

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

Étude expérimentale de la perte de charge

Préparé par :

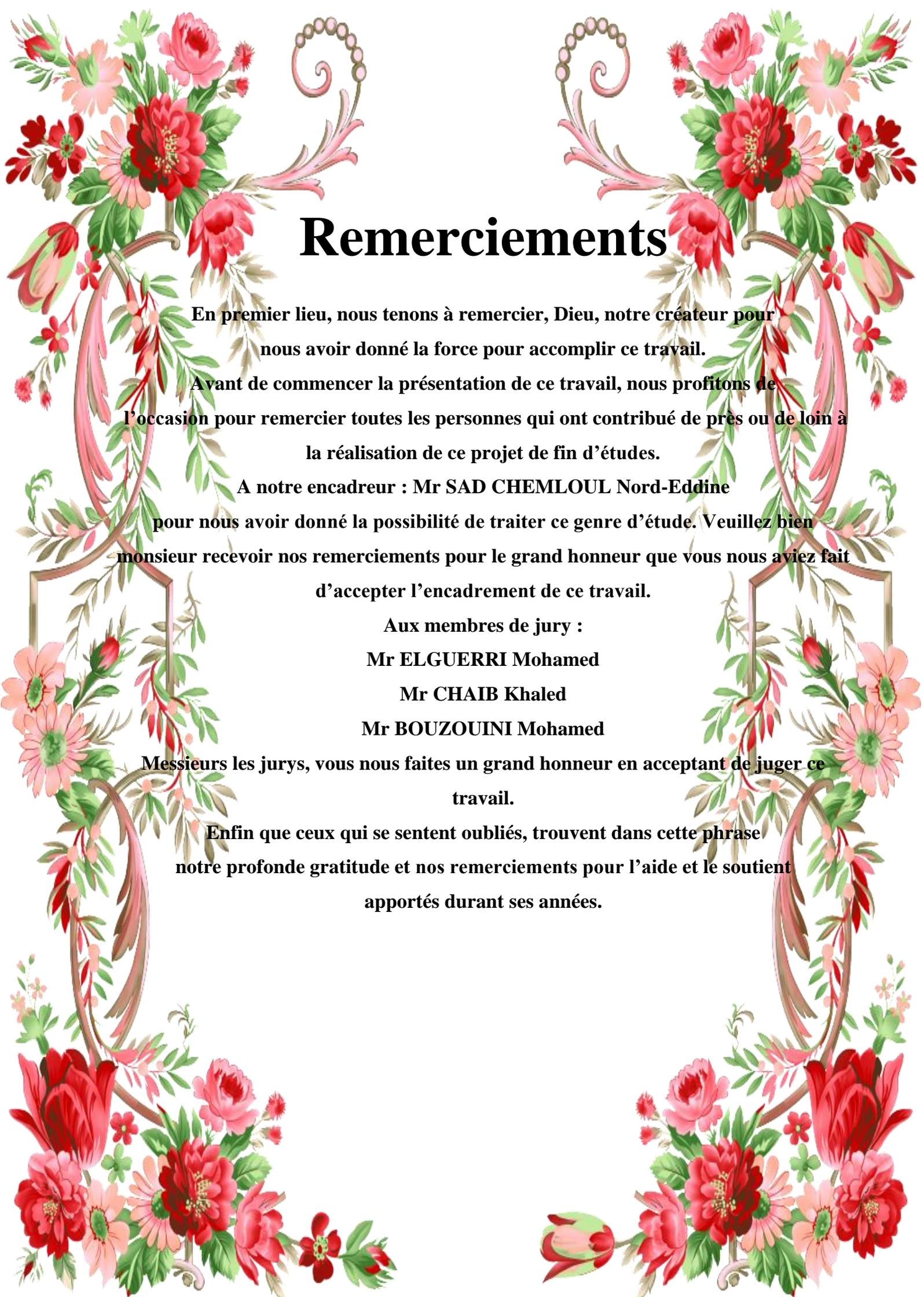
1- MEDJDOUB Isslam Abderrazak

2- FATEH Mohamed

Soutenu publiquement le 15 / 07 / 2021, devant le jury composé de :

M. ELGUERRI Mohamed	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BOUZOUNI Mohamed	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
SAD CHEMLOUL N-Eddine	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2020-2021



Remerciements

En premier lieu, nous tenons à remercier, Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Avant de commencer la présentation de ce travail, nous profitons de l'occasion pour remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet de fin d'études.

A notre encadreur : Mr SAD CHEMLOUL Nord-Eddine pour nous avoir donné la possibilité de traiter ce genre d'étude. Veuillez bien monsieur recevoir nos remerciements pour le grand honneur que vous nous aviez fait d'accepter l'encadrement de ce travail.

Aux membres de jury :

Mr ELGUERRI Mohamed

Mr CHAIB Khaled

Mr BOUZOUINI Mohamed

Messieurs les jurys, vous nous faites un grand honneur en acceptant de juger ce travail.

Enfin que ceux qui se sentent oubliés, trouvent dans cette phrase notre profonde gratitude et nos remerciements pour l'aide et le soutien apportés durant ses années.



Dédicaces

Je dédie ce mémoire :

*À mes chers parents, ma mère et mon père
pour leur patience, leur amour et leurs encouragements.*

À mes frères et à mes sœurs.

À mes amies et mes camarades.

À tous les membres de ma famille, petits et grands.

À tous mes professeurs et enseignants.

FATEH Mohamed



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*À mes très chers parents pour leur confiance,
leur soutien et leurs sacrifices, ...*

merci infiniment.

*À tous les membres de ma famille, petits et
grands.*

A tous mes amis.

*À tous les gens qui m'ont aidé durant tout
mon cursus d'études.*

MEDJDOUB Isslam Abderrazak

SOMMAIRE

Introduction générale.....	1
CHAPITRE I : Rappel de mécanique des fluides	
I.1 Introduction.....	5
I.2 Definition d'un fluide	6
I.3 Etat de fluide	6
I.3.1 Point de vue macroscopique	6
I.3.2 Point de vue microscopique	6
I.4 Propriétés des fluides	7
I.4.1 Masse volumique	7
I.4.2 Fluide parfait.....	7
I.4.3 Fluide reel	8
I.4.4 Fluide incompressible	8
I.4.5 Fluide compressible	8
I.4.6 Densité	8
I.4.7 Viscosité.....	8
I.4.7.1 Viscosité dynamique	9
I.4.7.2 Viscosité cinématique	9
I.5 Variation de la viscosité en fonction de la température.....	9
I.6 Mouvement des liquides et des gaz	10
I.6.1 Débit.....	10
I.6.2 Débit volumique.....	10
I.6.3 Débit massique.....	11
I.7 Equation de bernoulli	11
I.7.1 Cas des fluides parfaits	11
I.7.2 Cas des fluides réels.....	12
CHAPITRE II : Pertes des charge	
II.1 Introduction	14
II.2 Régimes d'écoulement (experience de Reynolds).....	14
II.2.1 Régime laminaire.....	16
II.2.2 Régime de transition.....	16
II.2.3 Régime turbulent	17
II.3 Application de l'équation de bernoulli	17
II.4 Perte de charge.....	18
II.4.1 Pertes de charge linéaires	18

II.5 Diagramme de Moody	21
II.6 Pertes de charge singulières.....	23
II.6.1 Raccordement d'une conduite avec un grand réservoir.....	23
II.6.2 Coudes	24
II.6.3 Tés	26
II.6.4 Cone.....	27
II.6.5 Changement brusque de section	29
II.6.6 Appareils de robinetterie	31
II.7 Circuits hydrauliques.....	33
II.7.1 Circuit ferme ou maille.....	33
II.7.2 Circuit ouvert.....	34
II.7.3 Loi des nœuds.....	35
II.7.4 Loi des mailles.....	36

CHAPITRE III : Mesure de la perte de charge

III.1 Introduction	39
III.2 Description de l'installation expérimentale.....	39
III.3 Sondes de mesure	43
III.3.1 Manomètre à deux tubes	43
III.3.2 Débitmètre à flotteur	44
III.4 Conduites utilisées.....	44
III.5 Mesure de la perte de charge linéaire.....	44
III.6 Résultats expérimentaux et discussions	45
III.6.1 Conduite de cuivre diamètre=16 mm	45
III.6.2 Conduite de galvanise diamètre =16 mm	48
III.6.3 Conduite en PVC de diamètre=16 mm	51
III.6.4 Conduite en PVC de diamètre=17 mm	53
III.6.5 Conduite en PVC de diamètre=28,6 mm	55
III.6.6 Effet du diamètre sur la perte de charge.....	57
III.6.7 Effet de la rugosité de la conduite sur la perte de charge.....	58
III.7 Détermination de la rugosité relative des conduites.....	59
Conclusion générale	63
Bibliographie	65
Resumé	66

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I

Figure I-1 : Systeme fluide.	7
Figure I-2 : Experience de la plaque de mobile de newton.....	9
Figure I-3 : Variation de la viscosite dynamique de l'eau et de l'air en fonction de la temperature.10	
Figure I-4 : Evolution de la ligne de charge dans le cas d'un fluide parfait.....	11
Figure I-5 : Evolution de la ligne de charge dans le cas d'un fluide reel	12

CHAPITRE II

Figure II-1 : Vue générale d'un broyeur à boulets	15
Figure II-2 : les régimes d'Écoulement.	15
Figure II-3 : Filet rectiligne du colorant rectiligne indiquant le régime laminaire.	16
Figure II-4 : Filet du colorant sinusoïdal indiquant le régime transitoire.....	16
Figure II-5 : Filet du colorant éclaté indiquant le régime turbulent	17
Figure II-6 : Application de l'équation de Bernoulli à une veine liquide.....	17
Figure II-7 : Rugosité absolue d'une surface.....	19
Figure II-8 : Diagramme de Moody.....	22
Figure II-9 : Entrée d'un réservoir.....	23
Figure II-10 : Coude à angle arrondi	25
Figure II-11 : Coude à angle vif.	26
Figure II-12 : Branchement de prise à 90°	26
Figure II-13 : Branchement d'amenée à 90°.....	27
Figure II-14 : Schéma d'un convergent.	28
Figure II-15 : Schéma d'un divergent.....	28
Figure II-16 : Changement brusque de section.....	29
Figure II-17 : Elargissement brusque de section.	30
Figure II-18 : Schéma d'une vanne opercule.....	31
Figure II-19 : Schéma d'une vanne à papillon.....	32
Figure II-20 : Schéma du robinet à Boisseau.....	32
Figure II-21 : Schéma d'un clapet à battant.....	33
Figure II-22 : Circuit hydraulique Fermé des nœuds.....	34
Figure II-23 : Circuit hydraulique fermé ou maillé	34
Figure II-24 : Schéma d'un circuit ouvert	35
Figure II-25 : Schéma d'un nœud (a) et (b).	35
Figure II-26 : Schéma d'une maille	36
Figure II-27 : Courbe donnant la relation entre la perte de pression et le débit	37

CHAPITRE III

Figure III-1 : Description de montage «HM120 ».....	40
Figure III-2 : Description du module de base «HM150 »	41
Figure III-3 : Disposition des sections de tube.....	42
Figure III-4 : Description du manomètre à 2 tubes	43
Figure III-5 : Description d'un débitmètre à flotteur	44
Figure III-6 : Variation de débit volumique en fonction du débit rotamètre.....	46
Figure III-7 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en cuivre de diamètre 16 mm	47
Figure III-8 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds, cas d'une conduite en cuivre de diamètre intérieur 16 mm	48
Figure III-9 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en galvanisé de diamètre intérieur 16 mm.....	49
Figure III-10 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds, cas d'une conduite en galvanisé de diamètre intérieur 16 mm	50
Figure III-11 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm	52
Figure III-12 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds Re , cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm	53
Figure III-13 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 17 mm	54
Figure III-14 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds Re , cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 17 mm	55
Figure III-15 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 28,6 mm.	56
Figure III-16 : Variation du coefficient de perte de charge linéaire en fonction du nombre Reynolds	57
Figure III-17 : Influence du diamètre de la conduite sur la perte de charge linéaire	58
Figure III-18 : Influence du la rugosité absolue de la conduite sur la perte de charge linéaire	59
Figure III-19 : Détermination de la rugosité relative de la conduite en cuivre de diamètre 16mm	60
Figure III-20 : Diagramme de Moody mesure la rugosité relative de la conduite en galvanisé de diamètre 16 mm.....	60
Figure III-21 : Détermination de la rugosité relative de la conduite en PVC de diamètre 16mm... ..	61

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Les différents types de sortie d'un réservoir et coefficient de perte de charge	24
Tableau II.2 : La valeur de k en termes de R/d et δ	25
Tableau II.3 : La valeur de k en termes de δ	25
Tableau II.4 : Les valeurs de k_b et k_b en fonction de Q_b/Q_t	27
Tableau II.5 : Les valeurs de k_r et k_b en fonction de Q_b/Q_t	27
Tableau II.6 : Les valeurs de k en fonction de D_1/D_2 et θ	29
Tableau II.7 : Les valeurs de k en fonction de D_2/D_1	30
Tableau II.8 : Les valeurs de k en fonction de D_1/D_2	30
Tableau II.9 : Les valeurs de k en fonction de p/D	31
Tableau II.10 : Les valeurs de k en fonction de α°	32
Tableau II.11 : Les valeurs de k en fonction de α°	32
Tableau II.12 : Les valeurs de k en fonction de α°	33
Tableau III.1 : Différents composants du « HM 120 »	40
Tableau III.2 : Différents composants du module de base « HM 150 »	41
Tableau III.3 : Désignation et dimension des conduites et des singularités du banc d'essai «HM120»	42
Tableau III.4 : Valeurs expérimentales pour une conduite en cuivre de diamètre intérieur 16 mm	45
Tableau III.5 : Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en cuivre de diamètre intérieur 16 mm	46
Tableau III.6 : Valeurs expérimentales pour une conduite en galvanisée de diamètre intérieur 16 mm	48
Tableau III.7 : Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en galvanisée de diamètre intérieur 16 mm	49
Tableau III.8 : Valeurs expérimentales pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm	51
Tableau III.9 : Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm	51
Tableau III.10 : Valeurs expérimentales pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 17 mm	53
Tableau III.11 : Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 17 mm	54
Tableau III.12 : Valeurs expérimentales pour une conduite PVC de diamètre intérieur 28,6 mm	55

Tableau III.13 : Valeurs des proprietes calculees pour une conduite en PVC de diametre interieur
28,6 mm 56

Nomenclature

Symboles latins

Symboles	Définition	Unité
v	Le volume de fluide	[m ³]
d	Densité	[-]
m	La masse de fluide	[kg]
T	La température de fluide	[°C]
dU	Écart de vitesse entre deux couches	[m.s ⁻¹]
dy	Distance entre deux couches	[m]
t	Temps	[s]
V	Vitesse d'écoulement	[m.s ⁻¹]
U	Vitesse moyenne	[m.s ⁻¹]
Q _v	Débit volumique	[m ³ .s ⁻¹]
Q _{v, md}	Débit volumique mesure direct	[m ³ .s ⁻¹]
Q _m	Débit massique	[kg/s]
Q _{v, rot}	Débit volumique rota mètre	[m ³ .s ⁻¹]
S	Surface de conduite	[m ²]
K	Coefficient de perte de charge singulière	-
Re	Nombre de Reynolds	-
g	Accélération de la pesanteur	[m.s ⁻²]
D	Diamètre de conduite	[m]
ΔH	La perte de charge	[m]
z	La hauteur	[m]
R	Rayon de la conduite	[m]
R _c	Rayon de courbure	[m]
r	Composent de coordonnée cylindrique	[m]
P	Position de fermeture	[m]

Symboles Grecs

Symbole	Définition	Unite
ρ	Masse volumique de fluide	[Kg .m ⁻³]
ρ_{ref}	Masse volumique référence (eau)	[Kg/m ³]
τ	Contrainte visqueuse tangentielle	[Pa]
μ	Viscosité dynamique	[Kg .m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	-
ε	Rugosité absolu	[m]
ε /D	Rugosité relative	-
δ, α	L'angle au centre du coude	[°]
θ	Composent de coordonnée cylindrique	[°]

Indices

PVC	Polychlorure de vinyle
DN	Diamètre nominale
1	Point un
2	Point deux
r	Suivent r
θ	Suivent θ
L	Linéaire
S	Singulière

Introduction générale

Introduction générale

Comme la plupart des disciplines scientifiques, la mécanique des fluides a une histoire de réalisations précoces se produisant de manière erratique, puis une ère intermédiaire de découvertes fondamentales constantes aux XVIIIe et XIXe siècles, menant à l'ère du XXIe siècle de « pratique moderne ». Les civilisations anciennes possédaient suffisamment de connaissances pour résoudre certains problèmes d'écoulement. Les voiliers à rames et les systèmes d'irrigation étaient tous deux connus à l'époque préhistorique. Les Grecs produisaient des informations quantitatives. Archimède et Héros d'Alexandrie ont tous deux postulé la loi du parallélogramme pour l'addition de vecteurs au IIIe siècle av. Archimède (285-212 av. J.-C.) a formulé les lois de la flottabilité et les a appliquées aux corps flottants et submergés, dérivant en fait une forme de calcul différentiel dans le cadre de l'analyse. Les Romains ont construit de vastes systèmes d'aqueduc au IVe siècle av. mais n'a laissé aucun enregistrement montrant une connaissance quantitative des principes de conception.

Depuis le début du calendrier grégorien jusqu'à la Renaissance, il y a eu une amélioration constante de la conception de systèmes d'écoulement tels que les navires, les canaux et les conduites d'eau, mais aucune preuve enregistrée d'améliorations fondamentales de l'analyse des flux. Ensuite, Léonard de Vinci (1452-1519) a énoncé l'équation de conservation de la masse dans un écoulement constant unidimensionnel. Leonardo était un excellent expérimentateur et ses notes contiennent des descriptions précises des vagues, des jets, des sauts hydrauliques, de la formation des tourbillons et des conceptions à faible traînée (aérodynamique) et à forte traînée (parachute). Un Français, Edme Mariotte (1620-1684), construit la première soufflerie et y teste des modèles.

Les problèmes impliquant la quantité de mouvement des fluides ont finalement pu être analysés après qu'Isaac Newton (1642-1727) ait postulé ses lois du mouvement et la loi de viscosité des fluides linéaires maintenant appelés newtoniens. La théorie a d'abord cédé à l'hypothèse d'un fluide « parfait » ou sans friction, et les mathématiciens du XVIIIe siècle (Daniel Bernoulli, Leonhard Euler, Jean d'Alembert, Joseph-Louis Lagrange et Pierre Simon Laplace) ont produit de nombreuses belles solutions d'écoulement sans friction.

Euler (1707-1782), a développé à la fois les équations différentielles du mouvement et leur forme intégrée, maintenant appelée équation de Bernoulli. D'Alembert s'en est servi pour montrer son célèbre paradoxe : qu'un corps immergé dans un fluide sans friction n'a aucune de traînée. Ces beaux résultats étaient exagérés, car les hypothèses de fluide parfait ont une application très limitée dans la pratique et la plupart des écoulements techniques sont dominés par les effets de la viscosité.

Les ingénieurs ont commencé à rejeter ce qu'ils considéraient comme une théorie totalement irréaliste et ont développé la science de l'hydraulique, en se fondant presque entièrement sur l'expérience. Des expérimentateurs tels que Chézy, Pitot, Borda, Weber, Francis, Hagen, Poiseuille, Darcy, Manning, Bazin et Weisbach ont produit des données sur divers écoulements tels que les canaux ouverts, la résistance des navires, les écoulements dans les tuyaux, les vagues et les turbines. Trop souvent, les données ont été utilisées sous forme brute sans tenir compte de la physique fondamentale de l'écoulement. A la fin du XIXe siècle, l'unification entre l'hydraulique expérimentale et l'hydrodynamique théorique commence enfin. William Froude (1810-1879) et son fils Robert (1846-1924) ont développé des lois de test de modèle ; Lord Rayleigh (1842-1919) a proposé la technique de l'analyse dimensionnelle ; et Osborne Reynolds (1842-1912) ont publié l'expérience classique de la pipe en 1883, qui a montré l'importance du nombre de Reynolds sans dimension qui porte son nom. Pendant ce temps, la théorie des écoulements visqueux était disponible mais inexploitée, puisque Navier (1785-1836) et Stokes (1819-1903) avaient réussi à ajouter des termes visqueux newtoniens aux équations du mouvement. Les équations de Navier-Stokes résultantes étaient trop difficiles à analyser pour des débits arbitraires. Puis, en 1904, un ingénieur allemand, Ludwig Prandtl (1875-1953), publia peut-être l'article le plus important jamais écrit sur la mécanique des fluides. Prandtl a souligné que les écoulements de fluide avec une faible viscosité, tels que les écoulements d'eau et les écoulements d'air, peuvent être divisés en une mince couche visqueuse, ou couche limite, près des surfaces solides et des interfaces, collée sur une couche externe presque non visqueuse, où les équations d'Euler et de Bernoulli (1700-1782) appliquer. La théorie de la couche limite s'est avérée être un outil très important dans l'analyse moderne des écoulements. Les fondations du vingtième siècle pour l'état actuel de la mécanique des fluides ont été posées dans une série d'expériences et de théories de grande envergure par Prandtl et ses deux principaux concurrents amicaux, Theodore Von Karman (1881-1963) et Sir Geoffrey I. Taylor (1886 –1975).

La seconde moitié du vingtième siècle a introduit un nouvel outil : la dynamique des fluides computationnelle (CFD). Le premier article sur le sujet connu de cet écrivain était celui d'A. Thom en 1933, un calcul manuel laborieux, mais précis, de l'écoulement le long d'un cylindre à faible nombre de Reynolds. Les ordinateurs numériques commerciaux sont devenus disponibles dans les années 1950 et les ordinateurs personnels dans les années 1970, amenant la CFD à l'âge adulte. Un premier manuel légendaire était de Patankar. Actuellement, avec l'augmentation de la vitesse et de la mémoire de l'ordinateur, presque tous les écoulements laminaires peuvent être modélisés avec précision. L'écoulement turbulent est toujours calculé avec des modèles empiriques, mais la

simulation numérique directe est possible pour les faibles nombres de Reynolds. Cinq autres ordres de grandeur de vitesse informatique sont nécessaires avant de pouvoir calculer les écoulements turbulents généraux. Cela peut ne pas être possible, en raison des limites de taille des nano- et pico-éléments [1].

Cette étude expérimentale est une humble contribution des travaux expérimentaux cités auparavant. Ce travail est réparti en trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à un rappel sur les mécaniques des fluides est les équations de basse. Une étude théorique concernant les pertes de charge linéaire dans les différents régimes d'écoulement et l'étude de quelques singularités sont traitées dans le second chapitre.

La partie expérimentale de notre étude et les différents résultats obtenus, des comparaisons avec les résultats présentés dans la partie théorique de notre étude sont présentés au troisième chapitre. Pour finir, une conclusion générale relatant les principaux résultats de cette étude

Chapitre I

Rappels de mécanique des fluides

I.1-Introduction

Un fluide est un milieu matériel continu qui se déforme continuellement sous l'action de la moindre force de cisaillement. Ce pourquoi on dit que le fluide s'écoule. Un fluide prend la forme du récipient avec les parois duquel il est en contact. Le mot fluide est synonyme de substance dont les éléments se mettent en mouvement avec une liberté totale (fluides idéaux, dits non visqueux) ou une liberté restreinte (fluides réels, dits visqueux).

En mécanique des Fluides (des liquides ou des gaz) on considère l'écoulement des fluides du point de vue macroscopique, c'est-à-dire du point de vue de milieux continus. Dans ce cadre, bien qu'un élément du fluide soit composé d'un très grand nombre de molécules, c'est aux propriétés moyennes de cet élément macroscopiques que l'on s'intéresse.

Par une particule de fluide on entend dire un élément de fluide qui est infinitésimal au sens mathématique, c'est-à-dire assimilée à un point en analogie avec la notion de point matériel en mécanique rationnelle. Ainsi on admet qu'une particule de fluide a les mêmes propriétés en tous ses points. Nous nous limitons dans ce qui suit aux fluides isotropes, c'est-à-dire aux fluides dont les propriétés sont invariables dans toutes les directions.

Vu par un physicien, la mécanique des fluides constitue une branche de physique. En revanche, pour un mathématicien il s'agit d'une branche de mathématiques appliquées. Par ailleurs, vue les soucis d'applications d'ingénierie, l'ingénieur la voit comme une science qui s'appuie, en grande partie, sur l'expérience. En effet, la science de la mécanique des fluides est un ensemble constitué de tous ces composants car la science est un ensemble ordonné et systématique de connaissances établies par l'analyse théorique, l'observation et l'expérience. à vrai dire l'étude de la mécanique des fluides ne peut être effectuée en profondeur qu'avec une maîtrise considérable de mathématiques. En mécanique des fluides l'observation, l'expérience et les mathématiques sont aussi bien inséparables comme une cellule vivante et l'eau.

En hydrodynamique on cherche d'établir des relations analytiques et théoriques entre les éléments cinématiques du mouvement, en l'occurrence l'écoulement, et les forces qui les produisent et maintiennent. L'hydraulique est l'hydrodynamique dont le but est l'étude des lois de mouvement des liquides dans les tubes, les tuyauteries, les canaux, les coudes, et dans d'autres appareils d'ingénierie [2].

I.2- Définition d'un fluide

Un fluide est un corps continu, sans rigidité, qui subit de grandes déformations, même sous l'action de forces faibles. Il n'a pas de forme propre et à la propriété caractéristique de pouvoir s'écouler. Les liquides et les gaz sont des fluides.

Un liquide est très peu compressible. Un gaz est très compressible et expansible indéfiniment (il occupe tout le volume qu'on lui offre) [3].

Au point physique : On appelle fluide tout milieu matériel et continu qui se déforme continuellement sous l'action de la moindre force de cisaillement.

I.3- état de fluide

L'état fluide caractérise un état de la matière. Les liquides, les gaz ainsi que les plasmas (gaz de particules chargées) ont les propriétés d'un fluide. Pour décrire l'état fluide adoptons deux points de vue :

I.3.1- Point de vue macroscopique

Un fluide est un système déformable sans forme propre.

État liquide : les liquides sont des fluides très peu compressibles et ont donc un volume propre. En première approximation on pourra considérer la masse volumique invariable :

$$\rho = \text{constante} \quad (\text{I.1})$$

Ce qui revient à considérer que la compressibilité ainsi que le coefficient de dilatation sont nuls : bien sûr, ces grandeurs ne sont pas nulles mais faibles. On retiendra que rigoureusement :

$$\chi_T = -\frac{1}{v} \left. \frac{\partial v}{\partial P} \right|_T = \frac{1}{\mu} \left. \frac{\partial \mu}{\partial P} \right|_T \approx 0 P_a^{-1} \quad (\text{I.2})$$

$$\alpha = \frac{1}{v} \left. \frac{\partial v}{\partial T} \right|_p = \frac{1}{\mu} \left. \frac{\partial \mu}{\partial T} \right|_p \approx 0 K^{-1} \quad (\text{I.3})$$

I.3.2- Point de vue microscopique

Fondamentalement, un fluide se caractérise par l'absence d'ordre à longue portée (contrairement aux cristaux) et par l'existence d'un chaos moléculaire (contrairement aux solides).

Certains systèmes peuvent présenter un ordre à longue portée suivant une seule direction ; c'est le cas des cristaux liquides par exemple.

Les gaz : dans un gaz les particules interagissent peu, l'énergie est avant tout cinétique. Les distances intra-atomiques sont grandes ce qui explique qu'on puisse comprimer les gaz.

Les liquides : dans un liquide les interactions (l'interaction de Van der Waals, la liaisons hydrogène, l'interaction électrostatique dans une solution électrolytique et c ...) jouent un rôle clé. L'interaction est telle que les molécules sont quasi en contact ce qui explique le caractère quasi-incompressible des liquides [4].

I.4- Propriétés des fluides

Les propriétés des fluides sont des quantités ou caractéristique dont les changements sont définis uniquement par l'état initial et final et la transformation subie par le fluide.

Les propriétés sont des caractéristiques qui peuvent se mesurer, être observées ou dérivées [5].

I.4.1- masse volumique ρ

La masse volumique ρ ou masse spécifique représente la masse m d'un fluide par unité de volume v de ce fluide :

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (\text{I.4})$$

I.4.2- Fluide parfait

Soit un système fluide, c'est-à-dire un volume délimité par une surface fermée S fictive ou non.

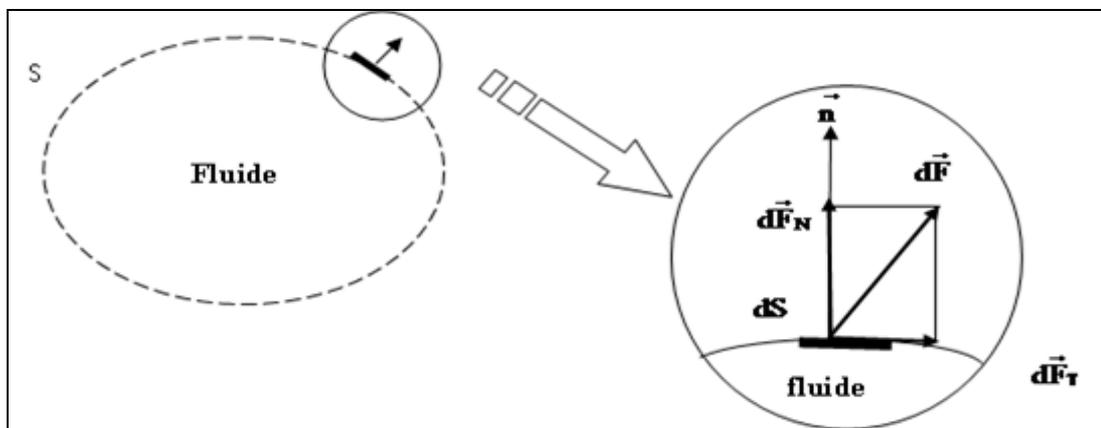


Figure. I-1 : Système fluide [6].

Considérons $\Delta H_{1-2} = \Delta H_L + \Delta H_S$ la force d'interaction au niveau de la surface élémentaire dS de normale \vec{n} entre le fluide et le milieu extérieur.

On peut toujours décomposer dF en deux composantes:

- une composante dF_t tangentielle à dS .
- une composante dF_n normale à dS .

En mécanique des fluides, un fluide est dit parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en compte les effets de frottement. C'est à dire quand la composante dF_T est nulle. Autrement dit, la force dF est normale à l'élément de surface dS .

I.4.3- Fluide réel

Contrairement à un fluide parfait, qui n'est qu'un modèle pour simplifier les calculs, pratiquement inexistant dans la nature, dans un fluide réel les forces tangentielles de frottement interne qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides sont prises en considération. Ce phénomène de frottement visqueux apparaît lors du mouvement du fluide. C'est uniquement au repos, qu'on admettra que le fluide réel se comporte comme un fluide parfait, et on suppose que les forces de contact sont perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquels elles s'exercent. La statique des fluides réels se confond avec la statique des fluides parfaits.

I.4.4- Fluide incompressible

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.)

I.4.5- Fluide compressible

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles. Par exemple, l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles.

I.4.6- Densité

La densité d'un corps est-elle nombre sans dimension qui exprime le rapport de la masse du corps à la masse d'un volume égal d'une substance de référence [5].

$$d = \frac{\text{masse volumique de fluide}}{\text{masse volumique de référence}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{réf}}} \quad (\text{I.5})$$

Généralement, la masse volumique du fluide référence est celle de l'eau [5].

I.4.7- Viscosité

La viscosité d'un fluide est la propriété qui exprime sa résistance a une force tangentielle. En se reportant à la Figure I.2, considérons deux grandes plaques parallèles à une faible distance l'une de l'autre z , l'espace entre les plaques étant rempli d'un fluide donné [5].

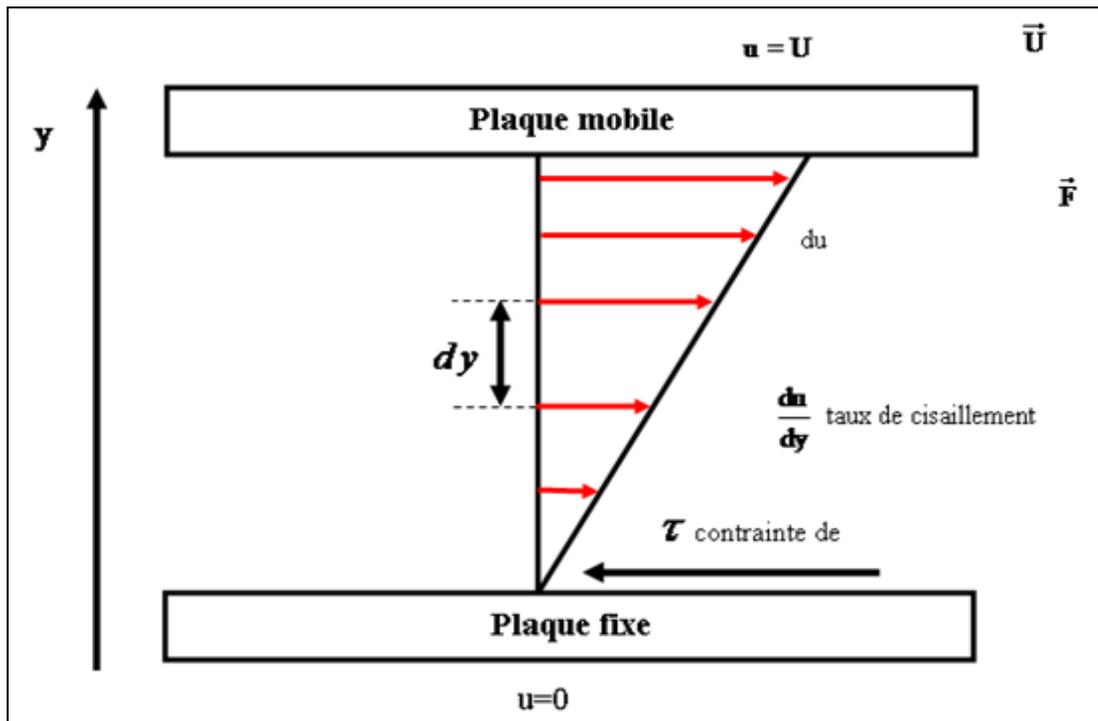


Figure. I-2 : Expérience de la plaque de mobile de newton.

I.4.7.1- Viscosité dynamique (μ)

La viscosité dynamique d'un fluide est une propriété qui définit son comportement et son mouvement à proximité d'une paroi et permet de définir deux catégories de fluides :

Fluide réel et fluide idéal (ou parfait ou non –visqueux).

La viscosité donne une résistance au mouvement.

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \frac{dV}{dy} \quad (I.6)$$

I.4.7.2- Viscosité cinématique (ν)

La viscosité cinématique est définie par le rapport de la viscosité dynamique et la masse volumique du fluide.

Dans le système SI et dans le système C.G.S la viscosité cinématique est exprimée en cm^2/s ou en Stokes (St).

On note : 1Stokt = $10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$ viscosité cinématique est exprimée en m^2/s

I.5- Variation de la viscosité en fonction de la température

Dans le cas des gaz, une augmentation de la température entraîne un mouvement plus intense des molécules et accroît le mélange moléculaire et donc la viscosité augmente. Dans le cas d'un liquide, lorsque la température augmente les molécules se séparent entre elles, décroissant

l'attraction entre elles et donc la viscosité diminue. La relation entre la température et la viscosité est par conséquent inversée pour un gaz et un liquide. (Figure I.2) montre la variation de la viscosité avec la température pour l'air et l'eau [7].

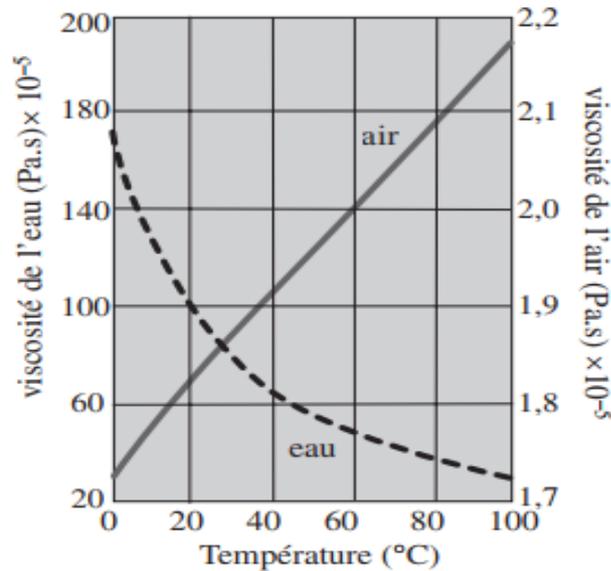


Figure. I-3 : Variation de la viscosité dynamique de l'eau et de l'air en fonction de la température.

I.6- Mouvement des liquides et des gaz

I.6.1- débit

On appelle débit d'un liquide ou d'un gaz la quantité qui s'écoule à travers une section transversale donnée de la conduite (section vive d'un canal découvert) par unité de temps. Dans la technique, le débit s'exprime en unités de poids (débit massique), soit en unités de volume (débit volumique) [8].

Sous une forme générale pour une forme quelconque de la répartition des vitesses du courant dans la section, le débit volumique s'exprime par la formule :

$$Q_v = \int_s dQ = \int_s v \cdot dS \quad (I.7)$$

I.6.2- Débit volumique

Le débit volumique est la quantité de fluide qui traverse une conduite par unité de volume. Si v est le volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite pendant le Temps par définition le débit-volumique est :

$$Q_v = \frac{v}{t} \quad (I.8)$$

I.6.3- débit massique

C'est la masse de fluide qui traverse une section droite de la conduite pendant un certain temps, il s'exprime en fonction de débit Q_v et de masse volumique par la relation suivante :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \tag{I.9}$$

I.7.Équation de Bernoulli

I.7.1.Cas des Fluides Parfaits

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 $\left(\frac{dH}{dx} = 0\right)$

D'après la (Figure I.4) on peut donc écrire que :

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = H = C^{ste} \tag{I.10}$$

Cette équation s'écrit donc dans le cas général :

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = C^{ste} \tag{I.11}$$

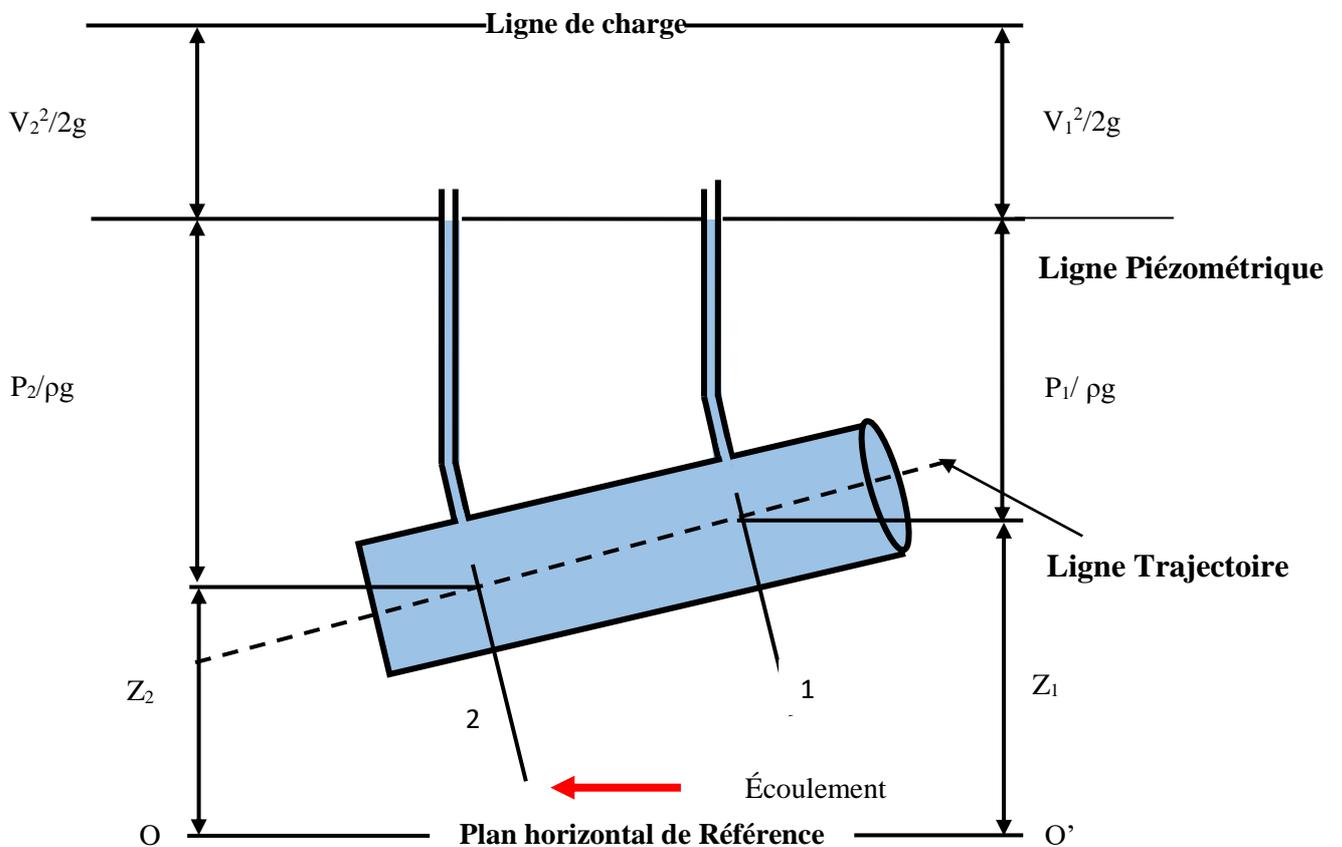


Figure. I-4 : Évolution de la ligne de charge dans le cas d'un fluide parfait [9].

I.7.2 Cas des Fluides réels

Contrairement au fluide parfait, la charge H pour un fluide réel visqueux diminue dans la direction de l'écoulement. 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 montrée par la (Figure I.4).

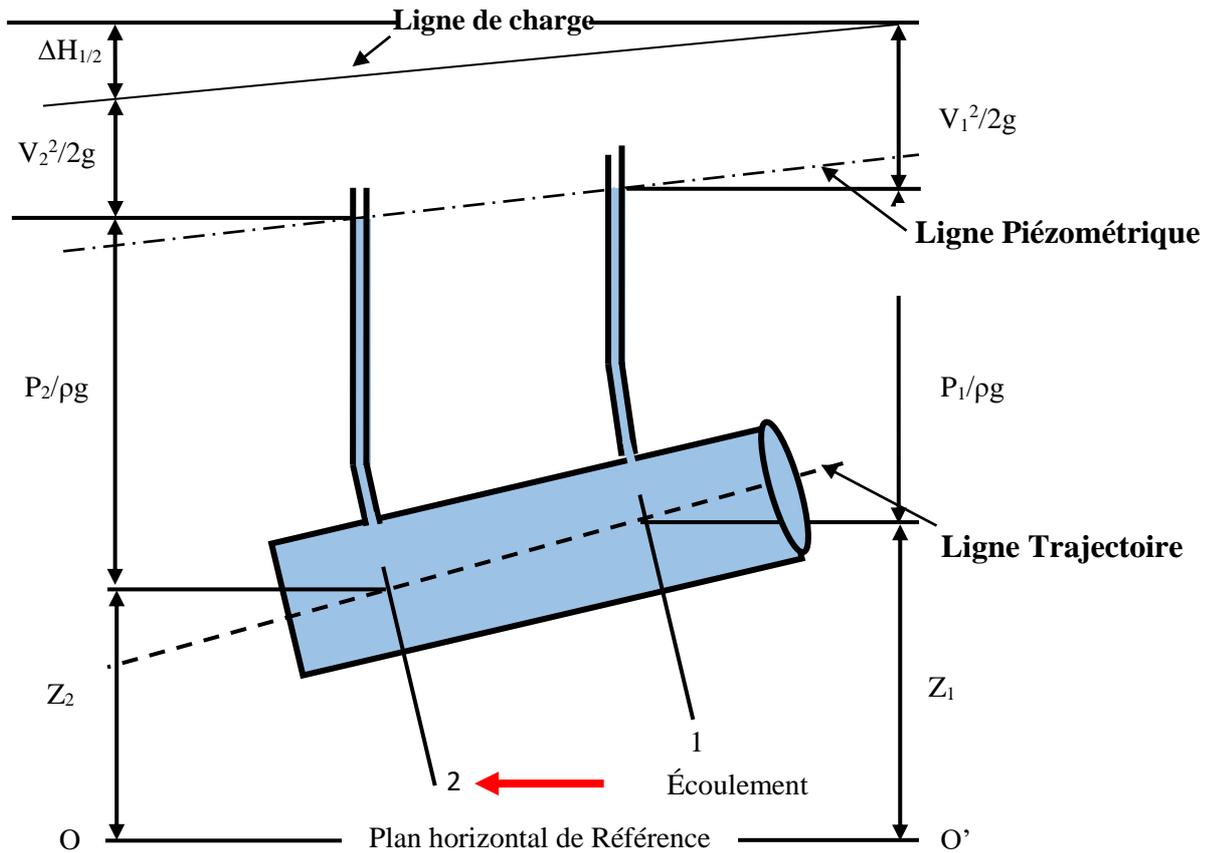


Figure. I-5 : Évolution de la ligne de charge dans le cas d'un fluide réel [9].

L'équation de Bernoulli appliquée entre les points (1) et (2) de la (figure I.5), donne :

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta H_{1-2} \tag{I.12}$$

ΔH_{1-2} : La perte de charge totale entre les sections 1 et 2.

$$\Delta H_{1-2} = \Delta H_L + \Delta H_s \tag{I.13}$$

Avec ΔH_L la perte de charge linéaire, et ΔH_s la perte de charge singulière Ces deux notions de pertes de charge seront détaillées dans le chapitre deux.

Chapitre II

Perte de charge

II.1-Introduction

Le transport des fluides dans des canalisations, à l'état liquide comme à l'état gazeux, est l'une des activités consommant le plus d'énergie dans le monde. Pensons par exemple au transport du gaz naturel ou du pétrole sur des milliers de kilomètres, aux réseaux d'adduction d'eau, à la circulation de fluides dans l'industrie, aux circuits d'aération et de ventilation . . . Dans toutes ces applications, il est nécessaire de fournir au fluide de l'énergie (par une pompe, un compresseur, un ventilateur, ou la gravité. . .) dont une partie non négligeable sera dissipée sous forme de chaleur. Ces pertes d'énergie sont appelées les pertes de charge. Savoir estimer correctement ces pertes de charge est d'une importance capitale dans le dimensionnement des circuits ou des fluides circulent.

Dans ce chapitre, nous allons présenter un rappel sur les deux types de pertes de charge, linéaires et singulières, et sur les trois régimes d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulent.

II.2- Régimes d'écoulement (Expérience de Reynolds)

Reynolds a étudié l'écoulement dans un tube cylindrique en injectant sur l'axe un colorant. À faible vitesse, le colorant reste concentré très près de l'axe, caractéristique d'un écoulement stable laminaire (figure II.2) le régime d'écoulement (figure II.3) puis à vitesse/débit plus important, des structures tourbillonnaires se forment, de plus en plus énergétiques, provoquant une diffusion rapide 'due à la turbulence' qui prend largement le dessus sur la diffusion moléculaire à peine observable à faible vitesse [10].

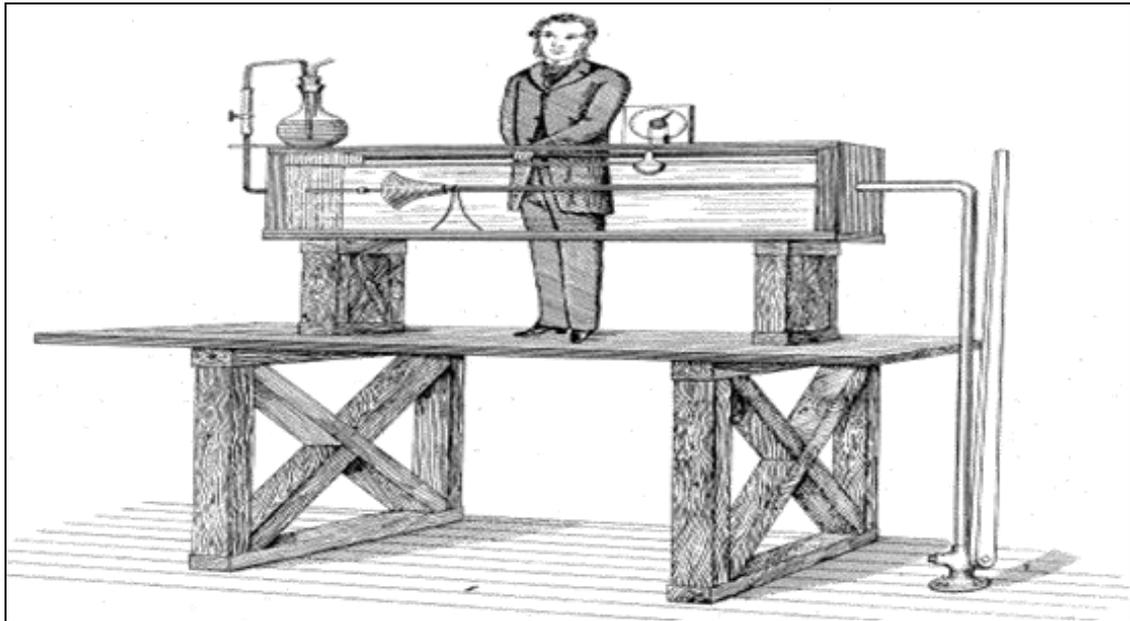


Figure. II-1 : Vue générale d'un broyeur à boulets.

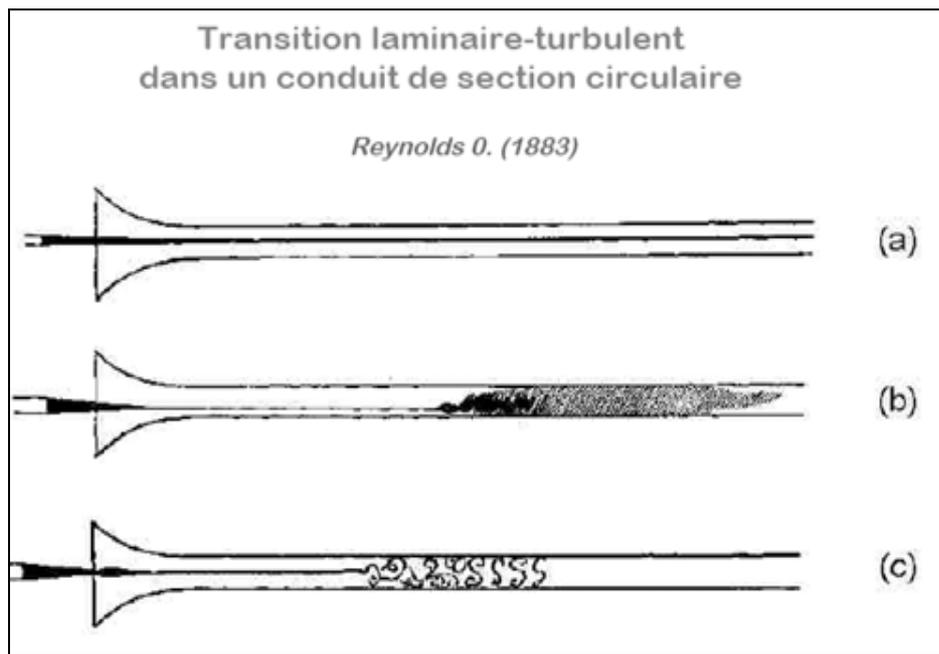


Figure. II-2 : Régimes d'écoulement [10].

- (a) le régime laminaire (b) Régime turbulent (c) Régime transition

Si on modifie le diamètre du tube ou si l'on change de fluide (donc de viscosité, en fait de viscosité cinématique), la transition vers l'état turbulent se fait toujours à un nombre sans dimension, dit de Reynolds :

$$Re = \frac{UD}{\nu} \tag{II.1}$$

Ce rapport est défini comme le rapport du produit de la vitesse de débit (débit volumique divisé par la section S du tube circulaire) et du diamètre D de la conduite, divisée par la viscosité cinématique ν .

Les expériences réalisées par Reynolds en 1883 lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de trois régimes d'écoulement : le régime laminaire, le régime transitoire et le régime turbulent :

II.2.1- Régime laminaire

Le filet colorant du fluide est rectiligne et, sensiblement parallèle aux parois. Ce régime est établi lorsque la valeur du nombre de Reynolds est inférieure 2100 ($Re < 2100$).

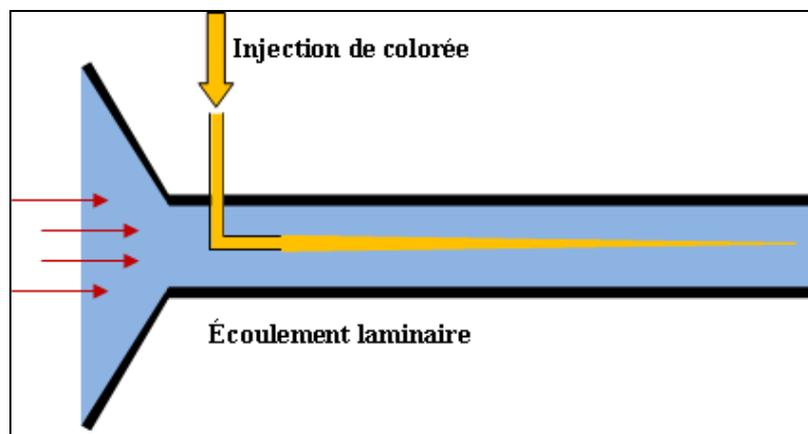


Figure. II-3 : Filet rectiligne du colorant rectiligne indiquant le régime laminaire.

II.2.2- Régime de transition

Si la vitesse du fluide augmente dans la conduite, nous passons dans une zone d'incertitude où le régime d'écoulement peut être laminaire ou turbulent et nous pouvons passer de l'un à l'autre. Le régime est alors dit transitoire pour, il s'établit lorsque $2100 < Re < 2300$.

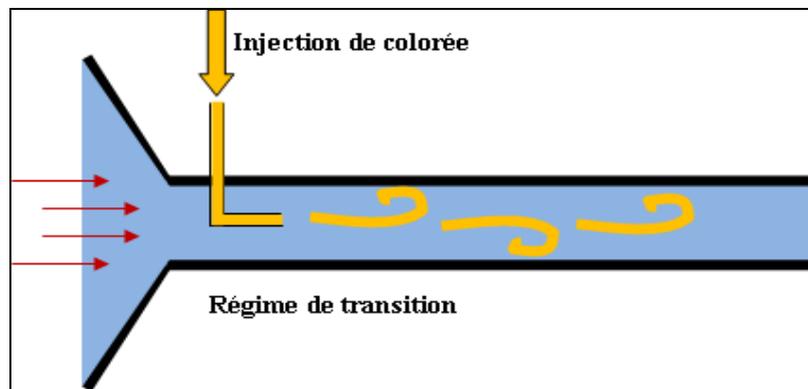


Figure. II-4 : Filet du colorant sinusoïdal indiquant le régime transitoire.

II.2.3- Régime turbulent

Le filet fluide s'éclate en donnant naissance à d'autres filets fluides qui s'enchevêtrent, s'enroulent sur eux-mêmes. Ce régime est établi lorsque $Re > 2300$.

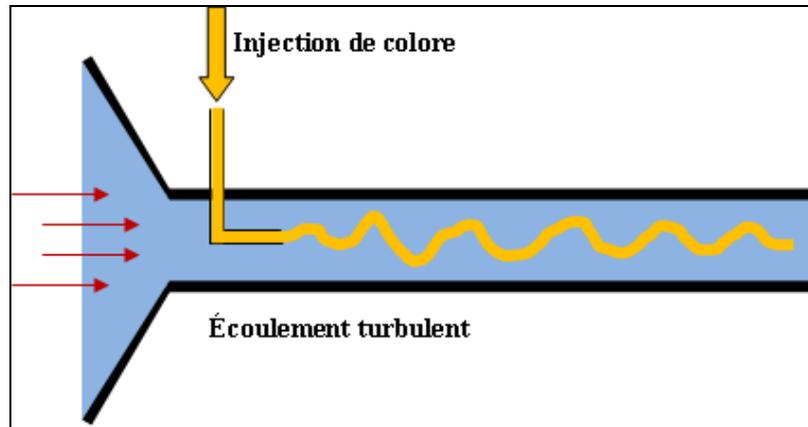


Figure. II-5 : Filet du colorant éclaté indiquant le régime turbulent.

II.3- Application de l'équation de Bernoulli

L'énergie qui est perdue doit être compensée afin de permettre au liquide de se déplacer. On l'exprime couramment sous la forme d'une pression, bien qu'elle soit en fait représentative d'une dissipation d'énergie et qu'elle apparaisse dans l'équation de Bernoulli comme une hauteur de colonne de fluide :

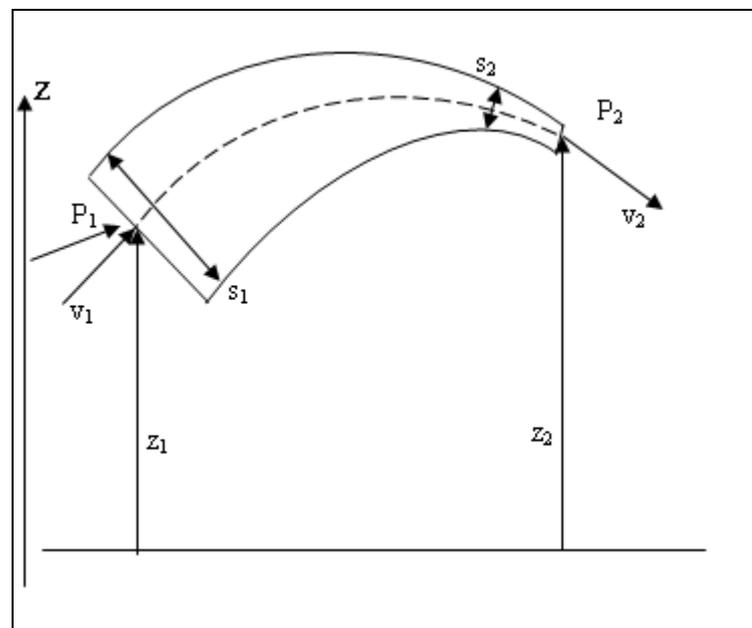


Figure. II-6 : Application de l'équation de Bernoulli à une veine liquide [4].

Nous pouvons utiliser la théorie généralisée de Bernoulli pour exprimer perte de charge et écrite :

$$\frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \Delta H_T \quad (\text{II.2})$$

ΔH_T : Représente la perte de charge totale (linéaire et singulière)

II.4- Perte de charge

Lors de l'écoulement des fluides réels, il apparaît des frottements particule-particule et particule-paroi. Ces frottements ont pour origine la vitesse et la viscosité du fluide. Partant de la paroi d'une conduite par exemple, le frottement entre les particules en mouvement et les aspérités de la surface interne du tube génère des forces de frottement retardatrices qui s'opposent à l'avancement du fluide.

La perte d'énergie correspondante est dissipée sous forme de chaleur, elle est appelée perte de charge. Les pertes de charge dépendent essentiellement :

- De la nature du fluide véhiculé et plus spécialement de sa viscosité
- Des caractéristiques des appareillages dans lesquels s'effectuent l'écoulement : section de passage, état de surface, encrassement, "accidents" de tuyauterie (vanne, robinet, filtre, clapet, orifice, etc.), longueur d'écoulement ;
- Des conditions de l'écoulement et notamment de la vitesse moyenne de circulation du fluide. En pratique, et en première approximation, les pertes de charge se manifestent le plus souvent par une chute de pression le long de l'écoulement mais il faut prendre garde au fait qu'une baisse de pression n'est pas toujours une perte de charge.

II.4.1- Pertes de charge linéaires

Les pertes de charges linéaires, sont des pertes de charge réparties régulièrement le long des conduites. L'analyse dimensionnelle

$$\Delta H = \lambda \frac{LU^2}{D2g}; J = \frac{\Delta H}{L} = \lambda \frac{U^2}{D2g} \quad (\text{II.3})$$

λ est un coefficient de perte de charge. Il est sans dimension et est fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité de la paroi (Parfois appelé f) [11].

- **Paramètre λ :**

Il représente le coefficient de frottement, est généralement considéré comme celui d'un écoulement turbulent permanent uniforme. Pour tous les tuyaux, on ne considère que l'équation de Colebrook comme étant la plus acceptable pour calculer le coefficient de frottement [12].

A. En régime laminaire $Re < 2000$

En régime laminaire, seules les forces de viscosité interviennent. La vitesse est très faible et l'état de surface de la paroi n'intervient pas dans le calcul du coefficient λ .

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{II.4})$$

B. En régime turbulent lisse $2300 < Re < 10^5$

La surface rugueuse fait référence à l'état de la surface pour que ses irrégularités aient un effet direct sur les forces de frottement, c'est-à-dire qu'en plus d'un certain degré de rugosité, la formation géométrique de la surface exerce un bon effet, déterminé par l'écoulement. Dans le cas des flux de charges appliqués au domaine de l'ingénierie, la rugosité joue un rôle très important.

La surface rugueuse peut être considérée comme constituée d'une série de saillies primaires. Caractérisé par une certaine hauteur ε .

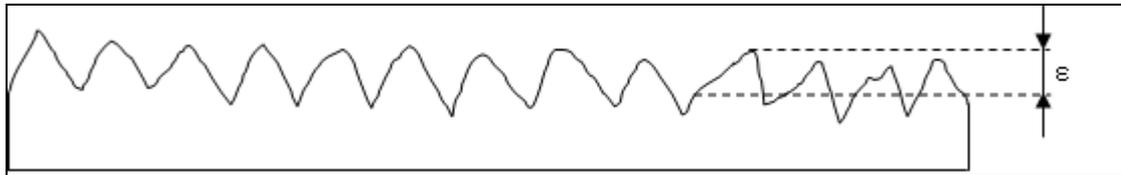


Figure. II-7 : Rugosité absolue d'une surface.

Cette rugosité peut être mesurée par rapport au diamètre de la conduite. On parle alors de rugosité relative : $\frac{\varepsilon}{D}$

Le calcul de la perte de charge linéaire va donc prendre en compte le nombre de Reynolds et la rugosité de la conduite. Le choix se fait en fonction de la turbulence c'est-à-dire de la valeur du nombre de Reynolds.

On fait souvent appel à des formules empiriques plus simples valables pour des cas particuliers et dans un certain domaine du nombre de Reynolds, par exemple :

Formule de Blasius : (pour des tuyaux lisses et $Re < 10^5$).

$$\lambda = 0.316Re^{-0.25} \quad (\text{II.5})$$

➤ **Régime turbulent en tuyau lisse : $10^5 < Re < 10^6$**

Dans cette zone, la turbulence est encore modérée.

$$Re < 2300 \text{ et } \frac{\varepsilon Re \sqrt{\lambda}}{D} \leq 12 \quad (\text{II.6})$$

L'épaisseur de la sous-couche limite est suffisante pour englober toutes les aspérités de la conduite qui se comporte dès lors comme un tuyau lisse.

Deux expressions empiriques sont souvent utilisées :

Formule de Blasius :
$$\lambda = (100\text{Re})^{(-0.25)} \quad (\text{II.7})$$

➤ **En régime turbulent lisse $2300 < \text{Re} < 10^5$**

Lorsqu'on est placé sur la courbe inférieure du domaine turbulent, on dit qu'on est en régime turbulent lisse « Formule implicite de Von Karman » :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \left(\frac{\text{Re} \sqrt{\lambda}}{8,51} \right) \quad (\text{II.8})$$

C. Régime turbulent en tuyau rugueux

➤ **Régime turbulent rugueux $\text{Re} > 10^6$**

$$\frac{\varepsilon \text{Re} \sqrt{\lambda}}{D} \geq 200$$
 La turbulence devient très importante et λ ne dépend plus que de $\frac{\varepsilon}{D}$

Mémoire de Nikuradse résumant les principaux résultats de mesures en conduite circulaire. Cet auteur propose la formule :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71D} \right) \quad (\text{II.9})$$

Remarque : En industrie, on utilise la formule de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{II.10})$$

La relation (II.10) qui représente l'association de la formule (II.8) et (II.9), a l'inconvénient de comporter la grandeur recherchée λ dans les deux membres comme la relation (II.8) ce qui conduit à sa résolution par approximation successive ou graphique. À cet effet Nackab (1988) a transformé cette relation devenue désormais [14] :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[0,27 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\text{Re}^{-0.3} + 0,0053}} \right] \quad (\text{II.11})$$

Cette relation implicite est difficile à exploiter analytiquement et est le plus souvent représentée sur un graphique.

Pour les conduites rugueuses, on peut aussi utiliser Ghanbari et al. [15].

$$\lambda = \left(-1.52 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/d}{7.21} \right)^{1.042} + \left(\frac{2.731}{\text{Re}} \right)^{0.9152} \right) \right)^{-2.169} \quad (\text{II.12})$$

II.5- Diagramme de Moody

En 1944, Lewis Ferry Moody a tracé le facteur de friction de Darcy-Weisbach contre le nombre de Reynolds pour diverses valeurs de rugosité relative ε / D . Ce graphique est devenu communément connu sous le nom de « **Moody Chart** » ou Moody Diagramme. Il adapte les travaux de Hunter Rouse mais utilise le choix plus pratique de coordonnées, dont les travaux reposaient sur une analyse de quelque 10 000 expériences provenant de diverses sources. Les mesures de l'écoulement des fluides dans les tuyaux artificiellement rugueux par J. Nikuradse étaient à l'époque trop récente [13].

Le but de la carte était de fournir une représentation graphique, Colebrook en collaboration avec C. M. White, qui a fourni une forme pratique de courbe de transition pour combler la zone de transition entre les tuyaux lisses et rugueux, la région de turbulence incomplète.

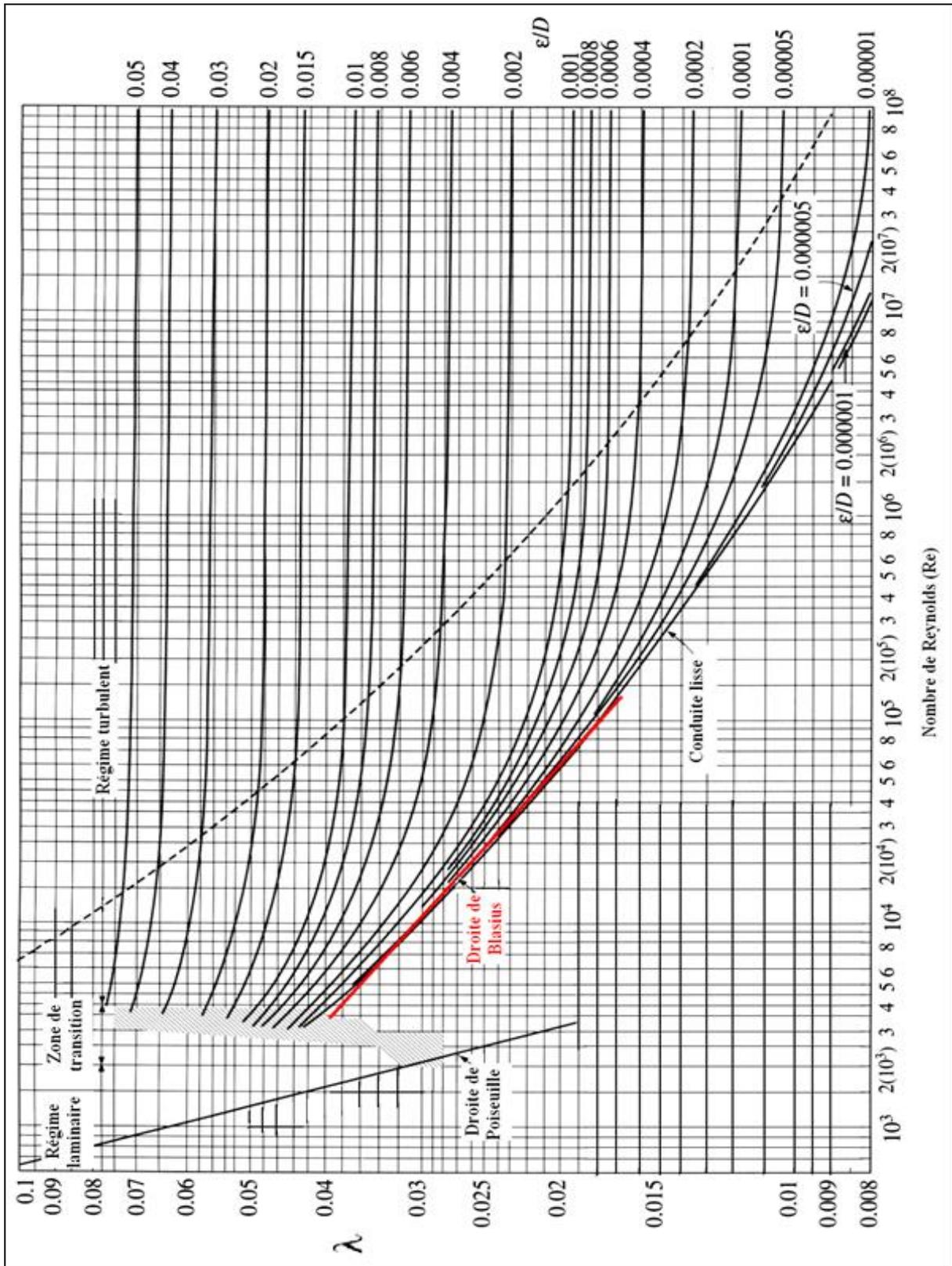


Figure. II-8 : Diagramme de Moody [15].

Du fait que l'équation est difficile à résoudre, puisque la formule est implicite en on dispose de diagrammes de Moody (figure II.9) permettant de lire la relation entre le coefficient de frottement, le nombre de Reynolds Re et la rugosité relative $\frac{\varepsilon}{D}$. Une approximation explicite de cette équation est donnée par la formule de Colebrook White.

II.6- Pertes de charge singulières ΔH_s

Quand la conduite subit de brusque variation de section ou de direction, il se produit des pertes de charges dites singulières ou locales, elles sont généralement mesurables et font partie des caractéristiques de l'installation.

La perte de charge singulière dépend de la forme et des dimensions de la singularité. La relation générale de la perte de charge singulière est :

$$\Delta H_s = k \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.13})$$

k : est le coefficient de la perte de charge singulière, il est fonction de la forme et des dimensions de la singularité et du nombre de Reynolds.

II.6.1- Raccordement d'une conduite avec un grand réservoir

Toutes les formules ci-dessous sont également valables pour les tuyaux et les buses avec un axe vertical commençant ou menant à la position horizontale inférieure du réservoir [16].

➤ Entrée ou arrivée d'un réservoir

La perte de charge à l'entrée de la cuve peut être exprimée en fonction du pèlerinage, qui exprime les connexions les plus courantes et utilisées

$$k = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad S_2 \gg S_1 \Rightarrow k = 1 \quad (\text{II.14})$$

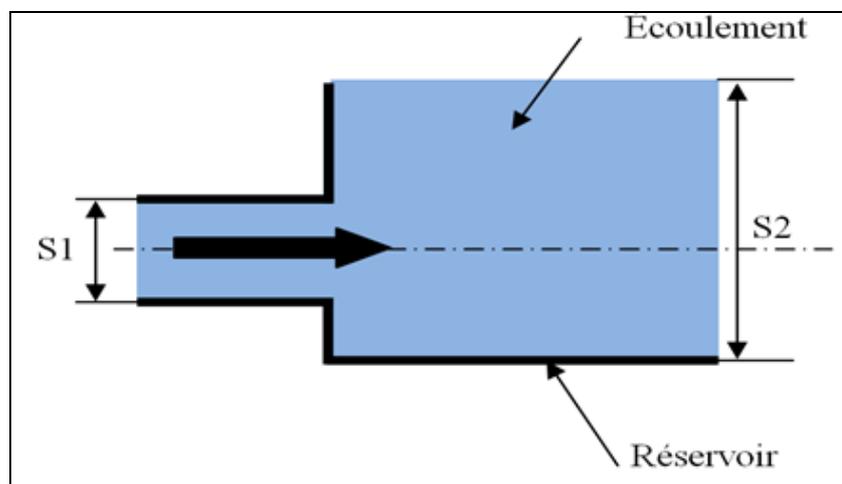


Figure. II-9 : Entrée d'un réservoir.

➤ **Sortie ou départ d'un réservoir**

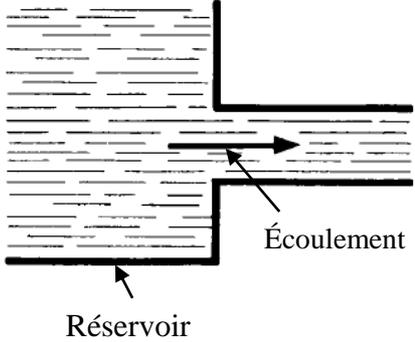
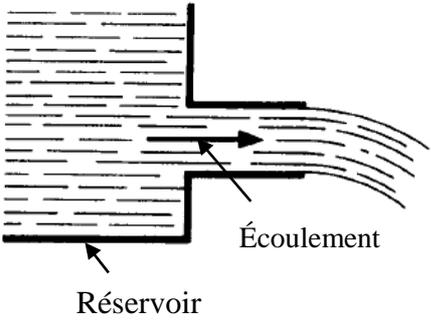
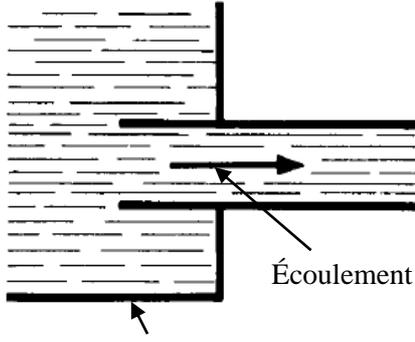
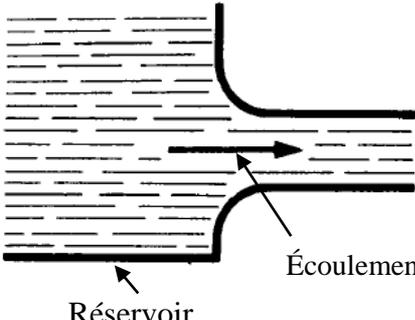
<p>Sans saillie à l'intérieur du réservoir, avec raccordement à angles vifs $k=0.5$</p> 	<p>Sans saillie à l'intérieur du réservoir, avec raccordement à angles vifs, ajutage débitant à gueule bée $k=1$</p> 
<p>Avec saillie à l'intérieur du réservoir. Pour une saillie dont la longueur est comprise entre 1 et 2 fois le diamètre $k=1$</p> 	<p>Sans saillie à l'intérieur du réservoir, avec raccordement de profil arrondi. Cette valeur est une moyenne, elle dépend du profil de l'arrondi, $k = 0.05$</p> 

Tableau II.1: Les différents types de Sortie d'un réservoir et coefficient de perte de charge.

II.6.2-Coudes

Les coudes sont l'un des moyens les plus fiables de raccordements hydrauliques. La valeur de la perte de charge varie en fonction de la forme et de l'angle de l'installation, comme indiqué dans les classifications suivantes

➤ **Coude à angle arrondi**

Le tube à section constante est cintré et la direction de sortie est à angle droit avec celle d'arrivée. Un écoulement secondaire est induit par les forces d'inertie avec symétrie par rapport au plan contenant l'axe du tube. Si r est le rayon de cintrage ou de courbure et d le diamètre du tube le coefficient de perte de charge est d'autant plus fort que r est petit :

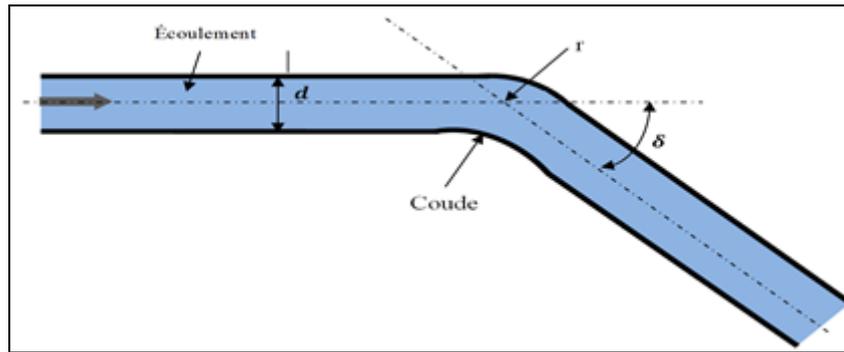


Figure. II-10 : Coude à angle arrondi.

Le **tableau II.11** : représente les changements de la valeur de k le coefficient de perte de charge par rapport au module r/d et à l'angle de courbure δ .

$$k = (0.131 + 1.847 \left(\frac{d}{2.r}\right)^{\frac{7}{2}}) \frac{\delta}{90} \tag{II.15}$$

r/d $\delta(^{\circ})$	1	1.5	2	2.5	3
11.25	0.037	0.021	0.018	0.017	0.017
22.5	0.074	0.043	0.036	0.034	0.0210
30	0.098	0.057	0.048	0.046	0.045
45	0.147	0.085	0.073	0.069	0.067
60	0.196	0.114	0.097	0.092	0.090
90	0.294	0.170	0.145	0.138	0.134
180	0.589	0.341	0.291	0.275	0.269

Tableau II.2: La valeur de k en termes de R/d et δ [16].

➤ **Coude à angle vif**

La désorganisation de l'écoulement est plus marquée que dans le cas précédent : pour une déviation de 90° la perte de charge est à peu près les quatre tiers de l'énergie cinétique du fluide.

$\delta(^{\circ})$	22.5	30	45	60	90
k	0.07	0.11	0.24	0.47	1.13

Tableau II.3: La valeur de k en termes de δ .

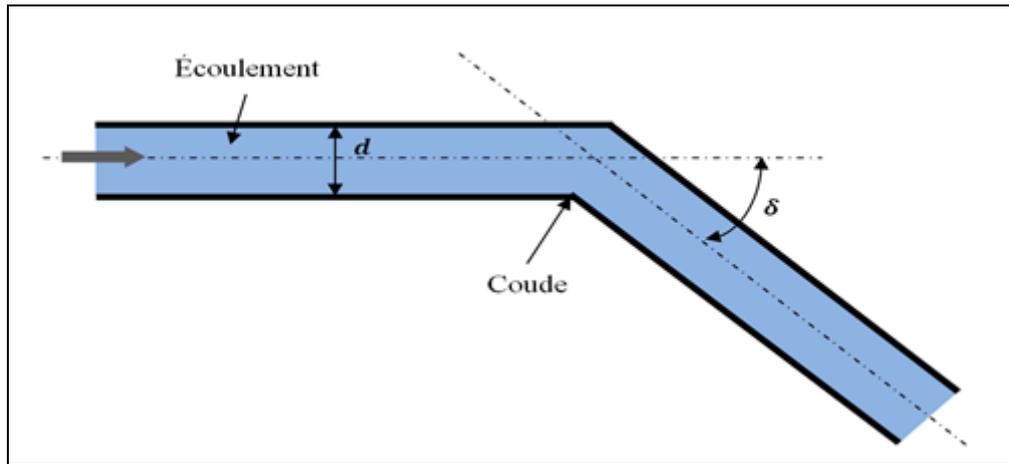


Figure. II-11 : Coude à angle vif.

II.6.3- Tés

Ils sont représentés par un type de connexion sous la forme d'un nœud

- **Branchement de prise à 90° de même diamètre et à angles vifs**

Ceci est un lien contenant une entrée et deux sorties

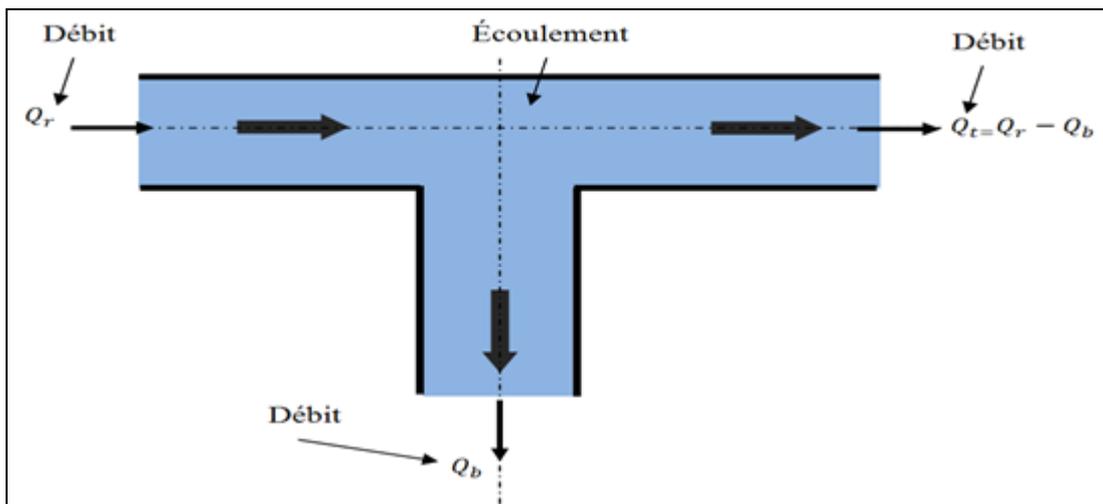


Figure. II-12 : Branchement de prise à 90°.

ΔH_r représente le perte de charge qui liée avec le débit Q_r et ΔH_b liée avec Q_b

$$\Delta H_r = k_r \frac{V_t^2}{2g} \tag{II.16}$$

$$\Delta H_b = k_b \frac{V_t^2}{2g} \tag{II.17}$$

Q_b/Q_t	$Q_b/Q_t \rightarrow 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	$Q_b/Q_t \rightarrow 1$
k_r	0.40	0.26	0.15	0.06	0.02	0.00
k_b	1.00	1.01	1.05	1.15	1.32	1.45

Tableau II.4: Valeurs de k_r et k_b en fonction de Q_b/Q_t [17].

➤ **Branchement d'amenée à 90° de même diamètre et à angles vifs**

Il s'agit d'un lien avec deux entrées et une sortie

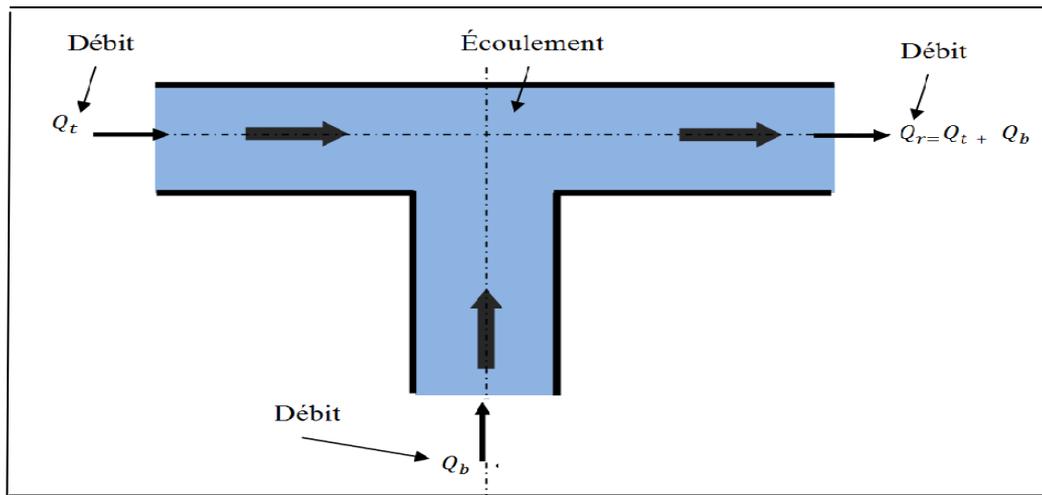


Figure. II-13 : Branchement d'amenée à 90°.

ΔH_r représente le perte de charge qui liée avec le débit Q_r et ΔH_b liée avec Q_b

$$\Delta H_r = k_r \frac{V_t^2}{2g} \tag{II.18}$$

$$\Delta H_b = k_b \frac{V_t^2}{2g} \tag{II.19}$$

Q_b/Q_t	$Q_b/Q_t \rightarrow 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	$Q_b/Q_t \rightarrow 1$
k_r	0	0.16	0.27	0.46	0.60	0.55
k_b	-0.60	-0.37	-0.18	0.26	0.94	1.20

Tableau II.5: Les valeurs de k_r et k_b en fonction de Q_b/Q_t .

II.6.4- Cône

Les cônes, en général, sont un changement dans la section du tube, ce qui permet l'exécution d'une fonction spécifique et de deux types :

➤ **Le convergent**

La section diminue progressivement, et la perte de charge singulière est pratiquement négligeable.

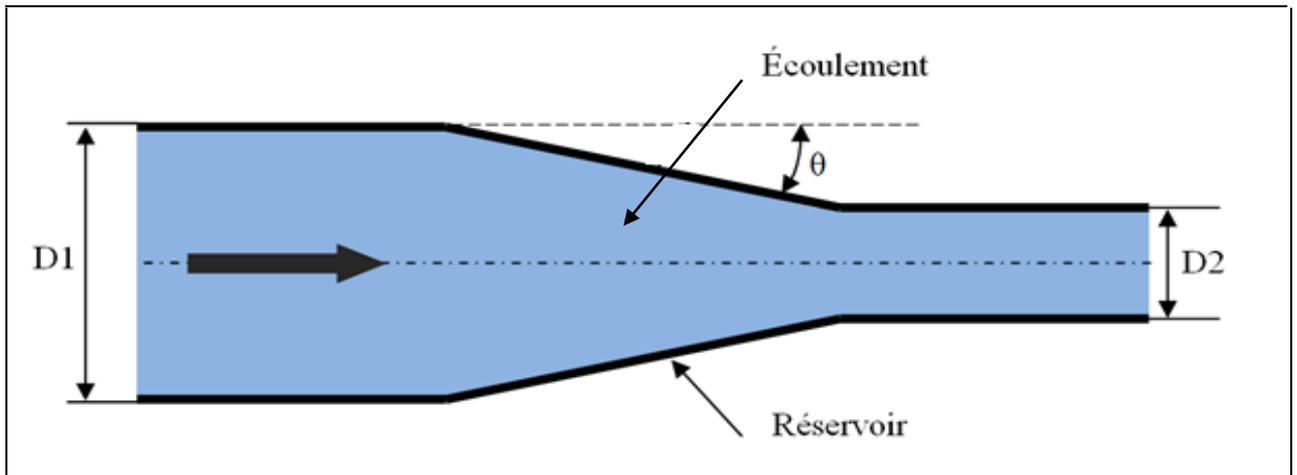


Figure. II-14 : Schéma d'un convergent.

➤ **Le divergent**

La section augmente progressivement, et la perte de charge singulière n'est pas négligeable.

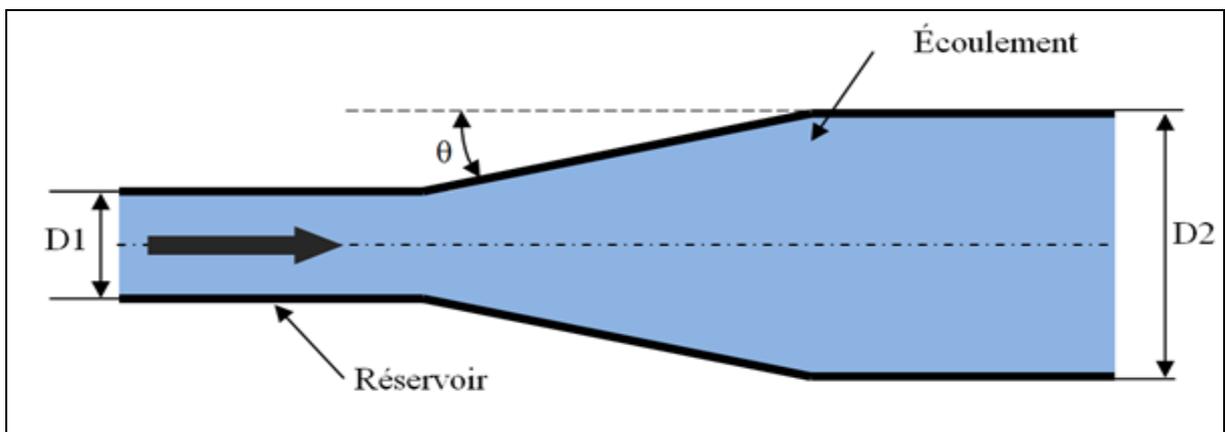


Figure. II-15 : Schéma d'un divergent.

La valeur du coefficient de perte de charge est largement contrôlée par le diamètre d'entrée et de sortie et l'angle de code

$$k = 3.2 \left(\operatorname{tg} \left(\frac{\theta}{2} \right)^{1.25} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)^2 \quad (\text{II.20})$$

Le coefficient de perte de charge singulière k d'un Le divergent déterminé à l'aide du **Tableau II.6**. Si $\theta > 20^\circ$ il y comportement est identique à celui d'un élargissement brusque.

D_1/D_2	θ										
	3	6	8	10	12	14	16	20	24	30	40
0	0.03	0.08	0.08	0.15	0.19	0.23	0.28	0.37	0.46	0.62	0.90
0.05	0.03	0.07	0.07	0.14	0.17	0.21	0.25	0.33	0.42	0.56	0.82
0.1	0.03	0.06	0.06	0.12	0.16	0.19	0.22	0.30	0.37	0.50	0.73
0.2	0.02	0.05	0.05	0.10	0.12	0.15	0.18	0.23	0.30	0.39	0.58
0.3	0.02	0.04	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.18	0.23	0.30	0.44
0.4	0.01	0.03	0.03	0.06	0.07	0.08	0.10	0.13	0.14	0.22	0.33
0.5	0.01	0.02	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.12	0.15	0.23
0.6	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.06	0.07	0.10	0.14

Tableau II.6: Valeurs de k en fonction de D_1/D_2 et θ .

II.6.5- Changement brusque de section

Il existe deux types de changement de section

➤ Rétrécissement

La perte de charge, dans la partie où se rencontrent les courants liquides, est en revanche négligée après qu'après avoir franchi la section contractée, la veine s'élargit et on constate une perte de charge similaire à celle qui résulte d'un élargissement brutal.

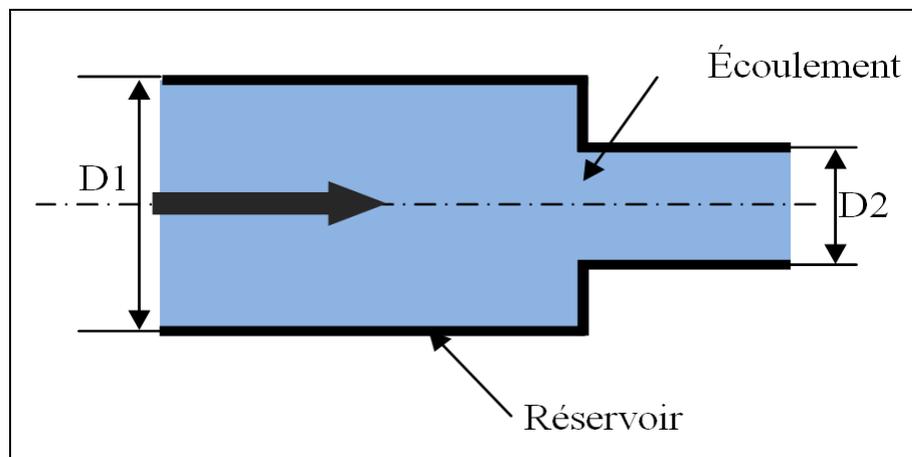


Figure. II-16 : Changement brusque de section.

La valeur du coefficient de perte de charge est largement contrôlée par le diamètre d'entrée et de sortie

$$K = 0.5 \left(1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right) \quad (\text{II.21})$$

Le coefficient de perte de charge singulière k d'un Rétrécissement est déterminé à l'aide du **tableau II.7**.

D_1/D_2	0.01	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
k	0.500	0.495	0.480	0.455	0.420	0.375	0.320	0.255	0.180	0.095

Tableau II.7: Valeurs de k en fonction de D_1/D_2 .

À la sortie de la section, il se forme un jet qui ne recolle pas immédiatement aux parois de la section élargie. Il se forme alors une zone morte où on observe un mouvement tourbillonnaire intense.

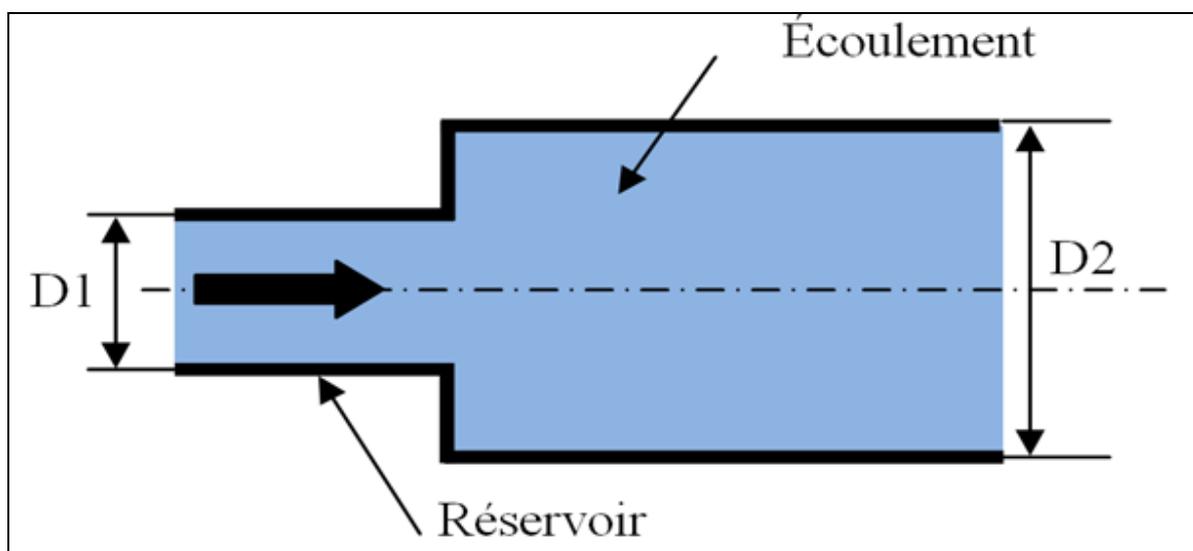


Figure. II-17 : Élargissement brusque de section.

L'espace d'entrée et de sortie contrôle la valeur du coefficient de perte de charge

$$k = 1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 \tag{II.22}$$

Le tableau suivant montre l'évolution du coefficient en termes de deux diamètres (entre, sortie)

D_1/D_2	0.01	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
k	1.000	0.980	0.922	0.829	0.708	0.569	0.424	0.287	0.175	0.109

Tableau II.8: Les valeurs de k en fonction de $\frac{D_1}{D_2}$.

II.6.6- Appareils de robinetterie

La robinetterie désigne l'ensemble des organes constituant et participant à constituer une installation d'alimentation et de distribution de fluides à l'intérieur ou à l'extérieur d'une construction [17].

➤ Vanne opercule

La vanne à opercule ou vanne à passage direct est conçue pour une utilisation complètement ouverte ou entièrement fermée. La vanne à opercule ou vanne à passage direct est installée sur des tuyauteries afin de faire un isolement et ne peut pas être utilisée pour faire du réglage.

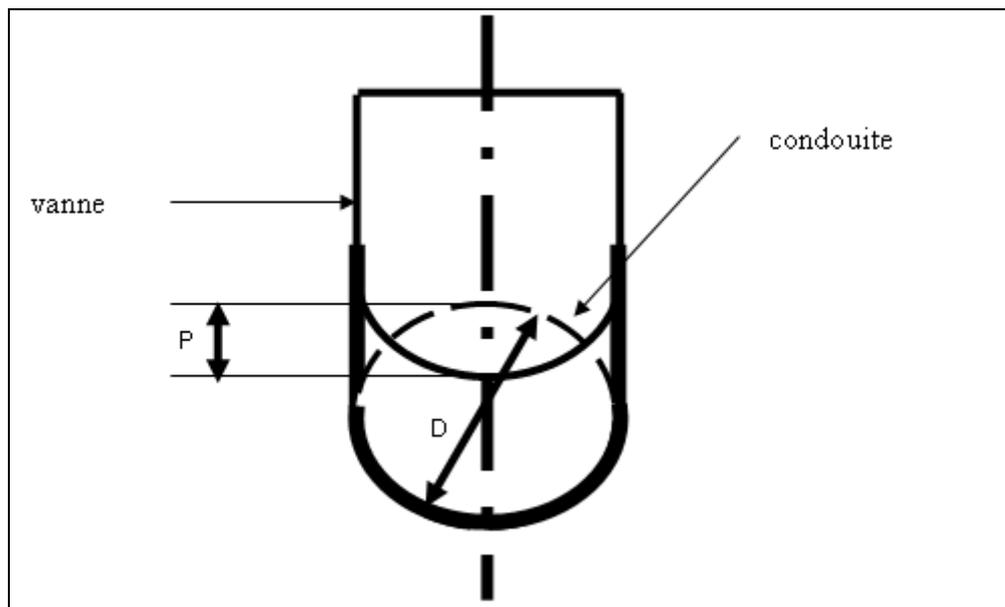


Figure. II-18 : Schéma d'une vanne opercule.

Le tableau suivant montre l'évolution du coefficient en termes $\frac{P}{D}$

p/D	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$
k	0.07	0.26	0.81	2.06	5.52	17	98

Tableau II.9: Les valeurs de k en fonction d'en fonction de p/D .

➤ Vanne à papillon

Une vanne papillon est une vanne de sectionnement de construction relativement simple. En position fermée, le disque bloque le passage de l'eau tandis qu'en position ouverte, le disque est tourné pour permettre l'écoulement. Un quart de tour amène la vanne en ouverture ou fermeture totale. La vanne papillon est ainsi conçue pour une ouverture et une fermeture rapide

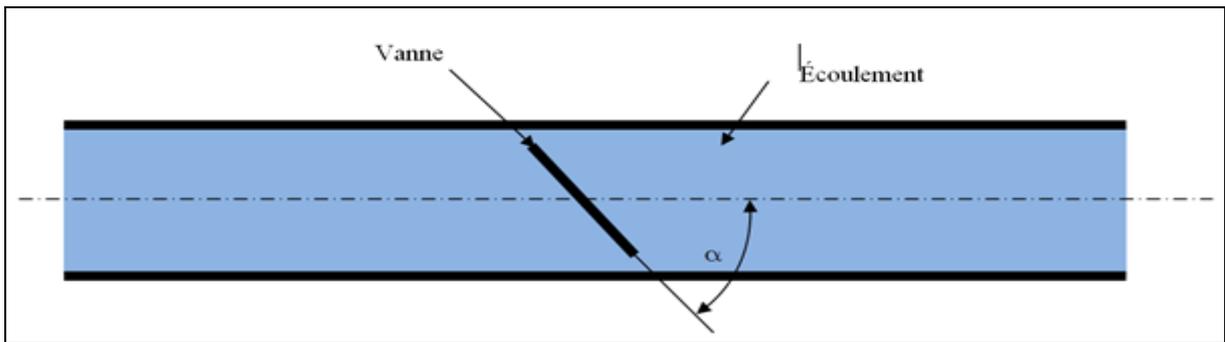


Figure. II-19 : Schéma d'une vanne à papillon.

α°	5	10	15	20	30	40	45	50	60
k	0.24	0.52	0.90	1.5	3.9	11	19	33	118

Tableau II.10: Valeurs de k en fonction de α° .

➤ **Robinet à Boisseau**

Le robinet à boisseau est un robinet quart de tour dont la sphère percée pivote sur un axe. Ce type de robinet permet d'avoir peu de perte de charge, il se manœuvre simplement et rapidement, il assure une bonne étanchéité et son encombrement est réduit

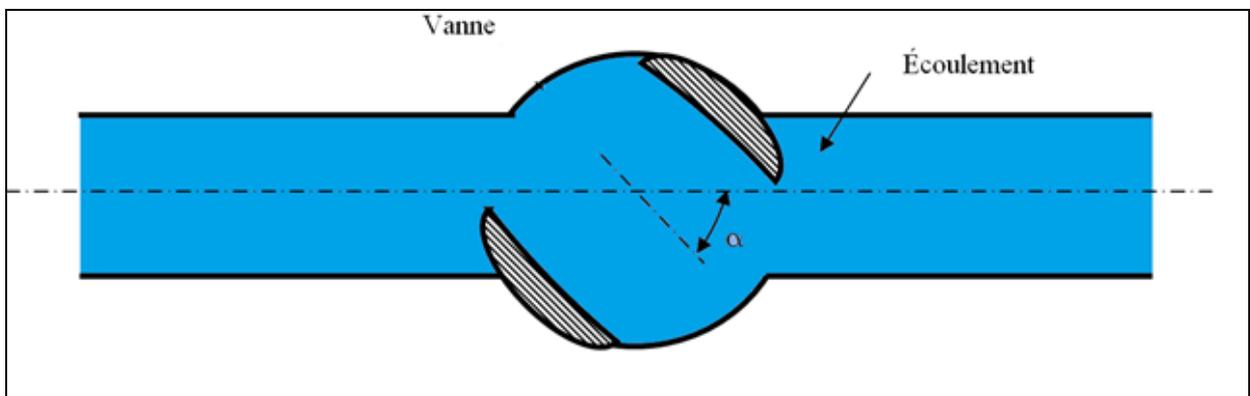


Figure. II-20 : Schéma du robinet à Boisseau.

Le coefficient de perte de charge singulière k d'un robinet à boisseau est déterminé à l'aide du **tableau II.11**.

α°	5	10	15	20	30	40	45	50	55	60
k	0.05	0.29	0.75	1.6	5.5	17	31	53	110	206

Tableau II.11: Valeurs de k en fonction de α° .

➤ **Clapet à battant**

Il existe de nombreux clapets à battants avec ou sans ressort. Suivant leurs matériaux de construction, ils peuvent répondre à tous types d'applications : eau, gaz, fluides industriels...

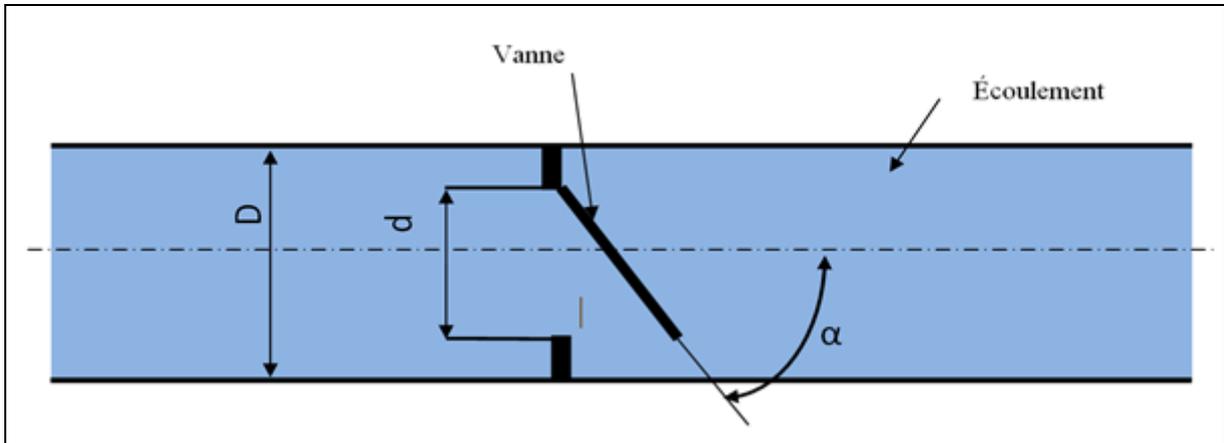


Figure. II-21 : Schéma d'un clapet à battant.

Le tableau II.12 suivant montre l'évolution du coefficient de perte de charge en fonction de l'angle de vanne :

α°	20	30	45	12	50	55	60	65	70	75
k	1.7	3.2	6.6	9.5	14	20	30	42	62	90

Tableau II.12: Valeurs de k en fonction de α° .

II.7- Circuits hydrauliques

Un circuit de transport permet de déplacer un liquide d'une source à un réservoir de stockage. Il existe deux types des circuits ouverts et fermés

II.7.1- Circuit fermé ou maillé

Un circuit fermé composé d'éléments consécutifs d'un réseau est appelé maille. Un endroit où sont branchés un ensemble de plusieurs conduites, pompes, réservoirs ou autres équipements s'appelle un nœud.

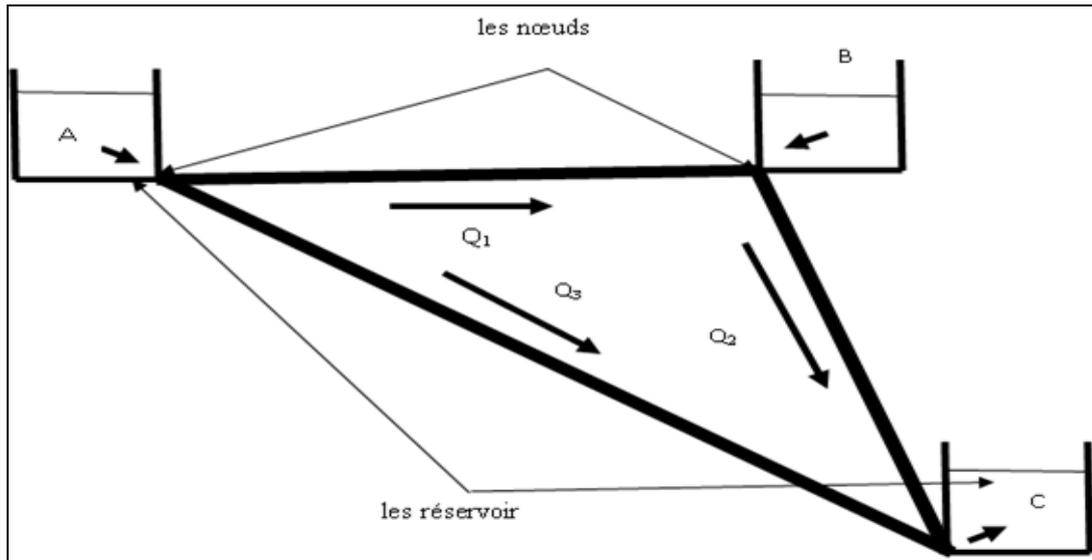


Figure. II-22 : Circuit hydraulique Fermé des nœuds.

Un réseau est en équilibre lorsque la somme algébrique des débits Q au nœud est nulle et que simultanément la somme algébrique des pertes de charge ΔH autour d'une maille s'annule. Ceci définit la loi des nœuds et la loi des mailles.

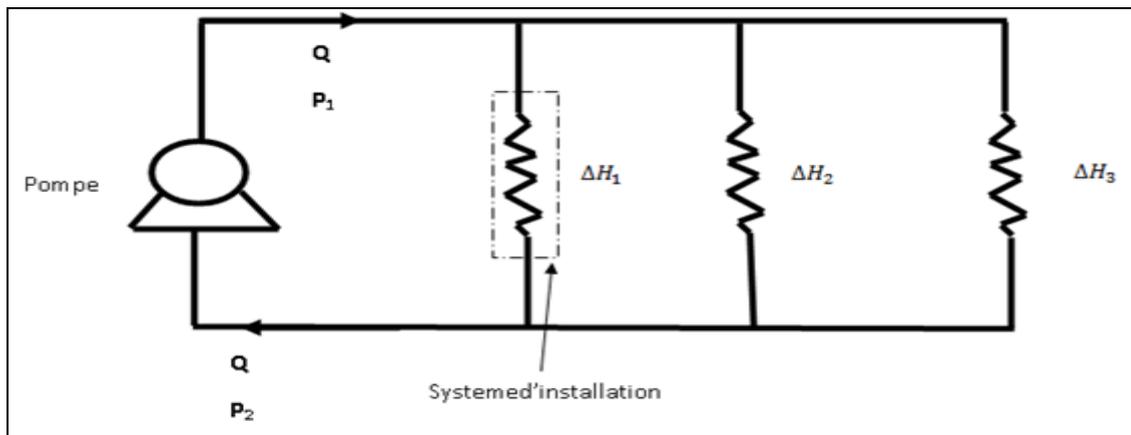


Figure. II-23 : Circuit hydraulique fermé ou maillé.

II.7.2- Circuit ouvert

Ces circuits sont les plus simples à concevoir mais présentent un inconvénient : en effet, la pompe aspirant à la pression atmosphérique (à 1 bar de pression absolue), celle-ci ne peut créer qu'une perte de charge minimale (de l'ordre de -0,2 bar maxi) dans la conduite d'aspiration la reliant à la bache. En conséquence, pour un débit donné, la taille de la pompe devra être relativement importante à cause de ses tubulures d'aspiration (externes et internes). Si la perte de charge à l'aspiration venait à augmenter, alors une cavitation se produirait, détériorant la pompe rapidement [17].

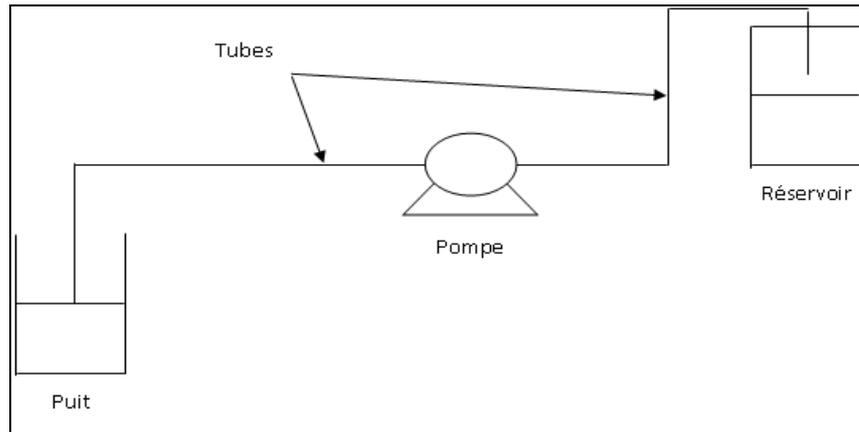


Figure. II-24 : Schéma d'un circuit ouvert.

II.7.3- Loi des nœuds

On parle de nœud dans un circuit hydraulique dès lors que l'on a plusieurs branches. "Plusieurs branches" signifient simplement qu'il y a connexion entre Trois tubes, au moins. En un nœud, la somme orientée des débits est nulle : Somme des débits qui entrent égale à la somme des débits qui sortent.

$$Q_1 + Q_4 + Q_5 = Q_2 + Q_3 \quad (\text{II.23})$$

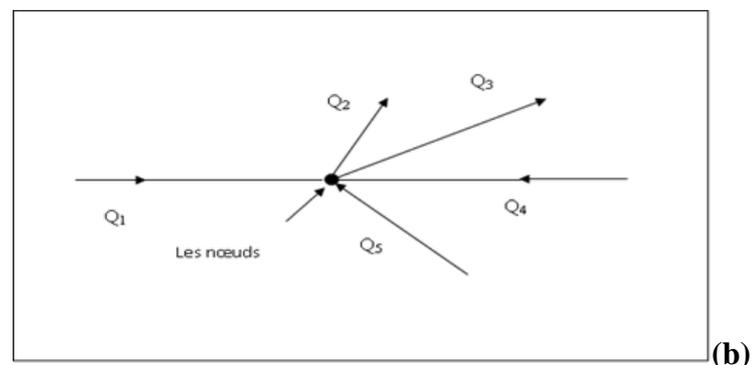
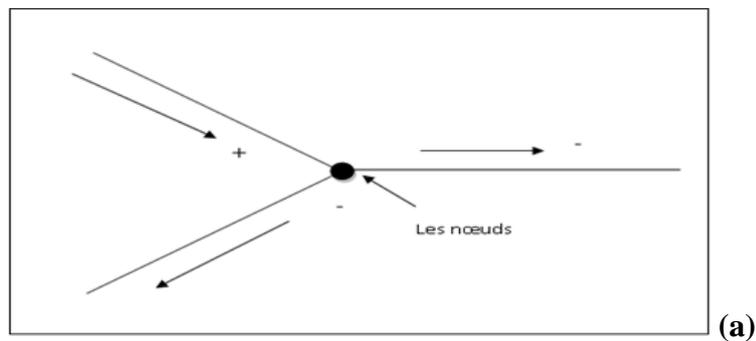


Figure. II-25 : Schéma d'un nœud (a) et (b).

Remarque : Dans (a) le signe (+) indique l'arrivée du nœud et (-) indique la sortie nœud.

II.7.4- Loi des mailles

Le long d'une maille quelconque du réseau, c'est-à-dire l'ensemble des branches formant un circuit fermé, la somme algébrique des pertes de charge est nulle.

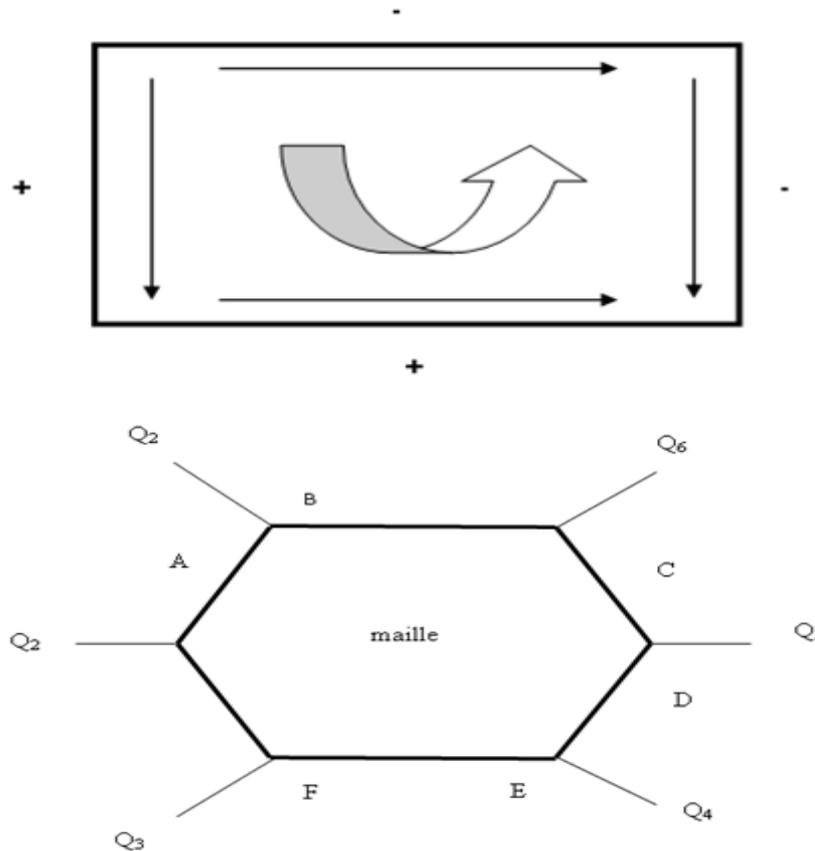


Figure. II-26 : Schéma d'une maille.

On choisit un signe dans la maille, indiqué par la flèche en boucle et lorsque le débit est dans le sens de parcours fixé. Il est alors affecté du signe +, le signe – dans le cas contraire.

Pour effectuer le calcul, il faut préciser la relation entre les pertes de pression et les débits. Les pertes de charge sont proportionnelles aux carrés des débits, ce qui complique la solution du problème. Si l'on dispose d'une valeur approchée du débit, on peut toutefois simplifier le problème.

Au voisinage du point de fonctionnement $(Q_n \Delta H_n)$ supposé, en remplaçant la courbe de variation (parabole) par sa tangente et écrire :

$$\Delta H_1 - \Delta H_0 = 2 \frac{\Delta H}{Q_0} (Q_i - Q_0) \quad (\text{II.24})$$

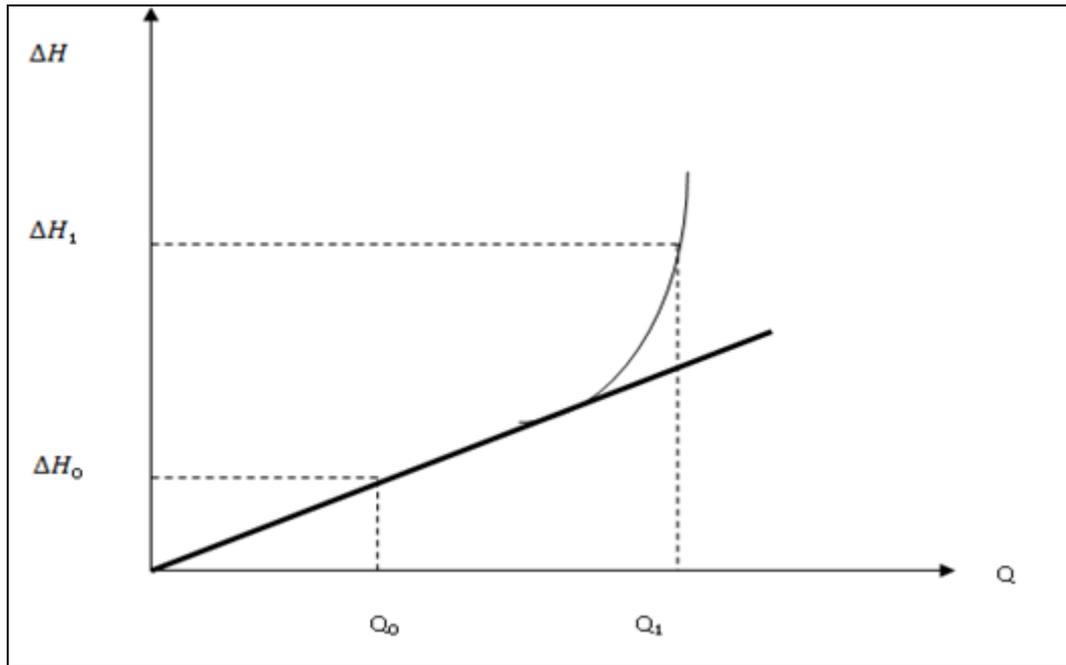


Figure. II-27 : Courbe donnant la relation entre la perte de pression et le débit.

Si la perte de charge est liée à Q par la relation. Cette approximation linéaire s'écrit :

$$\Delta H = AQ^2 \quad (\text{II.25})$$

$$\Delta H_1 - \Delta H_0 = 2\Delta Q_0(AQ_1 - Q_0) \quad (\text{II.26})$$

Méthode Hardy Cross. Il est basé sur la répartition supposée du débit dans le réseau tout en respectant la première loi de Kirchhoff, la somme orientée $\sum AQ_0^2$ qui en général n'est pas nulle. En tenant compte de la linéarisation précédente, on montre qu'il faut appliquer à toutes les branches d'une maille donnée une correction en débits égale à toute branche commune à deux mailles recevra bien entendu les deux corrections correspondantes.

$$Q = \frac{-(\sum AQ^2)}{2\sum AQ} \quad (\text{II.27})$$

Pour la mise en écoulement des fluides dans les circuits hydrauliques, on doit placer une pompe hydraulique [17].

Chapitre III

Mesure de la perte de charge

III.1- Introduction

Dans cette partie expérimentale, nous avons mesuré la perte de charge linéaire en utilisant en utilisant un nouveau banc d'essai. .

Remarque : Les expériences de perte de charge sont largement compatibles avec le système d'écoulement turbulent et par conséquent, ce système a été utilisé dans les expériences suivantes.

III.2- Description de l'installation expérimentale

L'installation expérimentale utilisée «HM 120 » donné par la figure (Figure.III.1) comprend dix sections de tuyau avec différents éléments de tuyauterie dont quatre sont rectilignes, de section constante et de différent matériau. Pour nos expériences, cinq conduites ont été utilisées, une en cuivre, une en galvanisé et trois en plastiques.

La section de conduite (1) et (3) comprend trois formes de changement de direction La section (2) comprend des tubes piézométriques permettant la détermination de la perte de charge linéaire.

Les sections de conduites (5), (6), (8) et (9) sont composées de robinetteries d'arrêt, des rétrécissements et des élargissements, avec différentes pertes de charge. La section de tuyau (7) comprend deux conduites en parallèles.

La section (10) permet de mesurer directement la différence de pression.

La section (11) permet de mesurer le débit volumique à l'aide du rota mètre, ce débit sera comparé avec celui obtenu par la méthode directe, qui consiste à calculer le rapport entre le volume du fluide écoulé et le temps d'écoulement.

Pour mettre l'eau en écoulement, nous devons adjoindre au banc d'essai «HM 120 » au module de base «HM 150 » (figure III.2). Ce dernier est constitué d'une soupape d'étranglement (1), d'un trop plein (2), d'un réservoir de stockage avec pompe submersible (3), d'un robinet permettant la vidange du réservoir de mesure (4), d'un indicateur de niveau (5) et d'un réservoir de mesure.

Les points de mesure de la pression ou prises de pressions dans le système de tuyauterie ont la forme de chambres annulaires et se trouvent juste avant et après les éléments de tuyauterie.

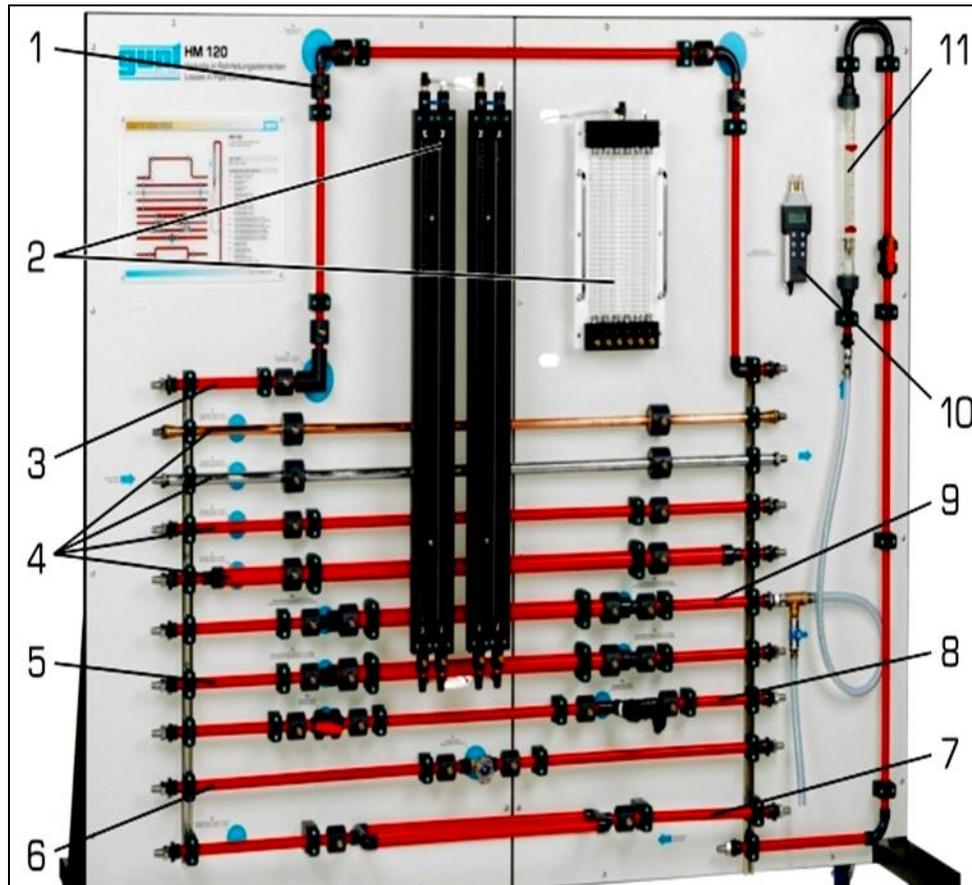


Figure. III-1 : Description de montage «HM120 ».

N°	Désignation
1	Point de mesure de la pression
2	Manomètres à tubes
3	Sections de tuyau avec changements de direction
4	Sections de tuyau rectilignes
5	Rétrécissements ou élargissement brusques
6	Robinet. Vanne
7	Conduites doubles
8	Robinet à tournant sphérique et soupape à tête inclinée
9	Rétrécissements et élargissement continus
10	Appareils de mesure de pression différentielle
11	Débitmètre « Rota mètre »

Tableau III.1: Différents composant du « HM 120 ».



Figure. III-2 : Description du module de base «HM150 ».

N°	Désignation
1	Soupape d'étranglement
2	Trop-pleins
3	Réservoir de stockage avec pompe submersible
4	Robinets. vanne pour vider le réservoir de mesure
5	Indicateurs de niveau
6	Réservoir de mesure

Tableau III.2: Différents composants du module de base « HM 150 ».

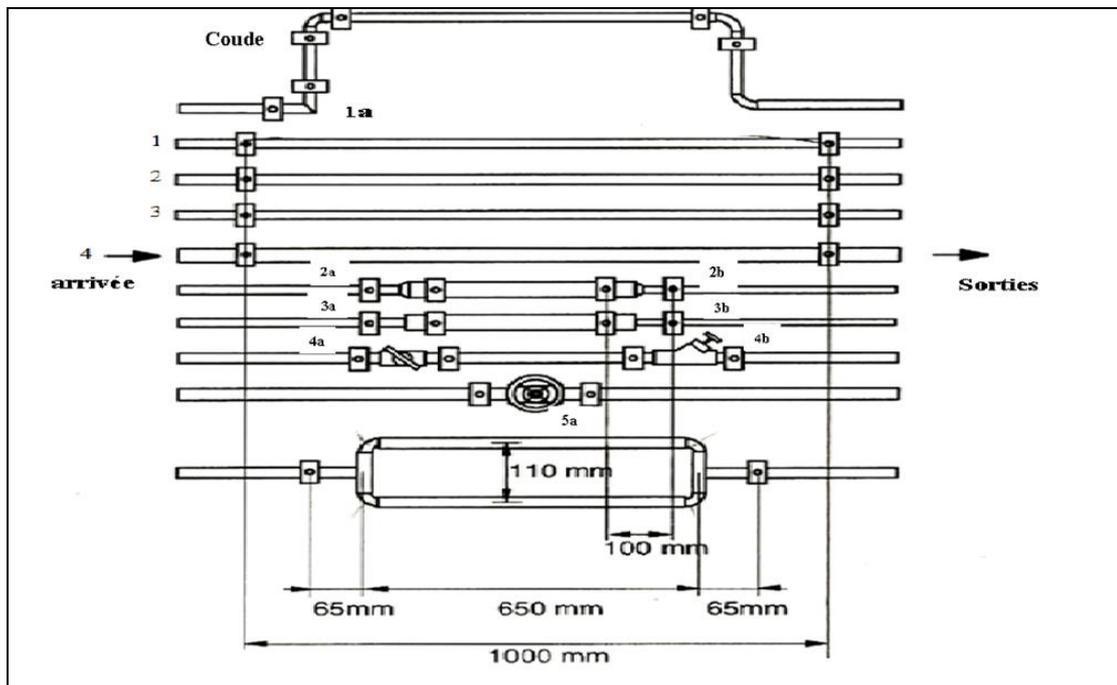


Figure. III-3 : Disposition des sections de tube.

N°	Désignations	Dimensions : D×e
1	Tube en cuivre	18mm*1mm
2	Tube en acier galvanisé	Système SI Ou (1/2")
3	Tube en PVC	20mmx1.5mm
4	Tube en PVC	32mmx1.7mm
1a	Tube à angle droit	40mmx11.5
2a	Elargissement de la section	DN20—32 continu
3a	Elargissement de la section	DN20—32 discontinu
3b	Rétrécissement de la section	DN32—20 discontinu
4a	Robinet a tournant sphérique	DN20
4b	Robinet a siège incline	DN20
5a	Robinet et vanne	DN20
2b	Rétrécissement de la section	DN32—20 continu

Tableau III.3: Désignation et dimension des conduites et des singularités du banc d'essai «HM120 ».

Remarque : (1/2") Système anglais.

III.3- Sondes de mesure**III.3.1-Manomètre 2 tubes**

Le manomètre 2 tubes permet de mesurer ou de lire les pressions différentielles entre deux points de mesure dans une conduite.

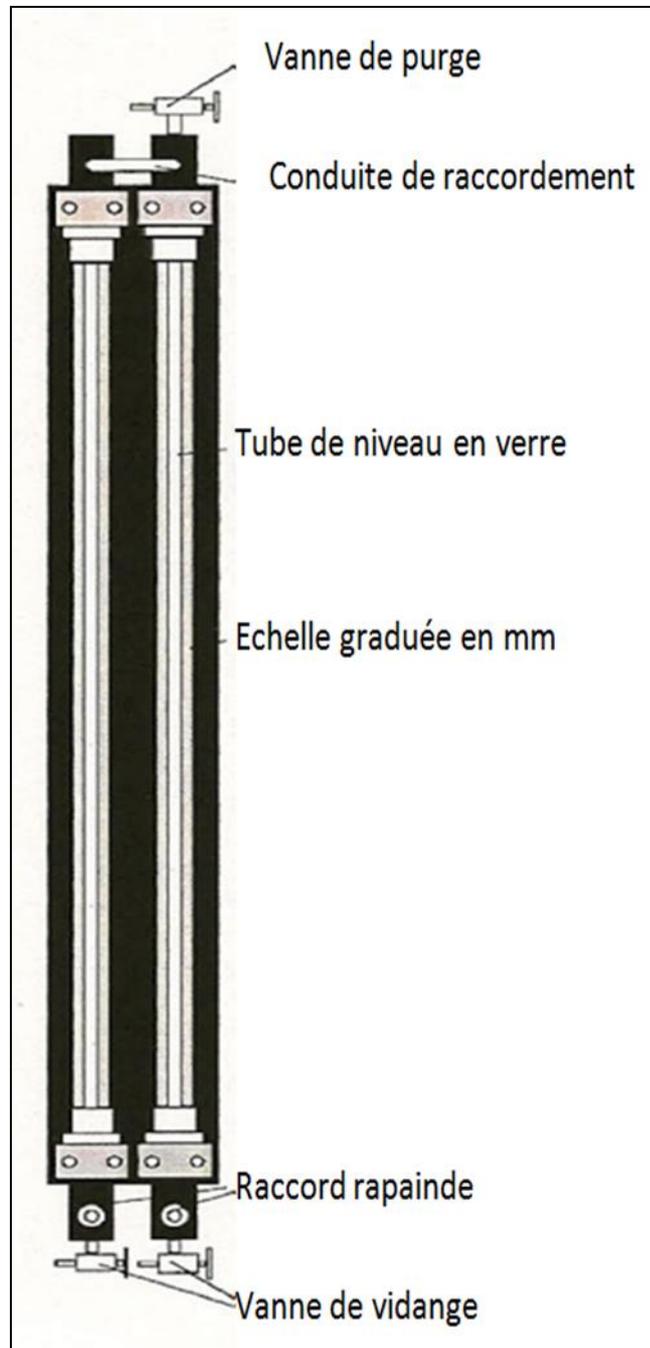


Figure. III-4 : Description du manomètre à 2 tubes.

III.3.2-Débitmètre à flotteur

Un débitmètre à flotteur ou rota mètre est utilisé pour mesurer le débit, il est composé de :

- O D'un tube de mesure en plastique,
- O D'un flotteur en acier inoxydable.

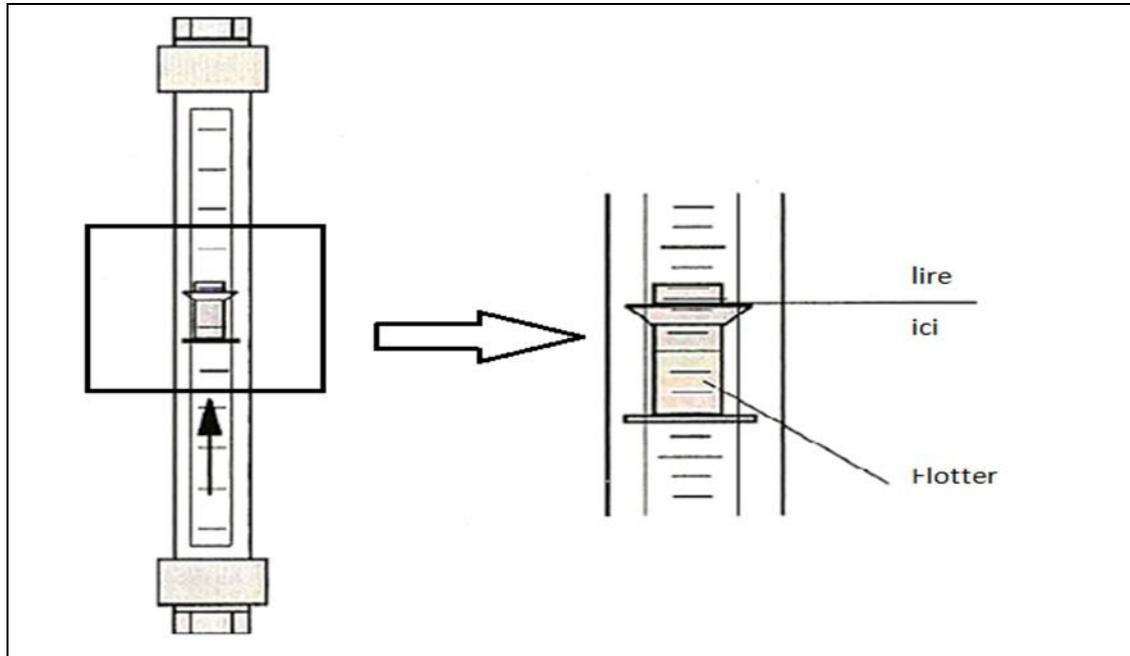


Figure. III-5 : Description d'un débitmètre à flotteur.

III.4- Conduites utilisées

Cinq conduites ont été utilisées pour la mesure de la perte de charge : trois tubes en plastique de diamètres différents 16mm, 17mm et 28,6 mm, un tube en cuivre de diamètre 16 mm et un tube en galvanique de diamètre 16mm.

III.5- Mesure de la perte de charge linéaire

Toutes les mesures effectuées sur le banc d'essai « HM120 » sont résumées dans les tableaux suivants.

Les relations utilisées pour la détermination des grandeurs physiques intervenant dans la perte de charge linéaire sont :

- Le débit volumique : $Q_{v,md} = \frac{V}{t}$ (III .1)

- La vitesse moyenne d'écoulement $U = \frac{Q_{v,md}}{S}$ (III .2) avec S la section de la conduite.

- La perte de charge linéaire ; $\Delta H_L = h_1 - h_2$ (III .3) ; (h_1 et h_2 lire de Manomètre 2 tubes).

- Le nombre Reynolds $Re = \frac{UD}{\nu}$ (III .4)

- Le coefficient de la perte de charge linéaire $\lambda_{\text{exp}} = \frac{2gD}{LU^2} \Delta H_L$ (III .5)

III.6- Résultats expérimentaux et discussions

À chaque mesure, nous avons mesuré la température de l'eau et ce afin de déterminer sa viscosité cinématique à l'aide des tables des propriétés thermo physiques.

III.6.1-Conduite de cuivre diamètre=16 mm

Les mesures correspondant à cette conduite sont données par le tableau suivant :

h_1 (m)	h_2 (m)	v (m ³)	t (s)	$Q_{v,\text{rot}}$ (m ³ /s)	$Q_{v,\text{md}}$ (m ³ /s)
0,74	0,671	0,005	25,7	0,00016	0,00019
0,742	0,662	0,005	23,33	0,00018	0,00021
0,744	0,655	0,005	21,35	0,00019	0,00023
0,747	0,645	0,005	20,34	0,00020	0,00024
0,749	0,635	0,005	19,11	0,00022	0,00026
0,75	0,625	0,005	17,83	0,00023	0,00028
0,751	0,615	0,005	16,87	0,00025	0,000296
0,755	0,604	0,005	16,13	0,00026	0,000309
0,758	0,591	0,005	15,81	0,00027	0,000316

Tableau III.4: Valeurs expérimentales pour une conduite en cuivre de diamètre intérieur 16 mm.

$T = 16^\circ\text{C}$, $\nu = 1.106 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

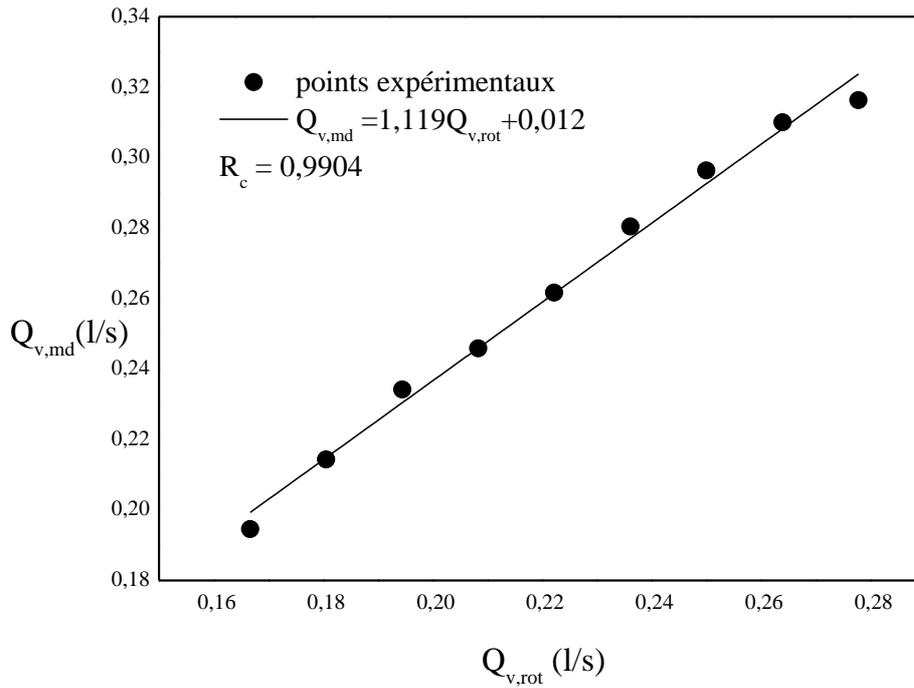


Figure. III-6 : Variation de débit volumique en fonction du débit rota mètre.

La figure III.6 montre que le débit déterminé par la méthode directe est presque le même que celui lu directement sur le rota mètre, en effet le coefficient de corrélation R_c de l'ajustement linéaire est de 0,99. Ce résultat est valable pour toutes les autres expériences.

Les propriétés à calculer pour cette mesure, sont données par le tableau qui suit :

$Q_{v,rot} (m^3 / s)$	$U(m/s)$	$\Delta H_L (m)$	$Q_{v,md} (m^3 / s)$	Re	λ_{blaus}	λ_{exp}
0,00016	0,967	0,069	0,00019	13998,19	0,029051537	0,023134
0,00018	1,0659	0,08	0,00021	15420,20	0,028357276	0,022103
0,00019	1,1647	0,089	0,00023	16850,28	0,027735455	0,020593
0,00020	1,2226	0,102	0,00024	17686,99	0,027401451	0,021421
0,00022	1,3013	0,114	0,00026	18825,40	0,026977457	0,021133
0,00023	1,3947	0,125	0,00028	20176,86	0,026513903	0,020172
0,00025	1,4740	0,136	0,000296	21325,04	0,026149573	0,019647
0,00026	1,5417	0,151	0,000309	22303,37	0,02585797	0,019942
0,00027	1,5729	0,167	0,000316	22754,80	0,02572875	0,021189

Tableau III.5: Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en cuivre de diamètre intérieur 16mm.

On remarque sur ce tableau que le nombre de Reynolds est compris est tel que $2300 \leq Re \leq 10^5$.

Pour le calcul du coefficient de la perte de charge linéaires, on utilise donc le modèle de Blasius donné par l'équation $\lambda = 0,316 Re^{-0,25}$ (III .6) ou celui de franklin donné par l'équation :

$$\lambda = 0,27 Re^{-0,53} \quad (\text{III .7})$$

La figure.III.7 montre la variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique dans le cas d'une conduite en cuivre et de diamètre intérieur 16 mm. On remarque que les points expérimentaux suivent une variation parabolique ce qui est en bonne concordance avec la théorie.

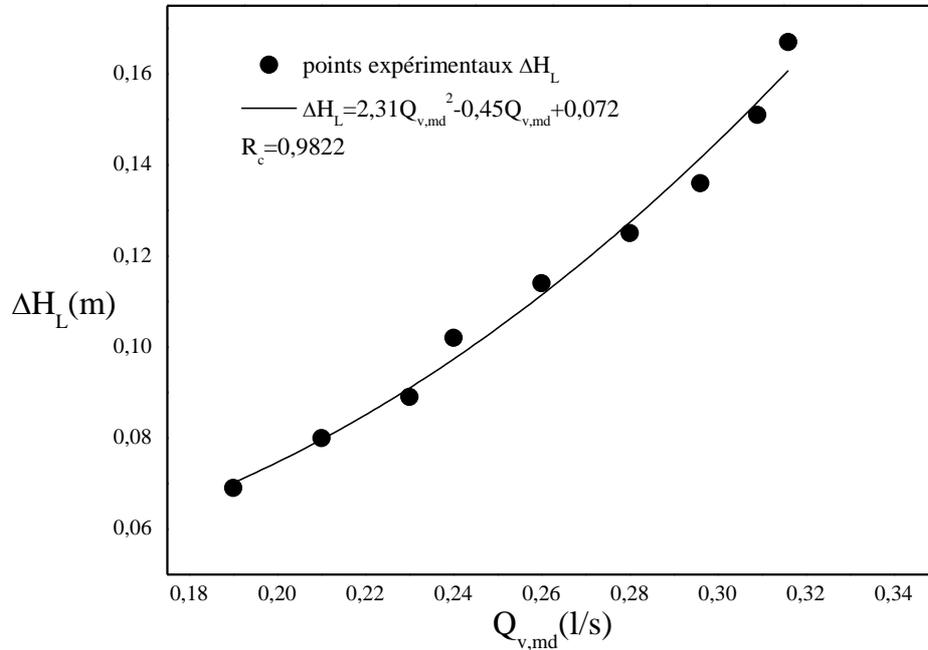


Figure. III-7 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en cuivre de diamètre 16 mm.

La figure.III.8 montre la variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds dans le cas d'une conduite en cuivre de diamètre 16 mm. On remarque que les points expérimentaux ne s'ajustent pas ni avec le modèle de Blasius ni avec celui de Frenkel. En effet, les points expérimentaux sont situés entre les deux modèles et au milieu. Nous pensons que ceci est dû aux erreurs de mesures et de calcul.

Remarque :

L'utilisation de l'équation (II.10) de Nackab pour la détermination du coefficient de la perte de charge linéaire donne des valeurs très grandes par rapport à celle déterminées expérimentalement. Pour ce qui est de l'équation (II.12) de Ghanbari et al, les résultats obtenus sont les mêmes que ceux de Blasius, en effet ils se superposent parfaitement avec ceux de Blasius. Cette remarque est valable pour toutes les autres conduites.

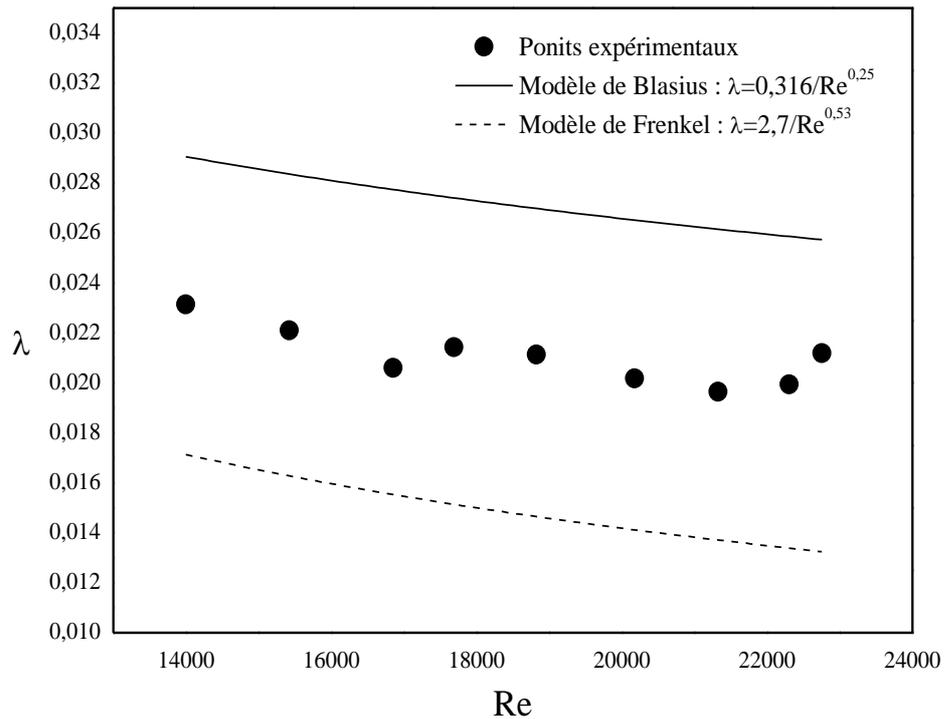


Figure. III-8 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds, cas d'une conduite en cuivre de diamètre intérieur 16 mm.

III.6.2 Conduite galvanisé de diamètre = 16 mm

Les mesures correspondant à cette conduite sont données par le tableau suivant :

h_1 (m)	h_2 (m)	v (m ³)	t (s)	$Q_{v,rot}$ (m ³ / s)	$Q_{v,md}$ (m ³ / s)
0,751	0,676	0,05	26,3	0,000166667	0,0001901
0,753	0,667	0,05	23,89	0,000180556	0,0002093
0,755	0,657	0,05	22,77	0,000194444	0,0002196
0,757	0,647	0,05	20,81	0,000208333	0,0002403
0,759	0,635	0,05	19,35	0,000222222	0,0002584
0,76	0,621	0,05	18,16	0,000236111	0,0002753
0,763	0,61	0,05	17,48	0,00025	0,000286
0,765	0,599	0,05	16,56	0,000263889	0,0003019
0,768	0,584	0,05	15,65	0,000277778	0,0003195

Tableau III.6: Valeurs expérimentales pour une conduite en galvanisé de diamètre intérieur 16 mm.

$$T = 17^\circ\text{C}, \quad \nu = 1.079 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Les propriétés à calculer pour cette mesure, sont données par le tableau qui suit :

$Q_{v,rot} (m^3 / s)$	$U(m / s)$	ΔH_L	$Q_{v,md} (m^3 / s)$	Re	$\lambda_{blasius}$	λ_{exp}
0,000166667	0,9455498	0,075	0,0001901	14021,128	0,0290396	0,02633367
0,000180556	1,040936	0,086	0,0002093	15435,566	0,0283502	0,02491549
0,000194444	1,092137	0,098	0,0002196	16194,803	0,0280119	0,02579234
0,000208333	1,1950005	0,11	0,0002403	17720,118	0,0273886	0,02418107
0,000222222	1,2851659	0,124	0,0002584	19057,14	0,0268951	0,02356798
0,000236111	1,369381	0,139	0,0002753	20305,928	0,0264717	0,0232694
0,00025	1,4226522	0,153	0,000286	21095,862	0,0262203	0,02373083
0,000263889	1,5016884	0,166	0,0003019	22267,854	0,0258683	0,02310827
0,000277778	1,589007	0,184	0,0003195	23562,662	0,0255053	0,02287627

Tableau III.7: Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en galvanisé de diamètre intérieur 16 mm.

On remarque sur ce tableau que le nombre de Reynolds est compris est tel que $2300 \leq Re \leq 10^5$. Pour le calcul du coefficient de la perte de charge linéaire, on utilise donc le modèle de Blasius donné par l'équation (III.6) ou celui de franklin donné par l'équation (III.7).

La figure III.9 montre la variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique dans le cas d'une conduite en galvanisé et de diamètre intérieur 16 mm On remarque que la perte de charge varie d'une façon parabolique avec le débit volumique. En effet, les points expérimentaux sont ajustés par une parabole avec un coefficient de corrélation de. $R_c=0,99716$.

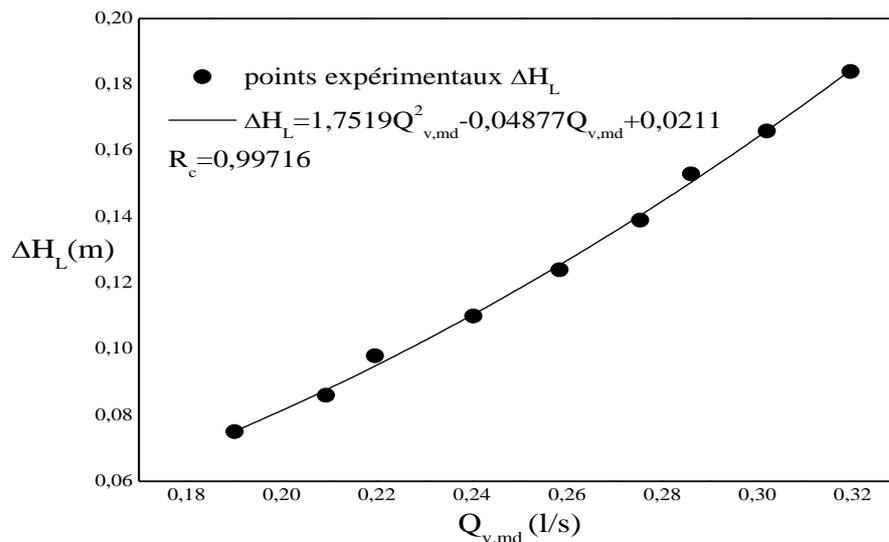


Figure. III-9 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en galvanisé de diamètre intérieur 16 mm.

La figure.III.10 montre la variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds dans le cas d'une conduite en galvanisé de diamètre 16 mm. Comme pour la conduite en cuivre, on remarque que les points expérimentaux ne s'ajustent pas très bien avec les modèles de Blasius et de Frenkel. En effet, les points expérimentaux sont toujours situés entre les deux modèles mais proches de celui de Blasius.

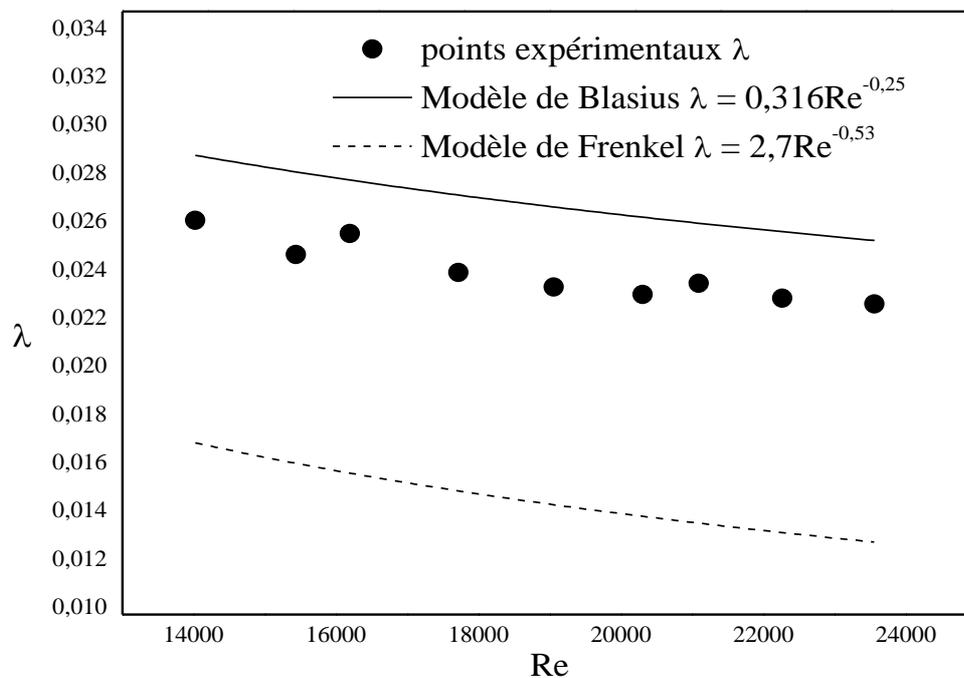


Figure. III-10 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds, cas d'une conduite en galvanisé de diamètre intérieur 16 mm .

III.6.3-Conduite en PVC de diamètre=16 mm

Les mesures correspondant à cette conduite sont données par le tableau suivant :

h_1 (m)	h_2 (m)	v (m ³)	t (s)	$Q_{v,rot}$ (m ³ / s)	$Q_{v,md}$ (m ³ / s)
0,74	0,675	0,05	26,32	0,000166667	0,00019
0,74	0,668	0,05	24,13	0,000180556	0,0002072
0,74	0,65	0,05	23,19	0,000194444	0,0002156
0,741	0,65	0,05	20,72	0,000208333	0,0002413
0,744	0,64	0,05	19,08	0,000222222	0,0002621
0,744	0,63	0,05	18,82	0,000236111	0,0002657
0,746	0,618	0,05	18,05	0,00025	0,000277
0,746	0,609	0,05	16,67	0,000263889	0,0002999
0,747	0,597	0,05	15,56	0,000277778	0,0003213

Tableau III.8: Valeurs expérimentales pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm

$$T = 15C^\circ, \nu = 1.134 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Les propriétés à calculer pour cette mesure, sont données par le tableau qui suit :

$Q_{v,rot}$ (m ³ / s)	U (m / s)	ΔH_L	$Q_{v,md}$ (m ³ / s)	Re	$\lambda_{blasius}$	λ_{exp}
0,000166667	0,944831302	0,065	0,00019	13330,95	0,0294084	0,02285724
0,000180556	1,030582671	0,072	0,0002072	14540,85	0,0287766	0,0212807
0,000194444	1,072357044	0,09	0,0002156	15130,26	0,0284922	0,02456873
0,000208333	1,200191113	0,091	0,0002413	16933,91	0,0277011	0,01983168
0,000222222	1,303352194	0,104	0,0002621	18389,45	0,0271359	0,01921891
0,000236111	1,321358122	0,114	0,0002657	18643,50	0,027043	0,02049664
0,00025	1,377726308	0,128	0,000277	19438,82	0,0267621	0,02116913
0,000263889	1,491779236	0,137	0,0002999	21048,03	0,0262352	0,01932549
0,000277778	1,598197934	0,15	0,0003213	22549,53	0,0257871	0,01843525

Tableau III.9: Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm.

On remarque aussi que dans ce cas, le nombre de Reynolds est tel que $2300 \leq Re \leq 10^5$. On utilise donc le modèle de Blasius pour la détermination du coefficient de la perte de charge linéaire.

La figure III.11 montre la variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique dans le cas d'une conduite en plastique de diamètre intérieur 16 mm. On remarque que les points expérimentaux suivent une variation parabolique. Cependant la concordance avec la théorie avec la théorie n'est satisfaisante car le coefficient de corrélation est médiocre, soit $R_c=0,953$. Nous que ce désaccord est dû au nombre de points de mesure qui n'est pas très grand.

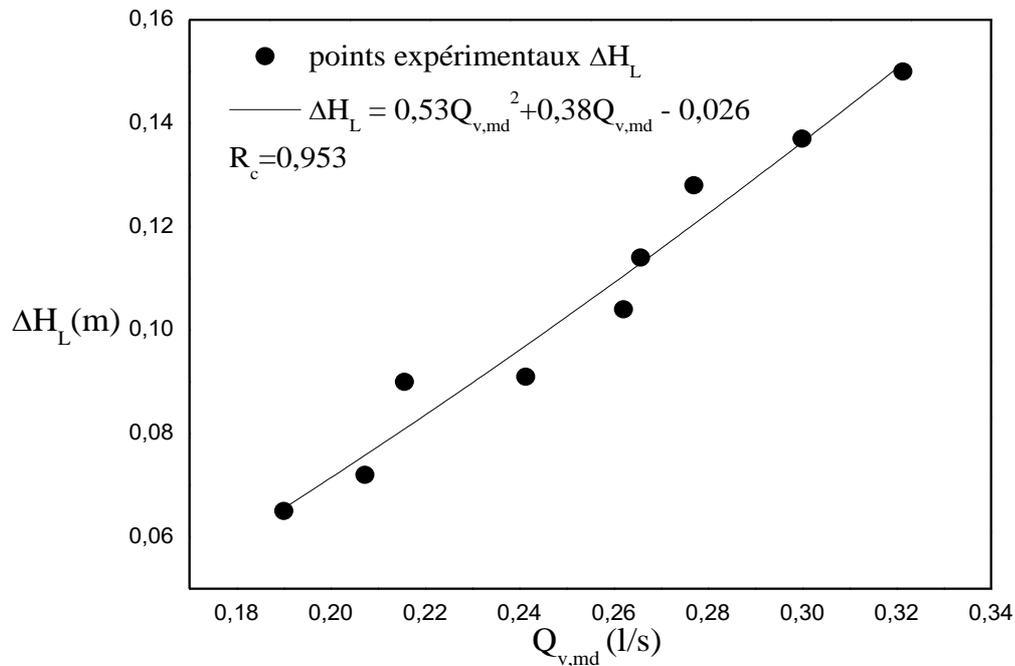


Figure. III-11 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm.

La figure.III.12 montre la variation du coefficient du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds dans le cas d'une conduite en plastique de diamètre 16 mm. Comme pour la conduite en cuivre, on remarque que les points expérimentaux ne s'ajustent pas très bien avec les modèles de Blasius et de Frenkel. En effet, les points expérimentaux sont situés presque au milieu des modèles de Blasius et de Frenkel.

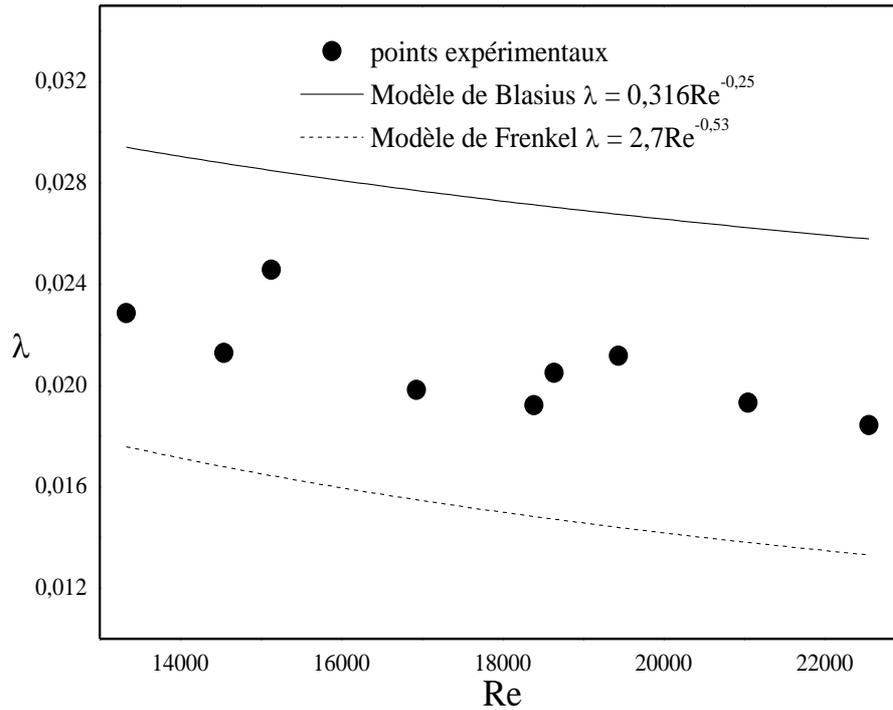


Figure. III-12 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds Re, cas d’une conduite en PVC de diamètre intérieur 16 mm.

III.6.4-Conduite en PVC de diamètre=17 mm

Les mesures correspondant à cette conduite sont données par le tableau suivant :

h_1 (m)	h_2 (m)	v (m ³)	t (s)	$Q_{v,rot}$ (m ³ / s)	$Q_{v,md}$ (m ³ / s)
0,72	0,666	0,05	24,92	0,000166667	0,0002006
0,72	0,659	0,05	23,48	0,000180556	0,0002129
0,72	0,654	0,05	22,23	0,000194444	0,0002249
0,72	0,648	0,05	20,6	0,000208333	0,0002427
0,718	0,64	0,05	19,57	0,000222222	0,0002555
0,717	0,631	0,05	17,96	0,000236111	0,0002784
0,717	0,623	0,05	17,81	0,00025	0,0002807
0,716	0,616	0,05	16,76	0,000263889	0,0002983
0,716	0,605	0,05	16,37	0,000277778	0,0003054

Tableau III.10: Valeurs expérimentales pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 17mm.

T =18C°, $v = 1.055 * 10^{-6} m^2 / s$

Les propriétés à calculer pour cette mesure, sont données par le tableau qui suit :

$Q_{v,rot} (m^3 / s)$	$U(m/s)$	ΔH_L	$Q_{v,md} (m^3 / s)$	Re	$\lambda_{blasius}$	λ_{exp}
0,000166667	0,8839633	0,054	0,0002006	14243,959	0,0289254	0,02305012
0,000180556	0,9381757	0,061	0,0002129	15117,523	0,0284982	0,02311582
0,000194444	0,9909296	0,066	0,0002249	15967,587	0,0281111	0,02241848
0,000208333	1,0693381	0,072	0,0002427	17231,041	0,0275809	0,0210015
0,000222222	1,1256191	0,078	0,0002555	18137,938	0,0272295	0,02053334
0,000236111	1,2265237	0,086	0,0002784	19763,889	0,0266513	0,01906753
0,00025	1,2368538	0,094	0,0002807	19930,345	0,0265955	0,02049458
0,000263889	1,3143416	0,1	0,0002983	21178,965	0,0261945	0,01930774
0,000277778	1,3456546	0,111	0,0003054	21683,534	0,0260408	0,02044578

Tableau III.11: Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 17mm.

La figure III.13 montre la variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique dans le cas d'une conduite en plastique et de diamètre intérieur 17 mm Nous sommes toujours en présence d'une variation parabolique de la perte de charge en fonction du débit volumique. Dans ce cas l'ajustement a pour coefficient de corrélation $R_c=0,97618$.

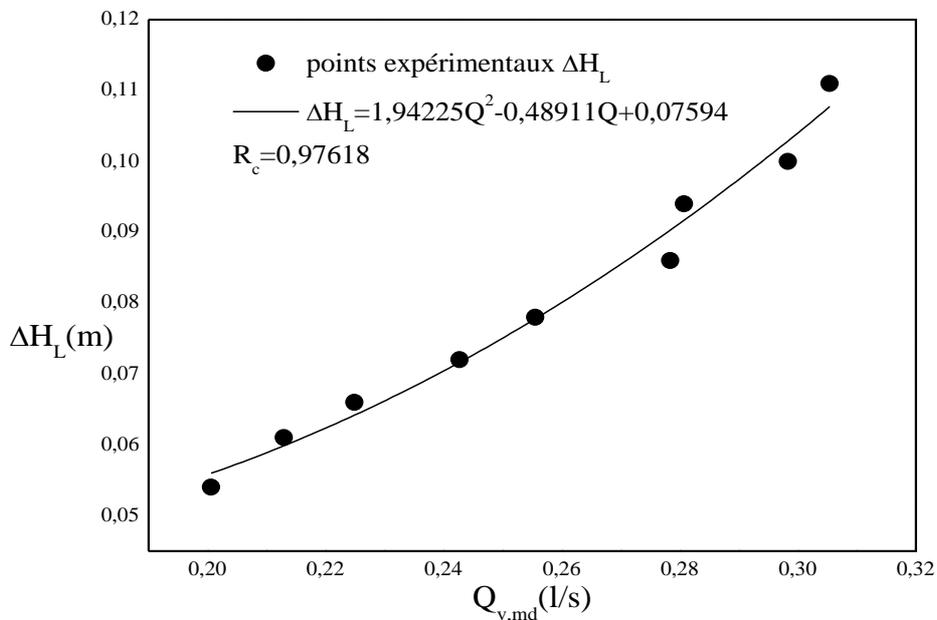


Figure. III-13 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 17 mm.

La figure III.14 montre la variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds dans le cas d'une conduite en plastique de diamètre 17 mm. On remarque que les points expérimentaux sont aussi situés au milieu de Blasius et de Frenkel.

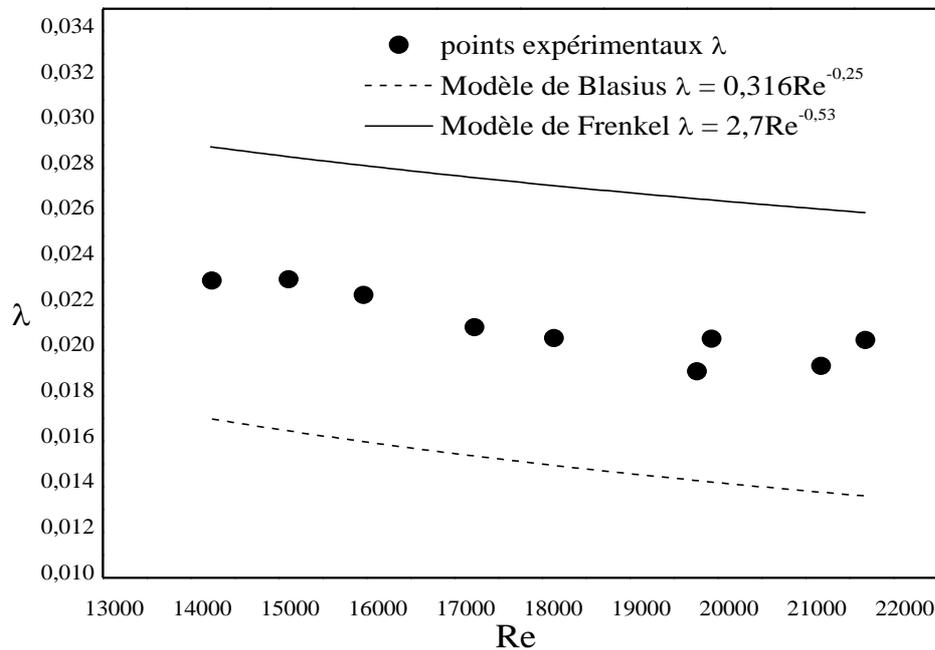


Figure. III-14 : Variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds Re, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 17 mm.

III.6.5-Conduite en PVC de diamètre=28,6 mm

Les mesures correspondant à cette conduite sont données par le tableau suivant :

h_1 (m)	h_2 (m)	v (m ³)	t (s)	$Q_{v,rot}$ (m ³ / s)	$Q_{v,md}$ (m ³ / s)
0,68	0,675	0,05	25,57	0,00016	0,0001955
0,676	0,671	0,05	23,91	0,00018	0,0002091
0,674	0,668	0,05	22,06	0,00019	0,0002267
0,67	0,663	0,05	20,35	0,00020	0,0002457
0,667	0,659	0,05	19,58	0,00022	0,0002554
0,663	0,655	0,05	18,34	0,00023	0,0002726
0,659	0,65	0,05	17,35	0,00025	0,0002882
0,654	0,643	0,05	16,32	0,00026	0,0003064
0,651	0,639	0,05	15,85	0,00027	0,0003155

Tableau III.12: Valeurs expérimentales pour une conduite PVC de diamètre intérieur 28,6 mm.

$T=19C^\circ \quad v = 1.028 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Les propriétés à calculer pour cette mesure, sont données par le tableau qui suit :

$Q_{v,rot} (m^3 / s)$	$U(m / s)$	ΔH_L	$Q_{v,md} (m^3 / s)$	Re	$\lambda_{blasius}$	λ_{exp}
0,000166667	0,3043809	0,005	0,0001955	8468,18	0,03294121	0,0302831
0,000180556	0,3255131	0,005	0,0002091	9056,10	0,03239304	0,0264787
0,000194444	0,3528114	0,006	0,0002267	9815,56	0,0317474	0,0270477
0,000208333	0,3824579	0,007	0,0002457	10640,36	0,03111343	0,0268531
0,000222222	0,3974984	0,008	0,0002554	11058,80	0,03081485	0,0284108
0,000236111	0,424374	0,008	0,0002726	11806,51	0,03031494	0,0249262
0,00025	0,448589	0,009	0,0002882	12480,19	0,02989728	0,0250963
0,000263889	0,4769006	0,011	0,0003064	13267,85	0,02944333	0,0271395
0,000277778	0,4910422	0,012	0,0003155	13661,2	0,02922901	0,027926

Tableau III.13: Valeurs des propriétés calculées pour une conduite en PVC de diamètre intérieur 28,6 mm.

$T=19C^{\circ}$ $\nu = 1.028 * 10^{-6} m^2 / s$

La figure.III.15 montre la variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique dans le cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 28,6 mm Nous sommes toujours en présence d'une variation parabolique de la perte de charge en fonction du débit volumique. Dans ce cas l'ajustement a pour coefficient de corrélation $R_c=0,97158$.

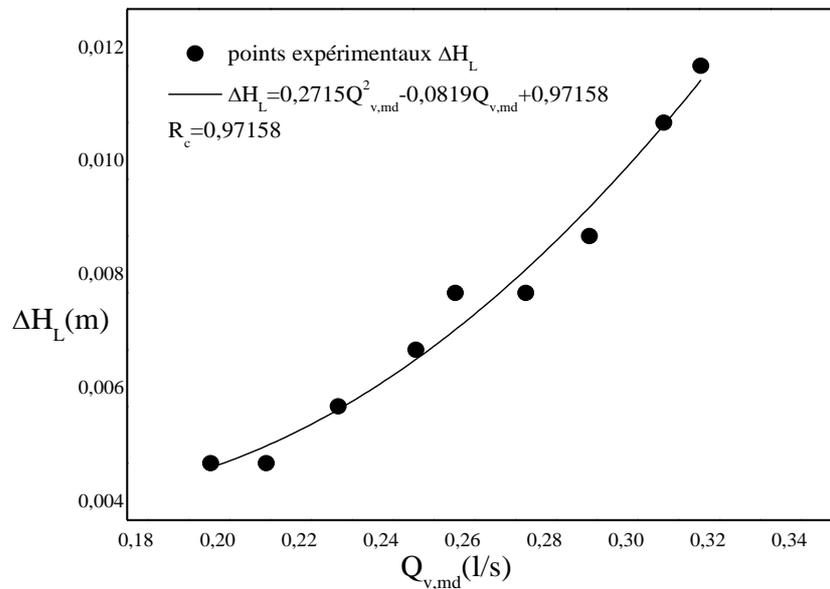


Figure. III-15 : Variation de la perte de charge linéaire en fonction du débit volumique, cas d'une conduite en PVC de diamètre intérieur 28,6 mm.

La figure.III.16 montre la variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds dans le cas d'une conduite en plastique de diamètre 28,6. On remarque que les points expérimentaux sont aussi situés au milieu de Blasius et de Frenkel.

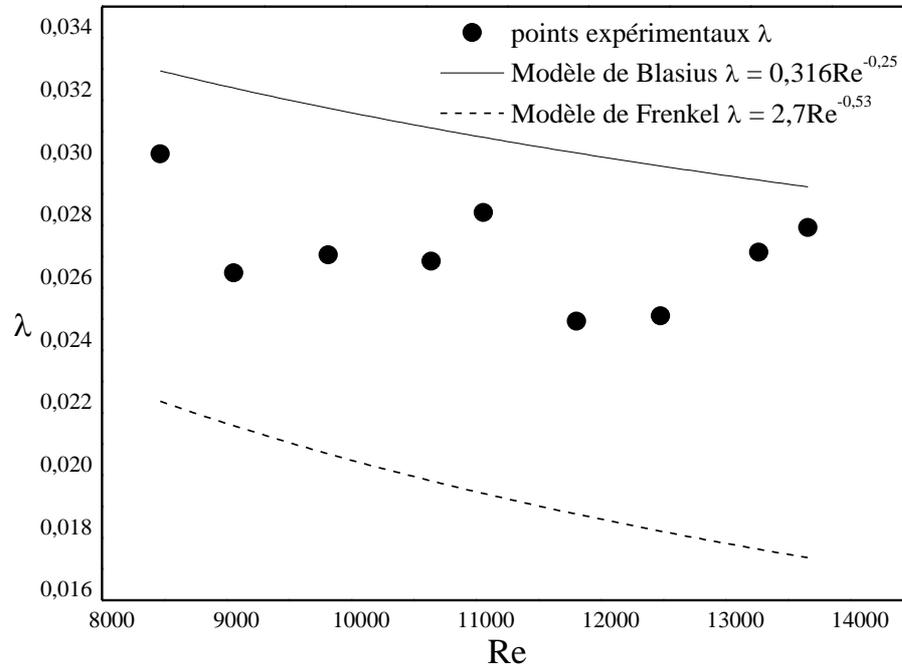


Figure. III-16 : Variation du coefficient de perte de charge linéaire en fonction du nombre Reynolds.

III.6.6-Effet du diamètre sur la perte de charge

Pour monter cette influence, nous avons considéré les conduites en plastique ayant trois diamètres différents 16 mm, 17 mm et 28,6 mm La figure III.17 montre que pour les trois diamètres utilisés, la perte de charge linéaire augmente avec le débit selon une variation parabolique.

Pour un même débit, la perte de charge linéaire diminue avec l'augmentation du diamètre intérieur de la conduite. En effet, en considérant la relation de la perte de charge linéaire, on remarque que pour un même débit, l'augmentation du diamètre de la conduite entraîne la diminution de la perte de charge.

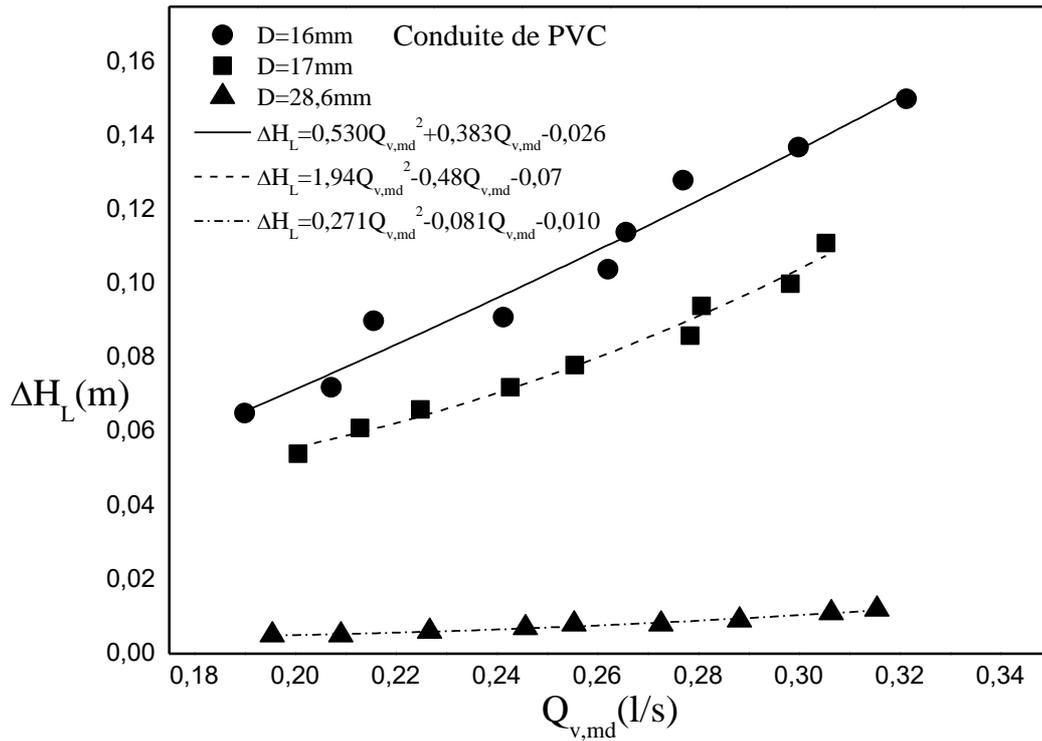


Figure. III-17 : Influence du diamètre de la conduite sur la perte de charge linéaire.

III.6.7- Effet de la rugosité de la conduite sur la perte de charge

Pour montrer l'influence de la rugosité de la conduite sur la perte de charge, nous avons utilisé trois conduites de même diamètre (16 mm) et de différents matériaux.

La figure III.18 montre que pour un même débit, la perte de charge linéaire augmente avec la rugosité absolue de la surface interne de la conduite. Cette augmentation est plus marquée pour la conduite en cuivre, puis celle en galvanisé et enfin celle en PVC.

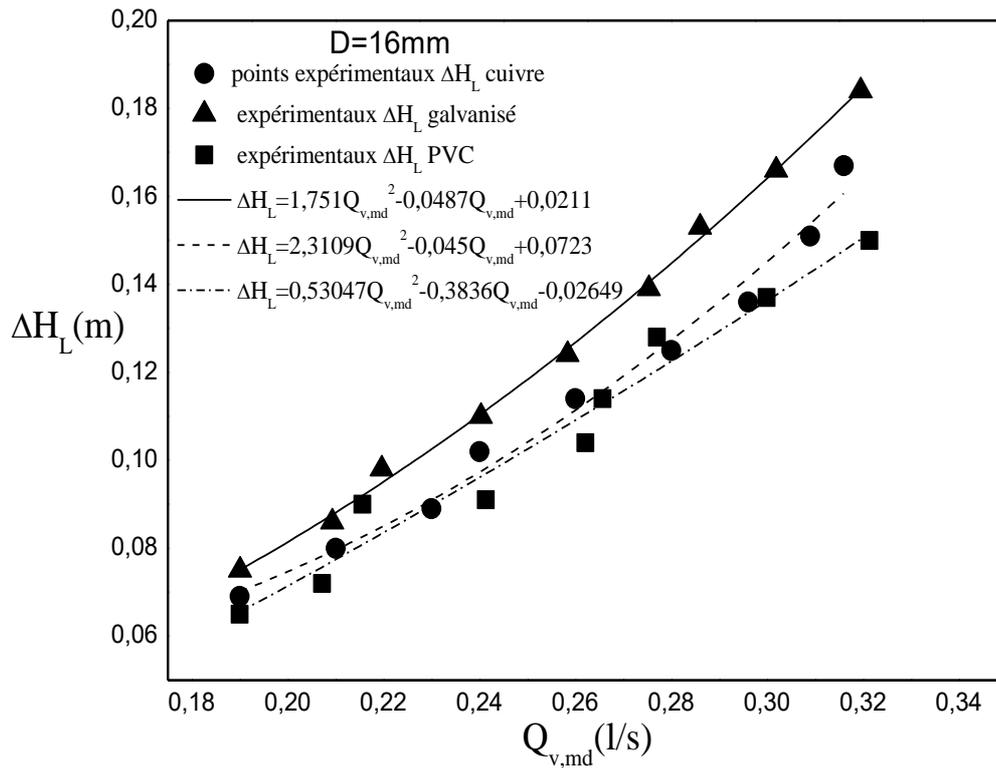


Figure. III-18 : Influence de la rugosité absolue de la conduite sur la perte de charge linéaire.

III.7- Utilisation du diagramme de Moody

Dans cette partie, nous avons essayé de confirmer que le régime de Blasius est bien situé dans donnée par le diagramme de Moody. Les figures II.19, III.20 et III.21 montrent bien que pour les conduites en cuivre, en PVC et en galvanisé les valeurs du coefficient de la perte de charge linéaire sont bien situés dans la zone turbulente lisse.

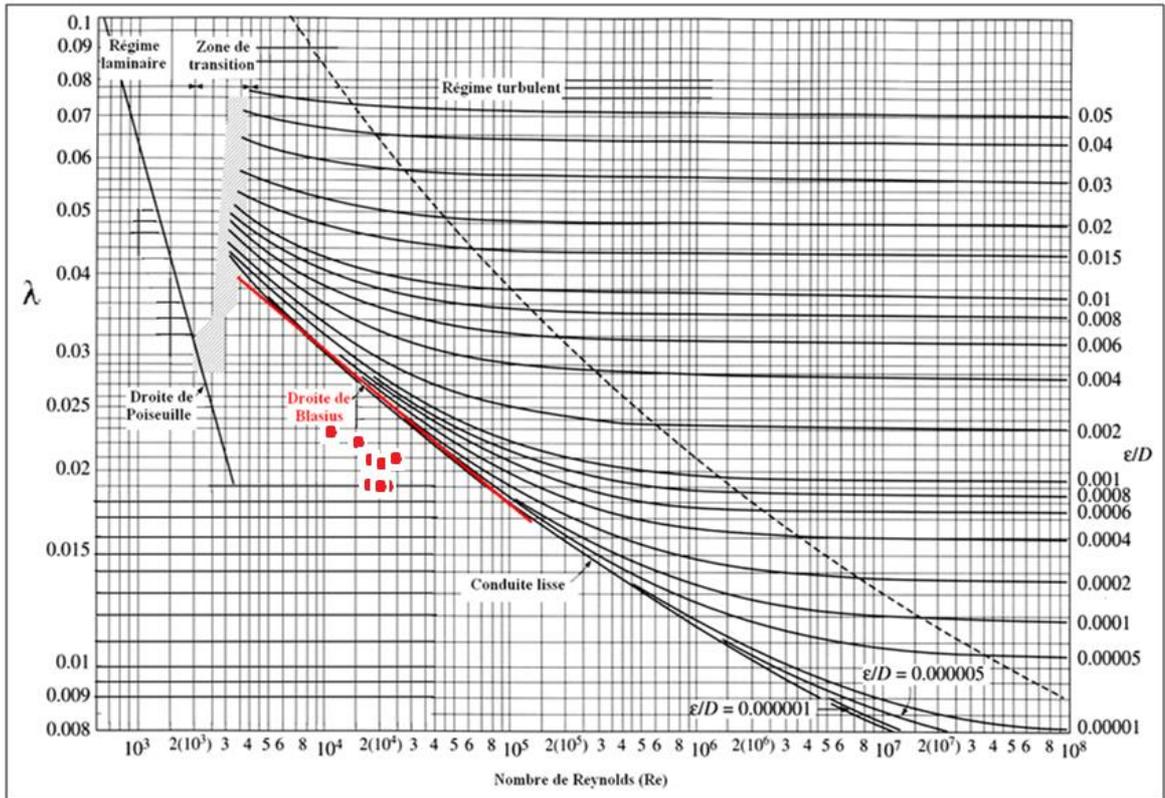


Figure. III-19 : Détermination de la rugosité relative de la conduite en cuivre de diamètre 16mm.

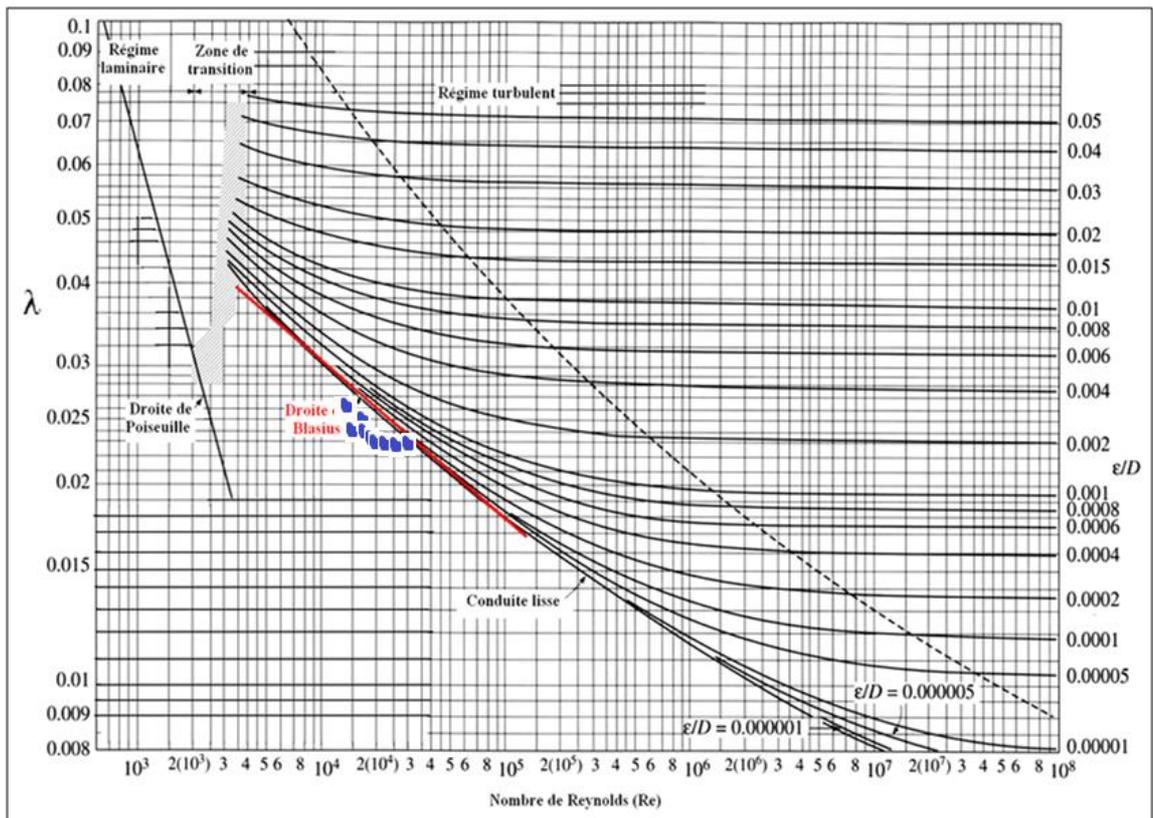


Figure III-20 : Détermination de la rugosité relative de la conduite en galvanisé de diamètre 16 mm.

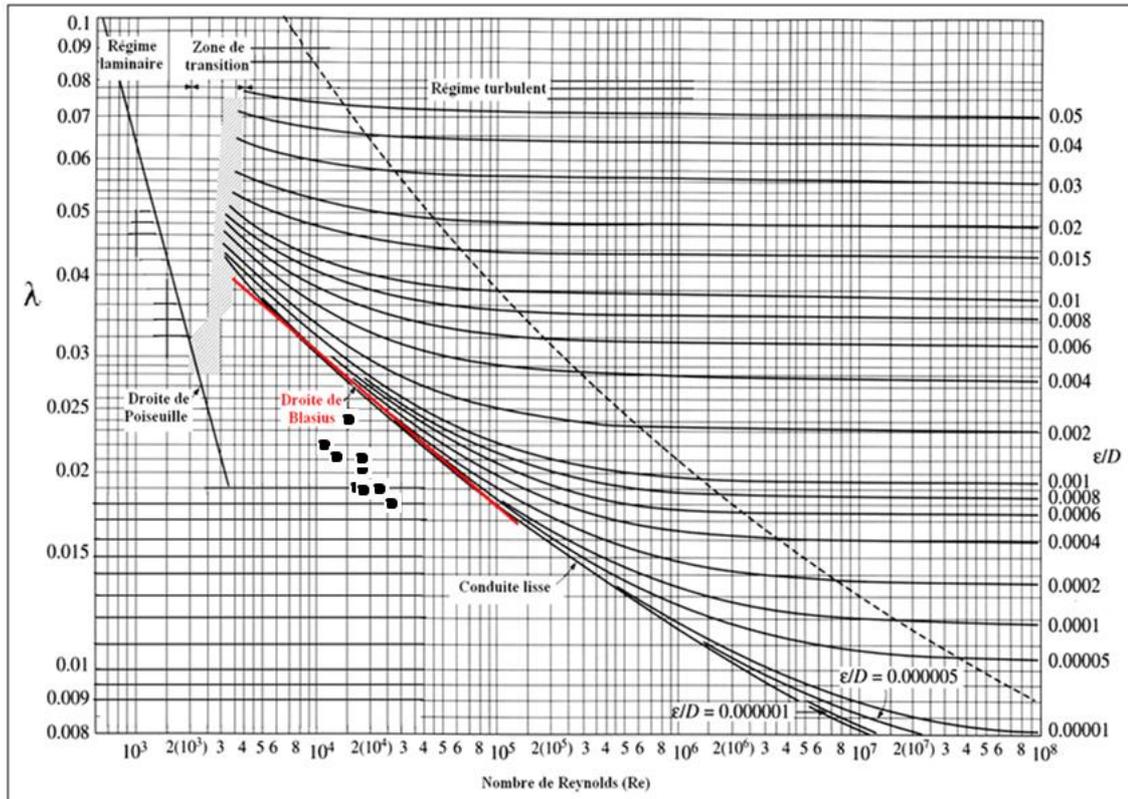


Figure III.21 : Détermination de la rugosité relative de la conduite en PVC de diamètre 16 mm.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce mémoire, nous avons mené une étude théorique et expérimentale de la perte de charge linéaire dans des conduites à section droite circulaire.

Ce travail, nous permis de tirer de très intéressantes observations concernant la variation de la perte de charge linéaire dans les conduites en fonction de leur état de surface et de leurs diamètres pour différentes valeurs de débit et surtout ceux correspondant au régime turbulent lisse.

La majorité des résultats expérimentaux obtenus à partir de la chute de pression dans les conduites expriment un bon accord avec les résultats théoriques bien que pour certaines expériences nous n'avons pas trouvé de résultats en bon accord avec la théorie. Nous pensons que cela est dû à des erreurs de lecture des valeurs d'altitude dans les manomètres.

Cinq échantillons de tubes ont été prélevés comme outils d'étude, trois d'entre eux étaient en PVC de différents diamètres (16 mm, 17 mm, 28.6 mm), un tube en cuivre et un autre en galvanisé d'un diamètre de 16 mm.

Quant aux résultats obtenus, il s'agissait de résultats expérimentaux, qui se rapprochent des valeurs théoriques obtenues à partir des lois de base, où nous avons constaté que :

- la perte de charge linéaire en fonction du débit est toujours parabolique comme le prévoit la théorie,
- Le coefficient de la perte de charge linéaire est toujours compris entre le modèle de Blasius et celui de Frenkel. Nous avons aussi constaté que les valeurs déterminées à partir du modèle de Blasius et de celui Ghanbari et al. se superposent parfaitement et ce pour toutes les conduites utilisées.

Enfin, nous espérons que ce travail sera très utile pour ceux qui voudront poursuivre cet axe.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] Frank M. White, Fluid Mechanics, University of Rhode Island 2009.
- [2] Randld V. Giles, Mécanique des fluides et hydraulique, Mc Graw-Hill 1975.
- [3] Leroux J.– P., Bauduni P., Mécanique des Fluide, Dunod, PARIS 1972.
- [4] Roussel J., Cours de Physique, Mécanique des Fluides, femto-physique.fr 2021.
- [5] Berkoune A., Aide-Mémoire de Mécanique des Fluides, Office des Publications Universitaires 2002.
- [6] Ben hamouda R., Notions de mécanique des fluides, Office de Publication Universitaire 2008.
- [7] Amiroudine S. et Battaglia J.-L., Mécanique des Fluide », Edition Dunod, Paris 2011.
- [8] Chennafi H., Hydraulique Générale, Faculté des Sciences de la Nature et de la Vie Département des Sciences Agronomiques 2019-20.
- [9] Chekini Z. et Mokrant T., Études Expérimentale et Numérique du Transport de Particules Solides dans une Conduite Horizontale, Université Mouloud Maammeri de Tizi Ouzou.
- [10] Benouadah Y. et Sermoum H., Étude de la Perte de Charge dans une Installation Type SIRGHAZ-Naftal Tiaret, Université Ibn Khaldoun de Tiaret 2019-20.
- [11] Vazquez J., Hydraulique Générale, Formation CES, Master Eau Potable et Assainissement, Laboratoire Systèmes Hydrauliques Urbains 2010.
- [12] Ramoul S., Projet de Fin d'Études : Modélisation Numérique des Écoulements Transitoires dans les Conduites en Charge à Géométrie complexe, Université Hadj Lakhdar, Batna 2014.
- [13] Encyclopédie libre Wikipédia « Diagramme de Moody », accédé le 15/05/2021 https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/b/b7/Moody_FR.png/1280px-Moody_FR.png
- [14] Zella L., Smadhi D., Larhyss Journal Interet de Calcul des Pertes de Charge en Micro Irrigation 2005.
- [15] Idel’Cik I.E., Memento des Pertes de Charge, Coefficients de Pertes de Charge Singulières et de Pertes de Charge par Frottement, Traduit du Russe, Ed. Eyrolles 1969.
- [16] Vazquez J., Hydraulique Générale, formation CES, Master Eau Potable et Assainissement, Laboratoire Systèmes Hydrauliques Urbains, 2010.
- [17] Levin L., Difficultés du Calcul des Pertes de Charge Linéaires dans les Conduites Forcées, La Houille blanche / n°1-1966.

ملخص

والهدف من هذه المذكرة هو دراسة فقدان الطاقة الخطية من الناحية النظرية والتجريبية. وينقسم هذا العمل الى جزئين. الجزء الاول هو دراسة النظرية والجزء الثاني دراسة تجريبية. وقد اجريت هذه العملية الاخيرة باستخدام مقعد اختبار من طراز HM120 مع خمسة انابيب وطول كل واحدة 1 متر. ثلاثة من هذه الانابيب مصنوعة من PVC واحد من النحاس وواحد من المحفزات. والغرض من الدراسة التجريبية هو دراسة تأثير التدفق والقطر والخشونة على فقدان الطاقة الخطية. واقترحت اربعة نماذج على اختلاف معامل فقدان الحمل الخطي كدالة لعدد رينولدز، واحتفظ بنماذج اثنين فقط، وهما بلاسيوس وفرنكل. وفيما يتعلق بتحديد خشونة الانابيب، تختلف النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها من النتائج التي قدمتها النظرية. كلمات السر: فقدان الطاقة الخطية، انبوب أملس، تدفق، معامل فقدان الطاقة الخطية.

Résumé

Ce mémoire a pour but l'étude théorique et expérimentale de la perte de charge linéaire. Ce travail est divisé en deux parties. La première partie est une étude théorique et la deuxième partie est étude expérimentale. Cette dernière a été réalisée à l'aide d'un banc d'essai HM 120 qui comporte cinq conduites lisses de longueur de 1 m et de diamètres différentes. Trois de ces conduites sont en PVC, une en cuivre et une en galvanisé. L'étude expérimentale a pour but d'étudier l'influence du débit, du diamètre et de la rugosité sur la perte de charge linéaires. Quatre modèles sur la variation du coefficient de la perte de charge linéaire en fonction du nombre de Reynolds ont été proposés et seulement deux retenus, celui de Blasius et de Frenkel. Pour ce qui est de la détermination de la rugosité des conduites, les résultats expérimentaux obtenus diffèrent de ceux données par la théorie.

Mots Clés : Perte de charge linéaire, conduite lisse, débit, coefficient de perte de charge linéaire.

Abstract

The purpose of this thesis is the theoretical and experimental study of linear pressure drop. This work is divided into two parts. The first part is a theoretical study and the second part is an experimental study. The latter was carried out using an HM 120 test bench which has five smooth pipes of 1m length and different diameters. Three of these pipes are PVC, copper and galvanized. The aim of the experimental study is to analyses the influence of flow, diameter and roughness on linear pressure drop. Four models on the variation of the coefficient of linear pressure drop as a function of the Reynolds number have been proposed and only two are selected 'Blasius and Frenkel'. With regard to the determination of the roughness of the pipes, the experimental results obtained differ from those given by the theory.

Keywords: Linear pressure drop, smooth driving, flow rate, linear pressure drop coefficient.