



N° Ref :.....

Centre Universitaire de Mila

Institut des Sciences et de Technologie

Département de sciences et Technique

Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du diplôme

LICENCE ACADEMIQUE

En Hydraulique

Spécialité : Sciences Hydrauliques

Thème :
L'étude de régime d'écoulement dans les conduites

Préparé par :

- ❖ LABIOD Ramdane
- ❖ ZEMAMOUCHE Rabah
- ❖ BOUTARIA Said
- ❖ BOUREZAK Abdelhak

Dirigé par :

Mr : A. Hamidane

Année universitaire : 2013/2014

Remerciement

Chaque pas dirigé vers l'avant, c'est grâce à Dieu tout puissant que nous le devons.

En premier lieu nous tenons beaucoup à remercier dieu qui nous a offert la volonté de poursuivre nos études, Ensuite nous souhaite témoigner toute la gratitude à nos **parents**, qui nous ont tout au long de ces années, fournit les moyens nécessaires pour mener à bien nos études.

Nous exprimons nos remerciements à Monsieur **A.hamidane** encadreur de ce mémoire pour la confiance qu'il a placée en nous, pour son aide et son soutien permanent.

Enfin nous remercie tous nos amis et nos collègues, tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de la mémoire.

NOMENCLATURE:

R_e	Nombre de Reynolds
V	Vitesse moyenne de l'écoulement.(m/s)
D	Diamètre de conduite (m)
L	Longueur (m)
Q	Débit (m ³ /s)
ν	La viscosité cinématique(m ² /s).
μ	Viscosité dynamique du fluide (Po).
τ	Le cisaillement local
ϵ/D	La rugosité relative.
f	Coefficient de frottement
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m ³)
δH	La perte de charge entre deux sections.
λ	Le coefficient de perte de charge.
K	Le module d'élasticité
ϵ	La déformation radiale de la conduite
σ_2	Contrainte radiale.
σ_1	Contrainte axiale.
n	Coefficient de Poisson.
E	Module de Young.
R	Rayon de conduite circulaire (m)
a	Vitesse de l'onde de pression
τ_0	La contrainte de frottement
P	Les forces de pression. (Pa)
W	Le poids de fluide.
F_1	Les force de frottement.
e	épaisseur de la paroi (m)

A	Section de la conduite (m ²)
H	La charge pour un fluide (m)
h_r	Perte de charge répartie (m)
H_s	Perte de charge singulière (m)
h_w	Perte de charge totale (m)

Liste des figures :

Figure 01	appareil de Reynolds	P 03
Figure 02	régime laminaire	P 04
Figure 03	régime turbulent	P 04
Figure 04	écoulement de Hagen-Poiseuille	P 04
Figure 05	représenté le diagramme de Moody	P 07
Figure 06	l'écoulement entre deux sections	P 17
Figure 07	représente les forces qui s'exercent sur le volume	P 21
Figure 08	représentation graphique en cas de fluide parfait	P 23
Figure 09	représentation graphique en cas de fluide réel	P 24
Figure 10	la qualité d'une mesure profil métrique sera fonction du diamètre du palpeur	P 29
Figure 11	l'influence d'une rugosité homogène dans les conduites (d'après Coussement, 2005).	P 31
Figure 12	courbes expérimentales de Nikuradse pour différentes valeurs de rugosité relative.	P 31

Sommaire

Introduction générale.....	01
Chapitre 01 : étude bibliographique.....	03
1/1: introduction	03
1/2 : travaux de Reynolds	03
1/3 : travaux Hagen-poiseuille	04
1/4: travaux de Colebrook	05
1/5 : diagramme de Moody	07
Chapitre 02 : les types d'écoulement dans les conduites	
2/1 : introduction.....	10
2/2 : régime d'écoulement dans les conduites	11
2/2/1 : régime d'écoulement laminaire dans les conduites.....	11
2/2/2 : régime d'écoulement turbulent dans les conduites.....	12
2/2/3 : régime d'écoulement transitoire dans les conduites.....	15
2/3 : conclusion	15
Chapitre 03 : établissement des équations de base	
3/1 : introduction.....	17
3/2 : équation de continuité	17
3/3 : équation de quantité de mouvement	21
3/4 : équation de Bernoulli	22
3/5 : conclusion	25
Chapitre 04 : Les différentes influences sur l'écoulement dans les conduites	
4/1 : introduction.....	27
4/2 : l'influence de la rugosité	27
4/2/1 : définition de la rugosité	27

4/2/2 : mesure physique de la rugosité	28
4/3 : influence de la rugosité sur l'écoulement	29
4/3/1 : écoulement dans les canalisations (circulaires rugueuses).....	29
4/4 : influence de nombre de Reynolds.....	32
4/5 : conclusion	33
Conclusion générale	34
Référence bibliographique.	

INTRODUCTION GENERALE :

Un régime d'écoulement peut être défini comme étant le mode de mouvement Des particules fluides Entre elles dans un écoulement.

Les hydrauliciens ont remarqués depuis longtemps l'existence des régimes d'écoulement mais c'est Osborne Reynolds qui démontra leur existence expérimentalement et développa des critères Permettant des les différencier.

Les écoulements en charge sont des écoulements confinés à l'intérieur d'un contenant, en général Une conduite. La pression à l'intérieur de ces écoulements peut être de beaucoup plus élevé que la Pression atmosphérique ou encore s'abaisser à des valeurs aussi faibles que la pression de vapeur.

Selon la vitesse relative aux dimensions géométriques de l'écoulement on observe, à partir d'un Certain seuil l'apparition de fluctuations de la vitesse que l'on nomme turbulence. Le nombre de Reynolds permet de déterminer si l'écoulement est laminaire (sans turbulence) ou turbulent. La distinction entre les régimes turbulent et laminaire est importante dans la détermination du frottement des parois sur l'écoulement saturante. Même si la pression à l'intérieur de ce type d'écoulement peut atteindre la pression atmosphérique, en aucun cas nous considérerons la présence de surface libre dans cette catégorie d'écoulements.

L'écoulement est laminaire, c'est-à-dire que sa vitesse ne présente pas de fluctuation, lorsque le Nombre de Reynolds des conduites circulaires est inférieur à 2500.

Pour un nombre Reynolds supérieur à 2500, la turbulence commence à apparaître avant de S'établir totalement .On verra, lors de l'étude du frottement en conduite que cette zone de régime de transition entre le régime laminaire et le régime turbulent dépend des conditions de rugosité de la paroi de la conduite.

Le régime transitoire occasionne l'apparition de pressions très élevées ou très faibles, qui engendrent des conséquences désastreuses pour la survie de l'installation, il est source de plusieurs dégâts (détérioration des Conduites) qui occasionnent des coûts d'équipements et d'entretien habituellement non prévus.

CHAPITRE 01 :

Étude bibliographique

1/1/ Introduction :

Dans ce chapitre nous allons étudier le notion des régimes d'écoulement dans les conduites et nous expliquons les travaux des savants tels que (Reynolds, Poiseuille, Colebrook, Moody, Nikuradze) et ce qu'ils offrent à nous comme lois de bases dans ce domaine et nous n'oublions pas l'étude de différentes formules qui se basent sur ces travaux.

1/2 / TRAVAUX DE REYNOLDS :

L'expérience réalisée par *Reynolds* (1883) lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne, l'expérience fondamentale consiste à l'aide d'un dispositif représenté en liquide coloré au sein d'une masse liquide en mouvement dans un tube en verre.

La relation :

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad \text{OU} \quad R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1.1)$$

Avec :

V : vitesse moyenne de l'écoulement

D : diamètre de la conduite

ν : la viscosité cinématique

ρ : la masse volumique de liquide

μ : la viscosité dynamique

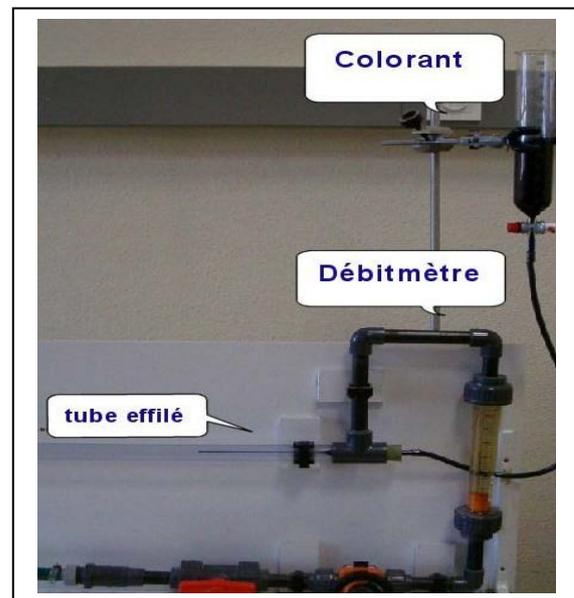


Figure 1 : appareil de Reynolds

Le passage d'un régime à un autre est assez imprécis, mais on adoptera les limites suivantes :

Régime Laminaire : $R_e < 2000$

Régime Transitoire : $R_e = 2000$

Régime Turbulent : $R_e > 2000$

Principe de l'expérience :

1 / que la vitesse lentement dans le tube de verre et ne se mélange pas avec les autres couches du liquide, Reynolds observée les régimes de courant dans le liquide sont toujours rectilignes de telle sorte que la coloration reste uniforme le régime est dit : **Régime laminaire**

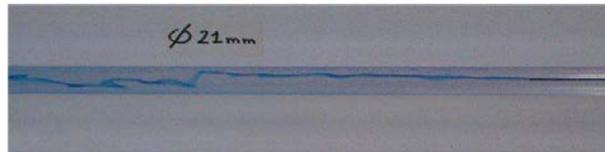


Figure 2 : Régime laminaire

2 / quand la vitesse est plus élevée le filet coloré devient ondulé et instable, il se mélange rapidement avec les autres couches du liquide dont lesquelles chaque particule est projetée dans toutes les directions d'une manière irrégulière et désordonnée, ce régime est dit : **Régime turbulent**



Figure 3 : régime turbulent

1/3/Travaux Hagen-Poiseuille :

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 dans la figure ci-après :

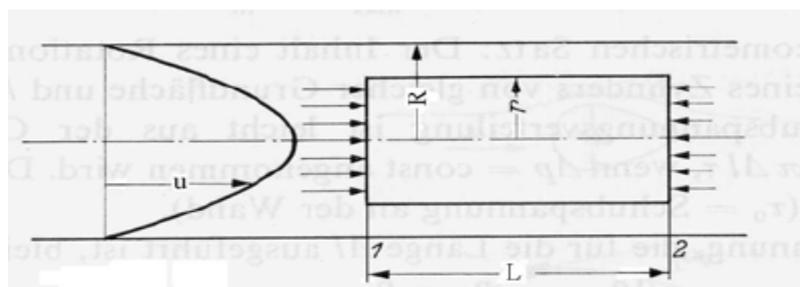


Figure 4 : Écoulement de Hagen-Poiseuille

$$(p_1 - p_2) \pi r^2 = \Delta p \pi r^2 = 2\pi r l \tau(r) \quad (1.2)$$

où τ est le cisaillement local exprimé par :

$$\tau(r) = -\mu \frac{du}{dr} \quad (1.3)$$

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

$$du = -\frac{\Delta p}{2\mu l} r dr \quad (1.4)$$

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 alors le profil de vitesse :

$$u(r) = \frac{\Delta p}{2\mu l} (R^2 - r^2) \quad (1.5)$$

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

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

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

$$Q = -\frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{\Delta p}{l}\right), \quad V = \frac{1}{2} u_{\max},$$

$$Q = \pi R^2 V = \frac{1}{2} \pi R^2 u_{\max} \quad (1.6)$$

La première et la deuxième équation donnent :

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

En substituant $\frac{\Delta p}{l}$ de cette équation dans l'équation du coefficient de friction, on obtient après simplifications, la forme classique de Poiseuille :

$$f_{lam} = \frac{64\mu}{\rho V D} = \frac{64}{Re} \quad (1.7)$$

La contrainte à la paroi est égale à : $\tau_w = \frac{\Delta p R}{2l}$

1/4/ Travaux de Colebrook :

Est dérivée La relation empirique pour le coefficient de friction en fonction de Reynolds et la rugosité relative 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 $Re > 2300$ est la suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right] \quad (1.8)$$

ε/D : est la rugosité relative.

R_e : nombre de Reynolds

f : Coefficient de frottement

Rugosité moyenne de conduites commerciales :

On représenté la rugosité de quelque matière dans le tableau ci-dessous :

Rugosité moyenne de conduites commerciales Matériau	Condition	Rugosité absolue en mm
Acier	Feuille de métal neuve	0.05
	Acier inoxydable	0.002
	Commercial, neuf	0.046
	Rivé	3.0
	Rouillé	2.0
Fer	Fonte, nouvelle	0.26
	Forgé, nouveau	0.046
	Galvanisé, nouveau	0.15
	Fonte asphaltée	0.12
Cuivre	Tube étiré	0.002
Plastique	Tube étiré	0.0015
Verre		Lisse
Béton	Lisse	0.04
	Rugueux	
Caoutchouc	Lisse	0.012.0
Bois	Défoncé	0.5

1/5/ Diagramme de Moody :

A publié un diagramme tracé à partir de l'équation de Colebrook, appelé le diagramme de Moody-Nikuradsé, et donné par la figure suivante :

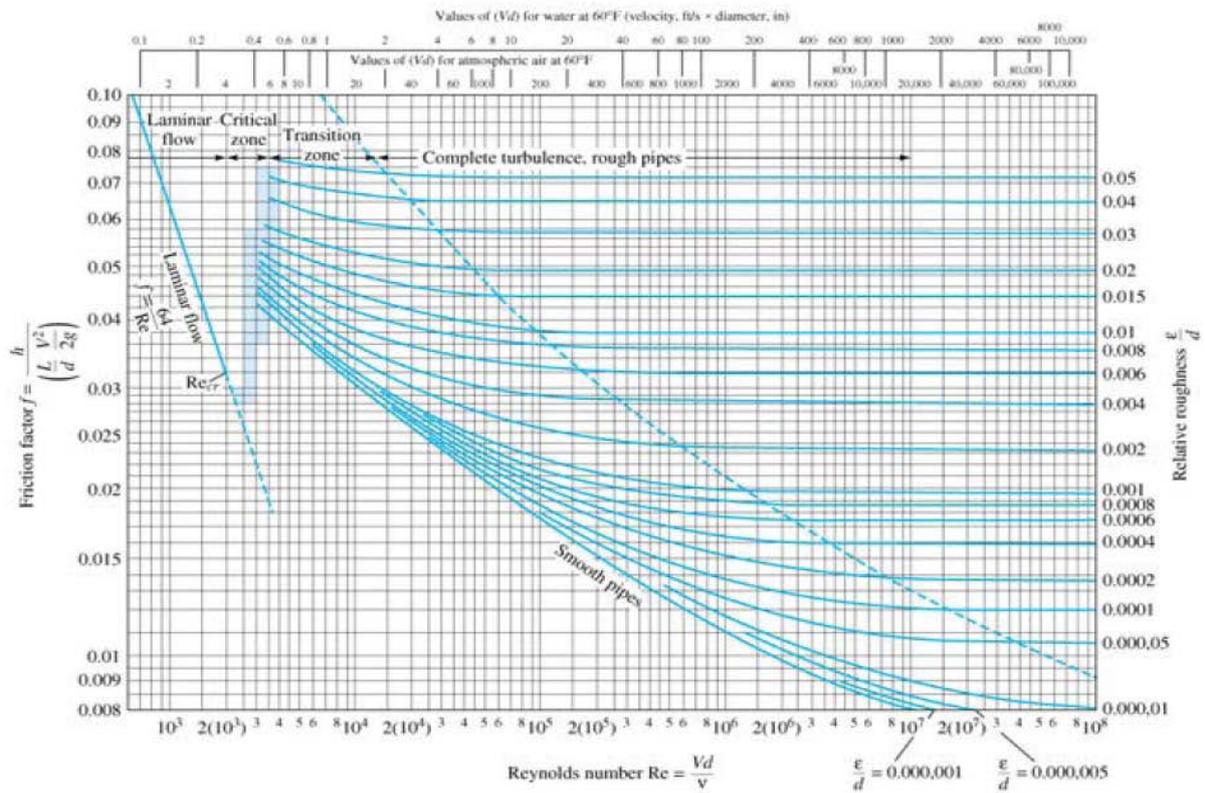


Figure 5 : représenté le diagramme de Moody

Le diagramme de Moody permet d'évaluer graphiquement le facteur de frottement f en fonction de la vitesse d'écoulement moyenne v , du diamètre D et de la rugosité ϵ de la conduite et de la viscosité du fluide ν ces quatre variables sont regroupées en deux nombre adimensionnels :

- La rugosité relative ϵ/D
- Le nombre de Reynolds $R_e = \square \frac{V.D}{\nu}$

Une ligne droite dans la partie gauche du diagramme représente la région laminaire. Le facteur de frottement λ ne dépend pas de la rugosité relative. on détermine alors λ à l'aide de la formule $\lambda = 64/ R_e$ au lieu d'utiliser le digramme de Moody. Après cette région, il y a une

zone d'incertitude ou l'écoulement est parfois laminaire, parfois turbulent. Cette zone critique commence à une valeur du nombre de Reynolds de $R_e = 2300$ et finit à peu près lorsqu'il atteint 4000. à droite de la zone critique, c'est la région de transition dans cette région, $\lambda = F(R_e, \varepsilon/D)$. à droite de la ligne pointillée, il y a une région complètement turbulente où, $\lambda = F(\varepsilon/D)$.

Moody a proposé une expression explicite pour déterminer λ :

$$\lambda = 0.0055 \left[1 + \frac{0.3164}{R_e^{0.4}} + \frac{4300}{R_e} + 10^6 \left(\frac{\varepsilon/D}{R_e} \right)^{1/3} \right] \quad (1.9)$$

Cette équation donne les valeurs de λ qui correspondent à celles du digramme de Moody (équation de Colebrook) avec une erreur de $\pm 5\%$ lorsque $4000 < R_e < 10^7$ et $\varepsilon/D < 0.01$.

Le digramme de Moody comporte quatre zones :

- à partir de $R_e = 2300$: l'écoulement est laminaire.
- à $2300 \leq R_e \leq 4000$: on suppose l'écoulement turbulent. On va extrapoler la ligne ε/D jusqu'à l'intersection avec la valeur de Reynolds et on va lire la valeur correspondante de λ .
- A $4000 < R_e < 10^7$: l'écoulement est complètement turbulent depuis l'intersection de la ligne de R_e et ε/D .
- à $R_e > 10^7$: l'écoulement est complètement turbulent.

Chapitre 02 :

Les types d'écoulements dans les conduites

2/1/ Introduction :

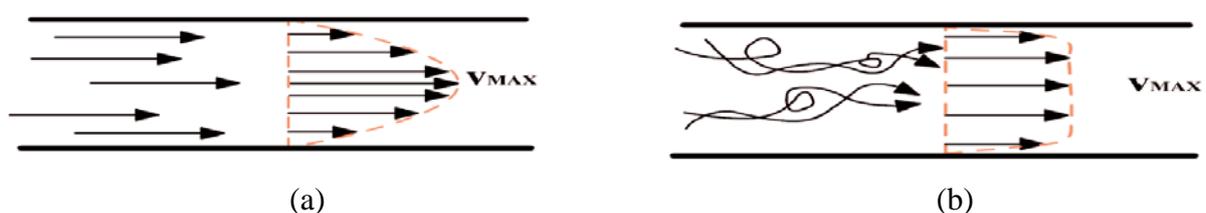
Nous allons étudier dans ce chapitre l'écoulement dans les conduits et canaux. La première étape consiste à déterminer le régime de l'écoulement, soit l'écoulement laminaire ou turbulent.

Nous pouvons distinguer les deux régimes avec leurs caractéristiques suivantes :

Écoulement laminaire : la vitesse locale est indépendante de temps.

Écoulement turbulent : la vitesse locale a une moyenne constante mais elle a une composante fluctuant d'une façon statistique et aléatoire due à l'agitation chaotique dans l'écoulement.

La vitesse par rapport au temps dans les régimes laminaire, et turbulent est montrée dans la figure ci-dessous :



Profil de Vitesse : en régime (a) laminaire, (b) turbulent.

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

$$R_e = \frac{VD}{\nu}$$

Où :

V : est la vitesse moyenne,

D : est le diamètre,

ν : est la viscosité cinématique.

Nous pouvons définir un nombre de Reynolds critique, $R_{e_{cr}}$:

Pour $R_e < R_{e_{cr}}$, l'écoulement est laminaire et pour $R_e > R_{e_{cr}}$ il est turbulent.

Pour l'écoulement dans les conduites on trouve expérimentalement un nombre de Reynolds critique tel que : $R_e \approx 2300$

En réalité, il existe un régime de transition entre les deux régimes de laminaire et turbulent, qui est caractérisé par $2300 < R_e < 10000$, suivant les conditions de mise en route de l'écoulement.

2/2/ Régime d'écoulement dans les conduites :

Selon la vitesse relative aux dimensions géométriques de de fluctuations de la vitesse que l'on nomme turbulence. Le nombre de Reynolds permet de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent. La distinction entre les régimes turbulent et laminaire est importante dans la détermination du frottement des parois sur l'écoulement. Dans le cas d'une conduite circulaire, le nombre de Reynolds s'écrit :

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (2.1)$$

ou :

V : vitesse moyenne de l'écoulement.

D : diamètre intérieur de la conduite.

ν : viscosité cinématique du fluide

2/2/1 Régime d'écoulement laminaire dans les conduites :

L'écoulement est laminaire, c'est-à-dire que sa vitesse ne présente pas de Reynolds des conduites circulaire est inférieur à 2500.

Lorsqu'un fluide s'écoule dans une conduite, il s'exerce une résistance visqueuse qui crée une perte d'énergie. Pour des conditions aux limites constantes imposées, Reynolds a montré en 1883, qu'il existe deux sortes de régime d'écoulement suivant la valeur d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (2.2)$$

Où : V est une vitesse caractéristique, D une dimension caractéristique (ici le diamètre) ν et la viscosité cinématique du fluide. Lorsque R_e est faible, les lignes de courant sont des courbes fixes dans l'espace : l'écoulement est dit laminaire. Au contraire lorsque R_e est grand, les lignes de courant se mélangent et l'écoulement est dit turbulent. À ces deux types d'écoulement fondamentalement différents correspondent des pertes d'énergie différentes. Le but de la manipulation est de vérifier les lois de perte de charge correspondant au régime laminaire.

Par définition la charge totale moyenne dans une section, qui représente l'énergie mécanique totale par unité de poids, est :

$$H = \frac{P}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_g}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} \quad (2.3)$$

Où :

p_g : est la pression motrice Si dans une conduite :

- la section est constante.
- L'écoulement permanent (ou permanent en moyenne).
- l'écoulement est établi (un écoulement est établi lorsque la vitesse est indépendante de l'abscisse).

La perte de charge δH entre deux sections 1 et 2 s'écrit

$$\delta H = \frac{P_{g.1} - P_{g.2}}{\rho g} \quad (2.4)$$

- *Calcul du coefficient de perte de charge*

Écoulement laminaire

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

λ : coefficient de perte de charge

2/2/2 Régime d'écoulement turbulent dans les conduites :

Pour un nombre de Reynolds supérieur à 2500, la turbulence commence à apparaître avant de s'établir totalement. On verra lors de l'étude du frottement en conduite que cette zone de régime de transition entre le régime laminaire et le régime turbulent dépend des conditions de rugosité de la paroi de la conduite

Lorsqu'un fluide s'écoule dans une conduite, il s'exerce une résistance visqueuse qui crée une perte d'énergie. Pour des conditions aux limites constantes imposées, Reynolds a montré en 1883, qu'il existe deux sortes de régime d'écoulement suivant la valeur d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{DV}{\nu} \quad (2.6)$$

Où :

V est une vitesse caractéristique, D une dimension caractéristique (ici le diamètre) et ν la viscosité cinématique du fluide. Lorsque Re est faible, les lignes de courant sont des courbes fixes dans l'espace, l'écoulement est dit laminaire. Au contraire lorsque Re est grand, les lignes de courant se mélangent et l'écoulement est dit turbulent.

Le dispositif expérimental (figure 1) permet l'étude d'un écoulement d'air en régime turbulent dans une conduite cylindrique lisse de diamètre $D = 2r_0$, jusqu'à des nombres de Reynolds voisins de 200 000. Bien que l'installation permette des études diverses, on étudiera plus particulièrement la répartition des pressions le long du tuyau et la distribution des vitesses dans une section où l'écoulement est établi (vitesse indépendante de la position de la section choisie).

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.

- **Calcul du coefficient de perte de charge :**

Écoulement turbulent - formule expérimentale de Blasius

$$\lambda = 0.3164 \text{Re}^{-1/4} \quad (2.7)$$

λ : coefficient de perte de charge

2/2/2/A Régime d'écoulement turbulent lisse :

Le Régime d'écoulement turbulent lisse s'établit pour un domaine de nombre de Reynolds variable, dont la limite inférieure dépend de la turbulence naturelle et la limite supérieure, de la rugosité des parois. L'écoulement est turbulent à l'intérieur du tuyau ; il y a cependant, le long de la paroi une couche limite laminaire recouvrant les aspérités, On dit aussi que la paroi est « hydrauliquement lisse ». Dans le régime turbulent lisse, On vérifie approximativement la loi de Blasius :

$$\lambda = 0,316 \text{Re}^{-1/4}$$

Qui forme graphiquement, en coordonnées logarithmiques, une droite inclinée de pente (-1/4) dite droite de Blasius. Comme dans le régime laminaire, la nature de la paroi n'a aucune influence sur la valeur de la perte de charge, celle-ci étant uniquement fonction du nombre de Reynolds.

2/2/2/B Régime d'écoulement turbulent rugueux :

Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, l'épaisseur de la couche limite laminaire diminue ; à partir d'une certaine valeur de R_c , les aspérités de la paroi traversant la couche limite. On dit aussi que la conduite est « hydrauliquement rugueuse ». La couche limite devient alors turbulente et l'écoulement s'avère turbulent dans son ensemble. Cette turbulence produit un brassage des particules, d'où une égalisation des vitesses. Dans ce cas, la répartition des vitesses ne forme plus une parabole, mais elle se rapproche de celle qu'on obtiendrait pour un fluide parfait.

La couche limite est très mince et le gradient de vitesse est très important au voisinage de la paroi, ce qui explique l'augmentation des forces de viscosité. Dans ce cas, le coefficient de perte de charge unitaire est constant et indépendant du nombre de Reynolds. Il est uniquement fonction de la rugosité relative ε/D . On

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \log \left(\frac{D}{2\varepsilon} \right) = f(R^*) \quad \text{avec } R^* = \left(\frac{\varepsilon V}{\nu} \right) \lambda / 8 \quad (2.8)$$

Peut lire la valeur de λ sur la courbe de Nikuradse. En partant des expériences de Nikuradse, Prandtl et Kármán ont établi l'expérience d'une loi unique (la loi de résistance) pour toutes les rugosités, traduit par l'équation suivante

On appelle $f(R^*)$ une fonction générale de la viscosité

Pour : $\log^* R^* > 1,83$, On a $f(R^*) = 1,74 = \text{cte}$

Ce qui donne, pour les droites horizontales de Nikuradse, l'équation

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \log^* \left(\frac{D}{2\varepsilon} \right) = 1,74 \quad (2.9)$$

Cependant, ces courbes correspondent à un type de rugosité artificielle très particulier. Pour les tuyaux industriels, l'une des expressions les plus simples et donnant de bons résultats est la formule de Blench :

$$\lambda = 0,790 \sqrt{\varepsilon/D} \quad (2.10)$$

2/2/3 Écoulement transitoire dans les conduites :

Les éléments de contrôle en régime transitoire ont pour rôle d'atténuer voire éliminé les effets indésirables.

Leur fonctionnement est basé essentiellement sur la réduction de la vitesse de l'écoulement afin de maintenir la pression dans des limites convenables.

Les éléments de contrôle en régime transitoire ont pour rôle d'atténuer voire éliminé les effets indésirables.

Leur fonctionnement est basé essentiellement sur la réduction de la vitesse de l'écoulement afin de maintenir la pression dans des limites convenables.

2/3 Conclusion :

Finalemnt, l'expérience d'Osborne Reynolds permet de connaitre les différents régimes d'écoulement dans une conduite, les propriétés de chaque type, et les facteurs influencent sur la transition d'un type à l'autre.

Chapitre 03 :

Établissement des équations

De base

Établissement des équations de base :

3/1 Introduction :

Dans ce chapitre, les équations de base décrivant le régime d'écoulements en conduite seront déduites en utilisant plusieurs équations, nous allons étudier quelques équations :

- l'équation de continuité.
- l'équation de la quantité de mouvement.
- L'équation de Bernoulli.

3/2 Équation de continuité :

Pour l'établissement de cette équation on considère les hypothèses suivantes:

- Écoulement d'un fluide compressible dans une conduite à parois élastiques.
- Volume de contrôle variable.
- Écoulement unidimensionnel.
- Pression uniforme à l'entrée et à la sortie.

En appliquant le théorème de transport de **REYNOLDS** avec $B = m$ on obtient:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{x_1}^{x_2} wA dx + w_2 A_2 (V_2 - w_2) - w_1 A_1 (V_1 - w_1) \quad (3.1)$$

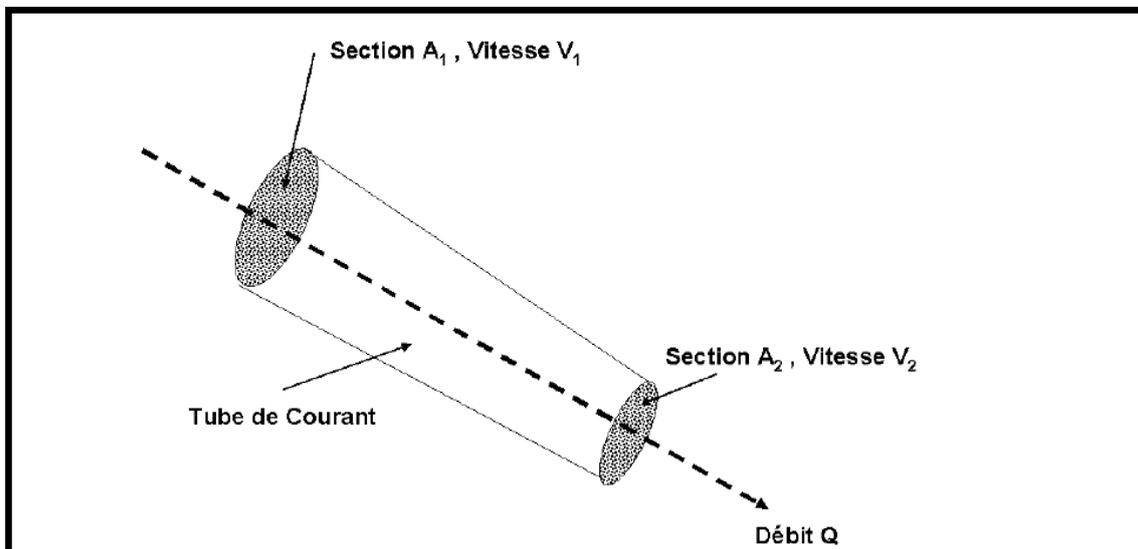


Figure 6 : l'écoulement entre deux sections

La masse du système reste constante en fonction du temps, alors $\frac{dm_s}{dt} = 0$, ainsi l'équation précédente devient :

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{x_1}^{x_2} wA dx + w_2 A_2 (V_2 - w_2) - w_1 A_1 (V_1 - w_1) = 0 \quad (3.2)$$

Le développement du premier terme conduit à :

$$\frac{d}{dt} \int_{x_1}^{x_2} wA dx = \frac{d}{dt} \int_{x_1}^{x_2} wA dx + (wAw)_2 - (wAw)_1 \quad (3.3)$$

L'équation générale devient alors :

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{\delta}{\delta t} (wA) dx + (wAV)_2 - (wAV)_1 = 0 \quad (3.4)$$

L'intégrale apparaissant au premier terme s'évalue par application de la valeur moyenne.

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{\delta}{\delta t} (wA) dx = \frac{\delta}{\delta t} (wA)(x_2 - x_1) = \frac{\delta}{\delta t} (wA)\Delta x \quad (3.5)$$

En reportant l'expression de l'intégrale dans l'équation générale on obtient:

$$\frac{\delta}{\delta t} (wA)\Delta x + (wAV)_2 - (wAV)_1 = 0 \quad (3.6)$$

En divisant par Δx et faisant tendre Δx vers 0 :

$$\frac{\delta}{\delta t} (wA) + \frac{\delta}{\delta t} (wAV) = 0 \quad (3.7)$$

Après développement des termes entre parenthèses et réarrangement des termes on obtient une expression qui divisée par (wA) donne:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{w} \frac{dw}{dt} + \frac{\delta V}{\delta x} = 0 \quad (3.8)$$

Pour faire intervenir dans l'équation, les variables P et V, exprimons les dérivées totales de A et w en fonction de P et v.

Expression de $\frac{1}{w} \frac{dw}{dt}$

Soit K le module d'élasticité $K = \frac{dp}{dw/w}$

$$dw = \frac{w}{k} dp \rightarrow \frac{dw}{dt} = \frac{w}{k} \frac{dp}{dt} \quad (3.9)$$

d'où :

$$\frac{1}{w} \frac{dw}{dt} = \frac{1}{k} \frac{dp}{dt}$$

Expression de $\frac{1}{A} \frac{dA}{dt}$

Soit une conduite circulaire de rayon R:

$$\frac{dA}{dt} = 2\pi R \frac{dR}{dt} = 2\pi R^2 \frac{1}{R} \frac{dR}{dt} \quad (3.10)$$

Soit ε la déformation radiale de la conduite

$$d\varepsilon = \frac{dR}{R} ; \frac{dA}{dt} = 2A \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (3.11)$$

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = 2 \frac{d\varepsilon}{dt}$$

En admettant que les parois de la conduite se déforment radialement dans le domaine élastique linéaire on peut écrire que:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_2 - \mu \sigma_1}{E} \quad (3.12)$$

σ_2 : Contrainte radiale.

σ_1 : Contrainte axiale.

μ : Coefficient de Poisson.

E : module de Young.

Pour des conduites possédant des joints d'expansion qui reprennent l'effet des contraintes

axiales on peut supposer $\sigma_1 = 0$ d'où : $\varepsilon = \frac{\sigma_2}{E}$

σ_2 Est déterminé par une conduite où règne une pression P , comme suit:

$$\sigma_2 = \frac{PD}{2e}, \text{ avec } D \text{ pour diamètre et } e \text{ pour épaisseur de la paroi.}$$

Par dérivation de σ_2 on obtient :

$$\frac{d\sigma_2}{dt} = \frac{P}{2e} \frac{dD}{dt} + \frac{D}{2e} \frac{dP}{dt} \quad (3.13)$$

Comme $\sigma_2 = E\varepsilon$ alors:

$$\frac{d\sigma_2}{dt} = E \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (3.14)$$

$$\text{De même on peut écrire: } \frac{dD}{dt} = D \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (3.15)$$

En remplaçant (3.14) et (3.15) dans (3.13) on trouve :

$$E \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{PD}{2e} \frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{D}{2e} \frac{dp}{dt} \quad (3.16)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{D}{2e} \frac{dp}{dt} / \left(E - \left(\frac{PD}{2e} \right) \right) \rightarrow \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{DdP / (edt)}{E - \left(\frac{PD}{2e} \right)} \quad (3.17)$$

En remplaçant les valeurs de $\frac{1}{A} \frac{dA}{dt}$ et $\frac{1}{w} \frac{dw}{dt}$ dans l'équation principale on trouve :

$$\frac{dP}{dt} \left(\frac{1}{k} + \frac{1}{\left[\left(\frac{eE}{D} \right) - \left(\frac{P}{2} \right) \right]} \right) + \frac{\delta V}{\delta x} = 0 \quad (3.18)$$

En négligeant le terme $\left(\frac{P}{2} \right)$ devant $\left(\frac{eE}{D} \right)$ on obtient :

$$\frac{\delta V}{\delta x} + \frac{1}{k} \left(1 + \frac{1}{\frac{eE}{kD}} \right) \frac{dP}{dt} = 0 \quad (3.19)$$

En posant:

$$a^2 = \frac{k/w}{1 + Dk/eE}$$

a : vitesse de l'onde de pression

et en multipliant l'équation principale par $(w a^2)$ et en développant $\frac{dP}{dt}$ on trouve:

$$w a^2 \frac{\delta V}{\delta x} + \frac{\delta P}{\delta t} + \frac{V \delta P}{\delta x} = 0 \quad (3.20)$$

Cette équation représente l'équation de continuité.

3/3 Équation de quantité de mouvement :

On considère la variable extensive $B=mV$, $\beta=V$

Par application de la seconde loi de Newton, on peut écrire $d(mV)_s/dt = \sum F$ ou $\sum F$ est la somme des forces qui s'exercent sur le système par son entourage.

Par application du théorème de transport de Reynolds on trouve :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{VC} W V dV &= \int_{X1}^{X2} \frac{\delta}{\delta t} (WAV) dx + (WAV)_2 W_2 - (WAV)_1 W_1 \\ \int_{X1}^{X2} \frac{\delta}{\delta t} (WAV) dx + (WAV^2)_2 - (WAV^2)_1 &= \sum F \end{aligned} \quad (3.21)$$

Le terme en intégrale peut être approximer comme suit :

$$\int_{X1}^{X2} \frac{\delta}{\delta t} (WAV) dx = \frac{\delta}{\delta t} (WAV) \Delta x$$

En remplace la valeur de l'intégrale dans (3.21) et en divisant par Δx on obtient l'expression suivante :

$$\frac{\delta}{\delta t} (WAV) + ((WAV^2)_2 - (WAV^2)_1)/\Delta x = \sum F / \Delta x \quad (3.22)$$

Les forces qui s'exercent sur le volume de contrôle sont :

- Les forces de pression.
- Le poids de fluide.
- Les forces de frottement.

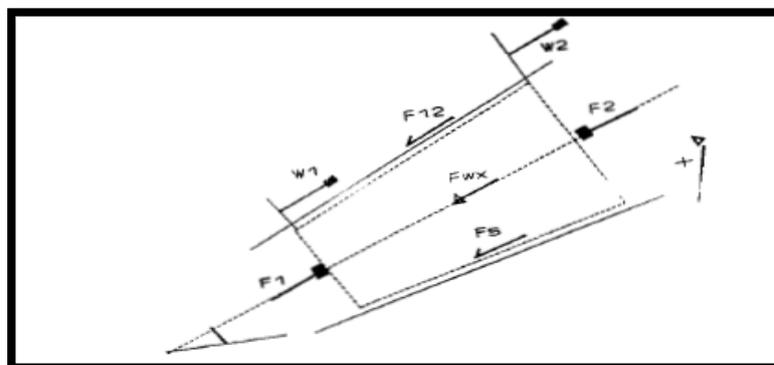


Figure 07 : représente les forces qui s'exercent sur le volume

à la section 1 on a : $F_1 = P_1 A_1$

à la section 2 on a : $F_2 = P_2 A_2$

$$F_{12} = \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (A_1 - A_2)$$

$$F_{WX} = w g A (x_2 - x_1) \sin \theta$$

$$F_s = \tau_0 \pi D (x_2 - x_1)$$

$$\sum F = P_1 A_1 - P_2 A_2 - \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (A_1 - A_2) - w g A (x_2 - x_1) \sin \theta - \tau_0 \pi D (x_2 - x_1)$$

$$\sum F / \Delta x = (P_1 - P_2) (A_1 + A_2) / 2 \Delta x - w g A \sin \theta - \tau_0 \pi D.$$

En substituant la valeur de $(\sum F / \Delta x)$ dans l'expression en(ii) et en faisant tendre

(Δx) Vers zéro on trouve :

$$\frac{\delta(WAV)}{\delta t} + \frac{\delta(WAV^2)}{\delta x} + \frac{A \delta P}{\delta x} + w g A \sin \theta + \tau_0 \pi D = 0 \quad (3.23)$$

La contrainte de frottement peut s'évaluer par l'expression :

$$\tau_0 = \frac{1}{8} w F V |V| \quad (3.24)$$

L'expression de τ_0 peut être déduite pour un régime d'écoulement permanent, sans accélération de fluide dans un conduite à partir de l'équation de **Darcy weisbach**.

En remplaçant τ_0 par sa valeur dans l'équation globale on obtient :

$$V \left(\frac{\delta}{\delta t} (WA) + \frac{\delta}{\delta x} (WAV) \right) + WA \frac{\delta V}{\delta t} + WAV \frac{\delta V}{\delta x} + A \frac{\delta P}{\delta x} + W g A \sin \theta + \frac{(WAFV|V|)}{2D} = 0 \quad (3.25)$$

Le terme entre parenthèse vaut zéro (continuité) d'où l'expression de l'équation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\delta V}{\delta t} + V \frac{\delta V}{\delta x} + \frac{\delta P}{w \delta x} + g \sin \theta + \frac{FV|V|}{2D} = 0 \quad (3.26)$$

3/4 Equation Générale d'Écoulement ou Equation de Bernoulli :

Le théorème de Bernoulli, qui a été établi en 1738 par Daniel Bernoulli, est la formulation mathématique du *principe de Bernoulli* qui statue que dans le flux d'un fluide, une accélération se produit simultanément avec la diminution de la pression. Dans un flux de fluide sans viscosité et donc dans lequel une différence de pression est la seule force d'accélération, la vitesse est équivalent aux Lois du mouvement de Newton. Il est très commun que l'effet de Bernoulli soit cité pour affirmer qu'un changement de vitesse cause un

changement de pression ; cependant le principe de Bernoulli ne fait pas ce rapport et ce n'est pas le cas.

Il a posé les bases de la dynamique des fluides et, d'une façon plus générale, de la mécanique des fluides, Initialement utilisé pour des fluides en circulation dans une conduite, il a trouvé un important champ d'application en aérodynamique (portance).

3/4/a Cas des Fluides Parfaits (non visqueux) :

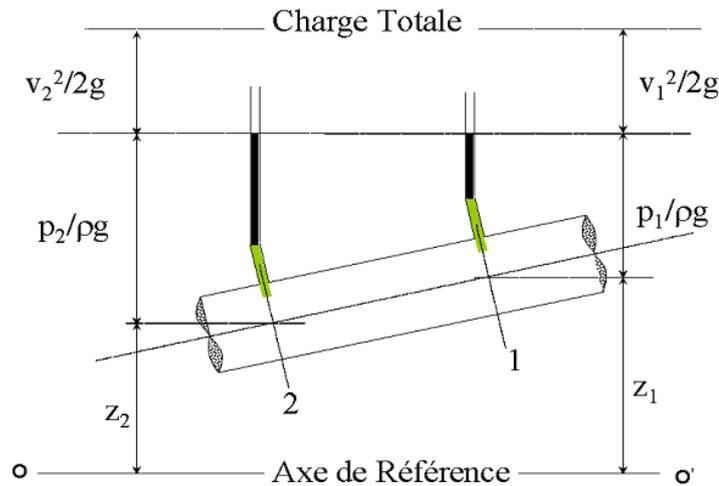


Figure 8 : représentation graphique en cas de fluide parfait

L'équation de Bernoulli exprime que, tout le long d'un filet liquide en mouvement permanent, l'énergie totale par unité de poids du liquide reste constante ($dH/dx = 0$). D'après le schéma, on peut donc écrire que

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = C^{\text{ste}} \quad (3.27)$$

Cette équation s'écrit donc dans le cas général :

Equation de Bernoulli pour un Fluide Parfait écrit comme suite :

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = H = C^{\text{ste}} \quad (3.28)$$

3/4/b Cas des Fluides réels (visqueux) :

Contrairement au fluide parfait non visqueux, la charge H pour un fluide réel visqueux diminue dans la direction de l'écoulement ($dH/dx < 0$). Ceci est dû à la nature visqueuse du fluide qui dissipe une partie de l'énergie: cette perte d'énergie est appelée "Perte de charge".

La représentation graphique en cas de fluide réel est donc montré par le schéma suivant :

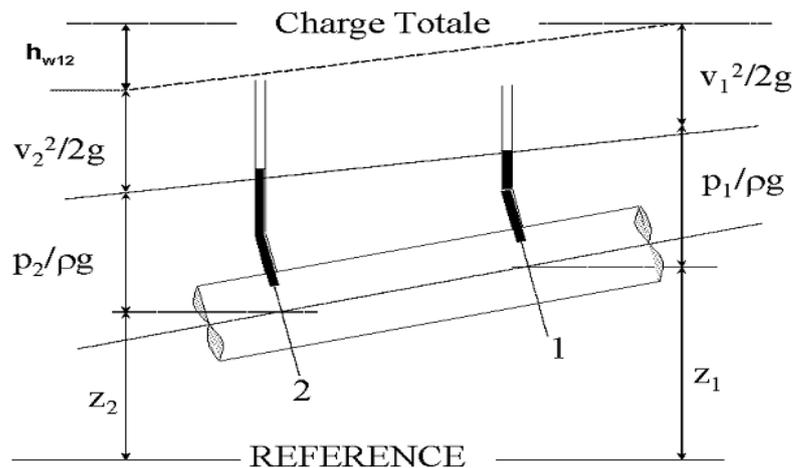


Figure 9 : représentation graphique en cas de fluide réel

L'équation de Bernoulli, pour un liquide réel, écrit comme suite :

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{w12} \quad (3.29)$$

Avec : h_{w12} Perte de charge totale entre les sections 1 et 2.

Selon l'origine des pertes de charge, on distingue :

- ✓ La perte de charge primaire ou "répartie", noté h_r , qui est la conséquence de la viscosité du fluide et de la rugosité des parois de la section d'écoulement.
- ✓ La perte de charge secondaire ou "locale" ou "singulière", noté h_s , qui est la conséquence d'une modification brusque dans la nature physique de la section d'écoulement (élargissement, rétrécissement, changement de direction, etc....).

La perte de charge totale est donc la somme des 2 pertes de charge répartie et singulière :

$$h_w = h_r + h_s$$

3/5 Conclusion :

Enfin, on peut dire que la somme de l'équation de continuité et l'équation de quantité de mouvement est la relation de Bernoulli ou équation générale d'écoulement ; qu'on utilise toujours dans l'hydraulique puisque c'est l'équation principale pour un hydraulicien.

Chapitre 04 :

**Les différentes influences sur
l'écoulement dans les conduites**

4/1 Introduction :

Lorsqu'on considère un fluide réel, les pertes d'énergie spécifiques ou bien comme on les appelle souvent, les **pertes de charge** dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide mais non de la valeur absolue de la pression qui règne dans le liquide.

4/2 L'influence de la rugosité :

4/2/1 Définition de la rugosité :

La rugosité d'une surface est une notion que chacun peut facilement appréhender. Il faut dire qu'elle est à la fois liée à une notion sensorielle (une surface lisse est plus luisante, plus douce au toucher...) et à des critères fonctionnels : la rugosité d'une surface explique l'adhérence, le glissement, le roulement, ou encore la sensibilité à l'usure ou à la corrosion.

D'une manière générale, on définit la rugosité comme l'état d'une surface présentant des aspérités (Dictionnaire Larousse, 2006).

D'un point de vue plus descriptif, on peut la définir comme le caractère onduleux (ondulations à grande échelle) et l'irrégularité (ondulations à petite échelle) d'une surface

(Indraratna, 2001).

Sa mesure est par contre un exercice beaucoup plus délicat. En effet, dans le domaine des sciences de l'ingénieur, le terme « rugosité » est également utilisé pour représenter les paramètres qui décrivent qualitativement ou quantitativement le caractère irrégulier d'une surface. Or, on trouve dans la littérature un grand nombre de paramètres différents pour décrire l'état d'une surface et, donc, autant de définitions de la rugosité. Même si, pour la caractérisation de surfaces d'éléments mécaniques, de verres optiques ou de certains matériaux plastiques, il existe des paramètres (majoritairement statistiques) qui sont à présent harmonisés grâce à des normes internationales (ISO 4287, 1302 et 12085 ou DIN 4761, 4762 et 4768 par exemple), d'autres paramètres sortant du cadre de ces normes continuent à être étudiés et utilisés dans un grand nombre de domaines différents. Il est vrai que l'homogénéisation de la mesure de la rugosité tient de la gageure. Elle peut en effet dépendre du but poursuivi, de l'échelle d'observation et de la représentativité statistique visée. Dans la

plupart des cas, elle est en outre déterminée sur des profils bidimensionnels alors qu'elle caractérise une surface tridimensionnelle.

Après une brève présentation des principales techniques permettant la mesure physique de la rugosité, nous proposons ci-dessous un inventaire critique des principales approches utilisées pour décrire la rugosité des surfaces.

4/2/2 Mesure physique de la rugosité :

Il existe plusieurs techniques pour mesurer la rugosité des surfaces. Les techniques photographiques ont longtemps été utilisées pour amplifier les irrégularités afin de mieux les discerner. Certaines techniques font appel à des profils types qui sont comparés aux profils expérimentaux obtenus à l'aide d'un « peigne » dont les dents épousent le profil étudié.

A l'heure actuelle, la plupart des profil mètres commerciaux industriels ou de laboratoire font appel, soit à un système de palpeur, soit à un système optique permettant une mesure des hauteurs d'aspérités sans contact. Dans les deux cas, la qualité de la mesure sera évidemment fonction de la dimension du palpeur ou du rayon optique, mais également de l'échelle d'observation visée.

Avec la technologie laser, on peut le plus souvent obtenir des précisions de l'ordre de la dizaine ou de la centaine de μm en positionnement horizontal (entre deux points de mesure) et de l'ordre du μm (voire de quelques dixièmes), pour la mesure de la hauteur des pics. L'étendue de la plage de mesures (distance maximale entre pics et creux) est souvent importante (quelques mm jusqu'à quelques cm). D'autres techniques optiques utilisant l'interférométrie permettent une précision meilleure encore, jusqu'à quelques dizaines voir quelques nm parfois.

Les systèmes à palpeur les plus précis peuvent être équipés de pointes très fines (de l'ordre de quelques μm , et même parfois inférieur au μm) et possèdent donc une résolution horizontale, qui peut parfois atteindre le dixième voir quelques centièmes de μm , mais avec généralement une gamme de mesure moins étendue (de l'ordre du mm). D'une manière générale, la précision étant inversement proportionnelle à l'étendue de la gamme de mesure, on choisira une technique en rapport avec l'amplitude de la rugosité que l'on souhaite mesurer. C'est ainsi que le profil mètre à palpeur est couramment utilisé pour l'étude des surfaces

métalliques, mais il ne pourra être utilisé que difficilement pour des profils plus rugueux, comme les joints de roche par exemple.

On trouve également des techniques de microtopographie optique (où le profil est obtenu grâce à la combinaison d'observations à profondeur de champs variable et à l'application des techniques de traitement d'image ou des profil mètres utilisant les rayons X. On utilise également la microscopie électronique ou encore la microscopie à force atomique (AFM) par exemple, avec des précisions atteignant parfois le nm. Toutes ces techniques sont en constante évolution et l'analyse d'image y tient une place de plus en plus importante.

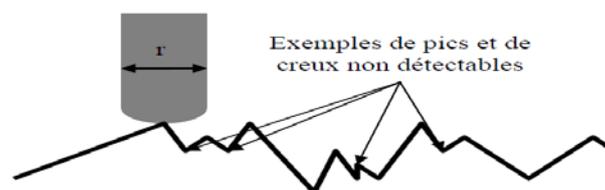


Figure 10 : La qualité d'une mesure profil métrique sera fonction du diamètre du palpeur ou du rayon utilisé pour la caractérisation (faisceau laser par exemple). Sur cette figure, on voit que la profondeur de certains creux ne pourra être mesurée avec précision et que certains pics ne pourront pas être différenciés.

4/3 Influence de la rugosité sur l'écoulement :

4/3/1 Ecoulement dans les canalisations (circulaires) rugueuses :

En 1930, Nikuradse réalise une série d'essais expérimentaux dans des tuyauteries rendues artificiellement rugueuses par collage de sable calibré sur des parois de laiton très lisses. Il étudie des rugosités relatives (R_a/D , où R_a est la moyenne arithmétique des hauteurs d'aspérités prises en valeur absolue et D le diamètre de la tuyauterie) variant de (0.001 à 0.033).

Comme on peut le voir sur la Figure 11 (Risler, 1978 ; Coassement, 2005),

Nikuradse observe que, pour les rugosités faibles, la valeur de la rugosité n'influence pas la valeur du coefficient de perte de charge λ en régime *laminaire* : la droite de Poiseuille est respectée ($\lambda=64/Re$ en conduite circulaire *lisse*) et, le coefficient de perte de charge λ étant proportionnel à Re^{-1} , la perte de charge, fonction de la vitesse au carré et de λ , est donc proportionnelle à la vitesse ($\Delta p=f(V)$).

Lorsque la vitesse d'écoulement augmente, et que donc le nombre de Re grandit ($Re > Re_1$), l'écoulement devient progressivement turbulent (*transition laminaire-turbulent*). Dans les conduites relativement lisses étudiées par Nikuradse, Re_1 vaut environ 2000-2400.

Une fois la turbulence pleinement installée ($Re_2 \approx 4000$), l'écoulement est dit « *turbulent lisse* » et suit l'équation implicite de Von Karman ou Prandtl-Nikuradse.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right] \quad (4.1)$$

Cette équation est souvent approchée en pratique par l'équation de Blasius (droite de la forme $\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$), La perte de charge est alors fonction de la vitesse, exposant 1.75 ($\Delta p = f(V^{1.75})$) puisque la perte de charge est fonction de λ et de la vitesse au carré et que λ est fonction de $Re^{-0.25}$.

Au-delà d'un nombre de Reynolds critique Re_3 , fonction de la rugosité relative Ra/D , la courbe s'incurve vers le haut (transition turbulent lisse, turbulent rugueux) puis, à partir d'un quatrième Reynolds critique Re_4 , le coefficient de perte de charge λ est indépendant du Re (voir figure 11) et n'est plus fonction que de la rugosité relative (régime turbulent rugueux), comme on peut le voir sur les courbes expérimentales de Nikuradse reprises à la Figure 11, pour différentes valeurs de rugosité relatives. La perte de charge est alors fonction du carré du débit ($\Delta p = f(V^2)$) et l'on parle de « régime d'écoulement quadratique », Les zones « turbulent lisse », « de transition lisse/rugueux » et « turbulent rugueux » (suivent la loi semi-empirique implicite de Colebrook (voir en particulier la Figure 11) :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right] \quad (4.2)$$

Etant donné que, entre les comportements laminaire lisse et turbulent rugueux, l'écoulement est soit en transition laminaire-turbulent, soit en transition lisse-rugueux, soit, en écoulement turbulent lisse sur une étendue qui est fonction de la valeur de rugosité relative, nous désignerons dans la suite de ce travail par « zone transitoire » la zone allant de Re_1 à Re_4 sur la figure 12. Nous désignerons en outre par le terme « Re transitoire »,

La valeur du Re_c critique marquant l'apparition des premières turbulences (Re_1 sur la figure 11) et par « Re_c turbulent» Le Re_c critique traduisant le passage au régime turbulent rugueux (Re_4 sur la figure 11).

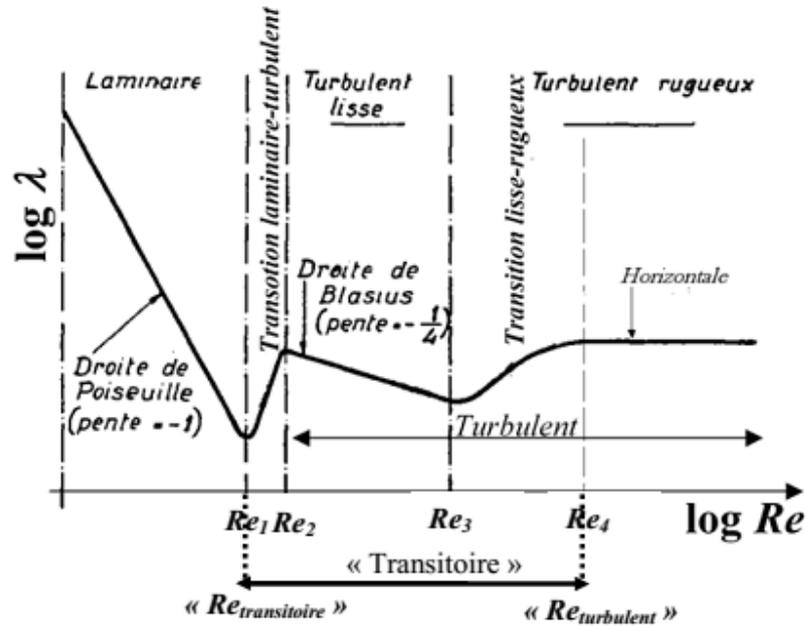


Figure 11: observations de Nikuradse dans l'étude de l'influence d'une rugosité homogène dans les conduites (d'après Coussement, 2005).

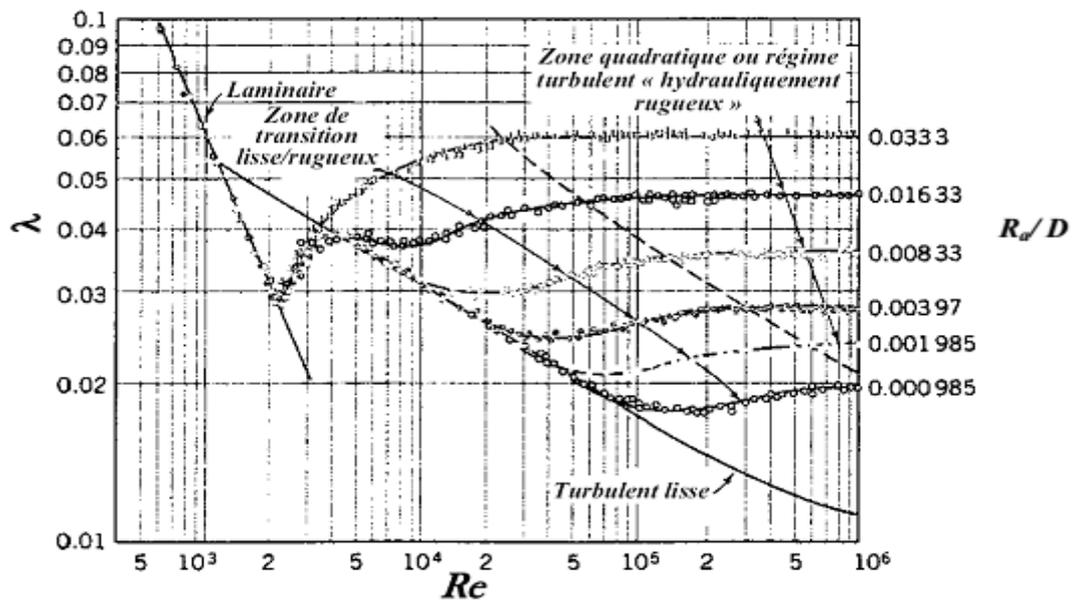


Figure 12: Courbes expérimentales de Nikuradse pour différentes valeurs de rugosité relative.

4/4 Influence de nombre de Reynolds :

Osborne Reynolds, à la fin du 19^{ème} siècle, réalisant une expérience soigneusement préparée, a trouvé que la transition d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent dépend non seulement de la vitesse, mais également du diamètre du tube et de la viscosité du fluide, et peut être décrite par le rapport entre la force d'inertie et la force de viscosité. Dans le cas d'une conduite circulaire, ce rapport, connu aujourd'hui sous le nom de nombre de Reynolds, peut être exprimé par l'équation :

$$R_e = \frac{D.V}{\nu} \quad (4.3)$$

Ou :

D : est le diamètre du tub

V : est la vitesse moyenne de l'eau

ν : est viscosité cinématique du fluide

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C \cdot V^2 \quad (4.4)$$

C'est une formule pratique simple à manipuler. Le coefficient de portance n'est pas indépendant des variables vitesse du vent et surface caractéristique. Le coefficient de portance dépend du nombre de Reynolds comme l'indique les tables et polaires. Le nombre

de Reynolds est défini par ($R_e = \frac{V.D}{\nu}$) le nombre de Reynolds dépend donc de U vitesse du vent et L longueur de la bordure. Mais l'influence du nombre de Reynolds est du second ordre par rapport aux autres facteurs ; c'est-à-dire que les performances de la voile varient très peu pour une variation importante du nombre de Reynolds. L'influence très faible du nombre de Reynolds est incluse directement dans les tableaux (ou abaque), en traçant le coefficient de portance (ou de traînée) pour plusieurs valeurs du nombre de Reynolds (généralement pour trois valeurs).

Plus le vent est élevé, plus les particules d'air ont tendance à continuer à se déplacer en ligne droite ; donc, moins elle colle à la voile ; donc, le passage au mode turbulent est proche. Le nombre de Reynolds est le rapport entre l'effet viscosité et quantité de mouvement du vent. Il

caractérise donc le passage du mode laminaire au mode turbulent. Plus le nombre de Reynolds n'est élevé, meilleures sont les performances de la voile.

Augmenter l'incidence maximale ou encore le coefficient de portance grâce au bon choix du nombre de Reynolds est une optimisation intéressante mais reste très secondaire. Le nombre de Reynolds dépend uniquement de trois paramètres : la vitesse, la viscosité et une longueur.

La viscosité est une constante physique, c'est une donnée d'entrée et non pas une variable d'optimisation.

La vitesse du vent est une variable d'optimisation. Il est évident qu'il est recherché un vent le plus élevé possible sur la voile pour un effort vélique maximal bien plus que pour des raisons de nombre de Reynolds. Ce paramètre a donc déjà fait l'objet d'une optimisation.

Il reste la longueur caractéristique. La voile est par nature inélastique donc de dimension fixe. Donc la longueur caractéristique est fixe pour une voile donnée. Son optimisation est du ressort de l'architecte naval sauf pour le marin à changer de voile. L'optimisation des performances des voiles en jouant sur la longueur caractéristique du nombre de Reynolds est masquée par l'optimisation d'autres paramètres, par exemple la recherche de meilleur Performance de voile en jouant sur le poids des voiles ; le poids des voiles est un point important pour l'équilibre du navire. Il suffit de peu de poids dans les hauts pour créer un moment important affectant l'équilibre du navire. Or plus le vent est fort plus le tissu de voile doit être résistant donc lourd, le marin recherche un jeu de voile adapté à chaque gamme de vitesse de vent pour des raisons de poids bien plus que pour des raisons de nombre de Reynolds : foc, voile tempête, grand voile, voile de cap, génois léger, génois lourd .. Chaque vitesse de vent a donc sa voile, la forme peut donc changer entre chaque voile. Or, plus le vent est fort, plus la voile est petite donc des longueurs caractéristiques différentes. Le choix de la forme des voiles (donc la longueur caractéristique) est donc guidé par d'autres critères plus importants que le nombre de Reynolds.

4/5 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons cités les multiples paramètres et facteurs qui influencent sur un écoulement en charge, ces facteurs facilitent la mesure de perte de charge, quand un fluide s'écoule dans une conduite.

CONCLUSION GENERALE :

Nous nous sommes intéressés dans ce travail aux écoulements dans les conduites en charge, où nous avons donné un aperçu sur les différentes caractéristiques des écoulements, ou l'on rencontre les phénomènes objets de notre étude.

Ce travail se compose de quatre chapitres, le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique des principaux travaux effectués sur le sujet. Nous avons montré au cours de cette recherche bibliographique l'intérêt du sujet du fait des nombreuses applications dans des domaines divers.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté les propriétés des types d'écoulement dans les conduites qu'on peut connaître à partir de théorème de Reynolds, que par laquelle il induit un nombre nommé « nombre de Reynolds », ce dernier facilite le classement de régime d'écoulement en régime laminaire et régime turbulent, et une phase de transition « régime transitoire ».

Dans l'hydraulique, nous sommes besoin de multiples équations pour étudier les caractéristiques de l'écoulement en conduite, le troisième chapitre montre ces équations qui sont l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation de Bernoulli ou l'équation générale d'écoulement qu'était la plus importante dans une étude d'écoulement de fluide .

Dans le dernier chapitre de notre mémoire, nous parlons sur les différentes influences à un écoulement dans une conduite comme la rugosité, la viscosité, le nombre de Reynolds et d'autres facteurs comme le diamètre, longueur de conduite et sa forme.

Enfin, dans les réseaux hydrauliques il faut mieux éviter les influences précédentes autant que possible, donc il s'agit de surveiller les conditions techniques et économiques.

Références bibliographiques :

- [1] B. HEROUT, A. GIOVANNINI, H-C. BOISSON, R. BENSaid, D. LO JACONO ; 20^{ème} Congrès Français de Mécanique ;Besançon, 29 août au 2 septembre 2011.
- [2] Daniel Huilier ; Ecoulements en conduites – Généralités , Année 2009/2010.
- [3] Hughes Legrain ; THESE : étude de l'influence de la rugosité sur l'écoulement de fluide dans les fissures rocheuses; Année 2006.
- [4] Sellam Fouad ; Hydraulique générale (Mécanique des fluides) ;
- [5] Olivier Thual ; hydrodynamique de l'environnement ; édition l'école polytechnique ; juin 2010.
- [6] Lon Paraschivoiu, Michel prud'homme, Luc Robillard, Patrick Vasseur ; mécanique des fluides ; édition Presse Internationale Polytechnique ; Année 2003
- [7] Manuel Marcoux ; Mécanique des fluides ;
- [8] TACHEFINE.B ; THESE : Simulation numérique des écoulements en régime transitoire dans les réseaux de conduites ; Année 1989.