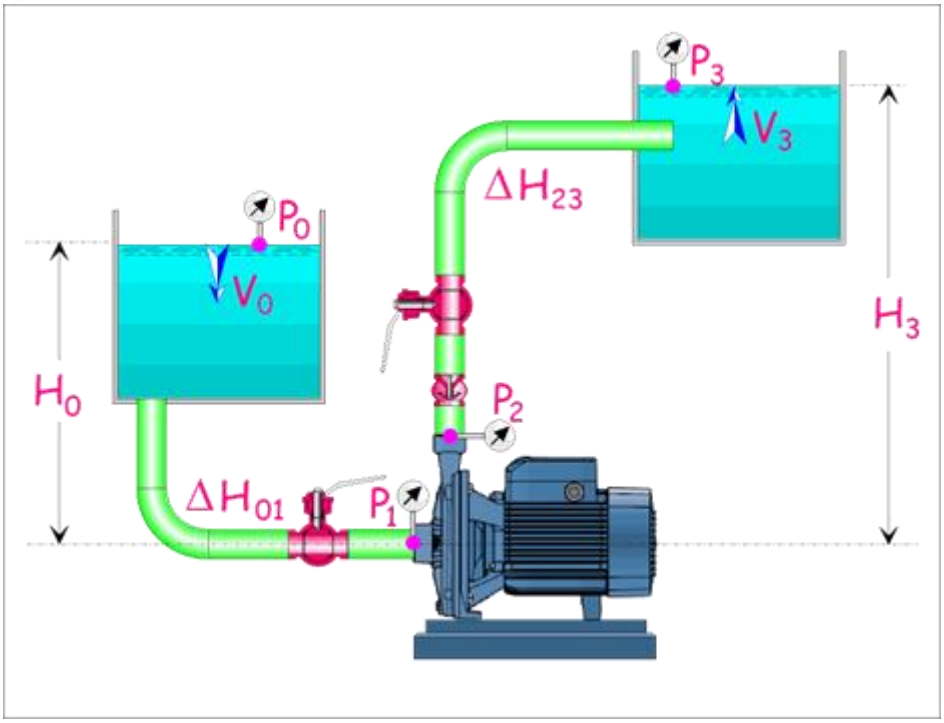


Illustration de l'installation

où :

$H_3 - H_0$ Hauteur géométrique, c'est la différence de cote entre les niveaux du fluide des côtés aspiration et refoulement.

$\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique, c'est la différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement.
Dans le cas de caisses ouvertes à pression atmosphérique, les pressions P_0 et P_3 sont égales et la hauteur de pression statique est nulle.

$\frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique, c'est la hauteur dynamique due à la différence de vitesse verticale dans les deux réservoirs.
En général, les vitesses d'écoulement de la surface de liquide des caisses v_0 et v_3 sont très faibles et la hauteur dynamique est considérée nulle (négligeable).

$dH_{01} + dH_{23}$ Hauteur des pertes de charge, c'est la somme de toutes les pertes de charge de l'installation, circuits d'aspiration et de refoulement
(= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, crépine, entrée et sortie de tuyauterie, …).

NPSH disponible de l'installation :

$$NPSH_d = P_1 - P_{vap}$$

En appliquant l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel, entre le niveau du réservoir et la bride d'aspiration de la pompe, on obtient l'équation suivante :

$$NPSH_d = \frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g} + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} - dH_{01} + H_0$$

([1] équation 31)

où (comme pour la HMT) :

$\frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique.

$\frac{v_0^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique (négligeable).

dH_{01} Hauteur des pertes de charge.

H_0 Hauteur géométrique.

Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W) :

$$Wh = HMT \cdot \rho \cdot g \cdot Q$$

Puissance mécanique absorbée par la pompe (W) :

$$Wm = \frac{Wh}{\eta p}$$

Nota : Les fluides de pompage plus visqueux que l'eau nécessiteront une puissance absorbée plus importante.

Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W) :

$$We = \frac{Wm}{\eta m}$$

Symboles, définitions, unités SI :

Q	Débit volumique (m^3/s)
G	Débit massique (kg/s)
D_1	Diamètre intérieur de la tuyauterie d'aspiration (m)
D_2	Diamètre intérieur de la tuyauterie de refoulement (m)

A_1 Section de passage de la tuyauterie d'aspiration (m^2)

A_2 Section de passage de la tuyauterie de refoulement (m^2)

v_0 Vitesse d'écoulement de la surface de liquide de la caisse d'aspiration (m/s)

v_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie de refoulement (m/s)

v_3 Vitesse d'écoulement de la surface de liquide de la caisse de refoulement (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie d'aspiration ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie de refoulement ()

r_1 Rugosité absolue de la tuyauterie d'aspiration (m)

r_2 Rugosité absolue de la tuyauterie de refoulement (m)

f_1 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie d'aspiration ()

f_2 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie de refoulement ()

L_1 Longueur de la tuyauterie d'aspiration (m)

L_2 Longueur de la tuyauterie de refoulement (m)

Kf_1 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie d'aspiration ()

Kf_2 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie de refoulement ()

Ks_1 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie d'aspiration ()

Ks_2 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie de refoulement ()

K_1 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie d'aspiration ()

K_2 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie de refoulement ()

dP_{01} Perte de pression totale de la tuyauterie d'aspiration (Pa)

dP_{23} Perte de pression totale de la tuyauterie de refoulement (Pa)

dH_{01} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie d'aspiration (m)

dH_{23} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie de refoulement (m)

P_0 Pression relative en surface de la caisse d'aspiration (Pa)

P_1 Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa)

P_2 Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa)

P_3 Pression relative en surface de la caisse de refoulement (Pa)

H_1 Différence de hauteur entre le niveau de fluide de la caisse d'aspiration et la bride d'aspiration (m)

H_3 Différence de hauteur entre la bride d'aspiration et le niveau de fluide de la caisse de refoulement (m)

HMT Hauteur Manométrique Totale de la pompe (m)

P_{atm} Pression atmosphérique (Pa)

P_{vap} Pression de vapeur saturante (Pa)

$NPSH_d$ Charge nette absolue à l'aspiration disponible de l'installation (NPSH = Net Positive Suction Head) (m)

Wh Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W)

ηp Rendement de la pompe ()

Wm Puissance mécanique absorbée par la pompe (W)

ηm Rendement du moteur électrique ()

We Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

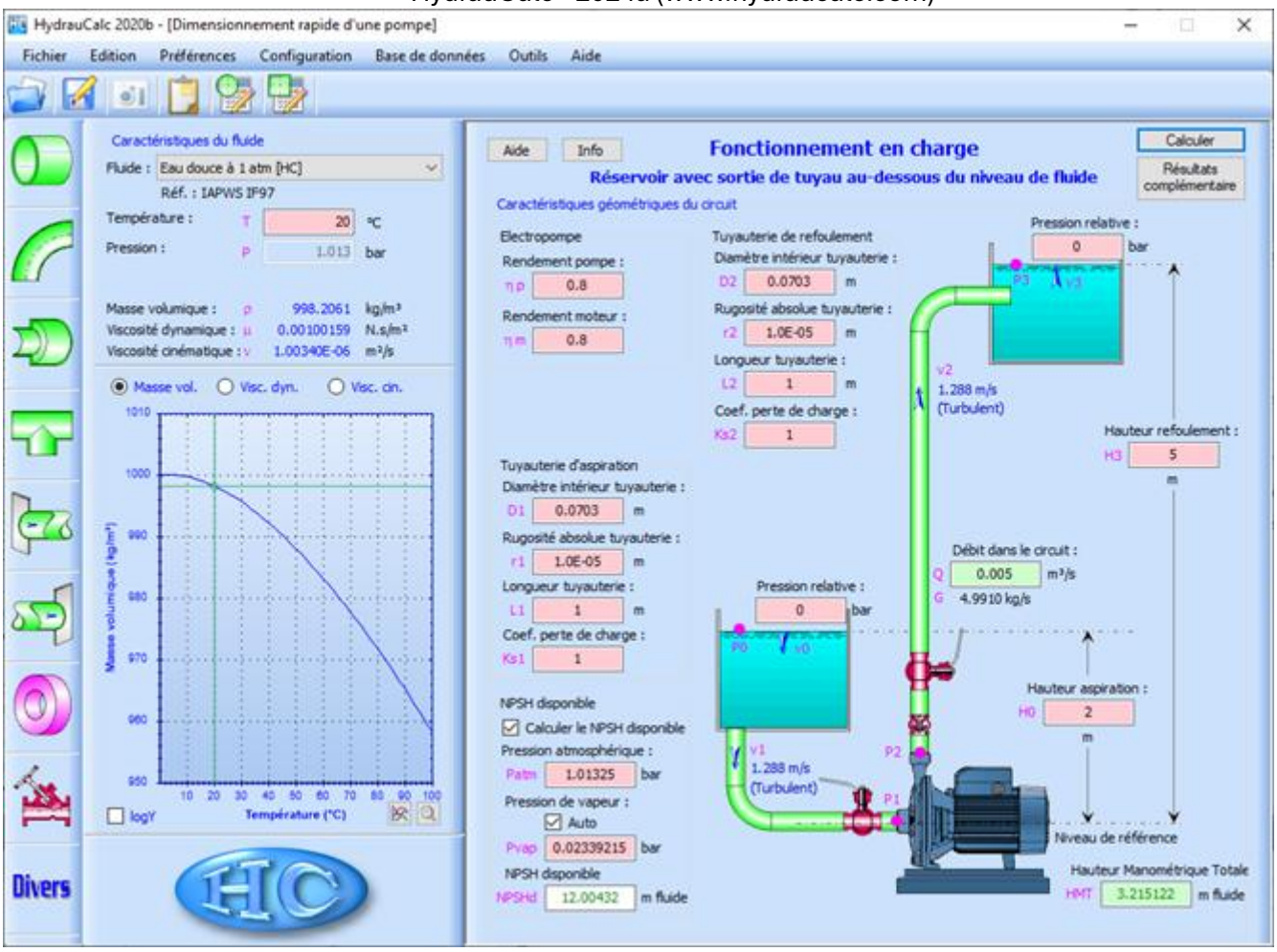
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

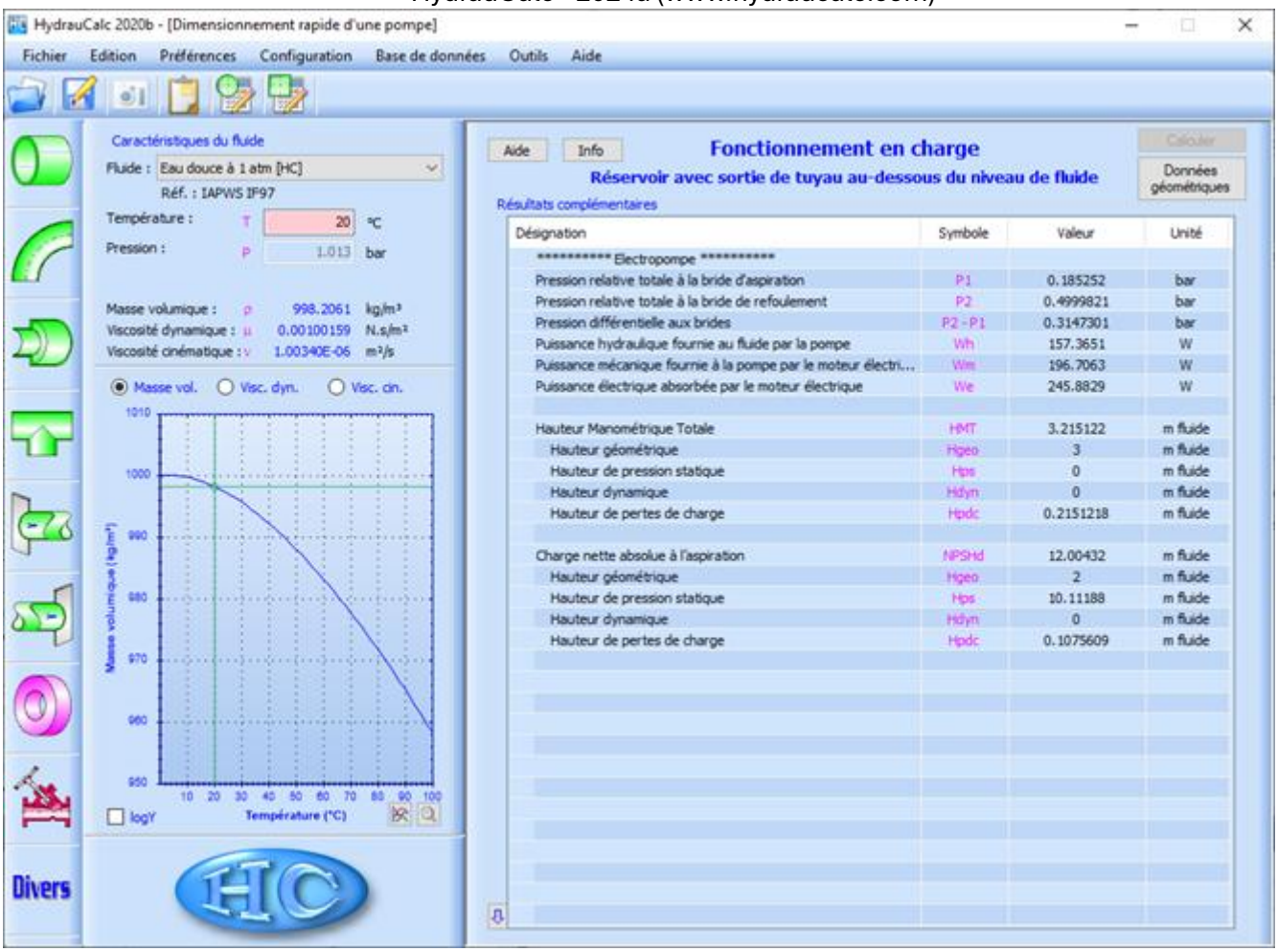
g Accélération de la pesanteur (9,80665 m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent

Exemple d'application :


HydrauCalc 2020b - [Dimensionnement rapide d'une pompe]
Fichier
Edition
Préférences
Configuration
Base de données
Outils
Aide
Caractéristiques du fluide
Fluide :
Eau douce à 1 atm [HC]
Réf. : IAPWS IF97
Température :
Pression :
Masse volumique :
Viscosité dynamique :
Viscosité cinématique :
Masse vol.
Visc. dyn.
Visc. cin.
Température (°C)
logY
Divers
Aide
Info
Fonctionnement en charge
Réservoir avec sortie de tuyau au-dessous du niveau de fluide
Calculer
Résultats complémentaire
Caractéristiques géométriques du circuit
Electropompe
Rendement pompe :
Rendement moteur :
Tuyauterie de refoulement
Diamètre intérieur tuyauterie :
Rugosité absolue tuyauterie :
Longueur tuyauterie :
Coef. perte de charge :
Tuyauterie d'aspiration
Diamètre intérieur tuyauterie :
Rugosité absolue tuyauterie :
Longueur tuyauterie :
Coef. perte de charge :
NPSH disponible
Calculer le NPSH disponible
Pression atmosphérique :
Pression de vapeur :
Auto
NPSH disponible
m fluide
Pression relative :
bar
v2
1.288 m/s
(Turbulent)
Hauteur refoulement :
Débit dans le circuit :
m³/s
4.9910 kg/s
Hauteur aspiration :
v1
1.288 m/s
(Turbulent)
Niveau de référence
Hauteur Manométrique Totale
m fluide



Référence :

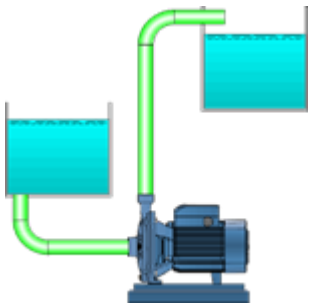
[1] KSB - Détermination des pompes centrifuges – 5ème Edition (2005)

2.14.4 Configuration 4

Dimensionnement d'une pompe

Fonctionnement en charge

(Écoulement libre du tuyau au-dessus du niveau de fluide)



Description du modèle :

Ce modèle de composant calcule la Hauteur Manométrique Totale (HMT) d'une pompe installée dans une installation hydraulique. Une option permet également de calculer la Charge nette absolue à l'aspiration disponible (NPSHd) de l'installation.

Dans ce modèle,

- la pompe est en fonctionnement en charge (le niveau de la caisse d'aspiration est situé en dessus de la bride d'aspiration de la pompe),
- la pompe refoule dans une caisse dont la sortie de tuyau est située au-dessus du niveau de fluide de cette caisse et dont le niveau est situé en dessus de la bride de refoulement de la pompe.

Formulation du modèle :

Débit massique (kg/s) :

$$G = Q \cdot \rho$$

Section transversale de passage (m^2) :

■ Tuyauterie d'aspiration :

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

Vitesse moyenne d'écoulement (m/s) :

- Surface de la caisse d'aspiration :

$$v_0 \approx 0$$

- Tuyauterie d'aspiration :

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

- Sortie du tuyau de de refoulement :

$$v_3 = v_2$$

Nombre de Reynolds :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot D_1}{\nu}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot D_2}{\nu}$$

Coefficient de friction de Darcy :

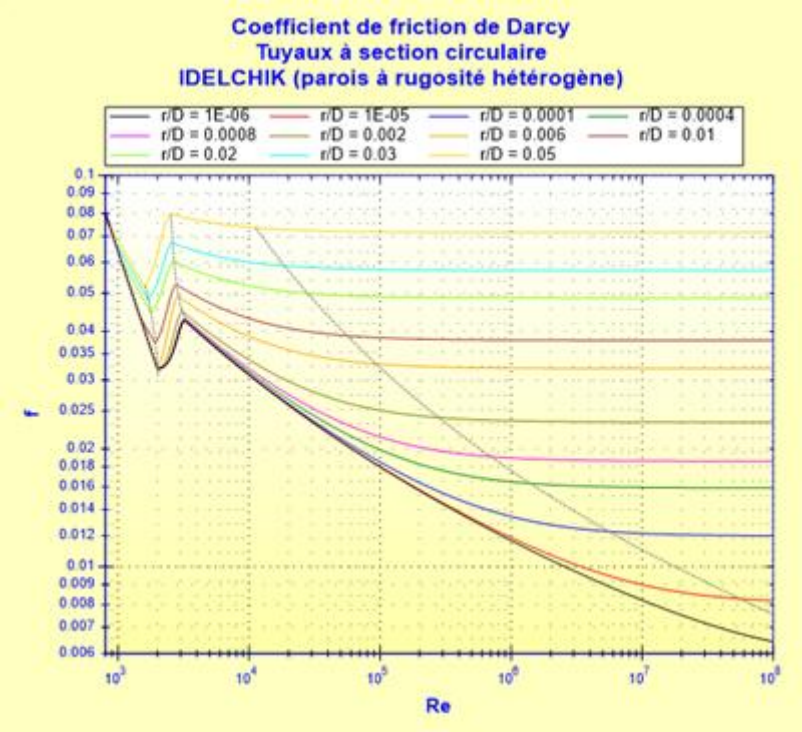
- Tuyauterie d'aspiration :

$$f_1 = f\left(\mathrm{Re}_1, \frac{r_1}{D_1}\right)$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$f_2 = f\left(\mathrm{Re}_2, \frac{r_2}{D_2}\right)$$

Voir Tuyau rectiligne - Section circulaire et parois à rugosité hétérogène (IDELCHIK)



Coefficient de pertes de pression régulières (frottement dans les tuyauteries) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$Kf_1 = f_1 \cdot \frac{L_1}{D_1}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$Kf_2 = f_2 \cdot \frac{L_2}{D_2}$$

Coefficient de pertes de pression totales :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$K_1 = Kf_1 + Ks_1$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$K_2 = Kf_2 + Ks_1$$

Perte de pression totale (Pa) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dP_{01} = K_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dP_{23} = K_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

Pertes de charge totale de fluide (m) :

- Tuyauterie d'aspiration :

$$dH_{01} = K_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

- Tuyauterie de refoulement :

$$dH_{23} = K_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa) :

$$P_1 = P_0 + \frac{v_0^2 \cdot \rho}{2} + (H_0 - dH_{01}) \cdot \rho \cdot g$$

Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa) :

$$P_2 = P_3 + \frac{v_3^2 \cdot \rho}{2} + (dH_{23} + H_3) \cdot \rho \cdot g$$

Equation de Bernoulli :

$$P_i + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_i^2 + \rho \cdot g \cdot z_i = P_o + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_o^2 + \rho \cdot g \cdot z_o$$

(Fluide parfait, incompressible, écoulement permanent)

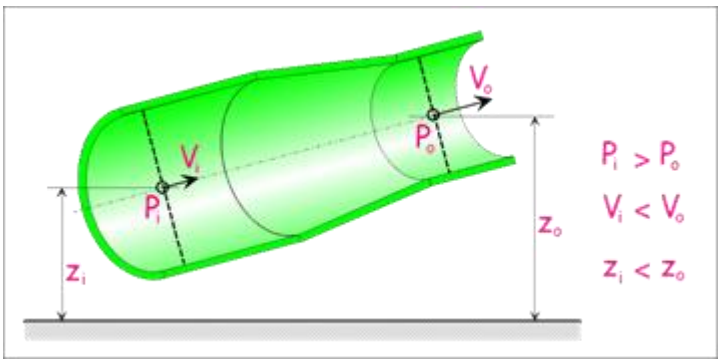


Illustration du théorème de Bernoulli

Hauteur Manométrique Totale de la pompe (application de l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel) :

$$HMT = (H_3 - H_0) + \left(\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}\right) + \left(\frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g}\right) + (dH_{01} + dH_{23})$$

([1] équation 5)

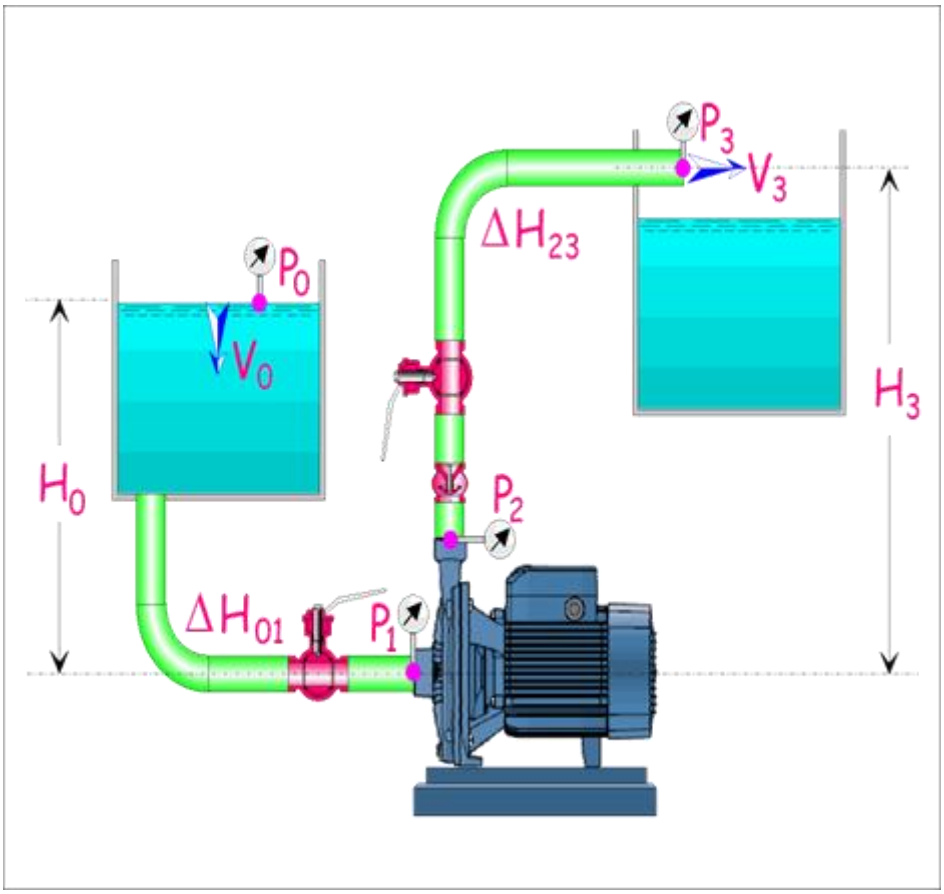


Illustration de l'installation

où :

$H_3 - H_0$ Hauteur géométrique, c'est la différence de cote entre le niveau du fluide dans la caisse d'aspiration et le centre de la section de sortie.

$\frac{P_3 - P_0}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique, c'est la différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement.
Dans le cas de caisses ouvertes à pression atmosphérique, les pressions P_0 et P_3 sont égales et la hauteur de pression statique est nulle.

$\frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique, c'est la hauteur dynamique due à la différence de vitesse verticale dans les deux réservoirs.
En général, les vitesses d'écoulement de la surface de liquide des caisses v_0 et v_3 sont très faibles et la hauteur dynamique est considérée nulle (négligeable).

$dH_{01} + dH_{23}$ Hauteur des pertes de charge, c'est la somme de toutes les pertes de charge de l'installation, circuits d'aspiration et de refoulement

(= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, crépine, entrée et sortie de tuyauterie, …).

NPSH disponible de l'installation :

$$NPSH_d = P_1 - P_{vap}$$

En appliquant l'équation de Bernoulli étendue pour un fluide réel, entre le niveau du réservoir et la bride d'aspiration de la pompe, on obtient l'équation suivante :

$$NPSH_d = \frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g} + \frac{{v_0}^2}{2 \cdot g} - dH_{01} + H_0$$

([1] équation 31)

où (comme pour la HMT) :

$\frac{P_0 + P_{atm} - P_{vap}}{\rho \cdot g}$ Hauteur de pression statique.

$\frac{{v_0}^2}{2 \cdot g}$ Hauteur dynamique (négligeable).

dH_{01} Hauteur des pertes de charge.

H_0 Hauteur géométrique.

Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W) :

$$Wh = HMT \cdot \rho \cdot g \cdot Q$$

Puissance mécanique absorbée par la pompe (W) :

$$Wm = \frac{Wh}{\eta p}$$

Nota : Les fluides de pompage plus visqueux que l'eau nécessiteront une puissance absorbée plus importante.

Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W) :

$$We = \frac{Wm}{\eta m}$$

Symboles, définitions, unités SI :

Q Débit volumique (m^3/s)

G Débit massique (kg/s)

D_1 Diamètre intérieur de la tuyauterie d'aspiration (m)

D_2 Diamètre intérieur de la tuyauterie de refoulement (m)

A_1 Section de passage de la tuyauterie d'aspiration (m^2)

A_2 Section de passage de la tuyauterie de refoulement (m^2)

v_0 Vitesse d'écoulement de la surface de liquide de la caisse d'aspiration (m/s)

v_1 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration (m/s)

v_2 Vitesse moyenne d'écoulement dans la tuyauterie de refoulement (m/s)

v_3 Vitesse d'écoulement en sortie de la tuyauterie de refoulement (m/s)

Re_1 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie d'aspiration ()

Re_2 Nombre de Reynolds dans la tuyauterie de refoulement ()

r_1 Rugosité absolue de la tuyauterie d'aspiration (m)

r_2 Rugosité absolue de la tuyauterie de refoulement (m)

f_1 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie d'aspiration ()

f_2 Coefficient de friction de Darcy de la tuyauterie de refoulement ()

L_1 Longueur de la tuyauterie d'aspiration (m)

L_2 Longueur de la tuyauterie de refoulement (m)

Kf_1 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie d'aspiration ()

Kf_2 Coefficient de résistance par friction de la tuyauterie de refoulement ()

Ks_1 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie d'aspiration ()

Ks_2 Coefficient de résistance des singularités de la tuyauterie de refoulement ()

K_1 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie d'aspiration ()

K_2 Coefficient de pertes de charge totales de la tuyauterie de refoulement ()

dP_{01} Perte de pression totale de la tuyauterie d'aspiration (Pa)

dP_{23} Perte de pression totale de la tuyauterie de refoulement (Pa)

dH_{01} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie d'aspiration (m)

dH_{23} Perte de charge totale de fluide de la tuyauterie de refoulement (m)

P_0 Pression relative en surface de la caisse d'aspiration (Pa)

P_1 Pression relative totale à la bride d'aspiration (Pa)

P_2 Pression relative totale à la bride de refoulement (Pa)

P_3 Pression relative en surface de la caisse de refoulement (Pa)

H_1 Différence de hauteur entre le niveau de fluide de la caisse d'aspiration et la bride d'aspiration (m)

H_3 Différence de hauteur entre la bride d'aspiration et le centre de la section de sortie (m)

HMT Hauteur Manométrique Totale de la pompe (m)

P_{atm} Pression atmosphérique (Pa)

P_{vap} Pression de vapeur saturante (Pa)

$NPSH_d$ Charge nette absolue à l'aspiration disponible de l'installation (NPSH = Net Positive Suction Head) (m)

Wh Puissance hydraulique fournie au fluide par la pompe (W)

ηp Rendement de la pompe ()

Wm Puissance mécanique absorbée par la pompe (W)

ηm Rendement du moteur électrique ()

We Puissance électrique absorbée par le moteur électrique (W)

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)

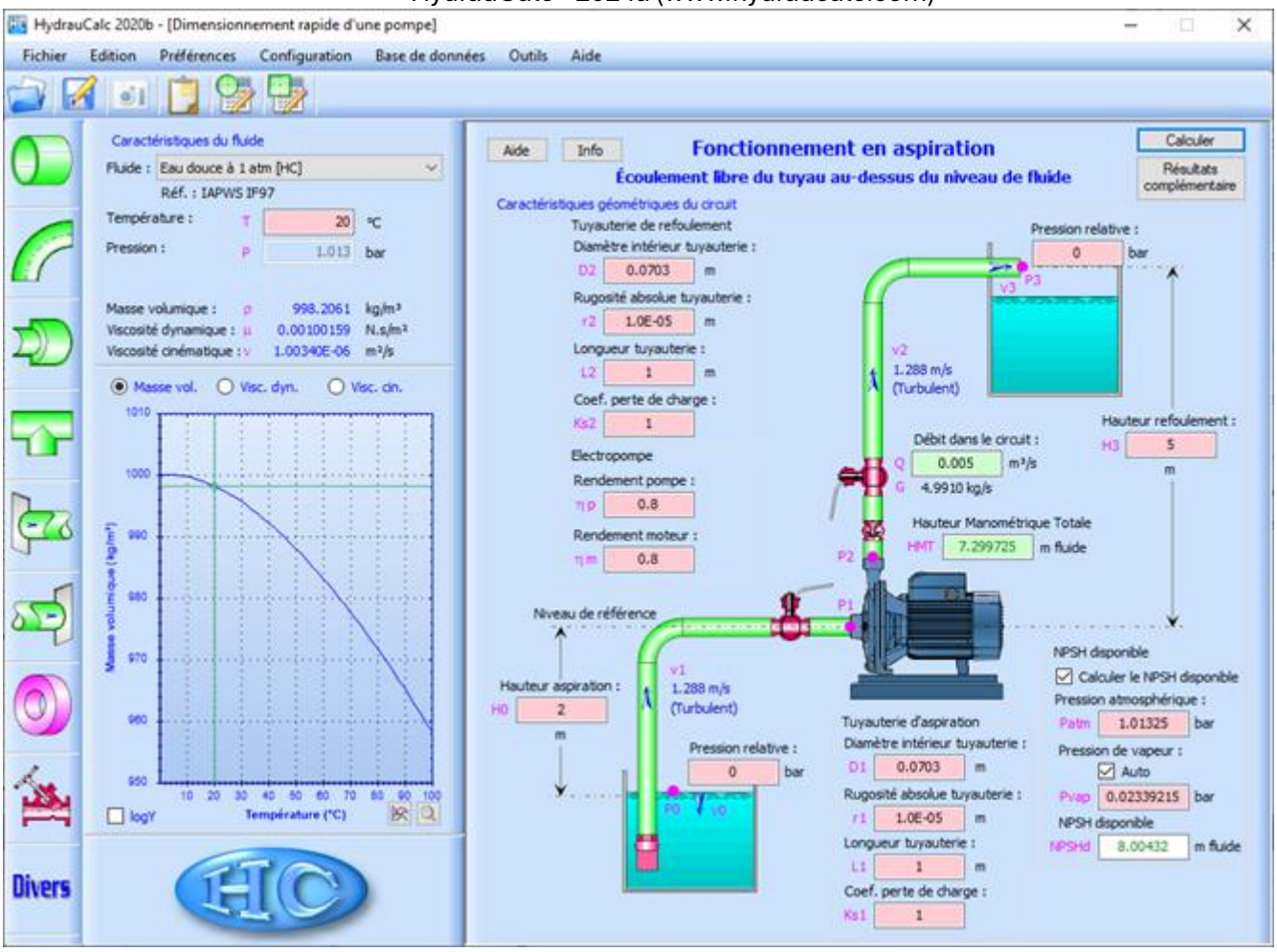
ν Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

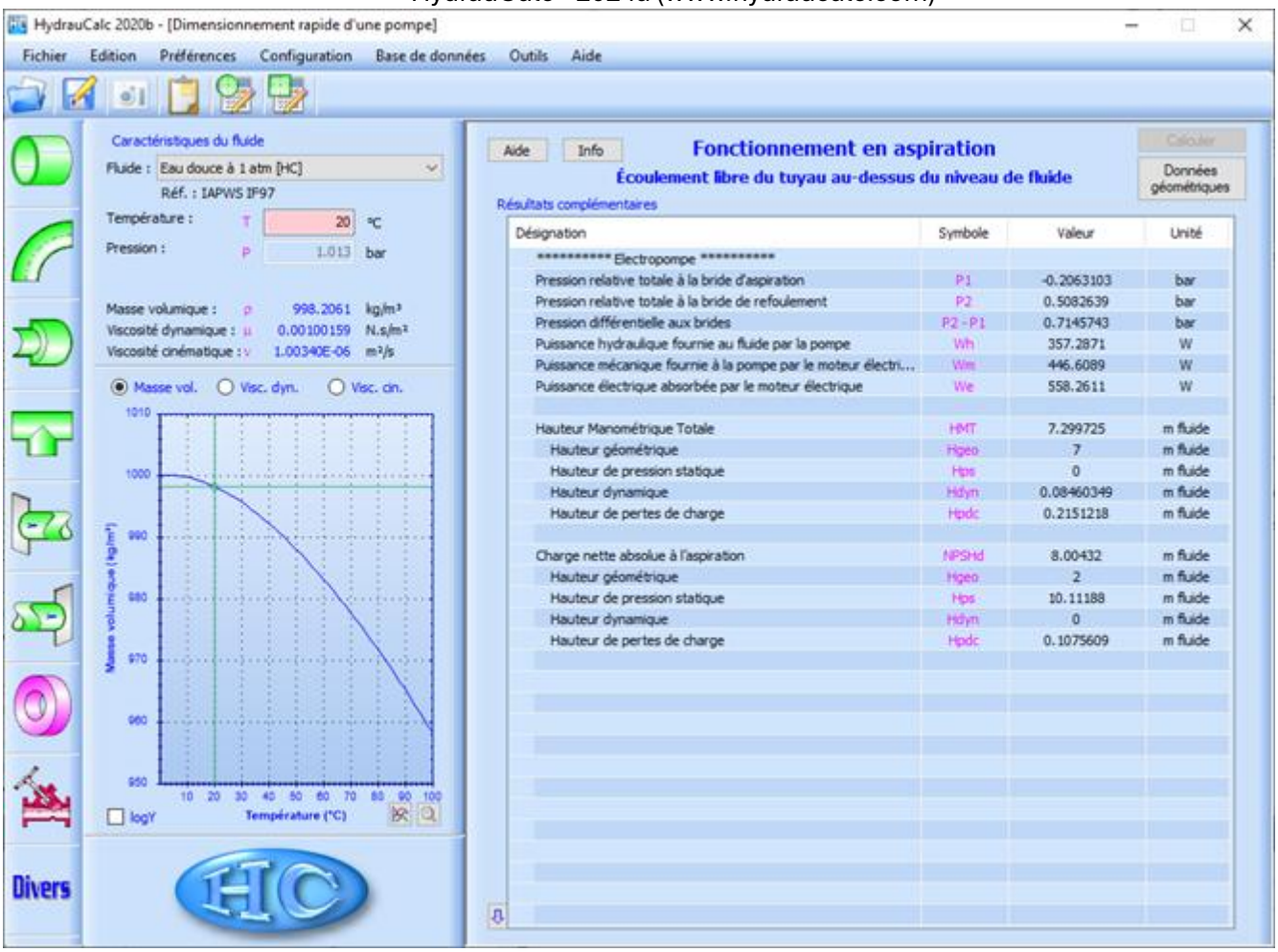
g Accélération de la pesanteur (9,80665 m/s^2)

Domaine de validité :

- régime d'écoulement turbulent

Exemple d'application :


HydrauCalc 2020b - [Dimensionnement rapide d'une pompe]
Fichier
Edition
Préférences
Configuration
Base de données
Outils
Aide
Caractéristiques du fluide
Fluide : Eau douce à 1 atm [HC]
Réf. : IAPWS IF97
Température : T 20 °C
Pression : P 1.013 bar
Masse volumique : ρ 998.2061 kg/m³
Viscosité dynamique : μ 0.00100159 N.s/m²
Viscosité cinématique : ν 1.00340E-06 m²/s
Masse vol.
Visc. dyn.
Visc. cin.
Masse volumique (kg/m³)
Température (°C)
logY
Divers
Aide
Info
Fonctionnement en aspiration
Écoulement libre du tuyau au-dessus du niveau de fluide
Calculer
Résultats complémentaire
Caractéristiques géométriques du circuit
Tuyauterie de refoulement
Diamètre intérieur tuyauterie : D2 0.0703 m
Rugosité absolue tuyauterie : r2 1.0E-05 m
Longueur tuyauterie : L2 1 m
Coef. perte de charge : Ks2 1
Electropompe
Rendement pompe : ηP 0.8
Rendement moteur : ηm 0.8
Pression relative : 0 bar
P3
v3
v2
1.288 m/s
(Turbulent)
Hauteur refoulement : H3 5 m
Débit dans le circuit : Q 0.005 m³/s
G 4.9910 kg/s
Hauteur Manométrique Totale
HMT 7.299725 m fluide
P2
P1
Niveau de référence
Hauteur aspiration : H0 2 m
v1
1.288 m/s
(Turbulent)
Pression relative : 0 bar
P0
v0
Tuyauterie d'aspiration
Diamètre intérieur tuyauterie : D1 0.0703 m
Rugosité absolue tuyauterie : r1 1.0E-05 m
Longueur tuyauterie : L1 1 m
Coef. perte de charge : Ks1 1
NPSH disponible
Calculer le NPSH disponible
Pression atmosphérique : Patm 1.01325 bar
Pression de vapeur : Auto Pvap 0.02339215 bar
NPSH disponible NPSHd 8.00432 m fluide



Référence :

[1] KSB - Détermination des pompes centrifuges – 5ème Edition (2005)