

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique



UNIVERSITE D'EL-OUED

INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**LICENCE ACADEMIQUE**

Domaine : Sciences techniques

Spécialité : Génie mécanique

Option : Mécanique énergétique

*Thème*

**Calculs des pertes de charge dans  
les conduites : Elaboration d'un  
logiciel**

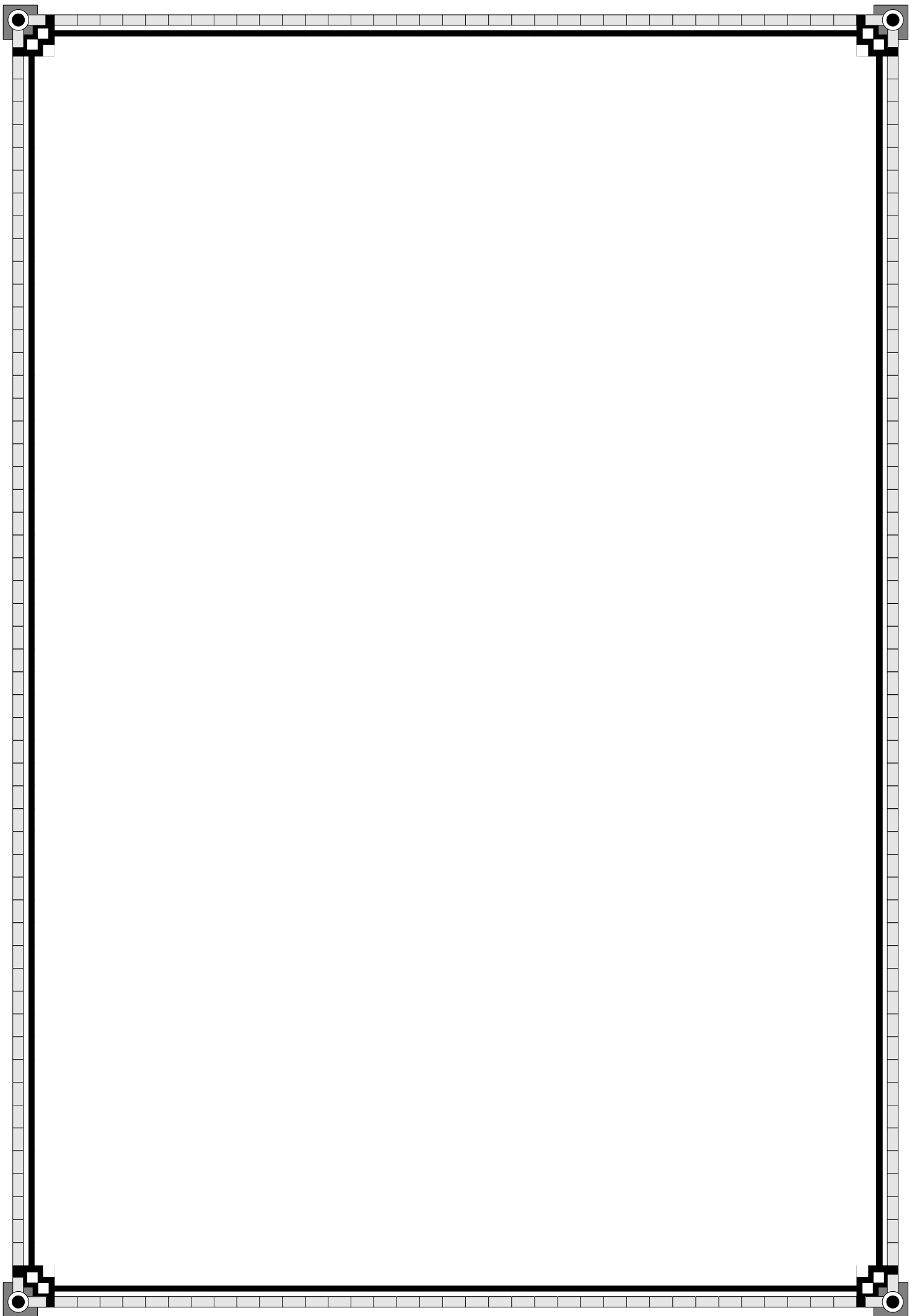
Présenté par:

 **DJOUADI BOUBAKER**  
 **AHMED SALAH OUSSAMA**

Dirigé par:

**BOUKHARI ALI**

2012-2013



## SOMMAIRE

Résumé.....	i
Abstract.....	ii
Introduction générale .....	1
<b>Chapitre I: Pertes de charge et ses différents aspects techniques</b>	
<b>I - Généralités sur les écoulements fluides dans les conduites.....</b>	<b>3</b>
I -1- Écoulement à l'entrée de conduits .....	4
I -2- Écoulement laminaire.....	4
I -3- Écoulement turbulent.....	6
<b>II - Equation de Bernoulli et Perte de Charge.....</b>	<b>7</b>
II -1- Coefficient de perte de charge.....	7
II -2- Lignes de charges.....	8
<b>III - la viscosité.....</b>	<b>9</b>
III -1- Observations et conclusions.....	9
III -2- Viscosité dynamique - Viscosité cinématique.....	9
III -3- Profil des vitesses.....	10
<b>IV - Vitesses dans une section droite d'une conduite circulaire.....</b>	<b>10</b>
IV -1- Écoulement hydrauliquement lisse.....	10
IV -1- 1- Au voisinage immédiat de la paroi.....	10
IV -1-2- Dans la région centrale.....	11
IV -2- Écoulement hydrauliquement rugueux.....	12
IV -2-1- Au voisinage de la paroi.....	12
IV -2-2- Dans la zone centrale.....	13

## **Chapitre II: Modèles et corrélations utilisés dans les calculs des pertes de charge**

<b>I - Coefficient de perte de charge (ou coefficient de frottement)</b> .....	<b>14</b>
I-1- Coefficient de friction pour écoulement laminaire et turbulent.....	14
I-2- Taux de cisaillement pour écoulement laminaire ou turbulent.....	14
<b>II - Etude de perte de charge</b> .....	<b>16</b>
II -1- Les pertes de charges régulières.....	16
II -2- Écoulement dans les singularités.....	17
II -2-1- Changements de section.....	18
II -2-1-1- Élargissement brusque.....	18
II -2-1-2- Rétrécissement brusque.....	19
II -2-1-3- Entrée d'une conduite reliée à un réservoir de grandes dimensions.....	21
II -2-1-4- Divergent.....	21
II -2-1-5- Convergent.....	22
II -2-2- Changements de direction.....	22
II -2-2-1- Coude arrondi.....	22
II -2-2-2- Coude à angle vif.....	23
II -2-3- Valves.....	24
<b>III - Pertes de charge moyenne entre deux sections droites</b> .....	<b>25</b>

## **Chapitre II: Méthodes, Algorithme et établissement du code de calculs**

<b>III - Méthodes numériques utilisées pour la détermination du coefficient de frottement</b> .....	<b>29</b>
<b>III -1- Méthodes du point fixe pour les équations non-linéaires</b> .....	<b>29</b>
<b>III -2- Algorithme de calcul des pertes de charge dans les conduites</b> .....	<b>29</b>

<b>III -3- Choix du langage et programmation des différentes méthodes numériques.....</b>	<b>32</b>
<b>III -3-1- Implémentation de la méthode des itérations successives.....</b>	<b>32</b>
<b>Chapitre IV: Quelques résultats et leurs discussions</b>	
<b>IV -1-1- Mise en exécution du programme (code) de calcul.....</b>	<b>33</b>
<b>IV-1-2- Introduction des données des tuyauteries disponibles.....</b>	<b>34</b>
<b>IV-2- Présentation de quelques résultats.....</b>	<b>35</b>
<b>IV-3- Commentaires et discussions.....</b>	<b>41</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>42</b>
<b>Références Bibliographiques.....</b>	<b>43</b>

# Remerciements

*Nous remercions beaucoup le grand Dieu  
miséricordieusement qui nous a donné le courage, la force  
et la volonté pour continuer ce travail.*

*Nous tenons à remercier toute personne ayant donné son  
aide et a contribué activement de près ou de loin pour la  
réalisation de ce modeste travail.*

*Nous remercions particulièrement :*

*Notre encadreur "ALI BOUKHARI" qui a dirigé  
ce travail et pour l'encouragement et les nombreux  
conseils dont nous avons été bénéfique.*

*En fin, mon profonde gratitude aux membres du jury qui  
vont juger ce travail.*



## Résumé

Un code (logiciel) de calcul a été élaboré, ce code est consacré à un important problème technique rencontré dans les écoulements dans les conduites : c'est le problème des pertes de charge (chute de pression) dans divers écoulements, avec vitesses diverses, fluides divers et formes de conduites diverses. On a exploité la petite quantité de théorie et la grande quantité d'expérimentation pour concevoir ce code de calcul.

Ce code a été comparé et validé vis-à-vis les résultats que génère un autre code commercial bien connu et utilisé dans le domaine technique. Les résultats sont en bon accord avec ceux du code commercial, et en adéquation avec l'expérience pratique ou technique pour résoudre la plupart de tels problèmes de tuyauterie.

Malgré que le code conçu, aura des limites d'application, mais il pourra être le noyau d'un logiciel plus général et plus performant, satisfaisant aux besoins des applications de l'ingénierie des fluides, à côté des différents logiciels commerciaux.

## **Abstract**

A software code for calculation was elaborated; this code is dedicated to an important technical problem met in pipe flows: it is the problem of the head losses (or pressure drop) due to friction in different pipes, with different fluid speeds, and different fittings. One exploited the small quantity of theory and the big quantity of experiment to conceive this code for calculations.

This code was compared and confirmed towards the results which generates another well-known commercial code and used in the technical domain. Results are in good agreement with those of the commercial code, and in equivalence with the practical or technical hope to resolve most of such problems of piping.

In spite of the conceived code, will have limits of application, but it will be the kernel or the seed of a more general and more successful software, satisfying the necessities of the applications of the fluids engineering, and esteemed by various commercial software packages.

## Liste des figures

- Fig 1 la vitesse dans le régime (a) laminaire, (b) transition, (c) turbulent
- Fig 2 La région d'entrée de conduits
- Fig 3 Écoulement de Hagen-Poiseuille Fig 4 Répartition des vitesses
- Fig 5 Représentation graphique de charge d'un écoulement dans une conduite.
- Fig 6 Représentation graphique de charge d'un écoulement à surface libre
- Fig 7 Profil des vitesses en écoulement hydrauliquement lisse
- Fig 8 Profil des vitesses pour un écoulement hydrauliquement rugueux
- Fig 9 Le diagramme de Moody
- Fig 10 Écoulement d'un fluide dans l'élargissement brusque d'une canalisation. Évolution de la charge du fluide
- Fig 11 Écoulement dans un rétrécissement brusque. Évolution de la charge du fluide
- Fig 12 Différentes configurations d'entrée de canalisation faisant suite à un réservoir
- Fig 13 Évolution de la ligne de charge et de la ligne piézométrique dans un divergent
- Fig 14 Écoulement dans un coude de conduite
- Fig 15 Géométries typiques des valves commerciales : (a) valve de porte; (b) valve sphérique; (c) valve angulaire; (d) valve de contrôle d'oscillation; (e) valve de porte de type de disque
- Fig 16 Écoulement d'un fluide dans une canalisation quelconque reliant deux portions cylindriques contenant les sections droites de référence  $S_1$  et  $S_2$
- Fig 17 Évolution de la hauteur piézométrique du fluide dans un écoulement de fluide incompressible dans une conduite strictement cylindrique
- fig 18 Le code source de l'application du calcul des pertes de charge
- Fig 19 Bannière du programme CalcHeadLoss
- Fig 20 Invitations pour introduction au programme des données du système
- Fig 21 listes de choix pour différentes données caractéristiques du système
- Fig 22 Affichage des résultats après calculs des différentes pertes de charge dans le système de tuyauterie en question
- Fig 23 Perte de charge obtenue depuis (a) le code Pipe Flow Wizard (b) le présent code de calcul
- Fig 24 Reproduction du diagramme de Moody pour la détermination du coefficient de friction  $f$



## Liste des tableau

**Tableau 2.1** liste les coefficients  $K$  pour un type de valve

**Tableau 4.1** : Densité et viscosité cinématique de quelques liquides usuels

**Tableau 4.2** : Rugosité absolue de quelques matériaux de pipe

**Tableau 4.3:** Coefficient de pertes singulières  $K$  des différents éléments correspondant au diamètre  $D$ .

**Tableau 4.4:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  et la perte de charge correspondante

**Tableau 4.5:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  calculé pour différents type de conduits

**Tableau 4.6:** Perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculée pour différents type de conduits

**Tableau 4.7:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  et perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculés pour différents type de conduits

**Tableau 4.8:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  et perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculés pour différents type de conduits

**Tableau 4.9:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  calculé pour différents type de conduits

**Tableau 4.10:** Perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculée pour différents type de conduits

**Tableau 4.11:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  calculé pour différents type de conduits

**Tableau 4.12:** Perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculée pour différents type de conduits

## Notations et Symboles

Symbole	Unité	Définition
		Charge du fluide
		Coefficient de Chézy
		Diamètre de la canalisation
		Diamètre hydraulique
		Action du fluide sur une conduite
		Accélération de la pesanteur
		Nombre de Reynolds
		Perte de charge
		Pression
		Pression atmosphérique
		Hauteur des aspérités
		Coefficient de pertes de charge singulières
		Distance entre deux sections droites de canalisation
		Débit massique
		Pression relative
		Pression étoilée
		Rayon de la canalisation
		Temps
		Volume
		Vitesse
		Débit volumique
		Puissance technique
		Coefficient de pertes de charge
		Viscosité dynamique

		Chute de pression
$\nu$		Viscosité cinématique
		Masse volumique
		Contrainte visqueuse de cisaillement
		Poids volumique
$S$		Aire de la section droite
		Rugosité absolue
		Perte de charge régulière (linéaire)
		Perte de charge Singulière



# Introduction

---

## Introduction générale

Le calcul des pertes de charge est fondamental en mécanique des fluides et en hydraulique. Son utilisation dans le dimensionnement des conduites et des réseaux est très sollicitée. Les relations de calcul des pertes de charge, d'origine empirique, intègrent le facteur "rugosité" défini par la hauteur des aspérités de la surface interne de contact de la conduite. Etant donné que ce paramètre est spécifique à chaque matériau, et qu'il dépend de la technologie et de la durée de service des conduites utilisées pour le transport du fluide, la plupart des relations de calcul aboutissent à des résultats assez différents (FADI, 1988).

Les différences dans l'estimation de la valeur de la rugosité peuvent avoir une influence sur la valeur de la perte de charge, ce qui constitue une source d'erreurs lors du dimensionnement des conduites notamment en microirrigation (mI) où les réseaux sont sensibles aux faibles variations de pression et de débit. La rugosité n'est ni déterminée systématiquement pour chaque matériel utilisé, ni réévaluée après un certain temps de service de la conduite. Une erreur minime dans le calcul des pertes de charge, sans importance dans le dimensionnement d'une rampe, conduit assez souvent, par effet cumulatif, à un grand écart dans le cas d'un réseau et se traduirait par une surévaluation ou une sous-évaluation de ce dernier, de la station de pompage et en définitive affecte le coût global de l'installation. L'équilibre de l'installation et ses performances se trouvent alors compromis et le fonctionnement devient aléatoire et non économique, en porte-à-faux avec l'optimisation recherchée.

D'autre part, les lois régissant la dynamique d'un fluide sous pression, dans de telles conduites, sont représentées par des équations différentielles non linéaires dont la résolution est complexe. De ce fait, ce dimensionnement a été longtemps basé sur l'utilisation approximative des abaques, des nomogrammes et autres relations semi-empiriques. Au cours de ces dernières, le développement des moyens de calcul a donné lieu à des réévaluations plus précises, non sans intérêt sur le coût et la rentabilité du réseau. L'objectif de la présente étude est de concevoir et d'élaborer un code (logiciel) de calcul consacré à cet important problème technique rencontré dans les écoulements dans les conduites : le problème des pertes de charge (chute de pression) dans divers écoulements, avec vitesses diverses, fluides divers et formes de conduites diverses. On rencontre des

systèmes de tuyauterie dans presque chaque conception technique et ont ainsi été étudié largement. Il y a une petite quantité de théorie plus une grande quantité d'expérimentation.

Les corrélations utilisées dans ce code de calculs des pertes de charges par frottement (régulières) ou singulières, sont adéquates pour résoudre la plupart de tels problèmes de tuyauterie. Le code qui sera conçu, pourra être le noyau d'un logiciel plus général et plus performant, satisfaisant aux besoins des applications de l'ingénierie des fluides, à côté des différents logiciels commerciaux.

# Chapitre I

*Pertes de charge*

*et ses différents aspects techniques*

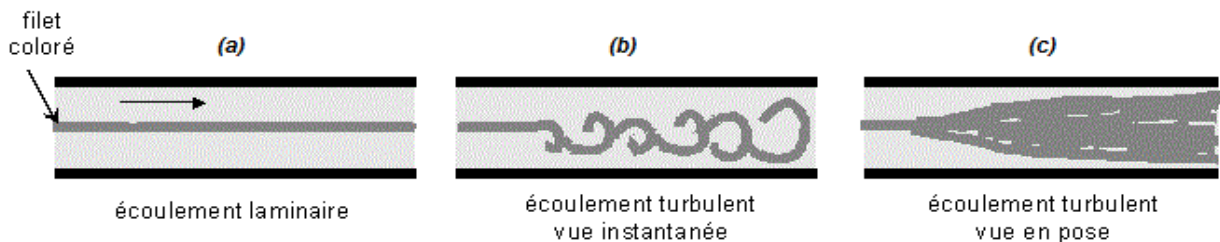
## I - Généralités sur les écoulements fluides, puis dans les conduites

Nous allons présenter dans ce chapitre l'écoulement visqueux dans les conduits et canaux et présenter les méthodes de calcul pour déterminer la chute de pression et les effets visqueux. La première étape est déterminer le régime de l'écoulement, soit l'écoulement laminaire ou turbulent. Nous pouvons distinguer les deux régimes avec leur caractéristique comme suivent :

**Écoulement laminaire :** la vitesse locale est indépendante de temps, mais elle peut être variable de point de vue spatial dû au cisaillement visqueux et la géométrie.

**Écoulement turbulent :** la vitesse locale a une moyenne constante mais elle a un composant fluctuant d'une façon statistique et aléatoire due à turbulence dans l'écoulement.

La vitesse par rapport au temps dans les régimes laminaire, transition et turbulent est montrée à la figure 1.



**Fig.1 :** la vitesse dans le régime (a) laminaire, (b) transition, (c) turbulent

Le paramètre principal pour caractériser le régime d'écoulement dont nous utilisons est le nombre de Reynolds, qui est défini par :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

où  $\rho$  est la densité,  $V$  est la vitesse moyenne,  $D$  est le diamètre et  $\mu$  est la viscosité dynamique.

Nous pouvons définir un nombre de Reynolds critique,  $Re_{cr}$  : Pour  $Re < Re_{cr}$ .

Pour l'écoulement dans les conduits on a  $Re_{cr} = 2300$ . En réalité, il existe un régime de transition entre les deux régimes de laminaire et turbulent, qui est caractérisé par  $2300 < Re < 10000$ .

### I-1- Écoulement à l'entrée de conduits :

L'écoulement à l'entrée de conduit est montré à la figure 2. Nous pouvons constater que l'écoulement est en développement près de la paroi due aux effets de cisaillement et l'accélération du fluide dans la région loin de la paroi. En conséquence le gradient de la distribution de pression dans la région de l'entrée est plus grand par rapport à celui de l'écoulement développé.

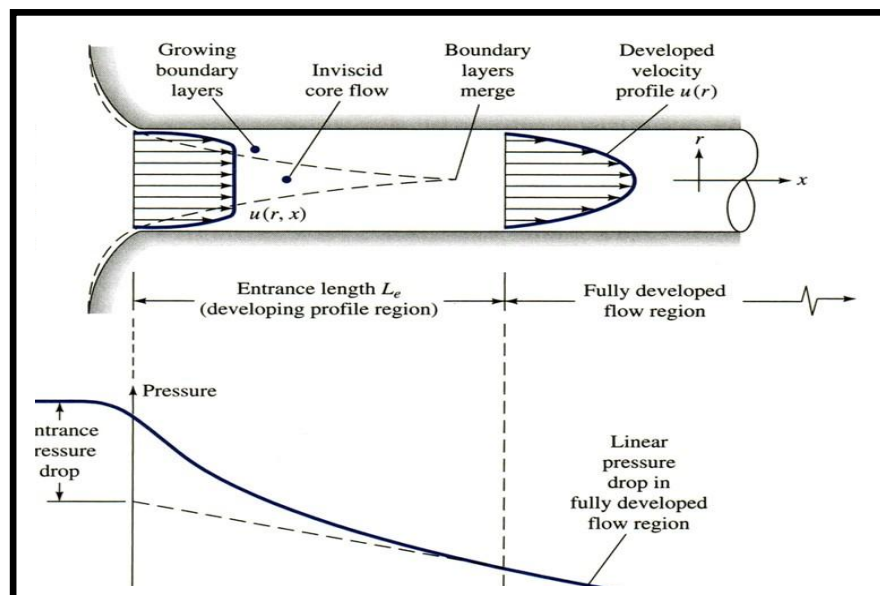
Pour l'écoulement laminaire la longueur de la région d'entrée est donnée par :

$$\frac{L_e}{D} \cong 0.06Re$$

Et pour l'écoulement turbulent :

$$\frac{L_e}{D} \cong 0.06Re^{1/6}$$

où  $L_e$  est la longueur de la région d'entrée.

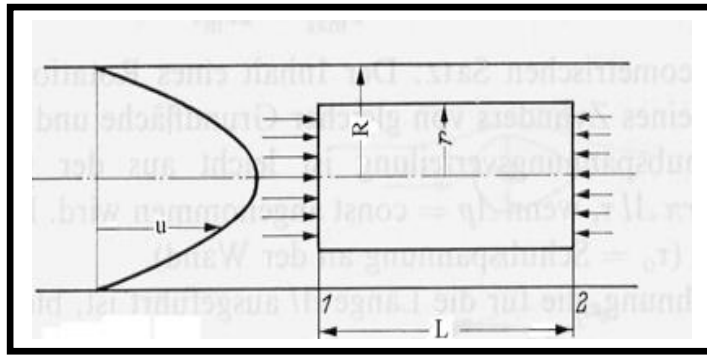


**Fig.2 :** La région d'entrée de conduits

### I-2- Écoulement laminaire :

Nous allons étudier l'écoulement laminaire dans un conduit de section circulaire et rectiligne pour déterminer le profil de vitesse, la vitesse moyenne, le débit et la relation de coefficient de friction.

Nous allons écrire les forces agissant sur un élément cylindrique comme montré à la figure 3.



**Fig.3 :** Écoulement de Hagen-Poiseuille

$$(P_1 - P_2)\pi r^2 = \Delta p \pi r^2 = 2\pi r L \tau$$

où  $\tau$  est le cisaillement exprimé par :

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}$$

En combinant ces deux équations et résolvant pour  $du$ , nous obtenons :

$$du = -\frac{\Delta p}{2\mu L} r dr$$

Nous pouvons l'intégrer de  $r = 0$  à  $r$  et déterminer la constante d'intégration en utilisant la condition de  $u = 0$  pour  $r = R$  (sur la paroi), nous obtenons le profil de vitesse:

$$u(r) = \frac{\Delta p}{4\mu L} (R^2 - r^2)$$

Pour  $r = 0$ ,  $u = u_{max}$ ; ainsi, nous pouvons obtenir le profil de vitesse sans dimension comme :

$$\frac{u}{u_{max}} = -1 \left(\frac{r}{R}\right)^2$$

La vitesse moyenne et le débit sont obtenus en l'intégrant de  $r = 0$  à  $r = R$  :

$$Q = -\frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{\Delta P}{L}\right),$$

La vitesse :

$$V = \frac{1}{2} u_{max}$$

Et

$$Q = \pi R^2 V = \frac{1}{2} \pi R^2 u_{max}$$

La première et la troisième des trois dernières équations donnent :

$$-\frac{\Delta p}{L} = \frac{8\mu V}{R^2}$$

En substituant  $\Delta p/L$  cette équation à l'équation du coefficient de friction, on obtient après simplifications, la relation de  $f$  comme :

$$f_{lam} = \frac{64}{\frac{\rho V D}{\mu}} = \frac{64}{Re}$$

### I -3- Écoulement turbulent :

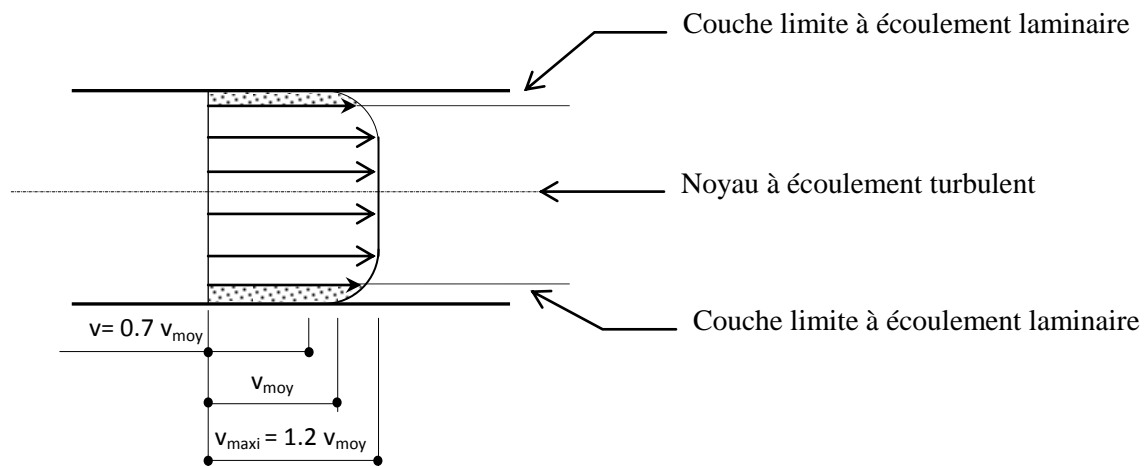
Les méthodes empirique et semi-empirique sont disponibles pour faire l'analyse de l'écoulement turbulent dans les conduits rectilignes avec section circulaire. La relation empirique pour le coefficient de friction en fonction de Reynolds et la rugosité relative est dérivée par Colebrook en 1939. C'est une relation implicite qui représente assez bien les résultats expérimentaux obtenus par plusieurs chercheurs en utilisant différents fluides. L'équation implicite de Colebrook valable pour  $Re \gg 2300$  est la suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2. \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

où  $\varepsilon/D$  est la rugosité relative.

Si la vitesse d'écoulement d'un fluide dans une canalisation augmente progressivement, les trajectoires rectilignes des particules deviennent brutalement tourbillonnaires, c'est le régime turbulent.

Pour un fluide donné, s'écoulant dans une canalisation de diamètre donné, il existe une vitesse critique au delà de laquelle l'écoulement est toujours turbulent.



**Fig.4 :** Répartition des vitesses.

## II - Equation de Bernoulli et perte de charge

Reprenons l'équation de Bernoulli pour un écoulement incompressible et stationnaire :

$$\frac{1}{2}V^2 + \frac{P}{\rho} + gz = Cte = C$$

Il est commode d'appeler la constante au deuxième membre charge; elle s'exprime sous la forme de l'hauteur d'une colonne du liquide :

$$H = \frac{C}{g}$$

Alors que l'équation de Bernoulli s'applique aux écoulements en fluide parfait, les fluides réels sont visqueux et les écoulements sont souvent non uniformes. Par conséquent, pour l'écoulement dans une conduite on utilise la vitesse moyenne  $V$  calculée à partir du débit volumique  $Q$  divisé par la section  $S$ :  $V = Q/S$

De plus, dans un écoulement permanent le fluide perd d'énergie pour vaincre les forces de frottement interne (viscosité/turbulence) ce qui conduit à une chute de pression appelée perte de charge. Il est commode d'appeler la perte de charge liée à la longueur et la rugosité de la conduite ainsi qu'à la viscosité, perte de charge "linéaire" (ou "linéique") ou régulière  $H_r$ . Quand les pertes de charge sont dues aux formes géométriques de canalisation (coude, tés, élargissement ou contraction brusque, cônes, joints, clapets, passage à travers une grille, vanne, robinet, ...) on les appelle perte de charge singulière  $H_s$ .

### II -1- Coefficient de perte de charge:

En général et dans la plupart des cas on trouve expérimentalement que les pertes de charge sont proportionnelles au carrée de la vitesse moyenne  $V$  et s'expriment sous la forme :

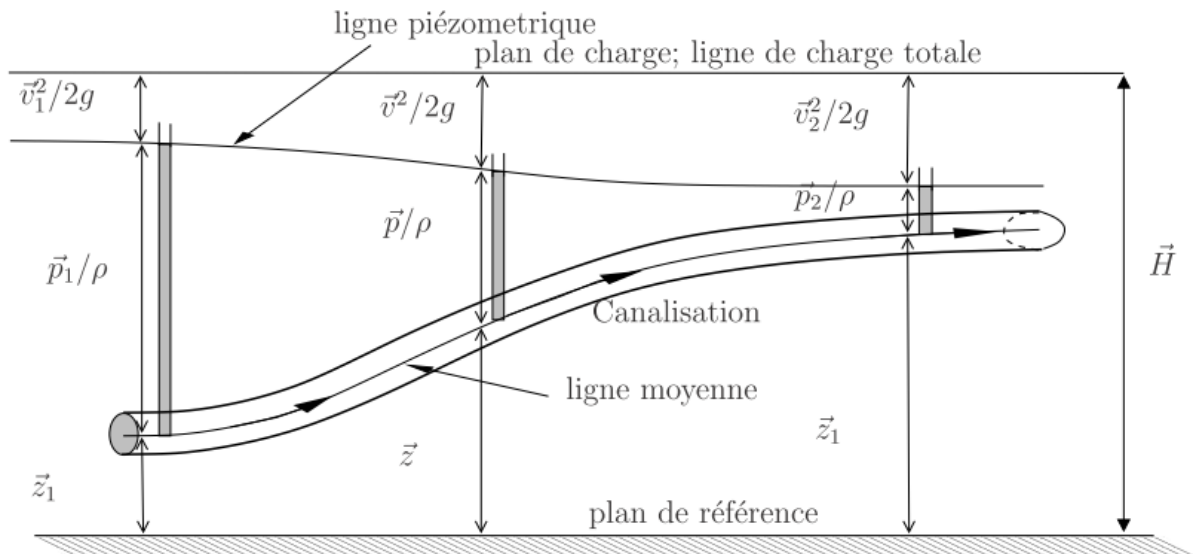


Fig.5 : Représentation graphique de charge d'un écoulement dans une conduite.

## II -2- Lignes de charges :

Pour interpréter graphiquement l'équation de Bernoulli on pose  $p^* = p + \rho g z$  qui représente l'énergie potentielle par unité de volume dans le champs de pesanteur,  $g$ , en présence de la pression  $p$ ; il s'agit de la charge obtenue au repos. C'est pourquoi on appelle  $p^*/\rho g$  charge piézométrique ou ligne piézométrique en dans lequel  $p/(\rho g)$  représente la charge due à la pression et  $z$  la charge potentielle.

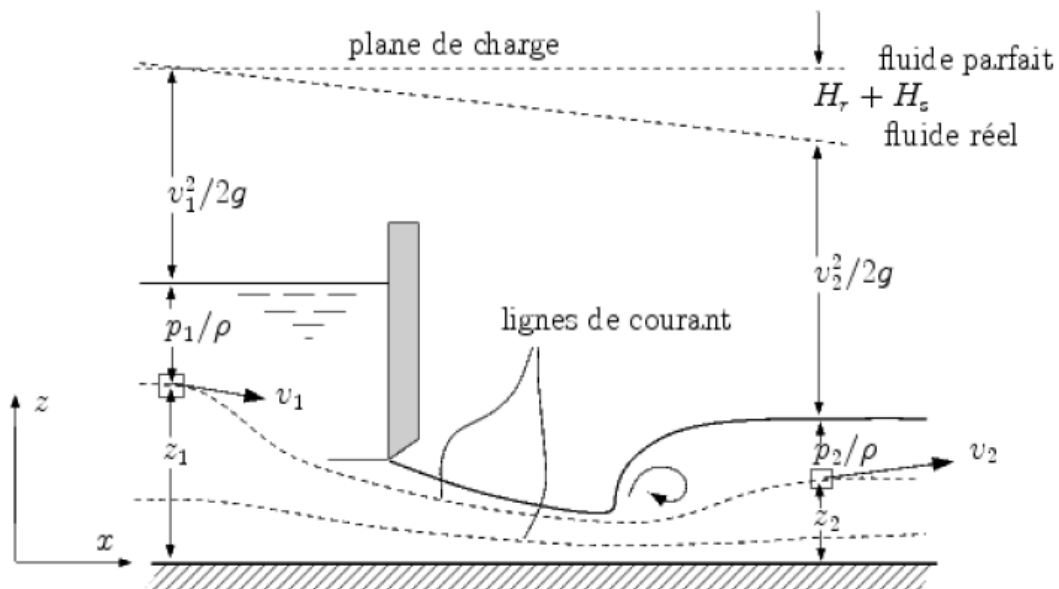


Fig.6 : Représentation graphique de charge d'un écoulement à surface libre.

### III - la viscosité :

#### III -1-1- Observations:

- L'eau, l'huile, le miel coulent différemment : l'eau coule vite, mais avec des tourbillons, le miel coule lentement, mais de façon bien régulière.
- La chute d'un parachutiste se fait à vitesse constante, contrairement à la loi de la chute libre.
- La pression d'un liquide réel diminue tout au long d'une canalisation dans laquelle il s'écoule, même si elle est horizontale et de section uniforme, contrairement au théorème de Bernoulli.

#### III -1-2- Conclusions:

- Dans un **fluide réel**, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent. La viscosité est due à ces **frottements** qui s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres.
- Les phénomènes dus à la **viscosité** des fluides ne se produisent que **lorsque ces fluides sont en mouvement**.

### III -2- Viscosité dynamique - Viscosité cinématique

#### III -2-1- Viscosité cinématique :

Dans de nombreuses formules apparaît le rapport de la viscosité dynamique  $\eta$  et de la masse volumique  $\rho$ , ce rapport est appelé **viscosité cinématique**  $\nu$  :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \text{Dimension : } [\nu] = L^2 \cdot T^{-1}.$$

#### III -2-2- Viscosité dynamique :

Considérons deux couches de fluide contiguës distantes de  $\Delta z$ . La force de frottement  $F$  qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit  $\Delta V$ , à leur surface  $S$  et inversement proportionnelle à  $\Delta z$  :

$$f = \eta S \frac{\Delta V}{\Delta z}$$

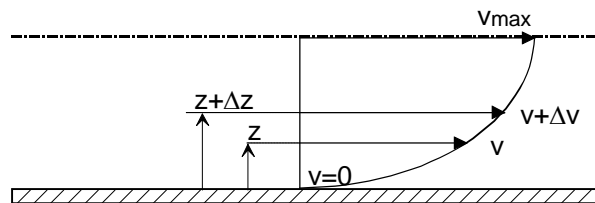
Le facteur de proportionnalité  $\eta$  est le **coefficient de viscosité dynamique** du fluide.

### III -3- Profil des vitesses

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules de fluide et des forces d'interaction entre les molécules de fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse.

On dit qu'il existe un profil de vitesse.

Si on représente par un vecteur, la vitesse de chaque particule située dans une section droite perpendiculaire à l'écoulement d'ensemble, la courbe lieu des extrémités de ces vecteurs représente le profil de vitesse



Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres. La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance  $z$  de cette couche au plan fixe :

$$V = V(z).$$

## IV - Vitesses dans une section droite d'une conduite circulaire

### IV -1- Écoulement hydrauliquement lisse

La rugosité de la paroi n'intervient pas.

**IV -1- 1-Au voisinage immédiat de la paroi :** On a

$$V^+ = f(y^+)$$

Expérimentalement, on constate que cette zone est elle-même séparée en trois parties (figure 7) :

- une **région contre la paroi où l'écoulement est laminaire**. Cette zone (notée 1), appelée **sous-couche limite laminaire**, étant de très faible épaisseur, on peut y supposer

$\tau = cte = \tau_0$  et comme  $\tau = \mu \frac{dv}{dy}$  (en module) on a :

$$V_1 = \frac{\tau_0}{\mu} y$$

C'est-à-dire une variation linéaire de  $V$  avec  $y$ . On a alors :

$$\frac{V_1}{V^*} = \frac{\tau_0}{\sqrt{\tau_0}} \frac{\sqrt{\rho}}{\mu} y = \frac{\sqrt{\tau_0}}{V\sqrt{\rho}} y$$

Soit:

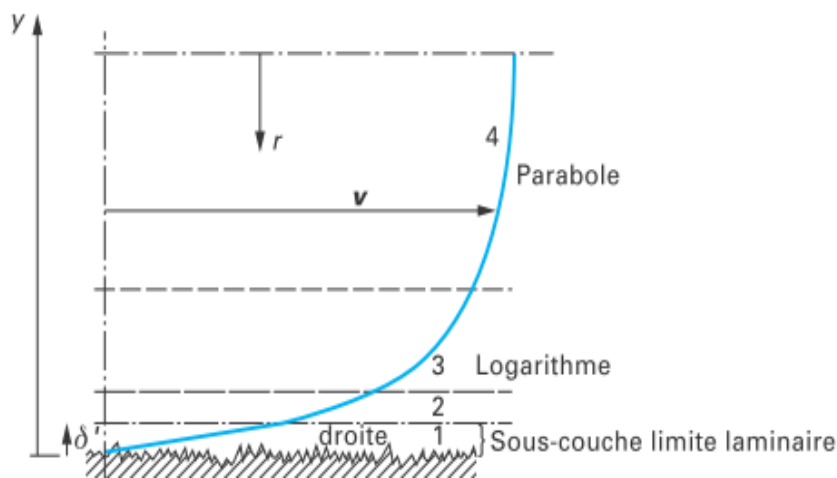
$$v_1^+ = y_1^+$$

Cette formule est vérifiée expérimentalement tant que  $y^+ < 5$  ;

- **une région à une distance de la paroi telle que  $y^+ > 25$**  et à condition que  $2 \frac{y}{D} < 0.15$  (zone notée 3), la répartition des vitesses est logarithmique :

$$V_3^+ = 5.65 \log(y^+) + 4.9$$

- **entre les deux régions** (zone notée 2), la variation de  $y$  étant très faible, la loi de variation de  $V_2$  est mal connue. On prend fréquemment une loi de vitesse permettant de respecter la continuité sur  $V^+$  et sur sa dérivée.



**Fig.7** : Profil des vitesses en écoulement hydrauliquement lisse.

#### IV -1 -2 - Dans la région centrale :

On constate, dans cette région (notée 4) et toujours expérimentalement, que la vitesse varie peu avec  $y$  et que, de plus, la valeur de la viscosité n'influence pas le résultat. Dans cette zone, la loi générale doit être :

$$V_4^+ = f\left(\frac{y}{D}\right)$$

L'expérience montre qu'une loi parabolique donne de bons résultats :

$$V_4^+ = V_{max}^* - 7 \left( \frac{r}{R} \right)^2$$

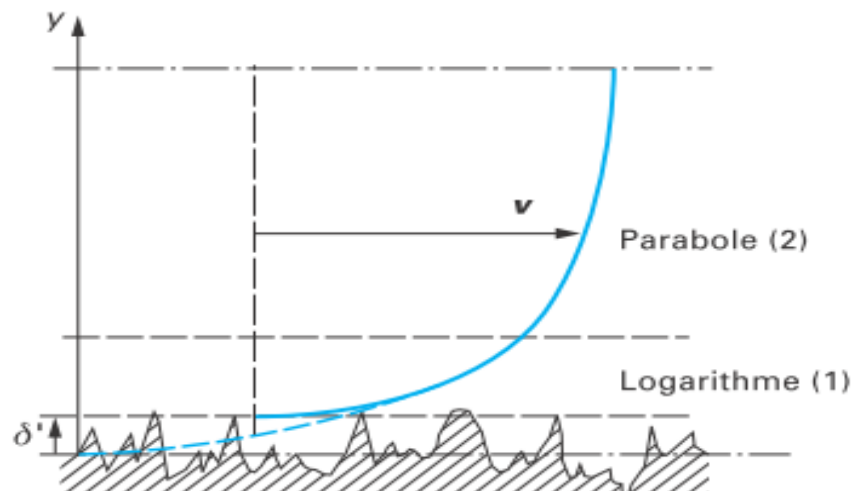
où  $r$  et  $R$  sont respectivement la distance du point à l'axe et le rayon de la canalisation.

## IV - 2 - Écoulement hydrauliquement rugueux

Si  $\frac{kV^*}{\nu} > 5$  c'est-à-dire si  $k$  est supérieur à  $\delta'$  (figure 8), épaisseur de la sous-couche limite laminaire théorique, l'écoulement ne peut plus être considéré comme hydrauliquement lisse.

### IV - 2 - 1 - Au voisinage de la paroi :

La couche laminaire n'existe plus car elle est « brisée » par la hauteur des aspérités (l'épaisseur Théorique  $\delta'$  est donnée la relation  $\frac{\delta'}{D} = \frac{5}{Re} \sqrt{\frac{8}{f}}$ ). où  $f$  est déterminé sur les abaques de Nikuradse ou de Colebrook, par exemple.



**Fig.8** : Profil des vitesses pour un écoulement hydrauliquement rugueux

Les expressions de la vitesse sont les suivantes :

- pour  $5 < \frac{kV^*}{\nu} < 70$  et  $V_1^+ = f \left( y^+, \frac{y}{k} \right)$ , l'expérience donne, pour la zone 1 :

$$V_1^+ = 4.9 + 5.65 \log y^+ - h \left( k \frac{V^*}{\nu} \right)$$

où  $h$  est une fonction qui dépend de la forme des aspérités.

- pour  $\frac{kV^*}{\nu} > 70$ , la fonction  $h\left(k\frac{V^*}{\nu}\right)$  tend vers la valeur  $5.65 \log \frac{kV^*}{\nu} - 3.1$ , on a alors :

$$V_1^+ = 5.65 \log \frac{y}{k} + 8$$

Cette expression étant indépendante de la viscosité, donc du nombre de Reynolds, c'est seulement à ce stade que l'écoulement se comporte comme un écoulement hydrauliquement rugueux.

#### **IV-2- 2- Dans la zone centrale :**

La distribution des vitesses est la même que dans le cas des écoulements hydrauliquement lisses (zone 2 sur la figure 8).

Enfin, notons que le rapport entre la vitesse capable du débit et la vitesse maximale atteinte par une particule de fluide dans la canalisation:  $V/V_{max}$ , qui valait 0.5 dans le cas de l'écoulement de Poiseuille, vaut environ 0.8 à 0.85 dans le cas d'un écoulement turbulent.

# Chapitre II

*Modèles et corrélations utilisés  
dans les calculs de pertes de charge*

## I - Coefficient de perte de charge (ou coefficient de frottement)

### I-1- Coefficient de friction pour écoulement laminaire et turbulent

Nous allons définir un coefficient de friction, dit « le coefficient de friction de Darcy-Weisbach » pour l'écoulement dans les conduits droits comme :

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho V^2}$$

où  $\Delta P$  est la chute de pression due à la friction seulement. Sa dimension est en  $N/m^2$  ou Pa.

Étant donné que  $\frac{L}{D}$  est sans dimension et  $\frac{1}{2} \rho V^2$  a la dimension de Pa, on a donc le coefficient de friction  $f$  sans dimension.

Nous pouvons écrire cette équation pour calculer la chute de pression :

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad [Pa]$$

ou bien, en utilisant  $\Delta P = \rho g h$ , nous pouvons l'écrire pour la chute de pression en dimension de mètres de colonne de fluide :

$$h = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

**Note** : Le coefficient de friction est défini pour l'écoulement laminaire ou turbulent, mais  $f$  doit être déterminé pour le régime de l'écoulement du problème.

Point Important : Dans l'industrie et dans certain pays, on utilise le coefficient de friction défini d'une autre façon dit le coefficient de friction de Fanning  $C_f$ . Ce coefficient est différent du celui de Darcy-Weisbach par un facteur de 4 :

$$f = 4 C_f$$

### I-2-Taux de cisaillement pour écoulement laminaire ou turbulent:

Pour un écoulement dans un conduit, en utilisant la quantité de mouvement et la définition du coefficient de friction, nous pouvons déduire la relation entre le taux de cisaillement  $\tau_w$  et le coefficient de friction  $f$  comme suivant :

$$f = \frac{4\tau_w}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

**Note** : cette relation aussi est valable pour l'écoulement laminaire ou turbulent, mais

le coefficient de friction doit être déterminé selon le régime de l'écoulement.

Depuis la publication de l'équation de Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

plusieurs chercheurs ont travaillé et publié des relations qui sont ou bien plus précises mais plus complexes ou bien simples mais moins précises. Entre autres, on peut mentionner l'équation de Pecornic (1963) et de Haaland (1983) :

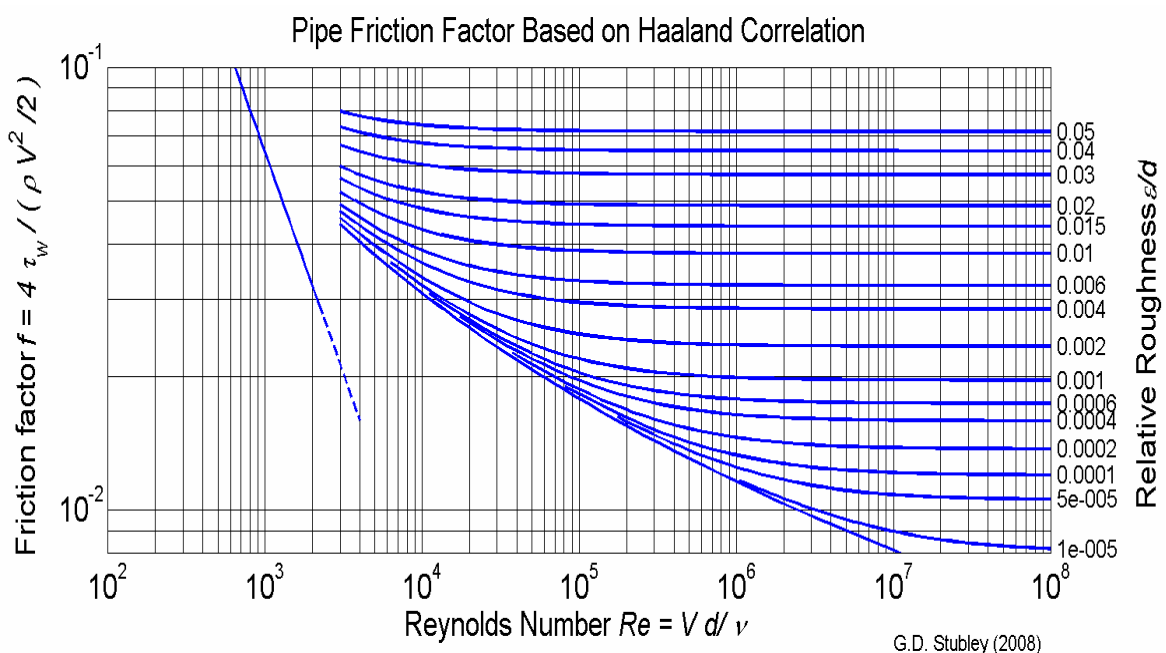
$$f = \frac{0.25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{15}{Re} + \frac{\varepsilon}{3.715D} \right) \right]^2}$$

qui est valable pour  $Re = 4 \times 10^3$  à  $1 \times 10^8$  et  $\varepsilon/D = 0.01$  à  $5 \times 10^{-6}$ . L'erreur maximum est de 6%.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.8 \log \left[ \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

L'équation de Haaland a environ 2% d'erreur par rapport à l'équation de Colebrook.

Moody (1944) a publié un diagramme tracé à partir de l'équation de Colebrook, qui s'appelle le diagramme de Moody, Il a une précision de  $\pm 15\%$  dans la région utilisée de la figure 9.



**Fig.9** : Le diagramme de Moody.

## II - Etude de perte de charge :

Les deux fluides qui traversent l'appareil de mesure s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression  $\Delta P$  entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est en fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physique : densité et viscosité, ainsi que de la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur, perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm<sup>2</sup> pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement des pompes.

### II -1- Les pertes de charges régulières:

Les Pertes de charges régulières (ou systématiques) représentent les pertes d'énergies dues aux frottements du fluide dans une conduite de section constante. Elles sont exprimées en hauteurs de fluide (en mètres) et en pascals. Les pertes de charge en mètre colonne fluide peuvent être obtenues par :

$$\Delta H = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

$\Delta H$ : est la Perte de Charge en mètre colonne fluide

$V$ : est la vitesse moyenne de l'écoulement en mètres par seconde

$D$ : est le diamètre de l'écoulement en mètres

$L$ : est la longueur de l'écoulement en mètres

$f$ : est le coefficient de perte de charge régulières (nombre sans unité)

- Ecoulement laminaire ( $Re < 2000$ ) :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Loi de Poiseuille})$$

- Ecoulement turbulent modéré ( $2000 < Re < 10^5$ ) :

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad (\text{Loi de Blasius})$$

- Ecoulement turbulent rugueux ( $Re > 10^5$ ) :

$$f = 0.79 \sqrt{\varepsilon/D} \quad (\text{Loi de Blench})$$

$\varepsilon$  : rugosité (dimension moyenne des aspérités de la paroi)

La rugosité relative  $\varepsilon_r$  est le rapport entre la rugosité absolue  $\varepsilon$  de la conduite et son diamètre  $D$  :  $\varepsilon_r = \varepsilon/D$ . La rugosité absolue  $\varepsilon$  représente la hauteur des aspérités présentes dans toutes les conduites industrielles, on donne quelques valeurs de  $\varepsilon$  qui dépendent essentiellement du matériau en contact avec le fluide [6].

Matériaux de conduits (nouveau)	Rugosité, $\varepsilon$ [mm]
Verre, laiton, cuivre, plomb, aluminium, etc.	'Lisse' ( $\varepsilon = 0$ )
Fer forgé, acier	0.05
fonte d'Asphalte	0.12
Fer galvanisé, acier	0.15
Fonte	0.25
Barre en bois	0.2-1.0
Béton	0.3-3.0
Acier Riveté	1.0-10

## II -2- Écoulement dans les singularités

Les résultats relatifs aux pertes de charge exprimés dans la première partie ne sont applicables qu'aux tronçons de canalisation ayant une forme cylindrique. Cependant, il a été aussi précisé qu'il n'est pas nécessaire que, entre deux sections droites situées dans des portions cylindriques de canalisation, la conduite reste cylindrique. Dans tous les cas, entre 1 et 2 ; l'équation (2.1) donne :

$$\alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} - \frac{\bar{W}_t}{g} + \Delta H_{12} \quad (2.1)$$

Si entre 1 et 2 la conduite comporte des portions cylindriques mais aussi des singularités (changements de section, changements de direction, vanne, etc.), dans l'expression de  $\Delta H_{12}$  il faudra ajouter des pertes de charge propres à ces singularités. Ce sont les expressions relatives à ces pertes de charge, dites **pertes de charge singulières** (ou du moins à quelques-unes des plus typiques d'entre elles) qui sont données ci-après.

Par analogie avec les **pertes de charge régulières ou linéaires**, les pertes de charge singulières sont toujours mises sous la forme :

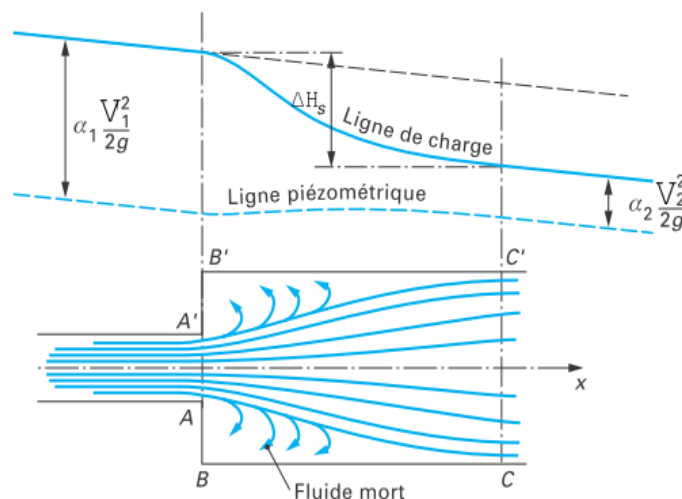
$$\Delta H_{12} = K \frac{V^2}{2g}$$

où  $K$  est appelé **coefficient de perte de charge de la singularité**. On supposera dans toute cette analyse que l'écoulement est toujours de type turbulent pseudo-permanent. Pour plus d'informations relatives aux diverses expressions pratiques de ce type de pertes de charge dans tous les cas particuliers, on pourra consulter les références [1-3].

## II -2-1- Changements de section

### II -2-1-1- Élargissement brusque:

L'élargissement brusque dans une canalisation est représenté sur la figure 10. Étudions l'écoulement du fluide entre deux sections : la section AA' et la section CC'.



**Fig.10** : Écoulement d'un fluide dans l'élargissement brusque d'une canalisation. Évolution de la charge du fluide.

L'élargissement étant situé à l'aval de AA', dans cette section les trajectoires sont encore rectilignes. Pour qu'elles soient rectilignes en CC', il faut que cette section soit suffisamment éloignée de AA', c'est-à-dire à une distance de l'ordre de 20 fois le diamètre. La perte de charge singulière d'un élargissement brusque est due à la transformation en chaleur d'une partie de l'énergie par les chocs et les tourbillons qui sont produits par l'éclatement de la veine fluide à l'aval de AA'. En effet, on constate, entre AA' et CC', une zone tourbillonnaire extérieure à la veine d'écoulement que l'on appelle **zone de fluide mort**. Il s'ensuit immédiatement que la contrainte de cisaillement habituelle à la paroi n'existe quasiment pas entre AA' et CC' puisque sur BC le fluide au contact n'a pratiquement pas de mouvement global dans le sens de l'axe. Dans les sections BB' d'une part, CC' d'autre part, les pressions étoilées restent constants (filets fluides rectilignes en CC', filets fluides rectilignes sur AA' et fluide quasi immobile sur la section en couronne entre BB' et AA'). Si on fait l'hypothèse simplificatrice que la vitesse a un profil constant sur une section droite (ce qui s'écarte peu de la réalité en régime turbulent), l'équation intégrée de la quantité de mouvement (appelée aussi équation d'Euler) appliquée à l'élément de fluide compris entre BB' et CC' s'écrit :

$$R = Q_m (V_2 - V_1) \quad (2.2)$$

Si cette hypothèse n'est pas acceptable, il suffit de multiplier chacun des vectrices vitesses moyennes de l'équation (2.2) par le coefficient d'impulsion de la section considérée.

Les vitesses étant dirigées selon l'axe de la canalisation, la résultante  $R$  des forces, qui s'appliquent sur le fluide, a la même direction.

Donc pour l'élargissement brutal :

$$\Delta H = K \frac{V_1^2}{2g} \quad [m]$$

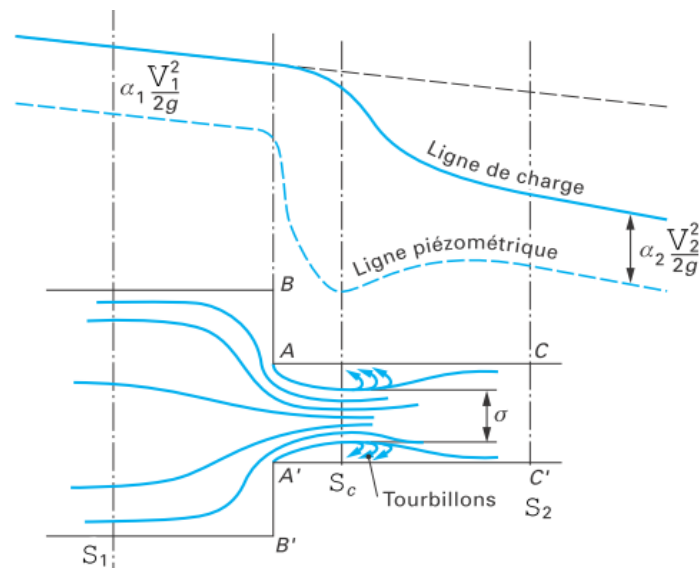
avec  $K = 2 - \frac{8}{3} \frac{S_1}{S_2} + \frac{2}{3} \frac{S_1^2}{S_2^2}$  si l'écoulement est laminaire, et  $K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$

S'il est turbulent (profil de vitesse uniforme). On emploie  $S_1$  pour la section amont et  $S_2$  pour l'aval.

- l'entrée d'un réservoir se déduit en prenant  $S_2 \rightarrow \infty$ .

### II- 2- 1- 2- Rétrécissement brusque:

L'expérience montre que, au passage d'un rétrécissement brusque, un fluide accuse une certaine perte de charge. Une visualisation de l'écoulement montre que la veine fluide se contracte après son passage au droit même du rétrécissement (figure 11). A l'aval



**Fig.11 :** Écoulement dans un rétrécissement brusque. Évolution de la charge du fluide.

de ce col, on rencontre des zones tourbillonnaires analogues à celles rencontrées dans le cas des élargissements brusques. De plus, l'expérience montre qu'entre  $S_1$  et  $S_2$  la perte de charge est très faible (de l'ordre des pertes de charge linéaires) devant la perte de charge qui a lieu après le col de section  $\sigma = C_c S_2$  (avec  $C_c$  coefficient de contraction). La section  $CC'$  correspond à l'endroit où les filets du fluide « recollent » à la paroi.

Le problème d'un rétrécissement brusque est ainsi analogue à celui d'un élargissement brusque de la section  $S_2$  à la section  $S_1$ . En faisant toujours la même hypothèse sur les profils de vitesse, on peut écrire pour le rétrécissement brutal :

$$\Delta H = K \frac{V_2^2}{2g} \quad [m]$$

$$\text{avec : } K = \left( 1 - \frac{1}{0.59 + 0.41 \left( S_2^2 / S_1 \right)^3} \right)^2$$

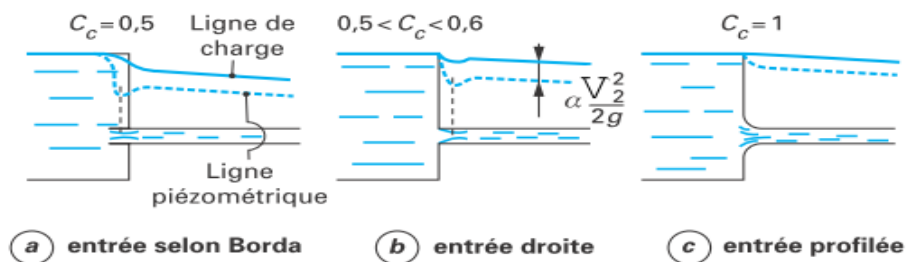
Pour un écoulement à l'entrée dans une canalisation on prendra  $K = 0.5$  ; c'est la formule de borda pour une canalisation à bord vif.

En réalité,  $K$  est légèrement différent de la valeur ci-dessus, à cause notamment de la non-uniformité des vecteurs vitesses sur une section droite. Il s'approche d'autant mieux de cette valeur que  $S_2/S_1$  est grand et que le nombre de Reynolds  $Re$  est élevé. Les évolutions qualitatives des ligne de charge et ligne piézométrique sont représentées sur la figure 10.

Le coefficient de contraction  $C_c = 0.59 + 0.41(S_2/S_1)^3$  est toujours inférieur à 1. Il dépend du rapport  $S_1 / S_2$  et de l'angle de raccordement, au niveau de la section BB', entre les deux canalisations.  $C_c$  varie de 0,6 à 1 quand  $S_1/S_2$  varie de l'infini à 1. Si le raccordement est arrondi en forme de tuyère, ce coefficient est toujours égal à 1 et, dans ce cas, le changement de section se fait sans perte de charge singulière. Pour ce cas également, les évolutions qualitatives de la ligne de charge et de la ligne piézométrique sont tracées sur la figure 11.

### II- 2- 1- 3 -Entrée d'une conduite reliée à un réservoir de grandes dimensions:

Ce problème a déjà été traité pour un écoulement de Poiseuille. Dans le cas d'un écoulement turbulent, il se rapproche de celui du rétrécissement brusque et la perte de charge dépend beaucoup de la forme de l'entrée de la canalisation. Le coefficient de contraction de la veine varie de 0,5 dans le cas d'un orifice de Borda à 1 pour le cas d'un orifice parfaitement bien profilé (figure 12). Les pertes de charge correspondantes sont importantes dans le premier cas et pratiquement nulles dans le second.



**Fig.12:** Différentes configurations d'entrée de canalisation faisant suite à un réservoir.

La distance, par rapport à l'entrée de la canalisation, de la section où les trajectoires « recollent » à la paroi, que l'on prend en général égale à 20 fois le diamètre, peut en réalité être donnée, dans le cas d'une entrée droite, par une relation de la forme :

$$\frac{L}{D} = 0,8 Re^{0.25}$$

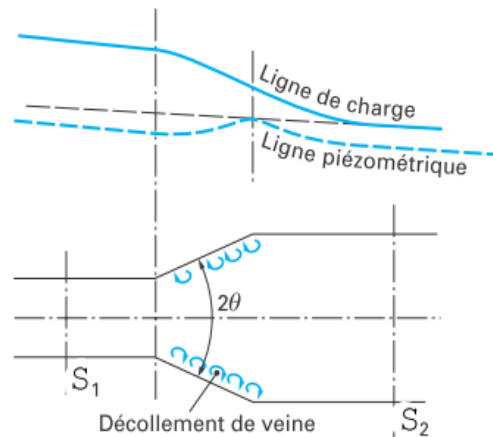
### II- 2- 1- 4 - Divergent:

La perte de charge dans un divergent dépend beaucoup d'un compromis entre sa longueur et son angle au sommet (figure 13). En effet, lorsque l'angle au sommet  $2\theta$  est faible, les trajectoires suivent le profil du divergent et les pertes de charge, analogues aux pertes de charge linéaires, s'expriment par les mêmes relations. Si l'angle devient

important, il peut y avoir décollement de veine et pertes de charge singulières par création de zones tourbillonnaires. Pour obtenir un rapport déterminé de sections amont et aval du divergent, il faut avoir soit un petit angle et une grande longueur de divergent, soit un grand angle et une faible longueur de divergent. Dans le premier cas, les pertes de charge linéaires sont importantes alors que dans le second, ce sont les pertes singulières. Il existe alors un compromis qui, expérimentalement, conduit à  $7^\circ < \theta < 14^\circ$ . C'est pour ces valeurs de  $\theta$  que le coefficient global de pertes de charge  $K$  est le plus faible.

### II- 2- 1- 5 -Convergent :

Cette singularité, si elle est bien profilée (pas d'angles vifs en particulier), n'introduit pas de pertes de charge singulières.



**Fig.13:** Évolution de la ligne de charge et de la ligne piézométrique dans un divergent

### II- 2 - 2 - Changements de direction

#### II- 2 - 2 -1- Coude arrondi :

Dans un coude (figure 14), les lignes de courant ne sont plus rectilignes. Il n'est donc plus possible d'écrire que  $P^* = cte$  en tout point d'une section droite. La projection de l'équation de Navier sur la normale à la trajectoire s'écrit :

$$\rho \frac{v^2}{R_c} = - \frac{\partial P^*}{\partial n} - f_n \quad (2.3)$$

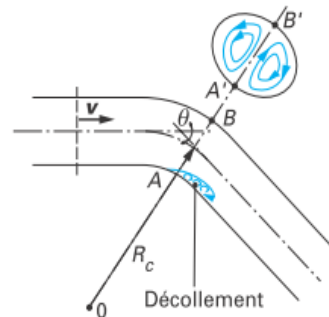
avec,  $R_c$  : le rayon de courbure,

$f_n$  : la composante, selon la normale, des forces visqueuses,

$n$  : la normale dirigée vers le centre de courbure.

Si le fluide est parfait,  $f_n$  est nulle. L'expression (2.3) montre que, le membre de gauche étant essentiellement positif, la pression étoilée diminue quand le point considéré se

rapproche du centre de courbure. Ce résultat reste qualitativement valable dans le cas d'un fluide réel pour lequel  $f_n \neq 0$ . La pression en  $B$  est donc supérieure à celle qui règne en  $A$ . Considérons alors ce qui se passe dans une section droite. La différence de pression entre  $B'$  et  $A'$  se fait sentir davantage sur les particules voisines de la paroi, qui ont une vitesse normale au plan de la section droite faible, que sur celles de la partie médiane qui ont une vitesse normale plus forte. Les particules de la circonférence se déplacent alors de la pression la plus élevée vers la pression la plus basse, c'est-à-dire de  $B'$  vers  $A'$ . En contrepartie, les particules de la zone médiane vont de  $A'$  vers  $B'$  comme cela est indiqué sur la (figure 14). Ce mouvement crée des pertes de charge supplémentaires qui peuvent encore, lorsque  $\theta$  devient grand, être aggravées par des décollements à la paroi dans la partie aval du coude.



**Fig.14 :** Écoulement dans un coude de conduite

Comme pour toutes les pertes de charge singulières, on écrit :

$$\Delta H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

avec ;  $K = f\left(\frac{D}{R_c}, \theta, Re\right)$

Pour des écoulements turbulents,  $K$  est indépendant du nombre de Reynolds  $Re$  dès que ce nombre devient assez important ( $\cong 10^5$ ).

Pour un coude de section circulaire et de courbure progressive, on peut utiliser la formule empirique suivante :

$$K = \left[0.13 + 1.85 \left(\frac{D}{2R_c}\right)^{7/2}\right] \frac{\theta}{\pi}$$

### II- 2 - 2 -2- Coude à angle vif :

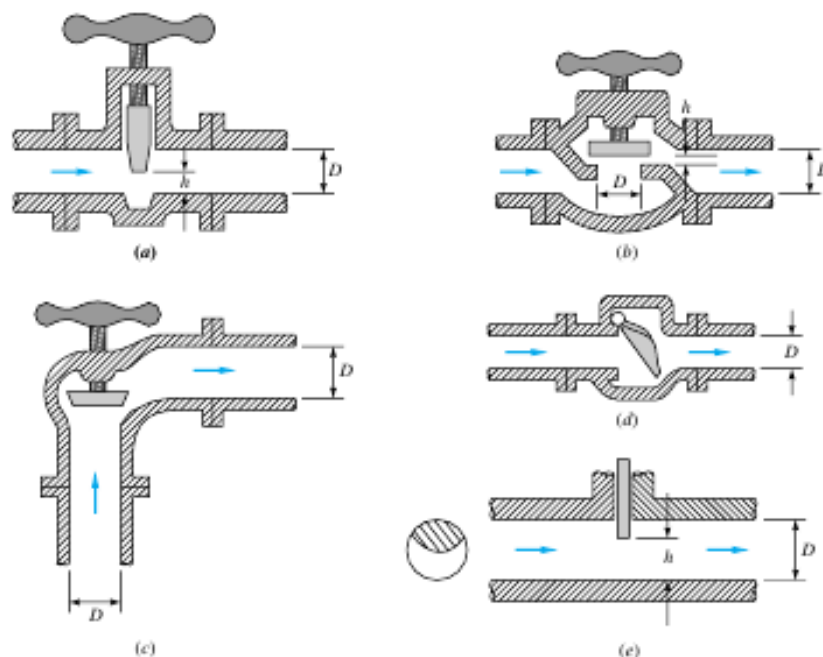
Les pertes de charge pour un coude à angle vif sont plus importantes que pour un coude arrondi. Diverses relations pour  $K$  ont été proposées. Citons, par exemple, celle de Weisbach :

$$K = 0.9457 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2.047 \sin^2 \frac{\theta}{2} \cong 1 - 2 \cos \theta$$

Pour un angle droit,  $K \cong 1$ , ce qui signifie que le coude fait perdre au fluide une quantité d'énergie égale à son énergie cinétique.

### II- 2 - 3 –Valves

Il y a beaucoup de conceptions de valve différentes dans l'utilisation commerciale. La figure 15 montre cinq conceptions typiques : **(a)** la porte, qui descend en glissant à travers la section; **(b)** le globe (ou sphérique), qui se ferme dans une insertion spéciale; **(c)** l'angle, semblable à une valve sphérique mais avec tournée de  $90^\circ$ ; **(d)** La valve de contrôle d'oscillation, qui permet seulement l'écoulement à sens unique; et **(e)** le disque, qui ferme la section avec une porte circulaire. La valve sphérique, avec son chemin de flux tortueux, a les pertes les plus élevées quand s'ouvrent entièrement. On donne beaucoup d'excellents détails de ceux-ci et d'autres valves dans le manuel par Lyon [7].



**Fig.15** : Géométries typiques des valves commerciales : (a) valve de porte; (b) valve sphérique; (c) valve angulaire; (d) valve de contrôle d'oscillation; (e) valve de porte de type de disque.

Tableau 2.1 liste les coefficients  $K$  pour un type de valve.

		$\frac{L}{D}$	$K$
Valve	Totalement ouverte	0.15	7.5
	$\frac{3}{4}$ ouverte	40	1
	$\frac{1}{2}$ ouverte	200	4
	$\frac{1}{4}$ ouverte	800	16

Les pertes de charge dans les valves dans la table 2.1 sont pour différentes conditions d'ouverture. Les pertes peuvent être beaucoup plus élevées pour une valve partiellement ouverte. De nouveau nous devons avertir d'une incertitude possible de  $\pm 50$  pour cent. De toutes les pertes mineures (singulières), les valves, à cause de leur géométrie complexe, sont les plus sensibles aux détails de conception des fabricants. Pour plus d'exactitude, on doit consulter la conception particulière et le fabricant [7].

### III - Pertes de charge moyenne entre deux sections droites

Ayant défini une charge moyenne dans une section droite d'un écoulement (laminaire ou turbulent), on peut, comme dans le cas de la charge entre deux points d'une même ligne de courant, définir la perte de charge moyenne entre deux sections droites 1 et 2 d'une canalisation. En effet, la division de l'équation (2.4)

$$\int_{S_1} \left( \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 \right) V_1 dS_1 = \int_{S_2} \left( \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2 \right) V_2 dS_2 - \frac{W_t}{\rho g} + \Delta H_{12} \quad (2.4)$$

ou de sa valeur moyenne par le débit volumique  $Q_v$  s'écrit

$$\overline{C_{m1}} = \overline{C_{m2}} - \frac{\overline{W_t}}{g} + \frac{\Delta H_{12}}{Q_v}$$

avec  $W_t$  le travail technique, qui correspond à l'énergie mécanique échangée entre l'unité de masse de fluide et les éléments mobiles de la machine.

Si aucune machine n'est située entre les sections 1 et 2,  $W_t = 0$  on a :

$$\frac{\Delta H_{12}}{Q_v} = \Delta H_{12} = \overline{C_{m1}} - \overline{C_{m2}} \quad (2.5)$$

où  $\Delta H_{12}$  est la **perte de la charge moyenne entre les sections 1 et 2**. On l'appellera simplement **perte de charge entre 1 et 2**. La quantité  $\Delta H_{12}$  représente la perte d'énergie

mécanique (énergie cinétique et énergie potentielle de pression et de position) de l'écoulement total lors de son passage de la section 1 (amont) à la section 2 (aval) du fait de la viscosité moléculaire et de la viscosité turbulente cette énergie mécanique, ramenée à l'unité de poids de fluide, est transformée en chaleur et doit donc être considérée comme perdue du point de vue mécanique. Elle correspond, thermodynamiquement à des irréversibilités.

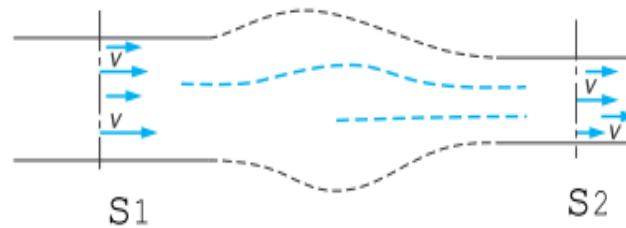
- Dans certains ouvrages le produit  $\rho g \Delta H_{12}$  est appelé **perte de pression** puisque ce produit est dimensionnellement homogène à une pression. Il faut alors bien faire la différence entre la notion de perte de pression (transformation d'énergie mécanique par unité de volume en énergie thermique par unité de volume) et la **variation de pression  $\Delta P$**  dont les causes peuvent être diverses et notamment dues à une transformation d'énergie potentielle de pression en énergie cinétique volumique.
- Il n'est pas nécessaire que la canalisation soit cylindrique en totalité entre les sections envisagées. Il suffit, pour que les résultants précédents et ceux qui seront obtenus par la suite soient valables, que la canalisation soit cylindrique sur une certaine longueur de part et d'autre des sections droites considérées (figure 16).
- L'équation (4) n'est valable, a priori, que si l'écoulement est permanent puisque son terme inertiel, qui apparaît dans l'équation de l'énergie cinétique est nul. Dans le cas d'un écoulement pseudo-permanent, ce terme inertiel est également nul car on peut admettre que la variation dans le temps de la moyenne de la valeur quadratique de la fluctuation est nulle.

En explicitant la charge moyenne [équation (2.6)], l'équation (2.5) s'écrit :

$$\overline{C}_m = \alpha \frac{V^2}{2g} + \frac{\overline{P}^*}{\rho g} \quad (2.6)$$

$$\alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\overline{P}_1^*}{\rho g} = \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \frac{\overline{P}_2^*}{\rho g} + \Delta H_{12} \quad (2.7)$$

où  $\alpha_i$  a la définition donnée par l'équation (2.6). C'est l'**équation de Bernoulli applicable entre deux sections droites** prises dans des portions rectilignes d'une même canalisation. Comme cela a été souligné plus haut, elle diffère de l'équation de Bernoulli applicable entre deux points d'une même ligne de courant par l'utilisation des vitesses capables du débit  $V_i$  au lieu des vitesses réelles  $v_i$  et par la présence du coefficient d'énergie cinétique  $\alpha_i$ .



**Fig.16 :** Écoulement d'un fluide dans une canalisation quelconque reliant deux portions cylindriques contenant les sections droites de référence  $S_1$  et  $S_2$  .

C'est l'équation qui est universellement appliquée dans les études d'écoulements permanents (ou pseudopermanents) en conduites. Dans le cas où une machine se trouve entre les sections 1 et 2, si cette machine échange l'énergie moyenne  $\bar{W}_t$  avec l'unité de masse de fluide, l'équation devient :

$$\alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\bar{P}_1^*}{\rho g} = \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \frac{\bar{P}_2^*}{\rho g} - \frac{\bar{W}_t}{g} + \Delta H_{12}$$

ou encore :

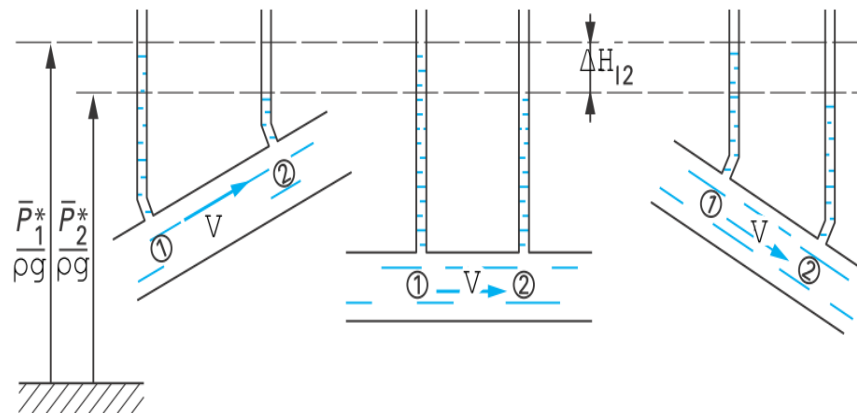
$$\alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\bar{P}_1^*}{\rho g} = \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \frac{\bar{P}_2^*}{\rho g} - H_e + \Delta H_{12}$$

avec  $H_e = \bar{W}_t/g$  la **hauteur effective** (moyenne) de la machine.

À ces équations, on joint celle de continuité qui, le fluide étant incompressible, s'écrit en utilisant les vitesses capables du débit :

$$\bar{V} = V_1 S_1 = V_2 S_2 \quad (2.8)$$

Un cas d'étude particulier est celui où les sections 1 et 2 ont une aire identique. Si les coefficients de vitesse dans les deux sections sont analogues et s'il n'y a pas de machine entre les sections droites, la perte de charge correspond à la différence de hauteur piézométrique entre les deux sections. Elle peut être mesurée directement par la différence de hauteur du fluide dans les tubes piézométriques correspondants (figure 17).



**Fig.17** : Évolution de la hauteur piézométrique du fluide dans un écoulement de fluide incompressible dans une conduite strictement cylindrique.

# Chapitre III

*Méthodes, Algorithme*

*et établissement du code de calculs*

### III - Méthodes numériques utilisées pour la détermination du coefficient de frottement

#### III-1- Méthodes du point fixe pour les équations non-linéaires :

Nous donnons dans cette section le procédé général pour trouver les racines d'une équation non linéaire. La méthode est fondée sur le fait qu'il est toujours possible, pour  $f : [a, b] \rightarrow R$ , de transformer le problème  $f(x) = 0$  en un problème équivalent  $x - \varphi(x) = 0$ , où la fonction auxiliaire  $\varphi : [a, b] \rightarrow R$  a été choisie de manière à ce que  $\varphi(\alpha) = \alpha$  quand  $f(\alpha) = 0$ . Approcher les zéros de  $f$  se ramène donc au problème de la détermination des points fixes de  $\varphi$ , ce qui se fait en utilisant l'algorithme itératif suivant : étant donné  $x^{(0)}$ , on pose

$$x^{(k+1)} = \varphi(x^{(k)}), \quad k \geq 0. \quad (3.1)$$

On dit que (3.1) est **une itération de point fixe** et  $\varphi$  la fonction d'itération associée. On appelle parfois (3.1) itération de Picard ou itération fonctionnelle pour la résolution de  $f(x) = 0$ . Remarquer que, par construction, la méthode du point fixe (appelée aussi **méthode des itérations successives**) est auto-correctrice c.-à-d. qu'elle converge vers la racine de l'équation  $f(x) = 0$ , même si on commet une erreur dans les calculs.

Le choix de  $\varphi$  n'est pas unique. Par exemple, toute fonction de la forme  $\varphi(x) = x + F(f(x))$ , où  $F$  est une fonction continue telle que  $F(0) = 0$ , est une fonction d'itération possible.

**Exemple 3.1 :** Soit  $\varphi(x) = x - x^3$  qui admet  $\alpha = 0$  comme point fixe. Bien que  $\varphi'(\alpha) = 1$ , si  $x^{(0)} \in ]-1, 1[$  alors  $x^{(k)} \in ]-1, 1[$  pour  $k \geq 1$  et la suite converge (très lentement) vers  $\alpha$  (si  $x^{(0)} = \pm 1$ , on a même  $x^{(k)} = \alpha$  pour tout  $k \geq 1$ ). En partant de  $x^{(0)} = 1/2$ , l'erreur absolue après 2000 itérations vaut 0.0158. Considérons maintenant  $\varphi(x) = x + x^3$  qui a aussi  $\alpha = 0$  comme point fixe. A nouveau,  $\varphi'(\alpha) = 1$  mais dans ce cas la suite  $\{x^{(k)}\}$  diverge pour tout choix  $x^{(0)} \neq 0$ .

#### III-2- Algorithme de calcul des pertes de charge dans les conduites :

En basant sur les données suivantes :

- Le débit massique,  $Q_m$  [kg/s] ou volumique,  $Q_v$  [m<sup>3</sup>/s] du fluide traversant la tuyauterie;
- Le diamètre de la conduite,  $D$  [m] ;
- Sa longueur,  $L$  [m] ;

- Sa rugosité absolue,  $\varepsilon$  [m] ;
- La viscosité cinématique,  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] ;
- Ou la viscosité dynamique,  $\mu$  [Pa.s] et la densité,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] du fluide en écoulement ;

Les calculs s'effectueront ainsi :

1. Détermination de la vitesse d'écoulement  $V$  d'après le débit (massique ou volumique) :

$$V = \frac{4Q_m}{\pi D^2 \rho} \quad ; \quad \text{ou} \quad V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad \left[ \frac{m}{s} \right]$$

2. Calcul du nombre de Reynolds de l'écoulement :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad ; \quad \text{ou} \quad Re = \frac{V D}{\nu} \quad [-]$$

3. Détermination du coefficient de perte de charge selon le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent):

$$f = \frac{64}{Re} \quad ; \quad \text{ou} \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2. \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.71 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad [-]$$

4. Calcul de la perte de charge régulière (linéaire) d'après la formule de Darcy dans la conduite en question :

$$\Delta H_{12} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

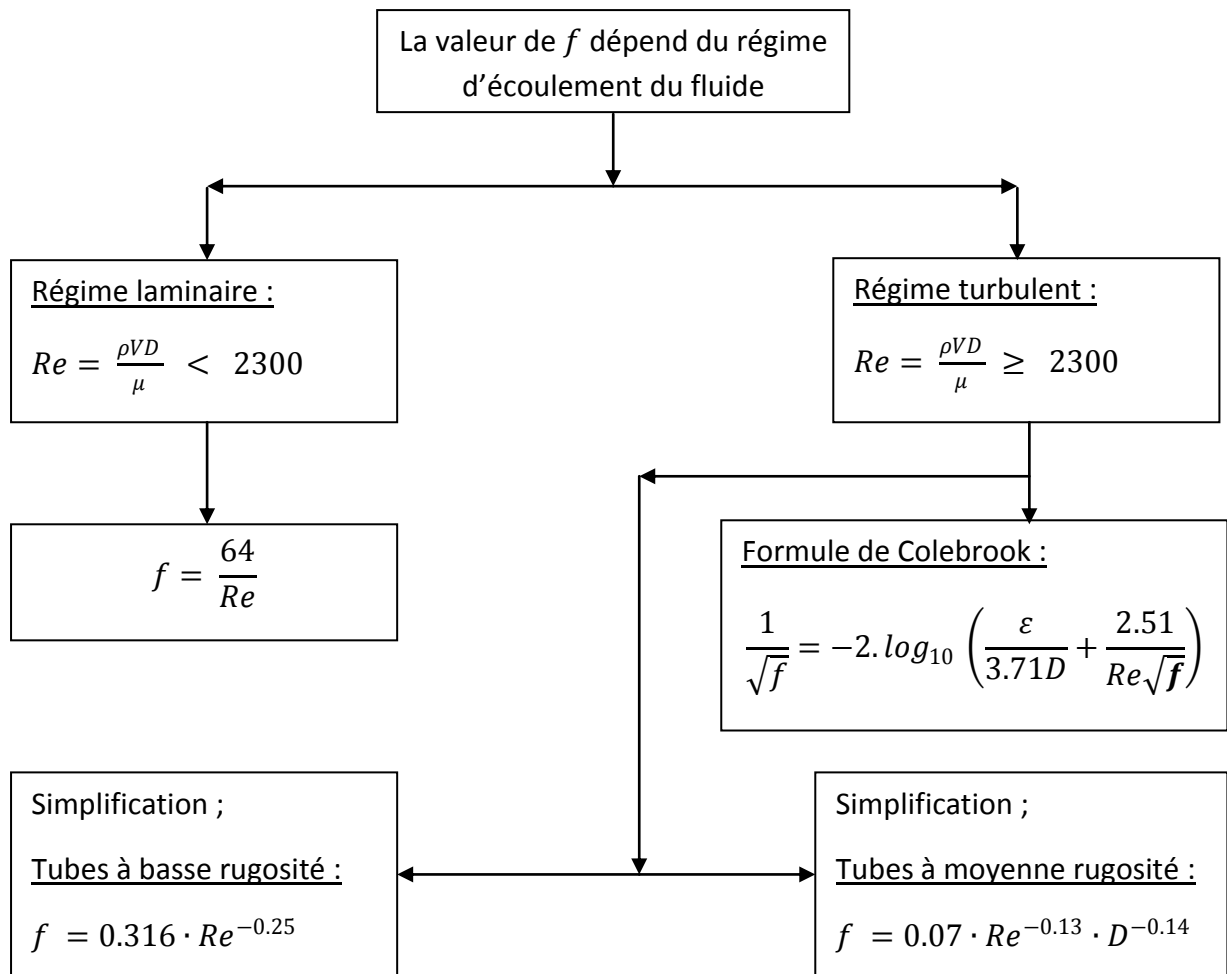
5. Calcul de la perte de charge singulière en considérant les éléments présents dans l'installation (valves, rétrécissements, élargissements, coudes,...):

$$\Delta H_s = K_i \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

6. Détermination de la perte de charge totale :

$$\Delta H_{\text{totale}} = \frac{V^2}{2g} \left\{ \left( f \frac{L}{D} \right) + \left( \sum_i K_i \right) \right\} \quad [m]$$

L'organigramme suivant explique les détails engendrés par la détermination du coefficient de perte de charge dans l'étape 3, implémentés dans le code de calcul.



### III -3- Choix du langage et programmation des différentes méthodes numériques.

Afin d'établir notre code de calcul des pertes de charges dans les conduites nous avons adopté le langage MATLAB comme langage et environnement de programmation, en raison de sa facilité en apprentissage et de sa simplicité de mise en œuvre sous différentes conditions d'utilisation (débugage et maintenance du code). Alors une possible utilisation des interfaces graphiques (GUI) est prévue dans de futures améliorations du présent code de calcul.

#### III -3-1- Implémentation de la méthode des itérations successives :

La fonction (ou .m file) qui suit est notre implémentation de la méthode du point fixe (des itérations successives) en langage MATLAB, où on a introduit un changement de variable tel que :  $x = 1/\sqrt{f}$  et en résolvant par rapport à  $x$  comme variable de la méthode du point fixe. Ce changement révèle l'équation de Colebrook sous forme prête aux itérations successives.

$$x = -2 \cdot \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.71D} + \frac{2.51x}{Re} \right) \quad (3.2)$$

et la fonction  $\varphi$  sera :  $\varphi(x) = -2 \cdot \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.71D} + \frac{2.51x}{Re} \right)$

Le fichier: Colebrook.m

```
function [f,m]=Colebrook(x0,rug,D,Re)
    m=0;           % Nombre d'itérations
    x=x0;         % Estimée initiale
    while (abs(x-x0)>= 1.e-3)
        x0=x;
        x=(-2.*log10(rug/(3.71*D)+2.51*x0/(Re))); % Eq. de Colebrook
        m=m+1;
    end
    f=1./(x*x);   % Output du coefficient de frottement
end
```

L'implémentation des différentes formules et équations présentées dans le chapitre précédent, est simplement franche.

# Chapitre IV

*Quelques résultats  
et leurs discussions.*

### IV -1-1- Mise en exécution du programme (code) de calcul

Dans ce chapitre on met notre code de calcul sous testes et validation, en l'exécutant avec différentes données de tuyauteries caractérisant une installation ou un système de conduits.

Ces données caractéristiques sont :

- le débit de la tuyauterie,
- la longueur totale de la tuyauterie (les conduites),
- le diamètre intérieur des conduites circulaires.
- la rugosité des pipes (selon le matériau de construction de la conduite),
- les singularités présentes dans le système de tuyauterie (valves ou vannes, coudes, changement de section comme le rétrécissement ou l'élargissement, les branchements,...).

Après lancement de l'environnement MATLAB, puis chargement du fichier CalcHeadLoss.m contenant notre programme on aura l'écran d'éditeur suivant :

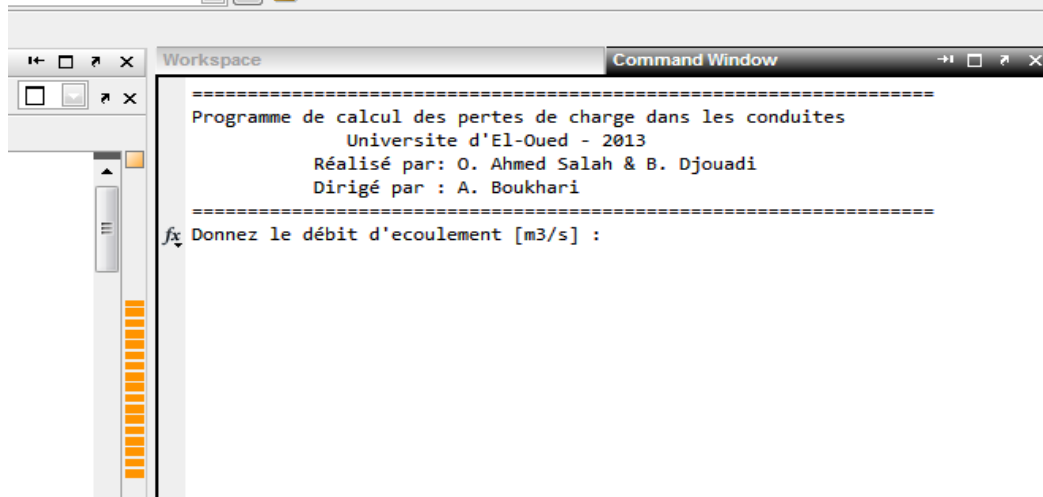
```

1 %programme de calcul des pertes de charges dans les conduites
2 %
3 clc
4 clear all
5 g=9.807;
6 Pi=3.14159 ;
7 %
8 % Debut des traitements
9 disp('=====');
10 disp('Programme de calcul des pertes de charge dans les conduites');
11 disp('          Universite d''El-Oued - 2013');
12 disp('          Réalisé par: O. Ahmed Salah & B. Djouadi');
13 disp('          Dirigé par : A. Boukhari ');
14 disp('=====');
15 Qv = input('Donnez le débit d''écoulement [m3/s] :');
16
17 L= input('Donnez la longueur de tube [m] :');
18
19 D= input('Donnez le diamètre de conduit [m] :');
20
21 disp('-----');
22 disp('Coisissez le type du fluide :');
23 disp(' 1-Eau');
24 disp(' 2-Huile');
25 disp(' 3-Amoniac');
26 disp(' 4-Glycerine');
27 disp(' 5-Acide acetique(20C)');
28 disp(' 6-Acetone(20C)');
29 disp(' 7-Alcool ethylique(ethanol)(20C)');
30 disp(' 8-Essence (typique)(20C)');
31 disp(' 9-Mercure(20C)');
32 disp(' 10-l''alcool methylique(Methanol)(20C)');
33 disp(' 11-L''huile d''olive(20C)');
34

```

Fig.18 : Le code source de l'application du calcul des pertes de charge.

En appuyant sur F5 (exécution du programme) on obtient sur la Command Window:

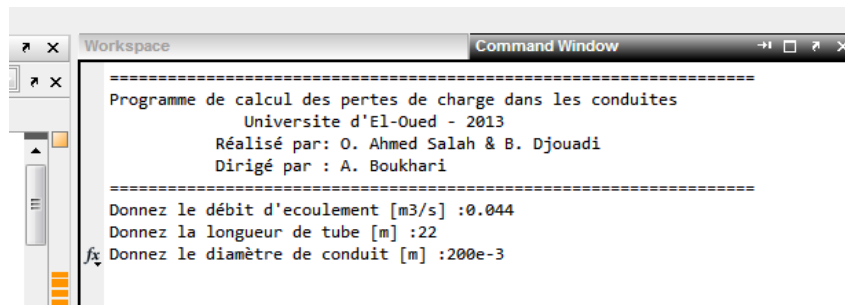


**Fig.19:** Bannière du programme CalcHeadLoss.

Alors les invités de données et les résultats des calculs seront tous affichés dans cet écran de commandes.

#### IV-1-2- Introduction des données des tuyauteries disponibles.

En mettant notre code en exécution des messages pour introduire les données caractéristiques du système étudié ont été générés, et des listes de choix ont été proposées



**Fig.20:** Invitations pour introduction au programme des données du système.



**Fig.21:** listes de choix pour différentes données caractéristiques du système.

```

0.0500
K =
0.1500

Calcul des caractéristiques de l'écoulement
=====
Vous avez choisi : Eau_0
Masse Volumique : 1000.000000 [kg/m3]
Viscosité Cinématique : 1.792000e-006 [m2/s]
La rugosité relative de tube est : 2.438400e-003 [-]
s'écoulant dans un tube en Fonte(asphalte trempé) ayant un diamètre de 0.05
-----Les Résultats-----
La Vitesse d'écoulement est : 22.409035 [m/s]
Le Nombre de Reynolds est : 625252.090275
=====
Perte des Charges régulière (linéaire)
-----
L'écoulement est turbulent, on fait recours
à la formule de Coolebrook
le coefficient de perte de charge est : 0.024945
-----
La perte de charge linéaire Delta_Hl : 2.810014e+002 [m]
-----
Perte des Charges singulière
-----
La perte de charge singulière Delta_Hs : 3.840355e+000 [m]
-----
Perte des Charges totale
-----
La perte totale Delta_HTot: 2.848418e+002 [m]
=====
fx >> |

```

**Fig.22:** Affichage des résultats après calculs des différentes pertes de charge dans le système de tuyauterie en question.

## IV-2- Présentation de quelques résultats

Pour valider notre code (programme) de calcul des pertes de charge on comparé quelques résultats de nos calculs avec ceux calculés avec un programme commercial utilisé dans l'industrie appelé « Pipe Flow Wizard ». Les données utilisées dans les calculs sont récapitulées dans les divers tableaux suivants :

**Tableau 4.1 :** Densité et viscosité cinématique de quelques liquides usuels.

Liquide	Densité $\rho$ [ $kg/m^3$ ]	Viscosité cinématique $\nu$ [ $m^2/s$ ]
Eau (à 20°C)	998.	$1.002 \times 10^{-6}$
Huile	800.	$1. \times 10^{-3}$
Glycérine	1260.	$1.183 \times 10^{-3}$
Ethanol (à 20C)	789.	$1.19 \times 10^{-6}$
Essence (typique à 20°C)	719.	$0.292 \times 10^{-6}$

**Tableau 4.2 :** Rugosité absolue de quelques matériaux de pipe.

Matériau du conduit	Rugosité absolue $\varepsilon$ [mm]
aluminium	0.0015
Cuivre	0.001499
Béton	0.4000
fonte	0.2600
verre	0.0001

**Tableau 4.3:** Coefficient de pertes singulières  $K$  des différents éléments correspondant au diamètre  $D$ .

Liquide	K	Diamètre $D$ [m]
Coude standard	0.51	0.1
Valve à porte (50mm)	0.15	0.050
Valve sphérique	5.80	0.1
Filtre	1.00	0.1
Branchement en T	0.34	0.1

Les calculs sont effectués pour les données suivantes :

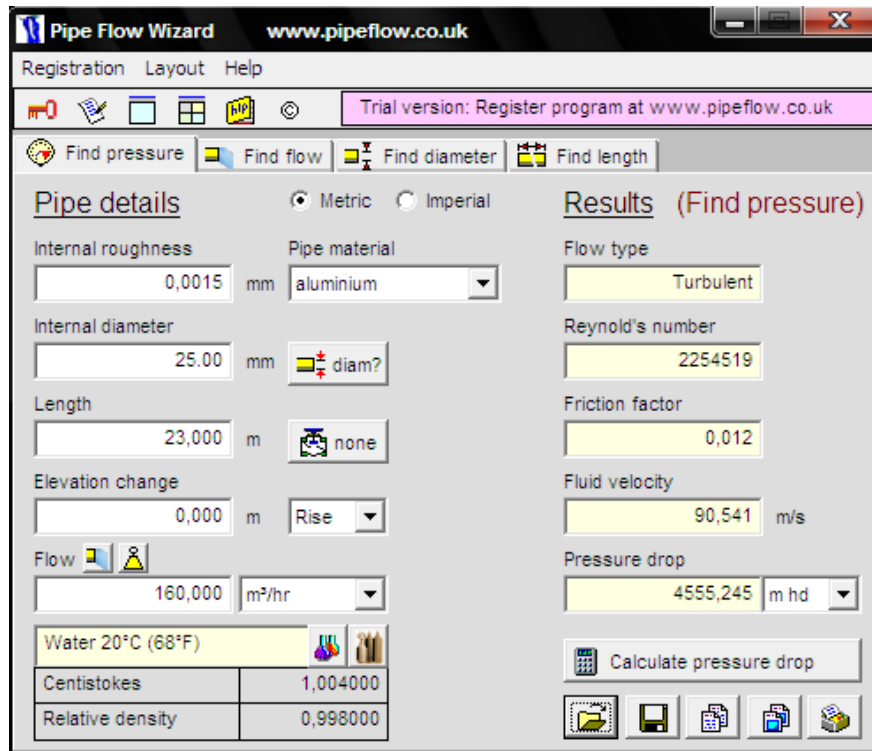
La donnée	Sa valeur
Débit volumique $Q_v$	160 m <sup>3</sup> /hr
Diamètre $D$	25 mm
Longueur de conduit $L$	23 m

Après exécution de notre programme et introduction des précédentes valeurs, et ainsi pour le code commercial « Pipe Flow Wizard », on a obtenu ce résultat (figure 23):

**Tableau 4.4:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  et la perte de charge correspondante.

	Liquide : Eau ; Pipe : aluminium		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
$f$ [-]	0.012	0.011931	0.575
$\Delta H_r$ [m CE]	4555.245	4496.242	1.3

(a)



(b)

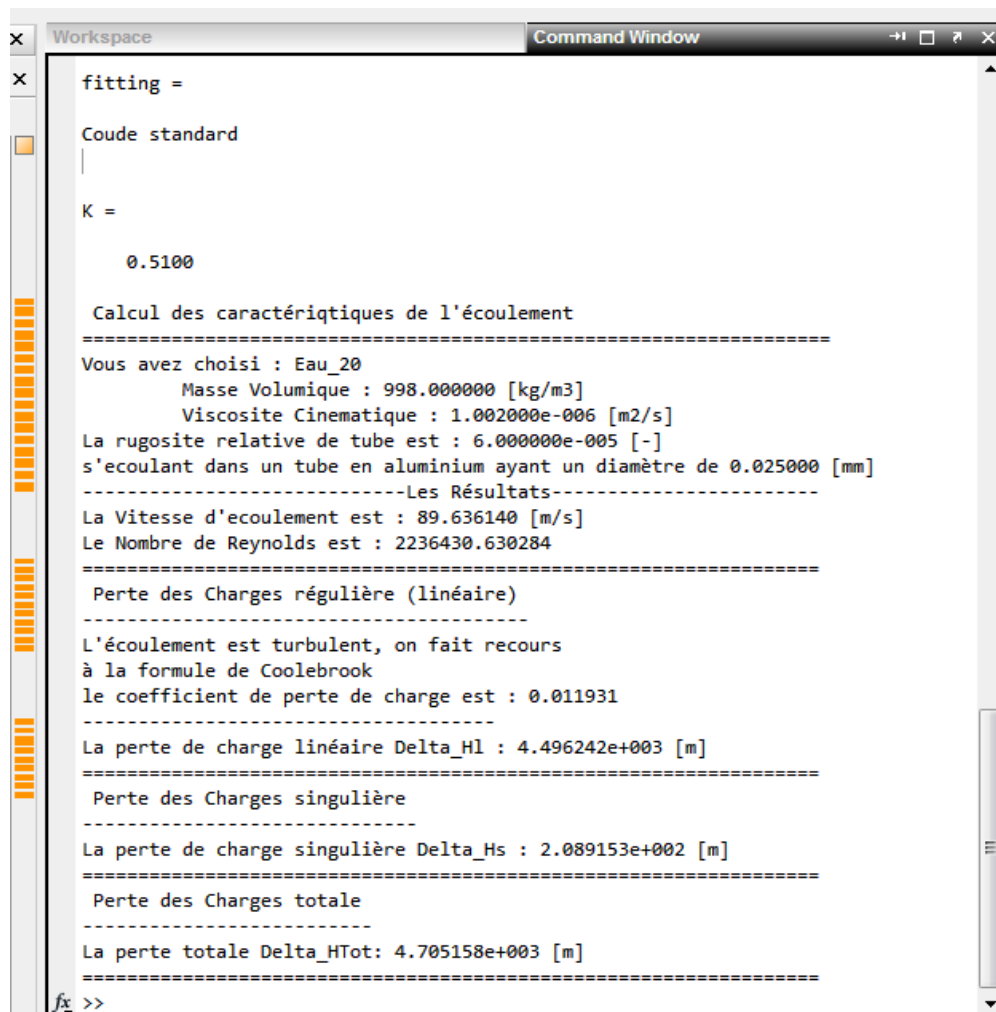


Fig.23: Perte de charge obtenue depuis (a) le code Pipe Flow Wizard (b) le présent code de calcul.

D'autres résultats sont collectés et présentés dans les tableaux suivants, en fonction du type de liquide utilisé et de matériau de la tuyauterie dans l'installation.

**Tableau 4.5:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  calculé pour différents type de conduits.

	$f$ [-] Liquide : Eau (20°C)		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
<b>Aluminium</b>	0.012	0.011931	0.58
<b>Cuivre</b>	0.012	0.011931	0.58
<b>Béton</b>	0.045	0.044708	0.65
<b>Fonte</b>	0.039	0.038403	1.53
<b>Verre</b>	0.010	0.010342	3.42

**Tableau 4.6:** Perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculée pour différents type de conduits.

	$\Delta H_r$ [mCE] Liquide : Eau (20°C)		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
<b>Aluminium</b>	4555.245	4496.242	1.30
<b>Cuivre</b>	4555.245	4496.242	1.30
<b>Béton</b>	17236.66	16848.79	2.25
<b>Fonte</b>	14804.42	14472.79	2.24
<b>Verre</b>	3948.417	3897.459	1.29

**Tableau 4.7:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  et perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculés pour différents type de conduits.

	Liquide : Huile ; Pipe : Aluminium, cuivre, béton, fonte, verre		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
$f$ [-]	0.028	0.02856	2.0
$\Delta H_r$ [mCF]	10868.67	10763.28	1.30

**Tableau 4.8:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  et perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculés pour différents type de conduits.

	Liquide : Glycérine ; Pipe : Aluminium, cuivre, béton, fonte, verre		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
$f$ [-]	0.033	0.03379	2.39
$\Delta H_r$ [mCF]	12857.64	12732.96	0.97

**Tableau 4.9:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  calculé pour différents type de conduits.

	$f [-]$ Liquide : Alcool éthylique (éthanol) (20°C)		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
<b>Aluminium</b>	0.012	0.01209	0.75
<b>Cuivre</b>	0.012	0.01209	0.75
<b>Béton</b>	0.045	0.04471	0.64
<b>Fonte</b>	0.039	0.03841	1.51
<b>Verre</b>	0.011	0.01061	3.54

**Tableau 4.10:** Perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculée pour différents type de conduits.

	$\Delta H_r [mCF]$ Liquide : Alcool éthylique (éthanol) (20°C)		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
<b>Aluminium</b>	4609.59	4554.47	1.20
<b>Cuivre</b>	4609.59	4554.47	1.20
<b>Béton</b>	17238.02	16850.21	2.25
<b>Fonte</b>	14806.16	14474.68	2.24
<b>Verre</b>	4049.54	3999.83	1.23

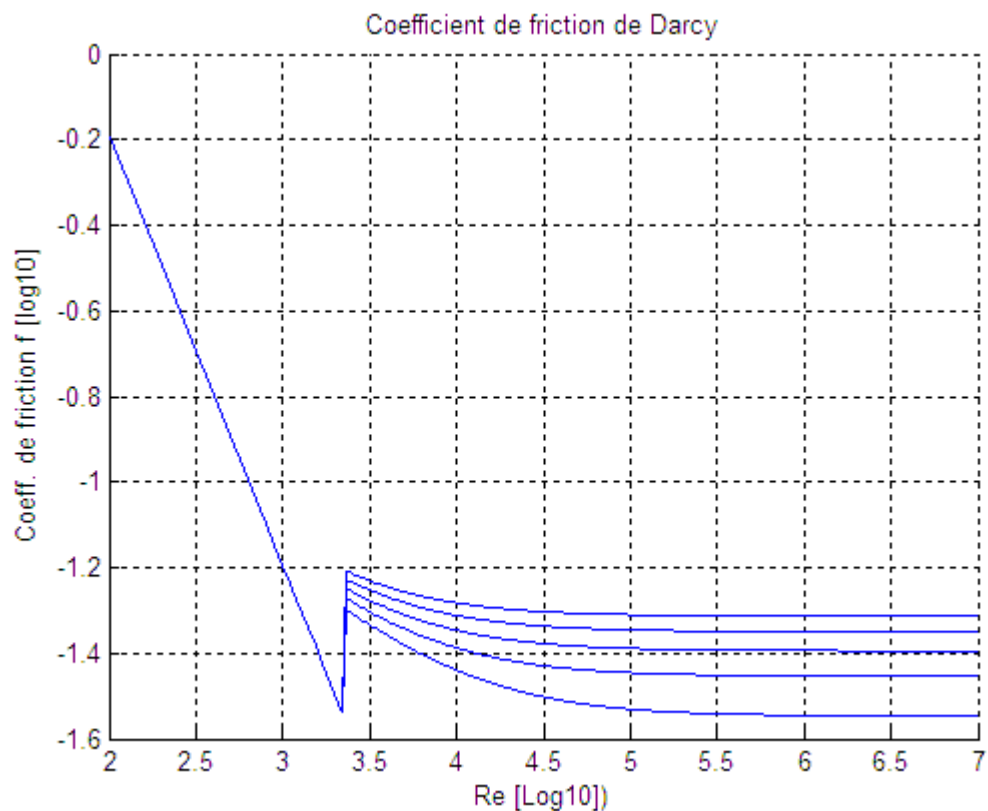
**Tableau 4.11:** Coefficient de friction de Darcy  $f$  calculé pour différents type de conduits.

	$f [-]$ Liquide : Essence (typique) (20°C)		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
<b>Aluminium</b>	0.011	0.01124	2.18
<b>Cuivre</b>	0.011	0.01124	2.18
<b>Béton</b>	0.045	0.04469	0.69
<b>Fonte</b>	0.038	0.03838	1.00
<b>Verre</b>	0.009	0.00877	2.56

**Tableau 4.12:** Perte de charge régulière  $\Delta H_r$  calculée pour différents type de conduits.

	$\Delta H_r$ [mCF] Liquide : Essence (typique) (20°C)		
	Pipe Flow Wizard	Notre code de calcul	Ecart relatif [%]
<b>Aluminium</b>	4315.39	4237.30	1.81
<b>Cuivre</b>	4315.39	4237.30	1.81
<b>Béton</b>	17231.45	16843.39	2.25
<b>Fonte</b>	14797.74	14465.67	2.24
<b>Verre</b>	3354.13	3304.08	1.49

En outre, l'exécution du code de calcul pour une gamme de nombres de Reynolds (allant de  $10^2$  jusqu'à  $10^7$ ) et pour différentes valeurs de la rugosité relative ( $4 \times 10^{-3}$  à 0.02), permet de tracer l'ensemble des courbes paramétriques montrées sur la figure 24.



**Fig.24:** Reproduction du diagramme de Moody pour la détermination du coefficient de friction  $f$ .

### IV-3- Commentaires et discussions

On observant les résultats du tableau 4.4, on constate clairement que les écarts relatifs (erreurs relatives par rapport aux calculs du code Pipe Flow Wizard) des calculs du coefficient de frottement (de Darcy)  $f$  et les calculs de la perte de charge linéaire  $\Delta H_r$  dans une conduite en aluminium transportant de l'eau, sont très bons.

Aussi, l'analyse des résultats des calculs pour divers type de liquides (l'eau (à 20°C), huile, éthanol, glycérine, essence (20°C)) et pour différents matériaux de construction de tuyauterie (Aluminium, cuivre, béton, fonte, verre), qui sont présentés numériquement dans les tableaux (4.5 – 4.12), montre qu'on commet une erreur relative de 3.5% au maximum dans la détermination du coefficient de frottement  $f$  en utilisant notre programme de calcul en MATLAB. Alors, en ce qui concerne les pertes de charge on a commet au maximum 2.25% d'erreur relative en utilisant le notre code déjà mentionné (et implicitement les formules citées dans ce mémoire et engendrées dans les calculs).

Une première remarque importante, est que les deux codes de calculs (Le nôtre et Pipe Flow Wizard) donnent les mêmes valeurs pour le coefficient  $f$  et la perte de charge linéaire correspondant  $\Delta H_r$  quand-on l'exécute sur des conduits en aluminium ou en cuivre toujours, cela revient du fait que l'aluminium et le cuivre ont la même rugosité absolue  $\varepsilon$ , utilisée dans la formule de Colebrook. Une deuxième intéressante remarque et qui a une relation avec la remarque précédente est que tous les résultats de calculs du coefficient  $f$  et des pertes de charge régulières sont identiques pour l'huile et la glycérine quelque soit le matériau de la tuyauterie utilisée (Aluminium, cuivre, béton, fonte, verre). La raison est simple, le régime d'écoulement étudié n'a pas dépassé la valeur critique du nombre du Reynolds ( $Re_c = 2300$ ), et a resté laminaire pour le débit choisi dans les calculs ( $160 \text{ m}^3/\text{hr}$ ), par conséquent le coefficient de friction  $f$  sera calculé par la formule de l'écoulement de Poiseuille  $f = 64/Re$  et ne dépendait pas de la rugosité du conduit, et cela manifestait ainsi dans la détermination des pertes de charge aussi linéaires que singulières.



# Conclusion

## Conclusion

Dans ce mémoire on a présenté le coté théorique du calcul des pertes de charge qui est fondamental en mécanique des fluides et en hydraulique, puis on a développé un code de calcul en langage MATLAB pour effectuer les calculs pratiques des pertes de charge dans les conduites hydraulique et pour d'autres liquides. La détermination du coefficient de friction de Darcy se fait via la formule de l'écoulement de poiseuille en régime laminaire ou bien via la formule implicite de Colebrook (ou une de ces variantes explicites) en régime d'écoulement turbulent.

Notre programme de calcul des pertes de charge dans les conduites donne de précieuses résultats comparés et validés avec ceux donnés par le code (commercial) Pipe Flow Wizard bien connu et largement utilisé dans le domaine des calculs hydrauliques et des conduites, pourtant que notre code calcule les pertes de charge linéaires ( régulières ou systématiques) et singulières, il ne prend pas en charge l'estimation des pertes de charge en élévation ou en chute, limitation qu'on espère d'être recelée dans de futures améliorations du noyau de ce code. Aussi, l'utilisation d'une interface graphique (GUI) pour faciliter la conversation (l'interactivité) avec l'utilisateur est vivement recommandée pour les modifications à venir.

Finalement, pour utiliser ce programme dans les calculs des gaz s'écoulant dans les conduites il faut faire intervenir la théorie de la dynamique des gaz, et modifier l'implémentation des formules de calculs pour prendre en considération l'effet de la compressibilité toutefois, les calculs sont erronés si on dépasse le seuil de compressibilité (vitesse de l'écoulement est supérieure à 0.3 de la vitesse du son locale).

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] IDEL'CIK I.E., **Mémento des pertes de charge**. Collection de la Direction des Études et recherches d'Électricité de France, Eyrolles, 1986.
- [2] CARLIER M., **Hydraulique générale et appliquée**. Collection du Centre de Recherches et d'Essais de Chatou, Eyrolles, 1972.
- [3] MILLER D.S., **Internal Flow Systems**. BHRA Editor, 1990.
- [4] BOUSSICAUD A., **Calcul des pertes de charge**. Éditions parisiennes, 1990.
- [5] LALLEMAND A., **Écoulement des fluides- Écoulements en conduites. Réseaux**. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique.
- [6] CARVILL J., **Mechanical Engineer's Data Handbook**, Butterworth-Heineman, 2003.
- [7] LYONS J. L., **Lyons' Valve Designers Handbook**, Van Nostrand Reinhold, New York, 1982.
- [8] WHITE F. M., **Fluid Mechanics**, Fourth Edition, McGraw-Hill, 2001.
- [9] BOUKHARI A., **Introduction à Matlab**, Notes de cours, 2013.
- [10] GILLI M., **Méthodes numériques ; Recueil d'exercices (avec corrigés)**, Dépt. d'économétrie, Université de Genève, 2003
- [11] QUARTERONI A., SACCO R., SALERI F., **Méthodes Numériques ; Algorithmes, analyse et applications**, Springer-Verlag, 2007.