

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE ABDE RAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE ELECTRIQUE



Mémoire de Fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master

En Electromécanique

Option : Electromécanique

THEME

Etude des pertes de charge singulières dans les conduites élastiques

Réalisé par :

Mr : YAHIAOUI Hakim

Mr : YOUSFI Noureddine

Encadré par :

Mr: AMRI Athemane

Devant le jury:

Mr: MEBARKI

Mr: AIT MOKHTAR

Année universitaire : 2017/2018

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

En second lieu, nous tenons à remercier notre encadreur Mr : (AMRI athmane) son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions.

Et sont oublié toutes les personnes de laboratoire des sciences des matériaux (hall technologie) pour leur présence, leur compassion et patience durant tout ce travail.

Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

A mes très cher parents pour leur confiance,

leur soutien, leur sacrifices, ...merci

infiniment.

*A tous les membres de ma famille petits et
grands.*

A tous mes amis.

*A tous les gens qui m'ont aidé durant tout
mon cursus d'étude.*

YOUSFI Nouredine

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail
A mes parents qui m'ont aidé et soutenu Tout
au long de mes études
A mes frères et mes sœurs Chacun de son nom
Et a tous les amis et personnes qui m'ont
soutenu de pris ou de loin pour la réalisation
de ce travail, durant toute la période de mes
études*

Yahiaoui hakim

Table des matières

Remerciement

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction général.....1

Chapitre I : Généralités sur la mécanique des fluides

Introduction2

I-1 Caractéristique d'un fluide3

I-1-1 Poids spécifique.....3

I-1-2 La masse volumique3

I-1-3Densité4

I-1-4 La viscosité.....4

I-1-4-1 La viscosité absolue ou dynamique4

I-1-4-2La viscosité cinématique5

I-2 Mouvement des liquides et des gaz.....5

I-2-1 Le débit.....5

I-2-1-1Le débit volumique.....5

I-2-1-2 Le débit massique.....5

I-3Les écoulements6

I-3-1 Ecoulement laminaire6

I-3-2 Ecoulement turbulent7

I-4Profils de vitesse7

I-4-1	Le profil des vitesses en écoulement laminaire.....	8
I-4-2	Profil de vitesse en écoulement turbulent.....	8
I-4-3	La vitesse moyenne	9
I-5	Pertes de charge.....	10
I-5-1	Pertes de charge linéaire	10
I-5-1-1	Régimes laminaires	10
I-5-1-2	Régime turbulent rugueux	11
I-5-2	Pertes de charge singulière	11
I-5-3	Coefficient de pertes de charges singulières	12
I-6	Relation de Bernoulli	15
Chapitre II :Les circuits hydrauliques		
	Introduction	17
II-1	Les types du circuit hydraulique.....	18
I-1-1	Circuit fermé.....	18
I-1-2	Circuit ouvert.....	19
II-2	Les différents éléments de circuit hydraulique	20
II-2-1	Réservoir	20
II-2-2	Les conduites	20
II-2-3	Les pompes hydrauliques	20
a)	Rôle de la pompe dans un système hydraulique	20
b)	Les caractéristiques générales d'une pompe.....	21
II-3	La cavitation	22
II-3-1	Solutions apportées aux problèmes de cavitation.....	23
II-4	Le NPSH (Net Positive Suction Head)	23
II-5	Classification des pompes	24

II-5-1 Les turbopompes	24
• Aspiration.....	24
• Accélération.....	25
• Refoulement.....	25
II-5-1-1 Classification les turbopompes	25
➤ Selon la trajectoire du fluide.....	25
➤ Selon le nombre d'étages	25
➤ Selon la disposition de l'axe de la pompe	26
II-5-2 Les pompes volumétriques.....	26
a) Les pompes volumétriques rotatives	26
II-5-2-1 Pompes à engrenage	26
➤ Principe de fonctionnement d'une pompe à engrenage extérieur	26
➤ Principe de fonctionnement de pompe a engrenage intérieur.....	27
II-5-2-2 Pompe a palette	28
II-5-2-3 Pompes à aubes	29
b) Les pompes volumétriques alternatives	29
II-5-2-4 Pompes à piston.....	30
- Pompes à piston plongeur	31
II-5-2-5 La pompe à membrane	32
II-5-2-5-1 Caractéristique de pompe à membrane	33
➤ Avantage	33
➤ Inconvénient.....	33
Chapitre III : Les essais expérimentaux	
Introduction	36

III-1 présentations du dispositif expérimental	37
III-1-1 Description du dispositif.....	38
III-2 Les différents éléments de commande de système	39
III-2-1 Moteur asynchrone.....	39
III-2-2 Variateur de fréquence.....	40
III-2-3 Pompe à membrane.....	41
III-3 L'élément de transmission de puissance entre le moteur et la pompe	41
III-3-1 La courroie.....	41
III-3-2 La poulie.....	41
III-4 partie mesure.....	42
III-4-1 Expérience avec l'eau.....	43
III-4-1-1 L'influence de la vitesse de rotation sur le comportement des pertes de charge linéaire.....	43
III-4-1-2 Les pertes de charges linéaires.....	43
• La description du résultant et commentaire	45
III-4-1-3 Les pertes de charge singulières	45
III-4-1-3-1 Avec un seul coude.	46
• La description du résultant et commentaire	48
III-4-1-3-2 Avec deux coudes	48
• La description du résultant et commentaire.....	50
III-4-1-3-3 Avec trois coudes	50
• La description du résultant et commentaire.....	52
III-4-1-4 Comparaison de résultats	52
• Entre les pertes de charges linéaires et totale (linéaire + singulières).....	52

• L'influence du nombre de coudes dans le circuit.....	53
• Comparaison entre les conduites élastiques et les conduites rigides.....	53
III-4-2 Expérience avec un liquide visqueux CMC	54
III-4-2-1 L'influence de la vitesse de rotation sur le comportement des pertes de charge.....	54
III-4-2-2 Les pertes des charges linéaires	54
• La description du résultant et commentaire	56
III-4-2-3 Les pertes des charges singulières	56
III-4-2-3 -1 Avec un seul coude.....	56
• La description du résultant et commentaire	58
III-4-2-3 -2 Avec deux coudes.....	58
• La description du résultant et commentaire	60
III-4-2-3 -3 Avec trois coudes	60
• La description du résultant et commentaire.....	62
III-4-4 Comparaison entre les pertes linaires et les pertes totales de différents coudes.....	62
• Commentaire des résultats	63
III-4-5 Influence de la viscosité sur les pertes de charge	63
• Comparaison entre l'eau et un fluide visqueux dans le cas perte linéaire.....	63
• Comparaison entre l'eau et un fluide visqueux dans le cas perte totales	64

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités sur la mécanique des fluides

Tableau I-1 : Les valeurs de poids spécifique de l'eau.....	3
Tableau I-2 : Poids de certains liquides industriels à la température 15°C.....	3
Tableau I-3 : Coefficient des de charge singuliers k pour la figure I-8.....	12
Tableau I-4 : Les Coefficients des Pertes de charge singulières	13
Tableau I-5 : Les Coefficients des Pertes de charge singulière K pour la figure	13
Tableau I-6 : Les Coefficients des Pertes decharges singulier Kpour la figure	14

Chapitre II : Les circuits hydrauliques

Tableau II-1 : Caractéristique de pompe membrane.....	33
--	----

Chapitre II : Les essais expérimentaux

Tableau III-1 : La plaque signalétique de moteur asynchrone utilisé.....	39
Tableau III-2 : la plaque signalétique d'un variateur de fréquence.....	40
Tableau III-3 : pertes des charges linéaires.....	44
Tableau III-4 : les pertes charges totales avec un seul coude.....	46
Tableau II-5 : les pertes de charges totales avec deux coudes.....	48
Tableau III-6 : les pertes de charge totale avec trois coudes.....	50
Tableau III-7 : les pertes de charges pour un seul coude, deux coudes, troiscoudes..	53
Tableau III-8 : les pertes de charges linéaire pour le fluide visqueux.....	54
Tableau III-9 : les pertes de charges totales crée avec un seul coude.....	56
Tableau III-10 : les pertes de charges totales crée avec deux coudes.....	58
Tableau III-11 : les pertes de charges totales crée trois coudes.....	60

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités sur la mécanique des fluides

Figure I-1 : Forces de cisaillement.....	4
Figure I-2 : Différents types d'écoulement.....	6
Figure I-3 : Ecoulement laminaire.....	7
Figure I-4 : Ecoulement turbulent.....	7
Figure I-5 : Profil des vitesses en écoulement laminaire.....	8
Figure I-6 : Profil des vitesses en écoulement turbulent.....	9
Figure I-7 : Profile de vitesse moyenne d'écoulement.....	9
Figure I-8 : Déférents branchements sur un réservoir.....	12
Figure I-9 : Elargissement et rétrécissement brusque.....	13
Figure I-10 : Robinet à boisseau.....	13
Figure I-11 : Vanne à papillon.....	14
Figure I-12 : Coude a courbé	14
Figure I-13 : Coude à angle vif.....	14

Chapitre II : Les circuits hydrauliques

Figure II-1 : Les éléments d'un circuit hydraulique classique.....	17
Figure II-2 : Circuit hydraulique fermé.....	18
Figure II-3 : Pertes des charges en fonction de débit en réseau fermé.....	19
Figure II-4 : Circuit ouvert.....	19
Figure II-5 : Caractéristique d'une pompe dans un circuit ouvert.....	19
Figure II-6 : Les déférents modèles des réservoirs hydrauliques.....	20

Liste des figures

Figure II-7 : Photo illustrant de cavitation sur un impulsor.....	23
Figure II-8 Les deux classes principales des pompes.....	24
Figure II-9 Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.....	25
Figure II-10 : Pompe à engrenage extérieur.....	26
Figure II-11 : Pompe à engrenage intérieur.....	27
Figure II-12 : Pompe à palettes à cylindrée fixe.....	28
Figure II-13 : Pompes à lobes.....	29
Figure II-14 : Pompe à piston à action simple.....	29
Figure II-15 : Pompe à piston a action double.....	30
Figure II-16 : Pompe à piston à action triple.....	31
Figure II-17 : Pompe à piston plongeur.....	31
Figure I-18 : Pompe à membrane.....	32
 Chapitre III : les Essais Expérimentaux	
Figure III-1 : Dispositif de banc d'essai.....	37
Figure III-2 : Vue dessus de dispositif.....	37
Figure III-3 : Vue en face de dispositif.....	37
Figure III-4 : Schéma de principe dubanc d'essai.....	38
Figure III-5 : Moteur asynchrone	39
Figure III-6 : Variateur de fréquence.....	40
Figure III-7 : Pompe à membrane.....	41
Figure III-8 : Les éléments de transmission de puissance.....	41
Figure III-9 : Pression à l'entrée et la sortie de la pompe.....	43
Figure III-10 : Variation des pertes de charge linaire en fonction de la vitesse de rotation	46

Liste des figures

Figure III-11 : Coude élastique.....	48
Figure III-12 : Variation des pertes de charge crée avec un seul coude en fonction de vitesse de rotation.....	49
Figure III-13 : Variation des pertes de charges crée avec deux coudes en fonction de vitesse de rotation.....	51
Figure III-14 : Variation des pertes de charges crée avec par trois coudes en fonction de vitesse de rotation.....	52
Figure III-15 : Variation des pertes charge en fonction de la vitesse pour les cas (linéaire, un coude, deux coudes, trois coudes).....	54
Figure III-16 : la variation des pertes de charge linéaire en fonction de la vitesse DE rotation.....	57
Figure III-17 : La variation des pertes des charges avecun coude en fonction de la vitesse de rotation	59
Figure III-18 : La variation des pertes des charges avec deux coudes en fonction de la vitesse de rotation.....	61
Figure III-19 : La variation des pertes des charges avec trois coudes en fonction de la vitesse de rotation.....	63
Figure III-20 : Variation des pertes charge en fonction de la vitesse pour les cas (linéaire, un coude, deux coudes, trois coudes).....	64
Figure III-21 : La variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation pour le CMC et pour l'eau.....	65
Figure III-22 : Variation des pertes des charges totales en fonction de la vitesse de rotation pour le fluide visqueux est pour l'eau.....	66

Nomenclature

Symboles on Notation

Symbole	Désignation	Unité
γ	Poids spécifique	Kgp/m^3
ρ	Masse volumique	kg/m^3
d	Densité	[-]
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
dv	Gradient de la vitesse	m/s
dy	Direction normal	m
τ	Contrainte tangentielle	[-]
V	Viscosité cinématique	Pa.s
p	Masse spécifique du fluide	kg
Q_v	Débit volumique	m^3 /s
U	Vitesse moyenne	m/s
S	Section	m^2
Q_m	Débit massique	Kg /s
Re	Nombre de Reynold	[-]
D	Diamètre	m
V(y)	La vitesse à la distance y de l'axe	m/s
r	Royen	m
V_{moy}	Vitesse moyenne	m/s
V_{max}	Vitesse maximale	m/s
Δ_{pt}	Perte de charge totale	Pa
Δ_{pl}	Perte de charge linéaire	Pa

Δ_{pt}	Perte de charge singulière	Pa
g	Accélération de la pesanteur	m^2 / s
L	Longueur de conduite	m
λ	Coefficient de pertes de charge linéaire	[-]
K	Coefficient de pertes de charge singulier	[-]
	La rugosité absolue	mm
Epz	L'énergie potentielle de pesanteur	J
Epp	L'énergie potentielle pression	J
Ec	L'énergie l'cinétique	J
Z	La hauteur	m
P1	La pression à l'entrée	Pa
P2	La pression à la sortie	Pa
w12	Travail de la pompe	J/m^3
Vcy	Cylindrée	cm^3 / tr
N	Vitesse de rotation de la pompe	tr / min
P_H	Puissance hydraulique	w
Pa	Puissance absorbé	w
C	Couple	N m
ω	La vitesse	rad /S
η_p	Rendement globale	[-]

VP	Rendement volumétrique	[-]
Q_{th}	Débit théorique	m^3 /s
Q	Débit réel	m^3 /s
NPSH	Net Positive Suction Head	m
ΔH	Pertes de charge	m
HG	La hauteur géométrique d'un circuit hydraulique	m
Hg aspiration	La hauteur d'aspiration	m
Hg refoulement	La hauteur de refoulement	m

Introduction générale :

Les pertes de charge sont des chutes de pression due à la résistance que rencontrent les molécules de fluide en écoulement, dont les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes en énergétique, on trouve deux types linéaires et singuliers.

Linéaire due à l'écoulement le long des conduites, par contre les pertes singuliers elles se manifestent sur les pièces spéciales qui modifient la direction de passage du fluide (coude sois rigide ou élastique ou les vannes).

Notre étude consiste à calculer les pertes des charges singuliers dans un circuit fermé dans une conduite élastique pour les comparer avec les conduites rigides.

Nous avons fait des essais sur un circuit fermé dans le mouvement du liquide est obtenu par une pompe à membrane qui est entraînée par un moteur électrique asynchrone à vitesse variable, la variation de vitesse est obtenue par un variateur de fréquences, plusieurs expériences ont été faites on a fait varier la vitesse de rotation de moteur.

La première expérience a été faite avec l'eau qui a une viscosité dynamique et de 10^{-3} Pa.s, nous avons abordé l'aspect de l'influence de la pression à l'entrée de la pompe sur les pertes de charge, nous avons mesuré les pertes de charge pour une pression effective égale à 100 mm de colonne d'eau, pour voir l'influence de la vitesse de rotation du moteur qu'on obtient à l'aide d'un variateur de fréquence, nous avons mesuré les pertes de charge linéaire et singulière.

Au premier temps nous avons mesuré les pertes de charge linéaire après l'intégration des coudes dans notre circuit pour voir l'influence de ces coudes sur les pertes des charges totales, et on a fait 3 essais : avec un seul coude puis deux coudes puis trois coudes.

En deuxième essai, nous avons refait toute l'expérience précédente mais cette fois nous avons utilisé un liquide visqueux qui est un polymère CMC sa viscosité est douze fois plus grande que celle de l'eau pour voir l'influence de la viscosité de certains fluides sur les pertes de charge.

Chapitre I :

Généralité sur la mécanique des fluides

Introduction

La mécanique des fluides est la science des lois de l'écoulement des fluides. Elle est la base du dimensionnement des conduites et des mécanismes de transfert des fluides. C'est une branche de la physique qui étudie les écoulements de fluides c'est-à-dire des liquides et des gaz lorsque ceux-ci subissent des forces ou des contraintes. Elle comprend deux grandes sous branches:

- ✓ la statique des fluides, ou hydrostatique qui étudie les fluides au repos. C'est historiquement le début de la mécanique des fluides, avec la poussée d'Archimède et l'étude de la pression.
- ✓ la dynamique des fluides qui étudie les fluides en mouvement. Comme autres branches de la mécanique des fluides.

On distingue également d'autres branches liées à la mécanique des fluides : l'hydraulique, l'hydrodynamique, l'aérodynamique, ... Une nouvelle approche a vu le jour depuis quelques décennies: la mécanique des fluides numérique (CFD ou Computational Fluid Dynamics en anglais), qui simule l'écoulement des fluides en résolvant les équations qui les régissent à l'aide d'ordinateurs très puissants : les supercalculateurs.

La mécanique des fluides a de nombreuses applications dans divers domaines comme l'ingénierie navale, l'aéronautique, mais aussi la météorologie, la climatologie ou encore l'océanographie.

I-1 Caractéristique d'un fluide

I-1-1 Poids spécifique

Le poids spécifique γ est le rapport de poids du corps donné à son volume, ou le poids de l'unité de volume. Dans la technique le poids spécifique s'exprime habituellement en Kgp/m^3 . [1]

°C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140
$\frac{Kgp}{m^3}$	999 .87	999 .73	998 .23	995 .67	992 .24	988 .07	983 .24	977 .81	971 .83	965 .34	958 .38	943 .4	926 .4

Tableau I-1 : Les valeurs de poids spécifique de l'eau

On donne des exemples sur le poids de certains autres liquides industriels à des températures diverses (on prendre la température à 15°C)

Nom	Acétone	Acide sulfurique	aniline	brome	Huile à bruler	Huile d'olive
$\gamma \left(\frac{Kgp}{m^3}\right)$	790	1800	1004	3190	920	920

Tableau I-2 : Poids de certains liquides industriels à la température 15°C

I-1-2 La masse volumique

La masse volumique est le rapport d'une masse de matière par le volume occupé par cette masse. [2]

$$\rho = m / v \quad (\text{I-1})$$

Unité: kg/m^3

Pour les liquides, le volume est pratiquement insensible aux variations de pression et dans la majorité des cas, il augmente faiblement quand la température augmente, l'eau faisant exception à cette règle en dessous de 4°C.

$$\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3.$$

$$\rho_{\text{mercure}} = 13546 \text{ kg/m}^3.$$

$$\rho_{\text{air sec}} = 1,205 \text{ kg/m}^3.$$

I-1-3 Densité

Le rapport entre la masse volumique d'un fluide étudié et celle d'un corps de référence.[2]

$$d = \rho / \rho_{\text{réf}} \quad (\text{I-2})$$

I-1-4 La viscosité

La viscosité est propre à tous les liquides et gaz réels et se manifeste dans le mouvement sous forme de frottement interne.

On distingue deux types : [1]

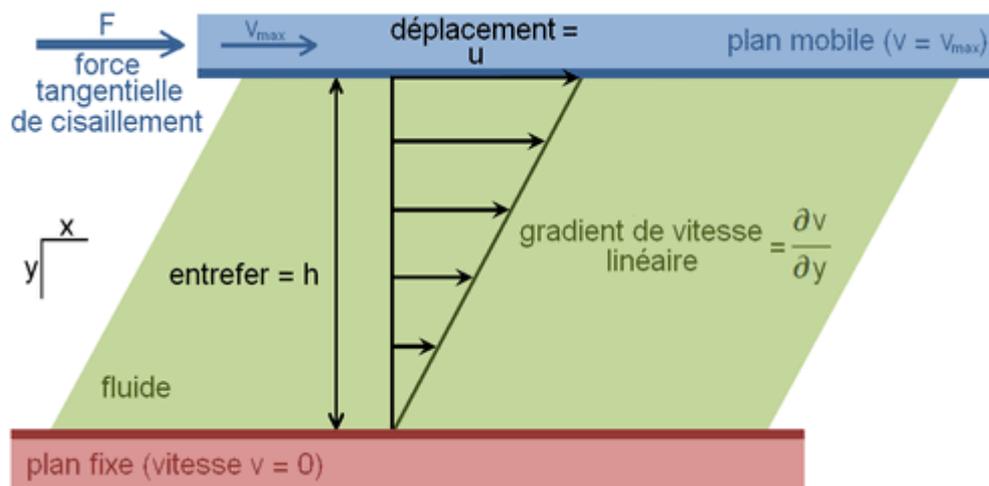


Figure I-1 : Forces de cisaillement

I-1-4-1 La viscosité absolue ou dynamique :

Rapport entre la contrainte tangentielle et le gradient de vitesse.

C'est la variation de vitesse sur l'unité de longueur normalement à la direction de mouvement de liquide ou de gaz.

$$= \tau / (dv / dy) \quad (\text{I-3})$$

η : coefficient de viscosité dynamique.

τ = la contrainte tangentielle.

dv/dy : le gradient de la vitesse w dans la direction normal y .

L'unité de la viscosité dynamique est le pascal second (Pa.S).

I-1-4-2 La viscosité cinématique

C'est le rapport entre la viscosité dynamique et la masse spécifique du fluide. [1]

$$\nu = \eta / \rho \quad (\text{I-4})$$

ν : coefficient de viscosité cinématique.

I-2 Mouvement des liquides et des gaz

I-2-1 Le 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, par exemple $\frac{\text{Kg}}{\text{s}}$), soit en unités de volume (débit volumique par exemple $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$).

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 : [1]

$$Q_v = \int_s dQ = \int_s v \cdot ds \quad (\text{I-5})$$

Ou :

v : Vitesse en un point donné de la section de la conduite m/s.

S : Surface de la section du conduit m^2 .

I-2-1-1 Le débit volumique

Le débit volumique est la quantité de fluide qui traverse une conduite par unité de volume.

Si Δ_v est le volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite pendant le temps Δ_t , par définition le débit-volumique est :

$$Q_v = \Delta_v / \Delta_t \quad (\text{I-6})$$

Unité: m^3/s .

I-2-1-2 Le 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:

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (\text{I-7})$$

Unité: $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

I-3 Les écoulements

Les expériences réalisées par Reynolds (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 deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent. [3]

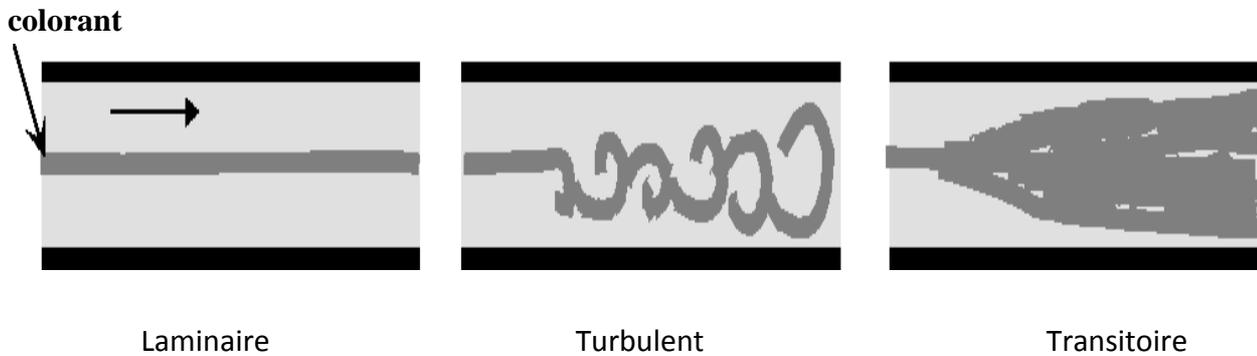


Figure I-2: Différents types d'écoulement

Pour caractériser un écoulement on utilise un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds définie par :

$$\text{Re} = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{v_{\text{moy}} \cdot D}{\mu} \quad (\text{I-8})$$

Re: Nombre de Reynold

U : Vitesse moyenne

D : Diamètre

μ : Viscosité dynamique

ρ : Masse volumique

I-3-1 Écoulement laminaire : $\text{Re} < 2000$

Un écoulement est laminaire lorsque les particules de liquide se déplacent parallèlement à la conduite c'est un écoulement régulière sans aucune turbulence.

Si on fait couler un filet de teinture à l'entrée de la conduite ou s'écoule de l'eau on constate dans ce cas que ce filet reste rectiligne et parallèle à la conduite sur toute sa longueur L. [3]

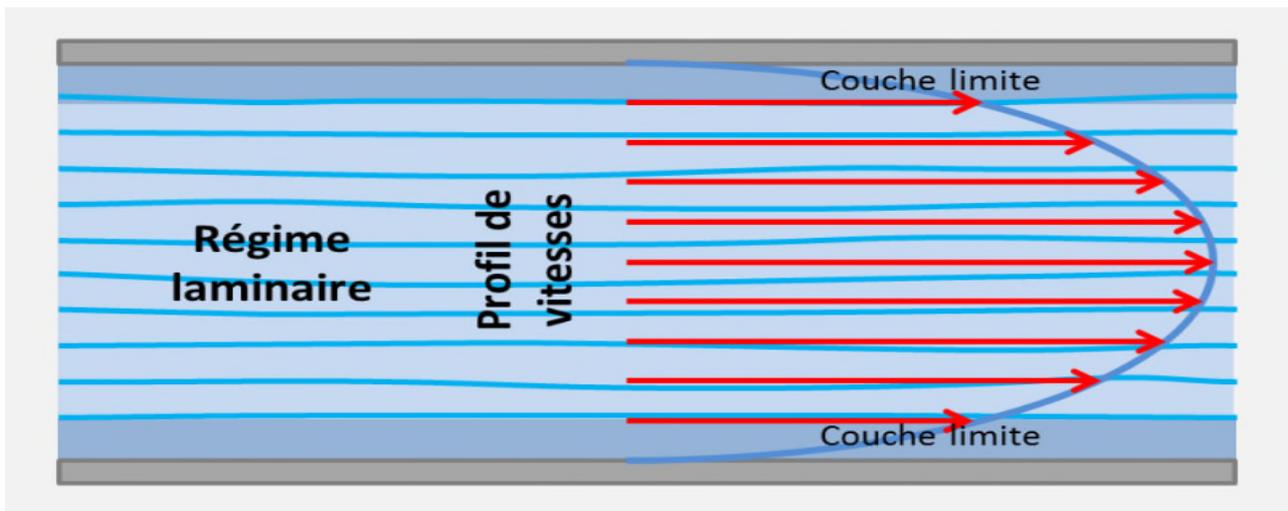


Figure I-3 : Ecoulement laminaire

I-3-2 Ecoulement turbulent : $Re > 3000$

Cet écoulement est caractérisé par un mouvement désordonné des particules des fluides. On constate des tourbillons et des turbulences.

Si on fait couler un filet de teinture à l'entrée de l'écoulement, il se déforme immédiatement et diffuse d'une façon très désordonnée sur toute la veine fluide.[3]

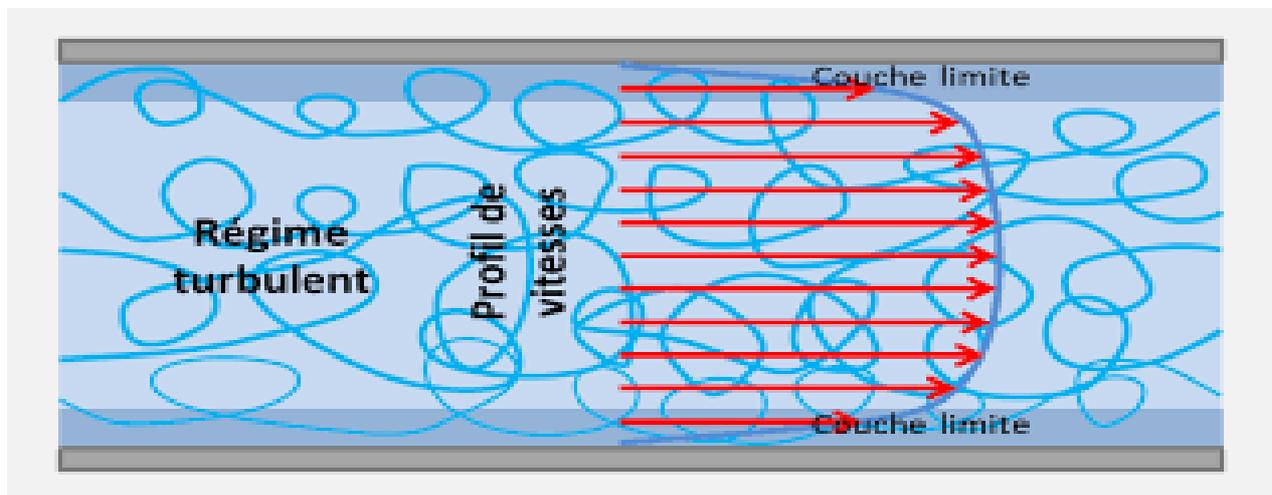


Figure I-4 : Ecoulement turbulent

I-4 Profils de vitesse

Sous l'effet de force de viscosité chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse.[4]

I-4-1 Le profil des vitesses en écoulement laminaire

La vitesse de fluide qui circule dans le cas à une vitesse plus grande en approchant au centre de cette conduite est sa vitesse diminue en approchant de plus en plus des parois.

La vitesse à la distance y de l'axe est donnée en fonction de la vitesse moyenne par la formule suivant : [4]

$$V(y) = 2 \cdot V_{\text{moy}} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right] \quad (\text{I-9})$$

La vitesse dans ce profil est en forme parabolique, la vitesse au centre est deux fois plus grande que la vitesse moyenne. [4]

$$V_{\text{max}} = 2 \cdot V_{\text{moy}} \quad (\text{I-10})$$

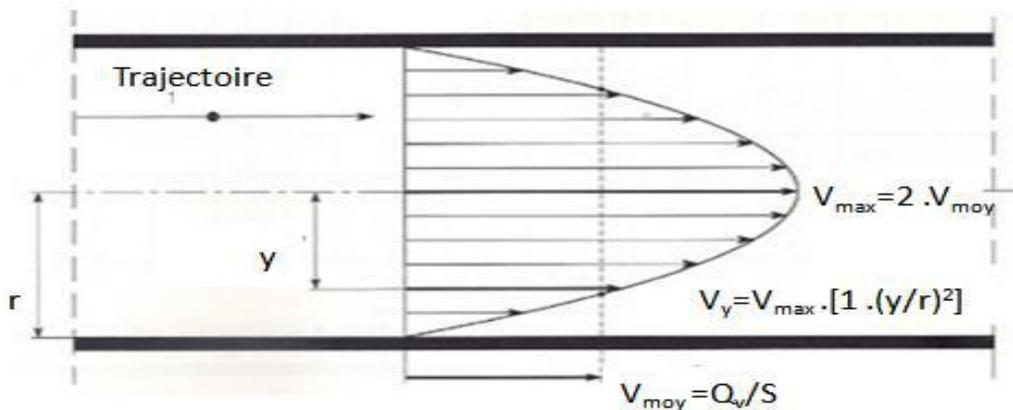


Figure I-5 : Profil des vitesses en écoulement laminaire

I-4-2 Profil de vitesse en écoulement turbulent

Les expériences de ce profil ont été réalisées par Von Karman, ses expériences ont montré qu'il existe une couche étroite dans laquelle la vitesse est plus faible à l'écoulement laminaire.

Ces vitesses augmentent proportionnellement à la distance de la paroi, on appelle cette zone la sous-couche laminaire.

À une certaine distance y de l'axe de la conduite, la vitesse est donnée en fonction de la vitesse moyenne par la formule suivante : [4]

$$V(y) = V_{\text{max}} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^{\frac{1}{7}} \right] \quad (\text{I-11})$$

Et la vitesse maximale :

$$V_{\text{max}} = 1.16 \text{ à } 1.24 \cdot V_{\text{moy}} \quad (\text{I-12})$$

Et, la vitesse moyenne :

$$V_{\text{moy}} = q_v / S \quad (\text{I-13})$$

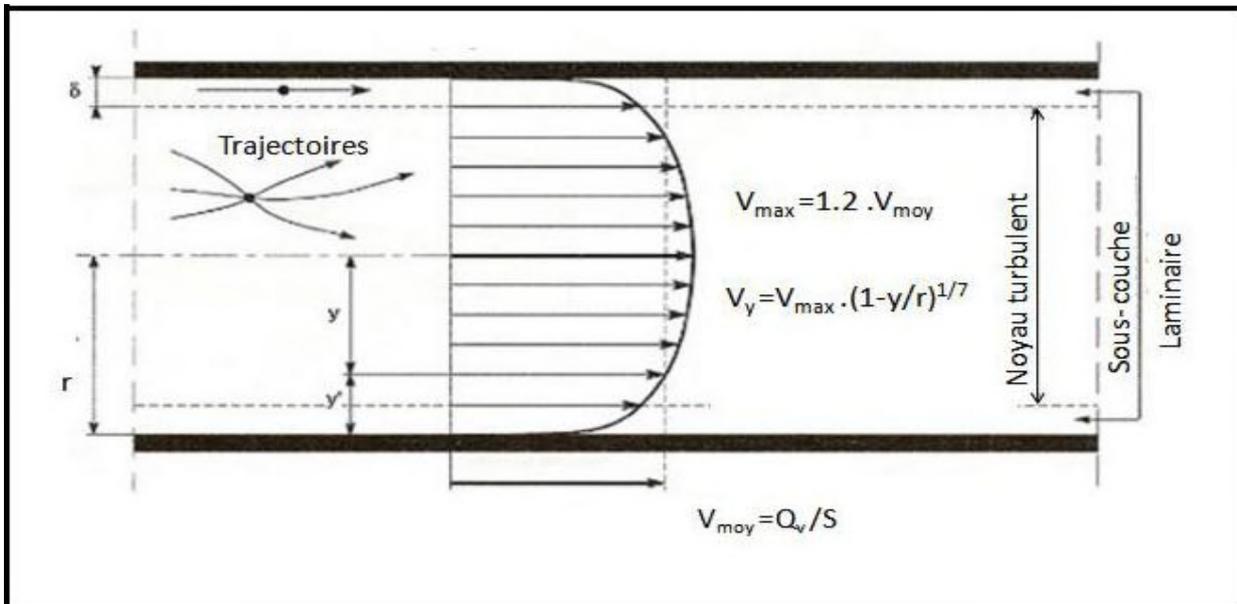


Figure I-6 : Profil des vitesses en écoulement turbulent

I-4-3 La vitesse moyenne

En général la vitesse V n'est pas constante sur la section S d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un profil de vitesse (à cause des forces de frottement). [3]



Figure I-7 : Profile de vitesse moyenne d'écoulement

Le débit-masse ou le débit-volume s'obtient en intégrant la relation précédente :
 Dans une section droite S de la canalisation, on appelle vitesse moyenne V_{moy} :

La vitesse telle que :

$$V_{moy} = Q_v / S \tag{I-14}$$

La vitesse moyenne apparaît comme la vitesse uniforme à travers la section S qui assurerait le même débit que la répartition réelle des vitesses. Si la masse volumique ρ constante, cette vitesse moyenne est inversement proportionnelle à l'aire de la section droite S .

$$q_v = V_{1\ moy} S_1 = V_{2\ moy} S_2 = cst \tag{I-15}$$

C'est l'équation de continuité.

La vitesse moyenne est d'autant plus grande que la section est faible

$$V_1/V_2 = S_1/S_2 \quad (\text{I-16})$$

I-5 Pertes des charges

Les pertes de charge se traduisent par une chute de pression entre deux points. On peut les exprimer comme une pression en pascal (Pa), ou comme une hauteur de colonne de fluide (en mètres de colonne de fluide :mCF ,le plus souvent mètres de colonne d'eau: mCE).

Les pertes de charge apparaissent dans la loi de Bernoulli, qui peut donc être appliquée pour calculer les pertes de charge.

Pour appliquer cette loi il faut alors disposer de toutes les informations nécessaires, à savoir vitesse du fluide, pression et altitude pour chacune des deux sections entre lesquelles on veut calculer les pertes de charge.

Ainsi, la plus part du temps, on a recours à des relations empiriques et/ou abaqes pour estimer les pertes de charge. [9]

Les pertes de charge peuvent être :

➤ Pertes de charge linéaires :

Elles Sont dues aux frottements entre couches de fluide et entre fluide et paroi dans une conduite rectiligne.

➤ Pertes de charge singulières

Elles sont liées à la présence d'un élément ou accident sur la conduite : vanne, coude, rétrécissement, élargissement, clapet, capteur, organe de mesure de vitesse et de débit, etc...

Les pertes de charge linéaires et singulières sont estimées séparément, puis sommées pour obtenir les pertes de charge totales de l'installation. [10]

$$\Delta_{pt} = \Delta_{pl} + \Delta_{ps}$$

Δ_{pt} : Pertes de charge totales (Pa).

Δ_{pl} : Pertes de charge linéaires (Pa).

Δ_{ps} : Pertes de charge singulière (Pa).

I-5-1 Pertes de charge linéaire

I-5-1-1 Régimes laminaires

Les pertes de charge linéaires dépendent de la vitesse du fluide, de sa viscosité, de la géométrie de la conduite (diamètre, longueur) et de sa rugosité (hauteur des aspérités sur la paroi interne de la conduite). Elles sont calculées suivant l'expression :[10]

$$\Delta_{pl} = \frac{\lambda \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot D} \quad (\text{I-17})$$

Δ_{pl} : Pertes de charge linéaires (Pa).

λ : Coefficient de pertes de charge.

L: Longueur de conduite considérée (m).

V: Vitesse du fluide ($m.s^{-1}$).

D: Diamètre de la conduite (m).

Le coefficient de pertes de charge dépend du régime d'écoulement du fluide. Il est déterminé soit à l'aide de relations empiriques, soit à l'aide d'abaques, en fonction du nombre de Reynolds (Re) et de la rugosité relative de la conduite on donne la formule :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot U \cdot D} \quad (\text{I-18})$$

μ : viscosité dynamique (Pa.s).

ρ : masse volumique (kg/m^3).

U: vitesse moyenne (m/s).

D : diamètre interne de la conduite (m).

On trouve dans la littérature diverses relations empiriques pour déterminer les pertes en fonction du régime d'écoulement. Les plus utilisées sont données ci-après : [10]

Régime laminaire :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot U \cdot D}$$

I-5-1-2 Régime turbulent rugueux

Il existe différentes relations empiriques, mais l'utilisation d'un abaque est plus commode dans ce cas.

Divers abaques pour la détermination de pertes des charges sont également disponibles dans la littérature, les plus classiques étant les abaques de Colebrook.

L'équation de Colebrook est la suivante : [10]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right] \quad (\text{I-19})$$

I-5-2 Pertes de charges singulières :

Les pertes de charge singulières sont liées à la présence d'élément ou accident sur la conduite (vanne, coude, rétrécissement, élargissement, clapet, capteur, organe de mesure de vitesse, de débit etc.). Elles sont calculées suivant l'expression :

$$\Delta_{ps} = K \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{I-20})$$

Δ_{ps} : Pertes de charge singulières (Pa).

K : Coefficient (sans unité) de perte de charge. Il dépend de la nature et de la géométrie de l'accident de forme.

ρ : Masse volumique du fluide (kg.m^{-3}).

V : Vitesse du fluide (m.s^{-1}).

I-5-3 Coefficient de pertes de charges singulières

Le coefficient k correspond à l'accident considéré. Sa valeur est à chercher dans la littérature ou dans les documents fournis par les constructeurs.

La variations des pertes de charge singulières en fonction de nombre de Reynold est indiquée seulement dans les cas où son effet est connu ou peut-être évalué approximativement.

Pratiquement l'effet de (Re) sur les pertes des charges singulières se manifeste surtout au faible valeur de Re ($\text{Re} < 10^5$ à 2.10^5), Par conséquent pour ($\text{Re} > 10^5$ à 2.10^5), On peut presque toujours considérer le coefficient des pertes des charges singulières comme étant indépendante de Re. [1]

La valeur de K est donnée pour les différents cas les plus classiques : [5]

➤ **Branchement sur un réservoir**

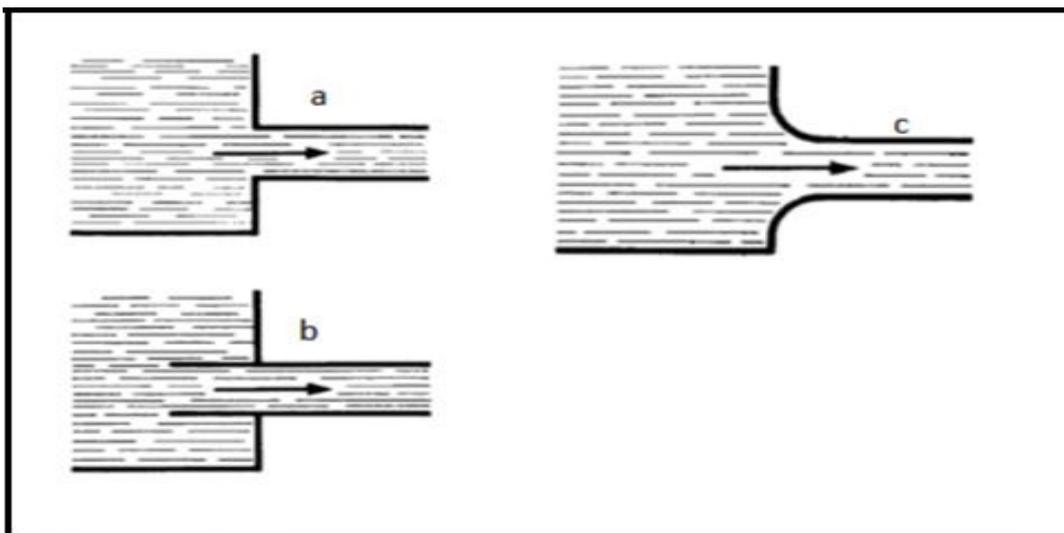


Figure I-8 : Différents branchements sur un réservoir

Figure I-8	La valeur de k
A	0.5
B	1.5
C	0.1

Tableau I-3 : Coefficient de perte de charge singulière k pour la figure I-8

➤ **Elargissement et rétrécissement brusques**

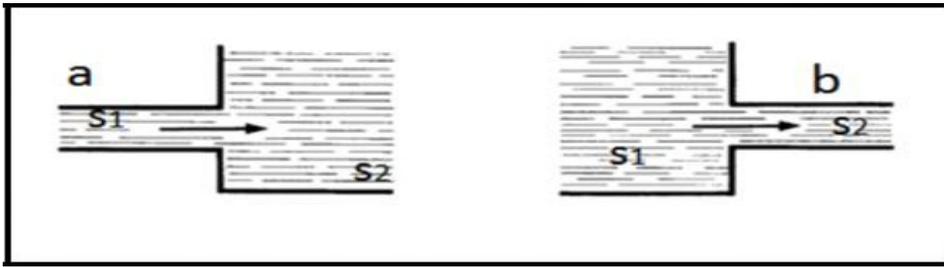


Figure I-9: Elargissement et rétrécissement brusque

Pour (a):

$$K = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \tag{I-21}$$

Pour (b):

S_2/S_1	0.01	0.10	0.20	0.30	0.40	0.60	0.80
K	0.50	0.47	0.44	0.38	0.34	0.25	0.15

Tableau I-4 : Les coefficients des pertes de charge singulières K pour la figure I-8

➤ **Robinet et vannes**

Robinet –vanne dans une conduite circulaire

- **Robinet à boisseau**

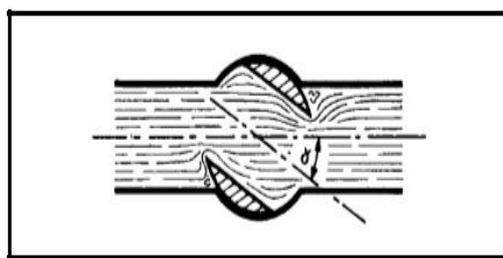


Figure I-10 : Robinet à boisseau

$S1/S$	5	10	20	30	40	45		60	70	8
2										3
k	0.0	0.2	1.5	5.1	17.	31.	52.	20	48	∞
	5	9	6	7	3	2	6	6	6	

Tableau I-5 : Les coefficients des pertes de charge singulières K pour la figure I-10

- Vanne à papillon

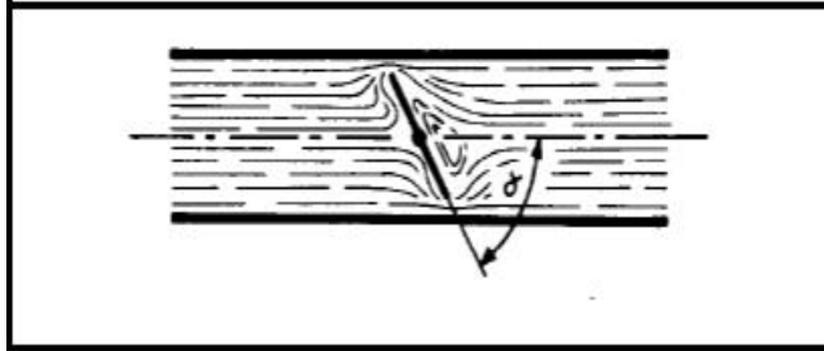


Figure I-11 : Vanne à papillon

α°	10	15	20	30	40	45	60	70	90
K	0.52	0.90	1.54	3.91	10.80	18.7	118	751	∞

Tableau I-6 : Les coefficients des pertes de charges singulière K pour la figure I-11

- Coudes

- Courbé

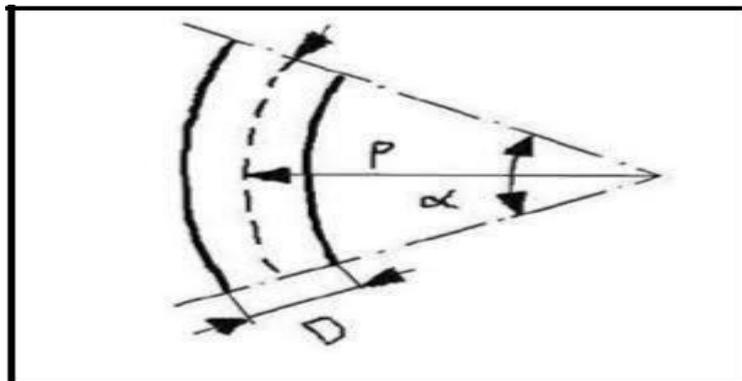


Figure I-12 : Coude a courbé

Coefficient de perte de charge singulière K :

$$K = [0.131 + 1.847 \cdot (D/2 \cdot P)^{3.5}] \cdot \alpha/90 \tag{I-22}$$

➤ à angle vif

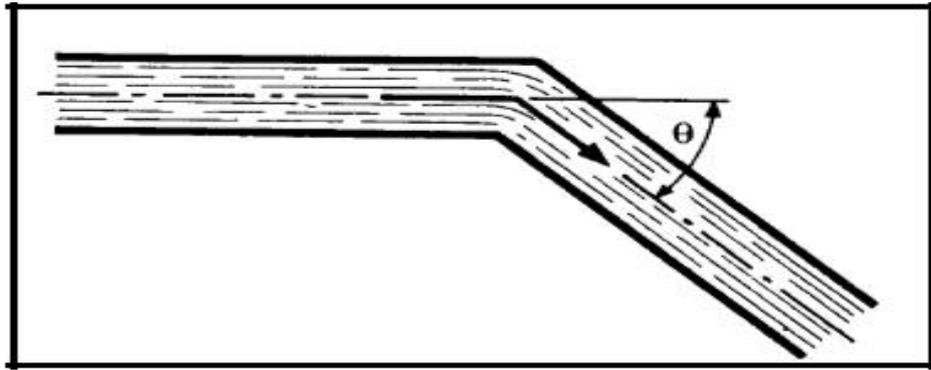


Figure I-13 : Coude à angle vif

Coefficient de perte de charge singulière K:

$$K = 0.946.\sin^2(\theta/2) + 2.05 \sin^4(\theta/2) \quad (\text{I-23})$$

I-6 Relation de Bernoulli

Le théorème de Bernoulli exprime la conservation de l'énergie totale d'une masse de fluide, cette énergie se compose de l'énergie de pression potentielle et de l'énergie potentielle de pesanteur et de l'énergie cinétique.

$$E_p + E_{pp} + E_c = \text{cte}$$

La somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique du liquide reste constante le long de la canalisation C'est le théorème de Bernoulli.

Soient les deux sections S1 et S2, caractérisé respectivement par les valeurs suivantes :

S1 (P1, V1, Z1)

S2 (P2, V2, Z2)

Avec:

P : La pression.

V : La vitesse.

Z : La hauteur.

Pour une masse du liquide égale à l'unité, le théorème de Bernoulli se traduit par l'égalité : [6]

$$\rho g z_1 + \frac{\rho}{2} V_1^2 + P_1 = \rho g z_2 + \frac{\rho}{2} V_2^2 + P_2 + \Delta_{pt} \quad (\text{I-24})$$

ρ : la masse volumique du liquide

Δ_{pt} : Pertes de charge totale

Conclusion

Ce chapitre qu'on vient de présenter est une définition et généralité sur les bases de la mécanique des fluides.

Il comprend les écoulements, les propriétés et comportement des fluides, les pertes de charges dans les conduites.

Les fluides sont caractérisés par les propriétés suivantes:

- La masse volumique
- le poids volumique
- la densité
- la viscosité

Le comportement mécanique et les propriétés physiques des fluides sont différents. En effet, les lois de la mécanique des fluides ne sont pas universelles. Elles sont applicables uniquement pour une classe de fluides donnée, Conformément à la classification qui a été faite.

Les lois et les équations établies dans ce chapitre en particulier l'équation de Bernoulli et celles des pertes de charge ont un intérêt pratique considérable du moment où elles permettent de comprendre le principe de fonctionnement de beaucoup d'instruments de mesure.

Chapitre II :

Les circuits hydrauliques

Chapitre II :

Les circuits hydrauliques

Introduction

Un circuit de transport permet de déplacer un liquide d'une source à un réservoir de stockage.

Il existe deux types des circuits ouvert et fermé.

En général un circuit hydraulique est constitué des éléments suivants :

- D'un réservoir source de liquide (1)
- Une crépine + un clapet de pieds placés à l'extrémité basse du la conduit d'aspiration (2)
- D'une tuyauterie qui relie les différents constituants (3)
- Une vanne de réglage de débit placée sur la conduite d'aspiration (4)
- D'une pompe (5)
- Un clapet de retenue placé à la sortie de la pompe pour empêcher le retour du liquide, il est utilisé pour des grandes hauteurs de refoulement (6)
- Une vanne de réglage de débit placée sur le conduit de refoulement (7)
- D'un réservoir de stockage (citerne) (8)

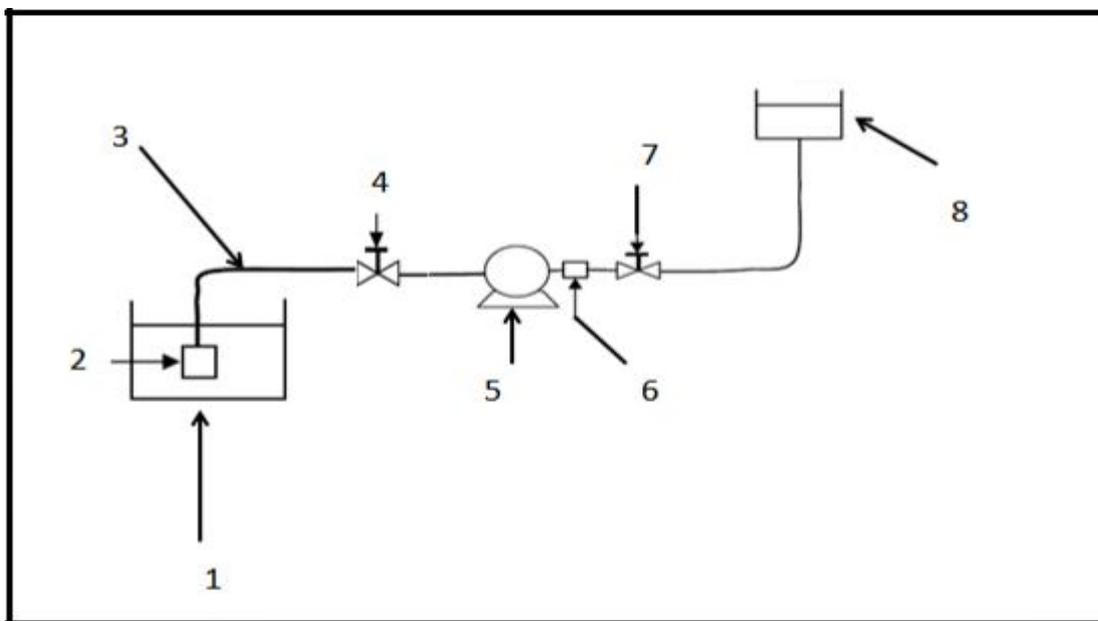


Figure II-1 : Les éléments d'un circuit hydraulique classique

II-1 Les types du circuit hydraulique

II-1-1 Circuit fermé

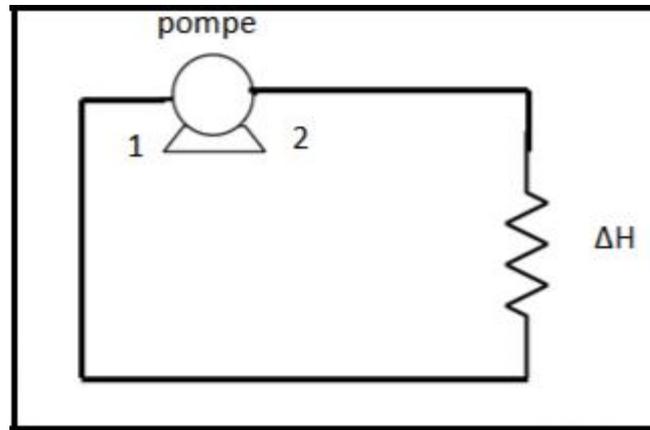


Figure II-2: Circuit hydraulique fermé

En réseau fermé, l'énergie transmise au fluide par la pompe est uniquement utilisée pour combattre les pertes de charge.

Les pertes des charges ΔH :

On applique le théorème de Bernoulli entre 1 et 2 :

$$P_1 = P_e \quad \text{et} \quad P_2 = P_s$$

$$\rho g z_1 + \frac{\rho}{2} V_1^2 + P_1 = \rho g z_2 + \frac{\rho}{2} V_2^2 + P_2 + \Delta p \quad 1$$

$$W_{12} = P_s - P_e \quad (\text{II-1})$$

On applique le théorème de Bernoulli entre 2 et 1 :

$$\Delta p = P_2 - P_1 \quad (\text{II-2})$$

$$1 - (\text{II-1}):$$

$$\Delta p = W_{12} \quad (\text{II-3})$$

Avec

Δp : Les pertes de charges

W_{12} : Le travail fournis par la pompe

P_s : La pression à la sortie de la pompe

P_e : La pression à l'entrée de la pompe

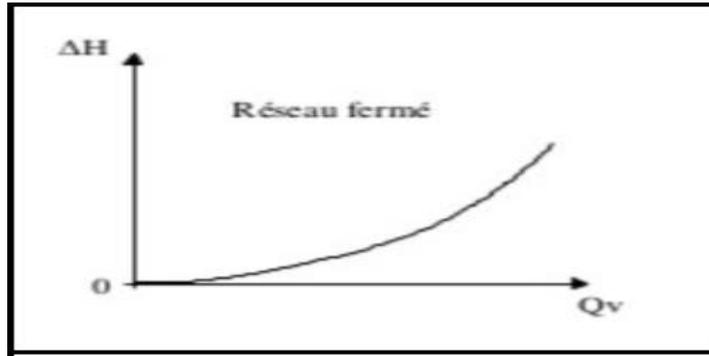


Figure II-3 : Pertes des charges en fonction de débit en réseau fermé

II-1-2 Circuit ouvert

En réseau ouvert, l'énergie transmise à l'eau par la pompe est utilisée pour combattre les pertes de charge et la hauteur géométrique de l'installation.

$$HG = H_g \text{ aspiration} + H_g \text{ refoulement}$$

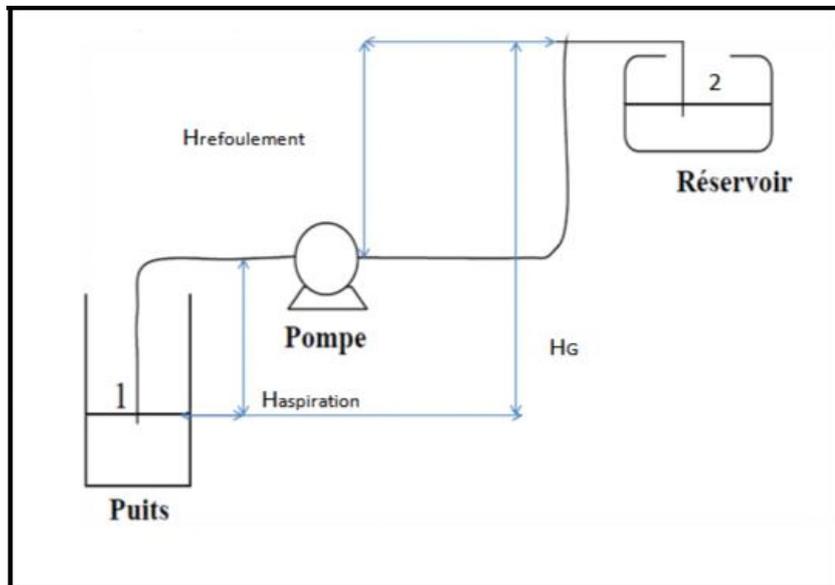


Figure II-4 : Circuit ouvert

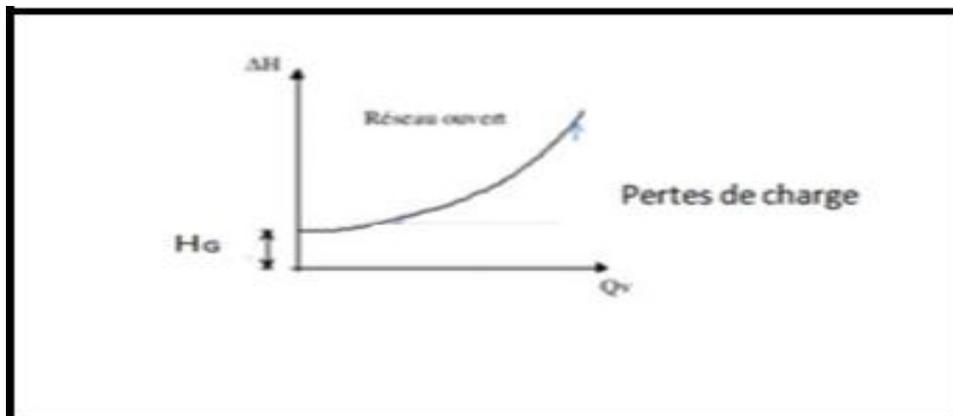


Figure II-5: Caractéristique d'une pompe dans un circuit ouvert

II-2 Les différents éléments de circuit hydraulique

II-2-1 Réservoir

L'élément qui permet de reverser ou stocker le fluide soit avant le refoulement par la pompe ou à la fin de refoulement.

Un circuit hydraulique contient plusieurs réservoirs de stockage.

En générale on trouve entre chaque pompe deux réservoirs séparés par une hauteur H , un réservoir d'où on refoule le fluide et l'autre où on stocke le fluide refoulé.

Les différents modèles de réservoir :



Figure II-6 : Les différents modèles des réservoirs hydrauliques

II-2-2 Les conduites

La tuyauterie est le composant qui relie les différents constituants, elle-même constitue d'une longueur linéaire responsable sur les pertes des charges linéaires et des coudes, vannes de réglage de débit placées sur la conduite de refoulement qui est responsable sur les pertes de charges singulières.

Un circuit de transport de liquide peut comprendre aussi :

- Une crépine + un clapet de pied placés à l'extrémité basse de la conduite d'aspiration.
- Un clapet de retenue placé à la sortie de la pompe pour empêcher le retour du liquide, il est utilisé pour des grandes hauteurs de refoulement.

II-2-3 Les pompes hydrauliques

a) Rôle de la pompe dans un système hydraulique

Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer des liquides (ou les pompes sont destinées à faire circuler le liquide).

Les pompes sont des appareils qui génèrent une différence de pression entre les tubulures d'entrée et de sortie.

Elle transforme une énergie fournie par un moteur thermique ou électrique en énergie hydraulique.

La pompe aspire le fluide dans le réservoir et le refoule.

Elle est un générateur de pression . [7]

b) Les caractéristiques générales d'une pompe

Une pompe se caractérise par :

- Débit
- le niveau de pression supportable
- son rendement
- vitesse de rotation
- sens de rotation

➤ Débit

C'est le volume de fluide que la pompe peut fournir pendant l'unité de temps pour une vitesse de rotation établie . [7]

➤ Cylindrée

Elle correspond au volume d'huile théorique débitée par tour en cm³ ou en litre. Donc le débit Q correspond à la cylindrée par la vitesse de rotation . [7]

$$Q = c_{ly} \cdot N \quad (\text{II-4})$$

Avec :

Q : Débit en m³/s .

c_{ly}: Cylindrée en m³/tr .

N : vitesse de rotation, en (tr/min).

➤ Rendements :

La puissance hydraulique à la sortie d'une pompe, traitant le débit volumique Q est :

$$P_H = \Delta P \cdot Q \quad (\text{II-5})$$

Avec :

$\Delta P = P_s - P_e$: La différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe et P_e et P_s en Pascal La puissance donnée à la pompe par le moteur dont l'axe tourne à la vitesse ω et Transmet un couple C, s'écrit [7] :

$$P_a = C \cdot \omega \quad (\text{II-6})$$

C : Moment du couple appliqué à l'arbre d'entraînement de la pompe (N.m) .

ω : La vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement de la pompe (rad/s).

P_a : La puissance absorbée par la pompe (W).

Ces deux relations permettent d'exprimer le rendement global d'une pompe :

$$\frac{P_H}{P_a} = \frac{\Delta P \cdot Q}{C \cdot \omega} = \eta_p \quad (\text{II-7})$$

Pour affiner notre connaissance d'une pompe volumétrique, on peut définir le rendement volumétrique.

➤ **Rendement volumétrique**

Rapport du débit réel au débit théorique (qui permettra de connaître les fuites).

$$v_p = \frac{Q}{Q_{th}} = \frac{Q}{C_{yl} \cdot N} \quad (\text{II-8})$$

Q_{th} : Débit théorique

$$Q_{th} = C_{yl} \cdot N \quad (\text{II-9})$$

N : Vitesse de rotation en tr/min.

➤ **Le rendement mécanique**

Le rapport du couple théorique au couple réel qui permettra de connaître les pertes mécaniques (Frottement).

Le produit de ces deux rendements est évidemment le rendement global :

$$= v_p \cdot P \quad (\text{II-10})$$

➤ **Vitesse de rotation**

La vitesse de rotation maximale en fonctionnement continu (dite vitesse nominale) est principalement limitée par la capacité de la pompe d'aspirer le fluide dans certaines conditions spécifiques. En d'autres termes, on fixe la valeur de la vitesse nominale de telle sorte que tout risque de cavitation soit écarté.

II-3 La cavitation

Lorsque l'on aspire un liquide dans une conduite on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition. (Production de vapeur), on appelle ce phénomène la cavitation.

Ce phénomène s'accompagne souvent par de bruits violents et de vibrations importantes, Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs). [11]



Figure II-7 : Photo illustrant de cavitation sur un impulser

II-3-1 Solutions apportées aux problèmes de cavitation

On cite quelques mesures que doit observer un utilisateur pour éviter la cavitation dans la pompe : [11]

- On augmente la pression à l'entrée de l'aspiration, avec l'installation des pompes de gavage (qu'on appelle pompe booster).
- Choisir un matériel qui requit mieux aux effets de la cavitation, dans l'ordre croissant de résistance nous citons : la fonte, le bronze, bronze aluminium, acier a 13% de chrome, acier inoxydable...etc. A l'unité de stockage, on adapte la solution de démarrer la pompe à vanne de refoulement fermée, avec l'utilisation d'un compresseur d'air y compris une vanne pneumatique. Cette dernière est reliée à la pompe par une conduite. L'air comprimé prévenant du compresseur, exerce une force sur le clapet de la vanne pneumatique. A cet effet, la pompe doit atteindre une pression supérieure à celle du compresseur pour ouvrir la vanne et dégager tout l'air emprisonné dans la pompe.
- Limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibrations) par une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats.
- Dans certains cas, utiliser un inducteur ou hélice de gavage installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.
- Il faut satisfaire la condition de $NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$.

II-4 Le NPSH (Net Positive Suction Head)

NPSH exprime la capacité d'aspiration de la pompe associée à la pression de vapeur. On l'utilise pour calculer la pression d'aspiration nécessaire à une pompe pour éviter la cavitation. [11]

Le coût d'une station de pompage est directement lié à la hauteur de charge nette à l'aspiration (Net Positive Suction Head) connue sous le nom de NPSH :

- de la pompe NPSH requis;
- de l'installation NPSH disponible.

II-5 Classification des pompes :

IL existe 2 types de pompes, les turbo- Pompes et pompes volumétriques.
Seules les pompes de type volumétriques sont utilisables en hydraulique.

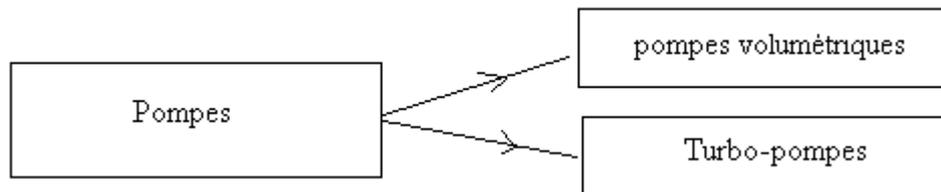


Figure II-8 Les deux classes principales des pompes

Les turbopompes

Elles sont toutes rotatives. Ce sont les pompes centrifuge, à hélice, hélico-centrifuge, dans lesquelles la chambre d'admission et la chambre de refoulement où le fluide est expulsé ne sont pas séparées l'une de l'autre par des pièces mécaniques rigides.

Les pompes volumétriques

Dans lesquelles la chambre d'admission est séparée par des pièces mécaniques rigides de la chambre de refoulement, ce qui assure l'étanchéité entre ces deux chambres.

II-5-1 les turbopompes

Les pompes hydrodynamiques sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe.

Une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide, La différence entre les pompes centrifuge hélico-centrifuge et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide. [12]

- **Aspiration**

La pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide, ci-après), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.[12]

- **Accélération**

La rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation.

Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.[12]

- **Refoulement**

Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression .[12].

II-5-1-1 Classification les turbopompes

➤ **Selon la trajectoire du fluide :[12]**

a) A écoulement radial: (pompes centrifuges) (figure II.9.a).

b) A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges) (figure II.9.b).

c) A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices) (figure II.9.c).

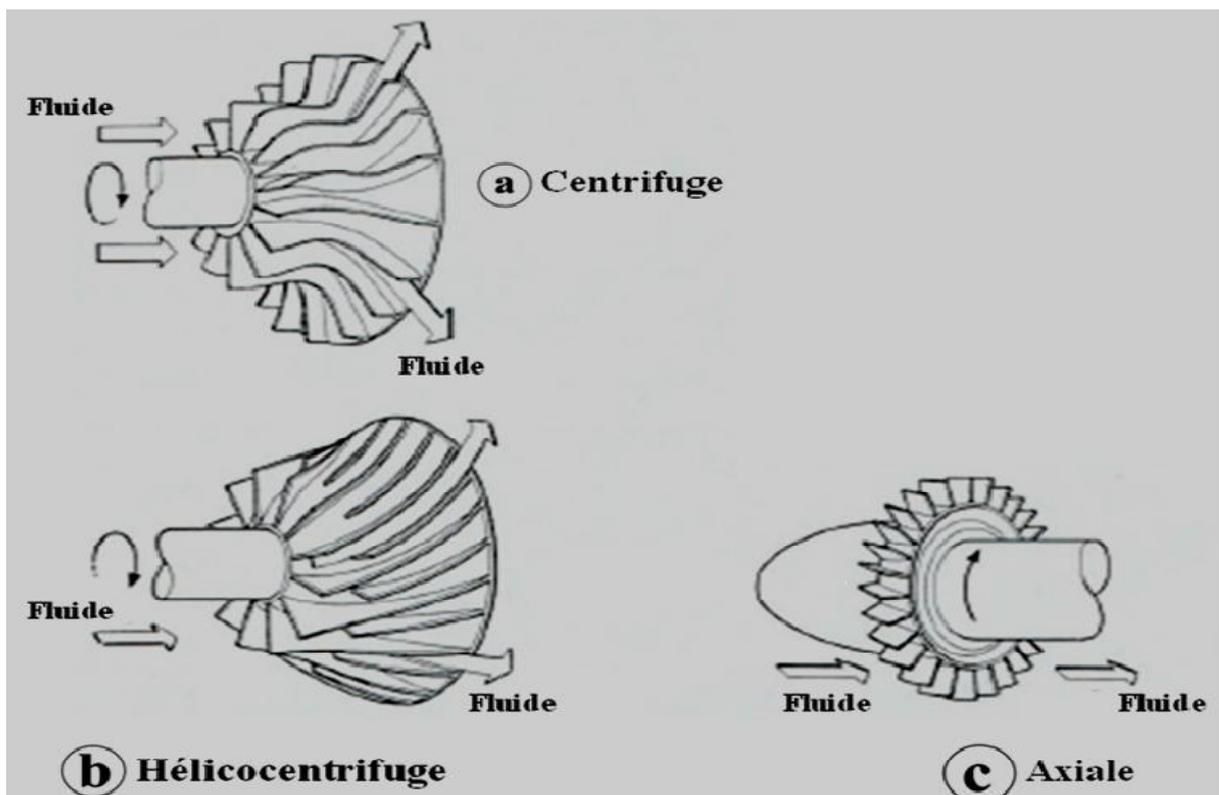


Figure II-9 : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale

➤ **Selon le nombre d'étages :[12]**

a) Monocellulaire : Avec une seule roue sur l'arbre.

b) Multicellulaire : Avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.

➤ **Selon la disposition de l'axe de la pompe :[12]**

a) Pompe verticale.

b) Pompe horizontal.

II-5-2 Les pompes volumétriques

➤ **Principe de la pompe volumétrique**

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos (stator) à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté participant à la circulation du fluide à l'intérieur de la pompe. Ce déplacement est cyclique.

D'autres éléments mobiles destinés à mettre en mouvement les éléments précédents. Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé.

Les pompes volumétriques rotatives, Ce sont les pompes les plus utilisés en hydraulique.

Elles se décomposent en deux types, pompes rotatives et pompes alternatives.

a) Les pompes volumétriques rotatives

Ces pompes montrent un grand succès pour le transfert des liquides visqueux, sont simples de

Point de vue de construction.

Il existe plusieurs sortes de ces pompes :

- Pompes à engrenages.
- Pompes à palette.
- Pompes à lobe.

II-5-2-1 Pompes à engrenage

Il existe deux types :

- à engrenage intérieure.
- à engrenage extérieure.

➤ **Pompe à engrenage extérieur : [7]**

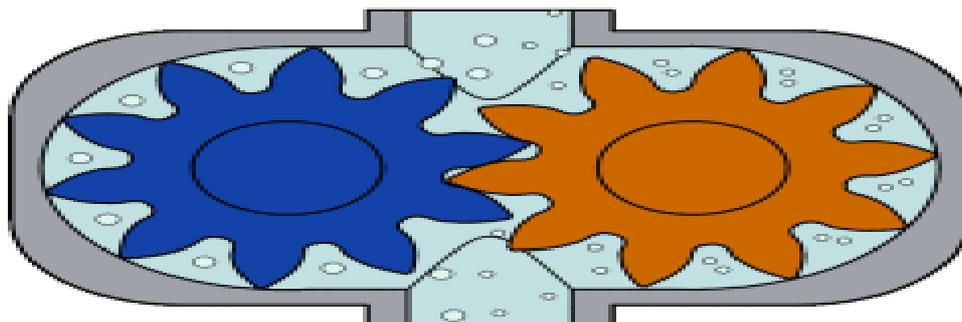


Figure II-10 : Pompe à engrenage extérieur

Principe de la cylindrée

La partie mobile des pompes à engrenage est composée de deux pignons qui engrènent et qui sont logés dans un corps. Un de ces "arbres pignons" est menant, couplé par un système de liaison élastique à l'arbre moteur.

L'autre est mené par son engrènement dans le premier.

Le fluide hydraulique remplit le volume entre-dents et il est transporté de l'aspiration vers le refoulement en occupant le volume entre-dents.

La dépression nécessaire à l'aspiration est provoquée par l'augmentation de volume engendré par le désengrènement progressif de 2 dents d_1 et d_2 en contact.

Coté refoulement, 2 dents d_3 et d_4 reengrènent progressivement, ce qui engendre une diminution de volume et de ce fait, un refoulement du fluide.

L'étanchéité radiale entre l'aspiration et le refoulement est assurée au centre par le contact entre deux dents, sur l'extérieur par un film d'huile entre les pignons et le corps de pompe.

L'étanchéité axiale est réalisée par une compensation avec un flasque mobile sur lequel on vient appliquer la pression de refoulement.

➤ **Principe de fonctionnement de pompe a engrenage intérieur**

Ces pompes existent aussi avec une roue à denture intérieure (Couronne dentée) engrené à un pignon. Dans ce cas la pompe peut disposer d'une pièce intermédiaire en forme de croissant pour séparer entre l'entrée et la sortie permettant ainsi de diminuer les fuites interne et d'augmenter la pression de service.[7]

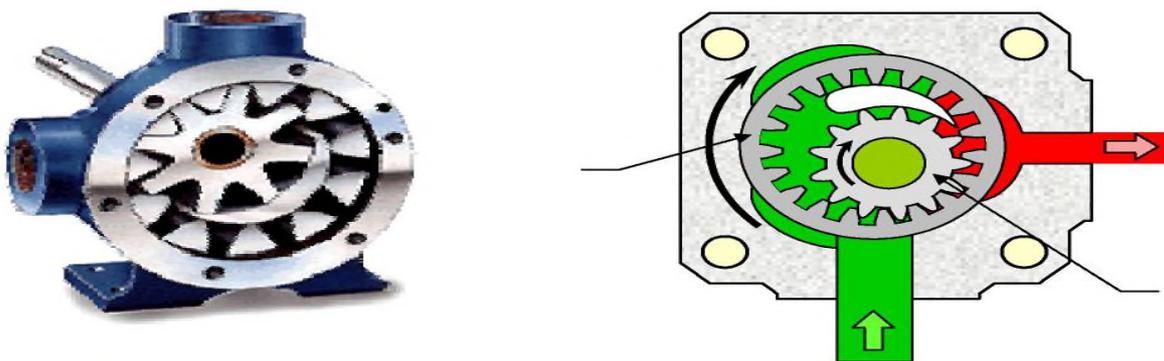


Figure II-11 : Pompe à engrenage extérieur

II-5-2-2 Pompe a palette :

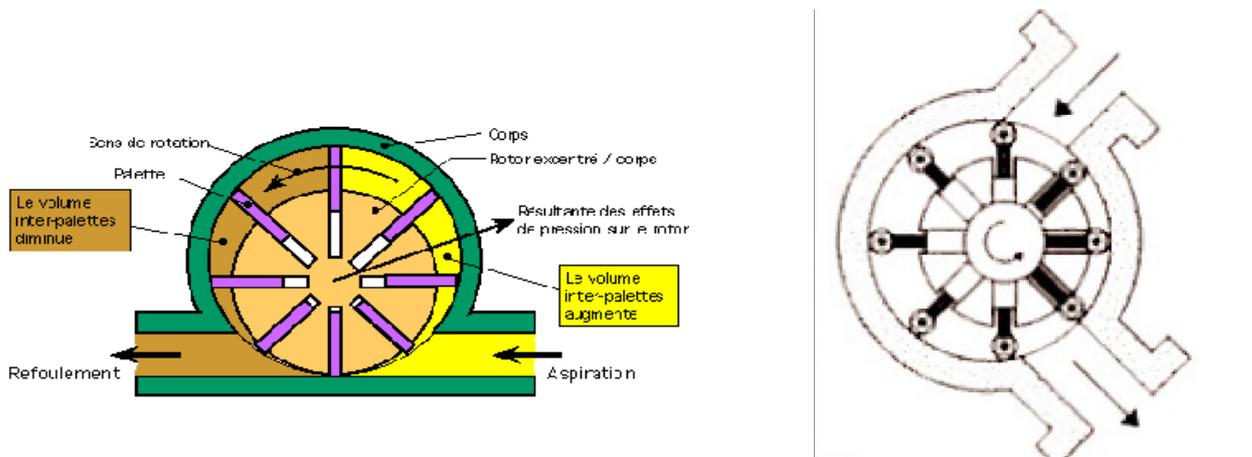


Figure II-12 : Pompe à palettes à cylindrée fixe

La pompe se compose pour l'essentiel

- 1 : corps
- 2 : stator
- 3 : rotor
- 4 : lamage de refoulement
- 5 : lamage d'aspiration
- 6 : palette

➤ Fonctionnement

Le stator est fixé dans le corps de pompe. Le rotor est muni de rainures dans lesquelles sont logées des palettes.

Le rotor est entraîné en rotation dans le sens horaire par le moteur électrique. Les palettes sous l'action de la force centrifuge sont plaquées sur le stator.

L'excentration entre rotor et stator permet aux palettes d'effectuer des mouvements alternatifs dans les rainures exécutées dans le rotor.

Quand les palettes passent devant le lamage d'aspiration, le volume entre palettes augmente, c'est la phase aspiration de la pompe.

Les palettes continuant leur rotation, elles sont repoussées dans leur logement sous l'effet de l'excentration. Le volume entre palettes est en diminution, c'est la phase de refoulement de la pompe.

II-5-2-3 Pompes à aubes

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (aubes) par engrenage.

Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes de ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible.[11]



Figure II-13: Pompes à lobes

b) Les pompes volumétriques alternatives

Elles sont divisées en différentes catégories parmi elles en distinct certain types :

- Pompes à piston.
- Pompes à piston plongeur.
- Pompes à membrane.....etc.

II-5-2-4 Pompes à piston

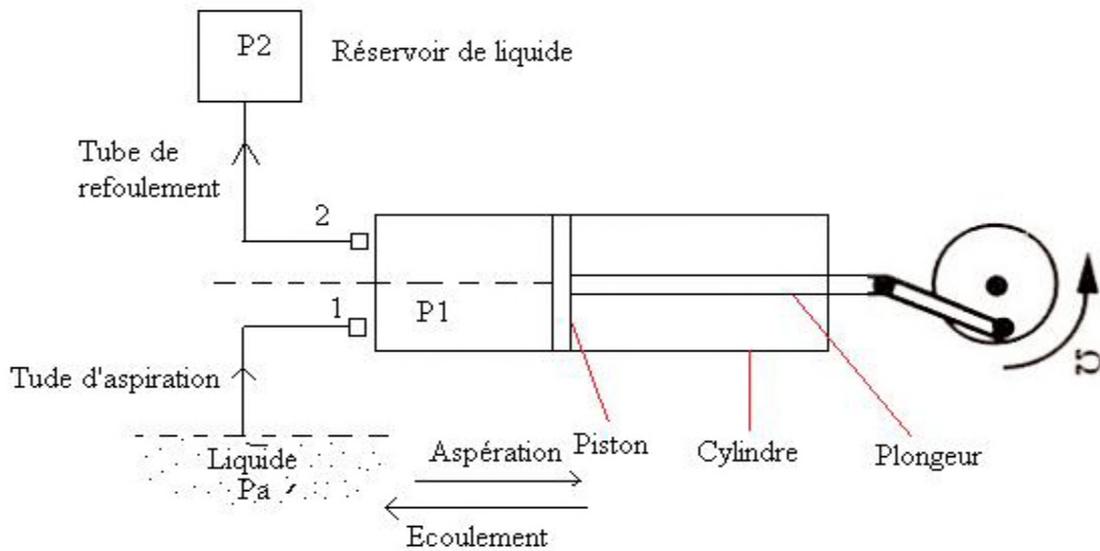


Figure II-14: Pompe à piston à action simple

1-Clapet d'aspiration

2-Clapet de refoulement

3- P_a : Pression atmosphérique

P_1 : Pression de liquide dans le cylindre

P_2 : Pression de liquide dans le réservoir

➤ **Principe de fonctionnement :**

Quand le piston se déplace gauche à droite, le volume de cylindre qui contient le liquide augmente est la P_1 diminuée, le clapet 1 s'ouvre le liquide monte dans le cylindre : $P_1 < P_a$ le liquide entre dans la pompe.

Quand le piston va de la droite vers la gauche, la pression de liquide augmente car le liquide.

Dans une substance incompressible, clapet 1 se ferme et le clapet 2 s'ouvre donc le liquide est refoulé grâce à une différence de pression ($P_1 - P_2$).

Selon le principe de fonctionnement les pompes à piston se divisent en trois types :

- 1- Pompes à piston à action simple (figure II-14) : pendant va et vient du piston, la pompe aspire une fois et refoule une fois.
- 2- Pompes à piston à action double (figure II-15) : pendant va et vient du piston, la pompe aspire deux fois et refoule deux fois [13].

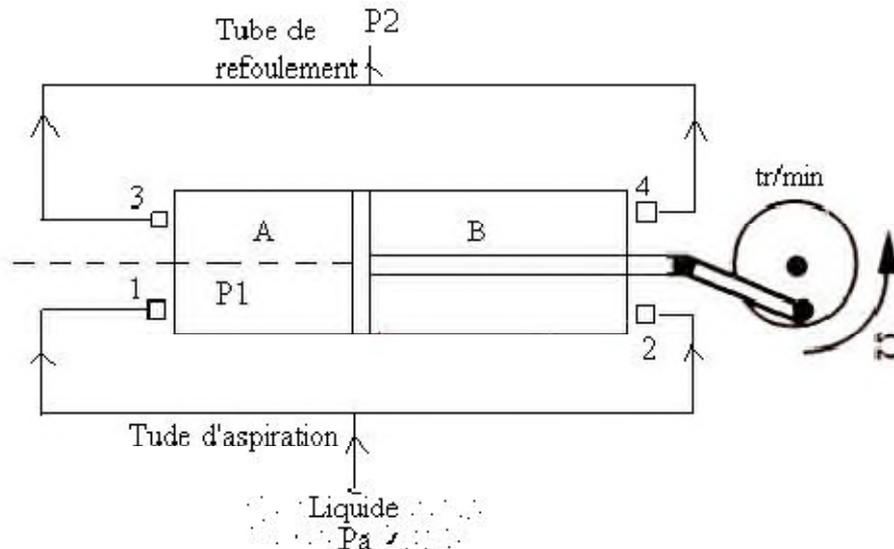


Figure II-15 : Pompe à piston à action double

1, 2 Clapets d'aspiration

3, 4 Clapets de refoulement

Ce type de pompe est assemblage de deux pompes simples.

Quand le piston se déplace vers la droite les deux clapets 1 et 4 sont ouverts (clapet 1 le liquide monte par la pompe A et refoulé par la pompe B) par contre les deux clapets 3 et 2

sont fermés.

L'avantage de ce type de pompe : le débit de liquide est peut régulier (continu) et leurs Inconvénient est l'existence de quatre clapets par conséquence l'existence des fuites qui implique l'endommagement de la pièce.

3- Pompe à piston à action triple : cette pompe est la liaison de trois pompes à piston à action simple grâce à l'existence d'un axe commun. Les trois pistons sont trouvent dans des positions différentes.[13]

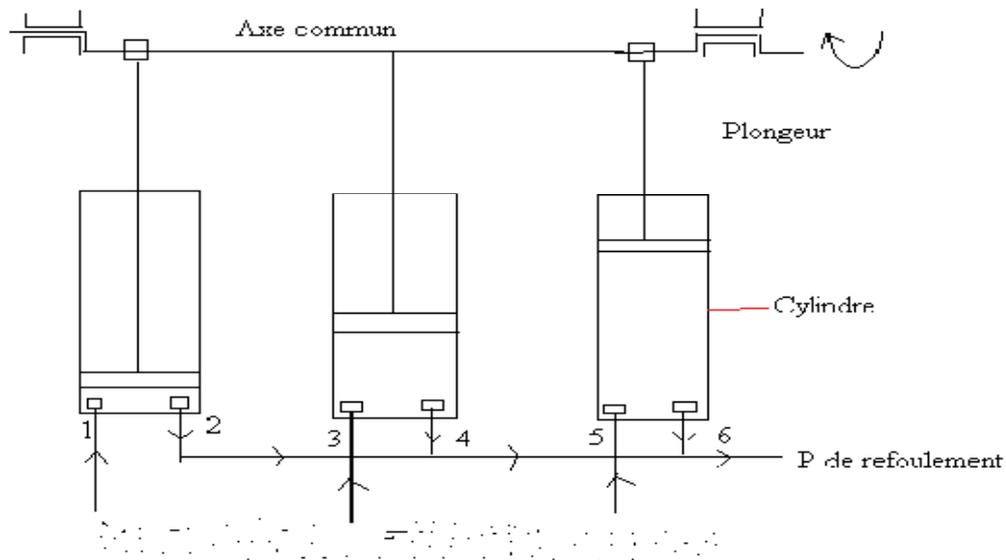


Figure II-16 : Pompe à piston à action triple

- **Pompes à piston plongeur**

Cette machine est un compromis entre la pompe à piston et la pompe à membrane.

Le fluide n'est pas isolé du piston, mais les frottements de celui-ci sont faibles car limités au niveau du presse-étoupe qui assure l'étanchéité.

Ces pompes sont adaptées à la production de hautes pressions .[13]

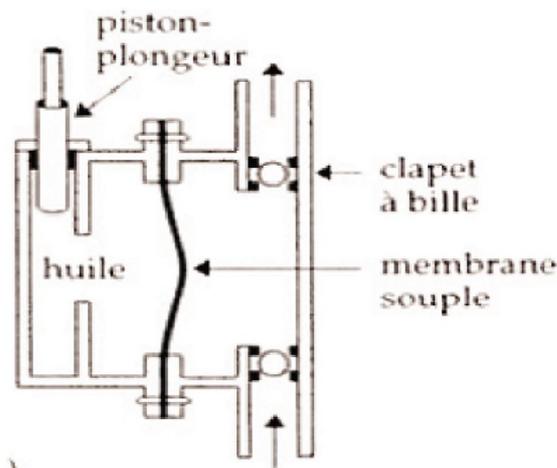


figure II-17 : Pompe à piston plongeur

II-5-2-5 La pompe à membrane

C'est le type de pompe qu'on utilise dans notre travail pour réaliser la différente manipulation et essayes effectués

➤ **Description :**

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Viton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative.

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet.

Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide : chargé, abrasif, acide, visqueux ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à 150°C et des viscosités faibles.[11]

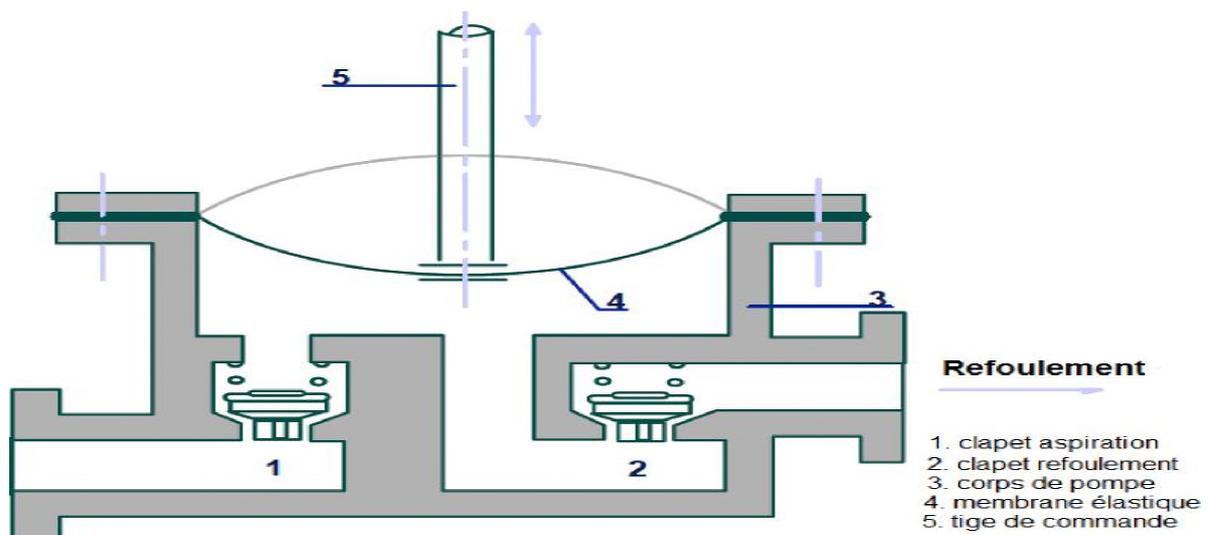


Figure I-18 : Pompe à membrane

II-5-2-5-1 Caractéristique de pompe à membrane : [14]

Débit en (m^3/h)	30 à 85
Température Max en c°)	90 à 130
Pression en bar	7 à 8 spécial 25
La viscosité Max	Quelque centaine
Hauteur manométrique en mcE	5
Pompe auto amorçage	Oui
La vitesse Max en (tr /min)	Quelque centaine aller-retour
Matériaux employé	Fonte et acier, plastique résine
Produit pompé	Produit pétrolier, chimique

Tableau II-1 : Caractéristique de pompe membrane➤ **Avantage :**

- Pas de passages à étancher
- Fonctionne à sec sans dommages
- Pompage de particules solides
- Le produit pompé est isolé par la membrane
- Entraînement par air comprimé, ou hydraulique

➤ **Inconvénient :**

- Débit limité
- Accepte des viscosités assez faibles. Limitée par la température
- Pulsations importantes au refoulement

Conclusion :

Le deuxième chapitre décrit les circuits hydrauliques en générale et leurs éléments ainsi que les conduites, les réservoirs, pompes hydraulique et leurs classifications.

Dans une installation hydraulique le dimensionnement de ses éléments est très important pour le déplacement d'un fluide d'une base de pompage jusqu'à la base d'arrivée en prenant en considération tous au long la distance parcourue et les contraintes de fluide en déplacement.

Avoir une idée sur les généralités d'un domaine est très important pour comprendre mieux et réaliser un projet de développement ou de recherche.

C'est ses bases qu'on a résumé dans les deux premiers chapitres chapitre qui'on va utiliser pour la réalisation expérimental de notre projet intitulé les pertes de charges singulières dans les conduits élastiques.

Chapitre III :

Les essais expérimentaux

Introduction

Dans le domaine de génie la contrainte la plus importante est l'énergie, donc avoir une bonne gestion de consommation avoir un bon rendement en consommant l'énergie la plus minime possible pour cela on doit minimiser les pertes d'énergie.

En particulier dans un circuit hydraulique ou le transport d'un fluide engendre des grandes pertes de charges qui sont des pertes d'énergie qu'il faut les minimiser pour avoir un bon rendement et consommer moins.

Notre travail consiste exactement à réaliser des expériences et étudier ces pertes de charge dans les conduites élastiques. En circuit fermé en fonction de la variation de vitesse de rotation, le débit, la viscosité de fluide et d'autres contraintes qu'on va calculer par la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe en **mCE** (mètre colonne d'eau).

Dans un circuit fermé, les pertes de charge sont égales à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe.

Ces expériences ont été réalisées dans le laboratoire sciences des matériaux (Hall de Technologie de l'Université A-MIRA BEJAIA).

III-1 présentations du dispositif expérimental

Les photographies ci-dessous montrent différentes vues du dispositif expérimental



Figure III-1 : Dispositif de banc d'essai



Figure III-2 : Vue dessus



Figure III-3 : Vue en face

- | | | |
|---------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1- variateur de fréquence | 2 -Moteur asynchrone | 3- courroie |
| 4- pompe à membrane | A – L'entrée de la pompe | B- la sortie de la pompe |
| 5- circuit | 6- réservoir | 7- règle graduée |

III-1-1 Description du dispositif

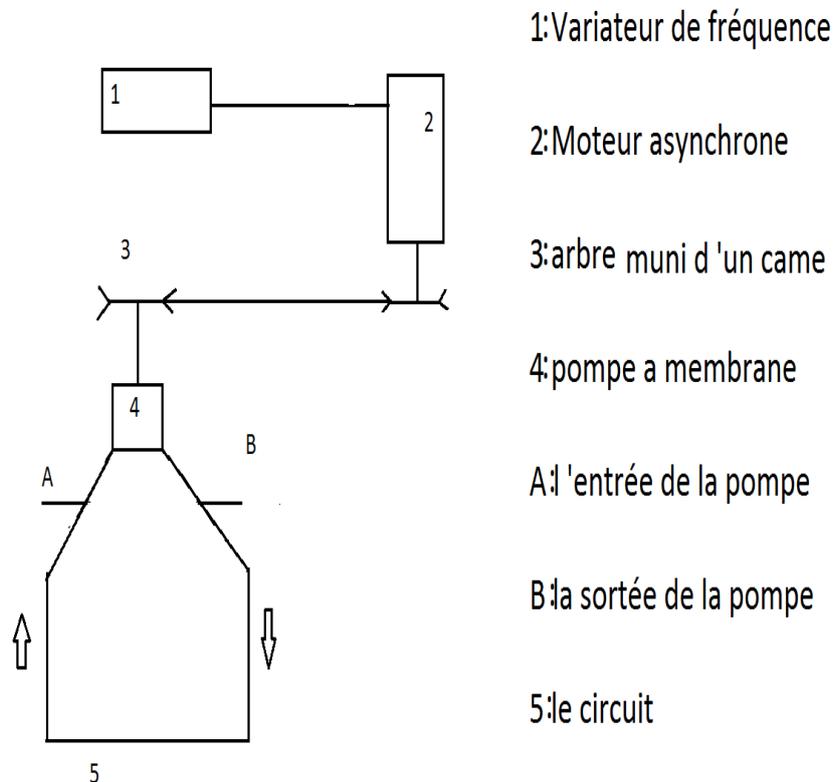


Figure III-4 : Schéma de principe du banc d'essai

Le banc présenté sur la figure III-1 comporte :

Une pompe à membrane(4) entraînée par un moteur asynchrone(2) à vitesse variable à l'aide d'un variateur de vitesse(1).

La pompe aspire le liquide à partir d'un réservoir (6) monté au-dessus de la pompe de 10 cm pour l'éjecter dans toute la tuyauterie 5.

Le niveau de liquide est constant dans le réservoir pour pouvoir calculé la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe (le niveau d'eau dans le réservoir est considéré comme le point zéro sur la règle graduée(7) qui sert à calculer la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe, comme elle nous permettra aussi de mesurer les pertes de charge.

III-2 Les différents éléments de commande de système

III-2-1 Moteur asynchrone

Moteur asynchrone est largement utilisé dans l'industrie, car sa simplicité de construction en fait un matériel très fiable et qui demande peu d'entretien .

Il est constitué d'une partie fixe le stator qui comporte le bobinage ,et le rotor partie rotative.



Figure III-5 : Moteur asynchrone

Caractéristiques du moteur	Triangle(Δ)	Etoile(λ)
Tension(v)	230/400	277/480
Fréquence (Hz)	50	60
Courant (A)	10 ,4/6 ,01	10,4/6,01
Puissance (KW)	3	3,6
La vitesse de rotation (tr /min)	2860	3430
Cos (φ)	0 ,87	0,87

Tableau III-1 : La plaque signalétique de moteur asynchrone utilisé

III-2-2 Variateur de fréquence

C'est l'élément utilisé pour faire varier la fréquence de rotation de moteur électrique et dans notre cas la puissance de la pompe à membrane.

Pour faire varier celle-ci, il faut modifier la fréquence de rotation du champ magnétique et donc la fréquence du courant d'alimentation, les variateurs de fréquence sont des variateurs de vitesse.



Figure III-6 : Variateur de fréquence

- Caractéristiques de variateur de fréquence

model L200-030HFEF2
KW/(HP) :3.0 (4)
Input/Entée : 50-60HZ /V1Ph A
Input/Entée : 50-60HZ/380-480 / 3ph / 10A
Output/Sortie : 0.5-400HZ/380-480V 3PH, 7.8A
MFG No 79B T17404 AJOIO DATE :0709

Tableau III-2: La plaque signalétique d'un variateur de fréquence

III-2-3 Pompe à membrane

C'est ce type de pompe que nous avons utilisé dans la réalisation de notre partie pratique, car elle convient pour les débits moyens, son principe de fonctionnement est le suivant :

Des déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique le caoutchouc par exemple produisent les phases d'aspiration et de refoulement.



Figure III-7 : Pompe à membrane

La pompe est actionnée par une came entraînée par un moteur électrique à vitesse variable à l'aide d'une courroie trapézoïdale

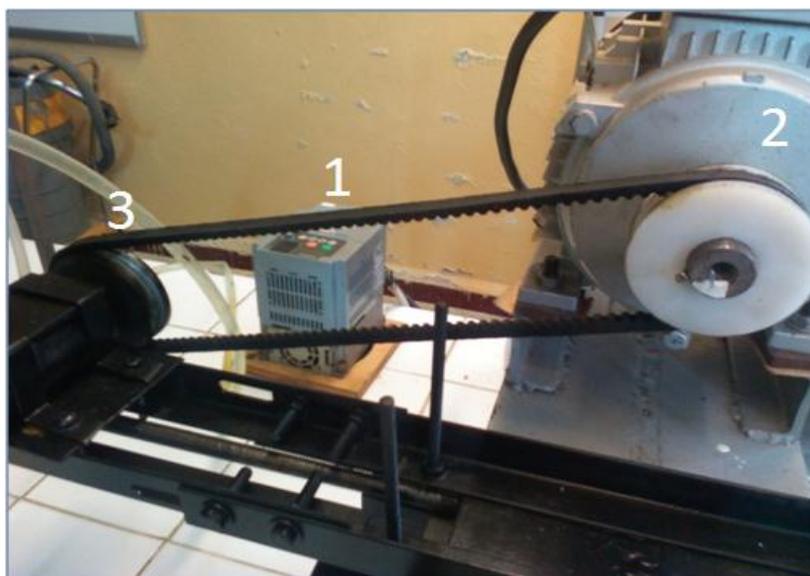


Figure III-8 : Les éléments de transmission de puissance

a) Calcul de la cylindrée

Pour un certain temps t , nous avons mesuré la quantité de liquide pompé par la pompe donc

$$q_v = \frac{\text{quantité}}{\text{temps}} \text{ en l/s} \quad (\text{III-1})$$

Pour la cylindrée qui est la quantité de matière pompée à chaque cycle est donné par la formule suivante

$$C_y = q_v / n \quad (\text{III-2})$$

Avec

n : nombre de cycle effectué par la pompe pour un certain temps t

$$n = N.t \quad (\text{III-3})$$

La cylindrée de la pompe a été calculée de la manière suivante :

$$q_v = \frac{v}{t} = \frac{0,25 \cdot 10^{-3}}{80} = 3,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{S}$$

$$C_y = \frac{q_v}{N} = \frac{31,2 \cdot 10^{-6}}{966} = 2,8 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

v : Le volume

t : Le temps

Comme la cylindrée est une constante donc q_v est proportionnelle à la vitesse de rotation N .

b) Méthode de mesure de la pression

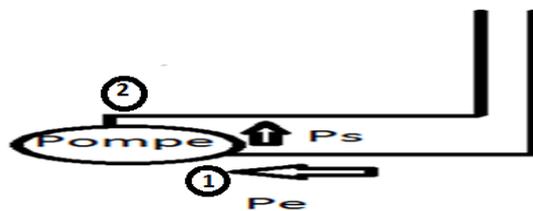


Figure III-9 : La pression à l'entrée et la sortie de la pompe

1. Prise de pression à l'entrée
2. Prise de pression à la sortie

$\Delta P = \Delta J = P_2 - P_1$ exprimée en Pa

Dans notre travail nous avons utilisé le mètre de colonne d'eau : mCE

$$\Delta H = \Delta J' = \frac{\Delta P}{\rho g}$$

❖ Tracé des courbes

Pour tracer les différentes courbes de notre expérience (courbes des pertes de charge en fonction de la vitesse), nous avons utilisé le langage **Matlab**

Ce programme est constitué des instructions suivantes :

```
clear all; clc;
o=input('Veuillez introduire l ordre du polynome: ');
x=[0 150 300 450 600 750 900 1050 1200 1350 1500 1650 1800];
y=[0 190 650 1335 1620 1905 2065 2300 2500 2710 2975 3005 3012];
z=[0 1000 1670 2240 2800 3250 3650 4050 4480 4750 5080 5370 5775]
for i=1:o+1
    for j=1:o+1
        D(i,j)=sum(x.^(i+j-2));
    end
    for k=1:o+1
        s(i,k)=sum(x.^(i+k-2));
    end
end
for i=1:o+1
    m(i)=sum(y.*x.^(i-1));
    l(i)=sum(z.*x.^(i-1));
end
m=m';
l=l';
a=(inv(D)*m)';
a
b=(inv(s)*l)';
b
P=flipplr(polyfit(x,y,o));
P
R=flipplr(polyfit(x,z,o));
R
plot(x,y,'r>-')
hold on
plot(x,z,'g*-')
grid
```

III-4 Mesures des pertes de charge

Première partie

Chaque expérience a été refaite trois fois et c'est la valeur moyenne qu'on a pris.

Après chaque changement de vitesse de rotation on attend quelques secondes pour prendre notre valeur, cela permet d'avoir une très bonne précision.

Nous allons tracer ΔH en fonction du débit q_v , nous avons utilisé une pompe volumétrique à membrane.

III-4-1 Expérience avec l'eau

Le liquide utilisé dans cette partie est l'eau, ça viscosité dynamique $\mu=10^{-3}$ Pa .s.

III-4-1-1 Influence de la vitesse de rotation sur le comportement des pertes de charge

Dans cette partie, nous avons effectué notre expérience par la fixation de niveau de réservoir a une hauteur de 10cm par rapport à l'entrée de la pompe ce qui nous donne une pression absolue à l'entrée.

$$P_e = P_a + \rho g H$$

Dans notre cas $H=10$ cm.

Les essais sont faits par la variation de vitesse de rotation de moteur sur une conduite linéaire de longueur 12 m.

Ces essais ont donné les résultats suivants

III-4-1-2 Les pertes de charges linéaires

Vitesse de rotation tr /min	0	150	300	450	600	750
Pertes de charges mm	0	60	250	520	600	705

- Suite de tableau précédent

Vitesse de rotation tr/min	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800
Pertes des charges mm	810	866	943	1010	1100	1120	1125

Tableau III-3 : Perte de charge linéaire

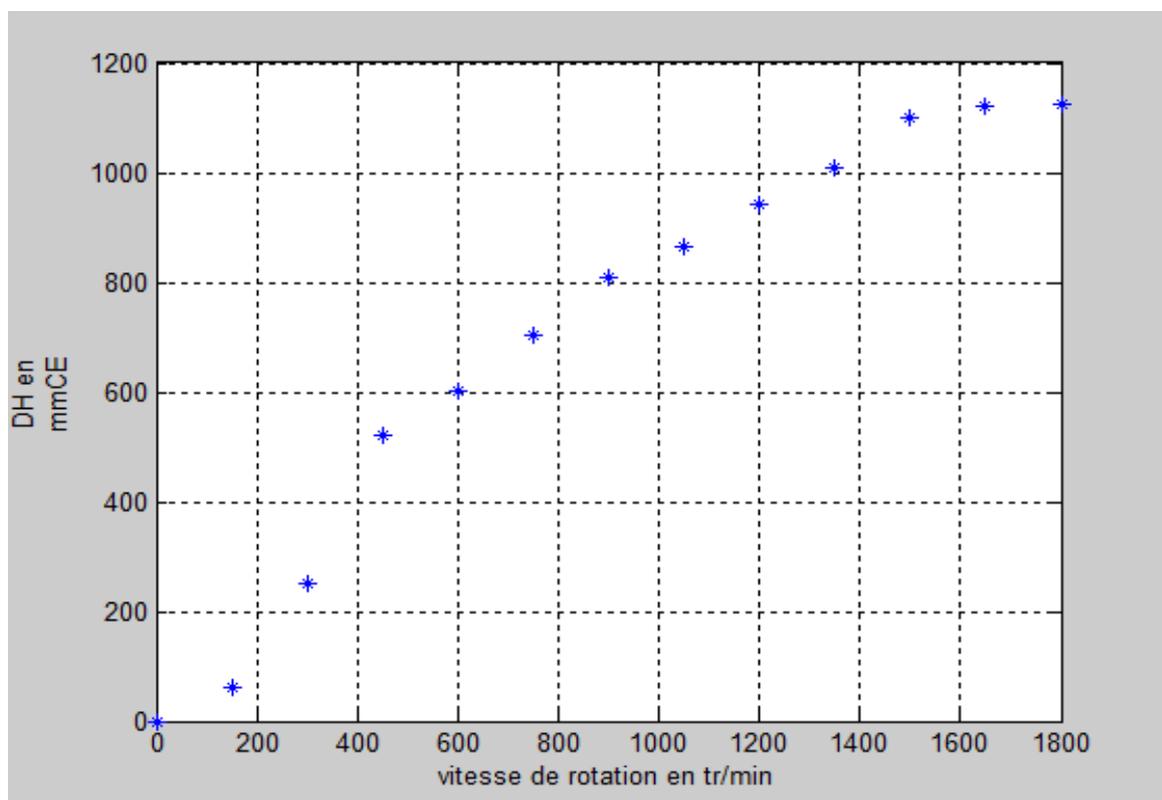
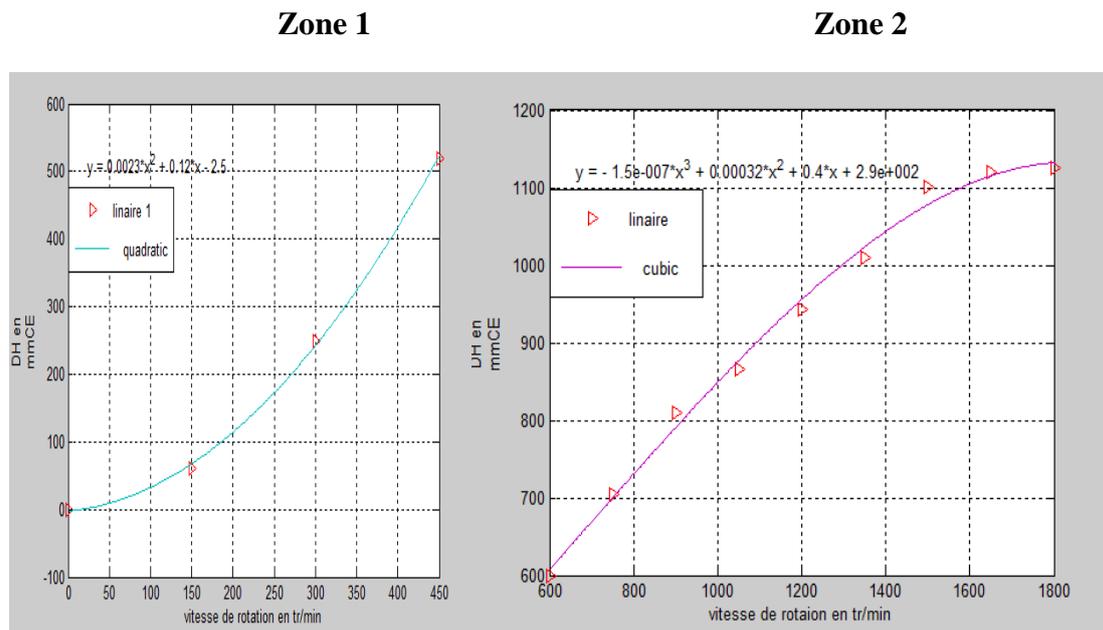


Figure III-9 : Variation des pertes de charge linaires en fonction de la vitesse de rotation



Les deux zones de pertes de charge linaires

- **La description des résultats et commentaire :**

D'après les résultats obtenus sur les graphes on remarque l'existence de deux zones des pertes de charge

- **Zone 1**

Les pertes de charge augmentent rapidement au début dans l'intervalle de vitesse [0, 450] d'où elle augmente d'une valeur de 0 mmCE à une valeur de 520 mmCE.

- **Zone 2**

Puis ses pertes continuent d'augmenter mais avec une augmentation inférieure par rapport au premier intervalle, c'est-à-dire qu'à partir de vitesse de rotation 450 tr/min jusqu'à 1650 tr/min.

Dans cet intervalle les pertes des charges sont presque proportionnelles à la vitesse de rotation.

Au-delà de la vitesse de 1650 tr/min, les pertes des charges se stabilisent, elles deviennent quasiment constantes à la valeur de 1125 mmCE.

III-4-1-3 Les pertes de charge singulières

Ces pertes nous les avons obtenues par l'intégration des courbes élastiques que nous avons réalisées à l'aide des ressorts, nous avons recouvert la partie élastique de coude par un ressort pour qu'on puisse créer le coude et éviter l'écrasement de la tuyauterie.

Au-delà de certaines valeurs du rayon de courbure, le tuyau s'aplatit, pour éviter cet aplatissement nous avons placé les coudes dans des ressorts hélicoïdaux.



Figure III-10 : Coude élastique

Comme le montre la photographie, nous avons considéré la présence de plusieurs coudes, pour cela nous avons réalisé des expériences avec un seul coude, deux coudes, trois coudes.

III-4-1-3-1 Avec un seul coude

Vitesse de rotation tr /min	0	150	300	450	600	750
Vitesse de rotation tr /min	0	80	330	625	800	910

Vitesse de rotation tr /min	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800
Vitesse de rotation tr /min	1010	1125	1205	1305	1330	1345	1355

Tableau III-4 : Les pertes de charge totale avec un seul coude

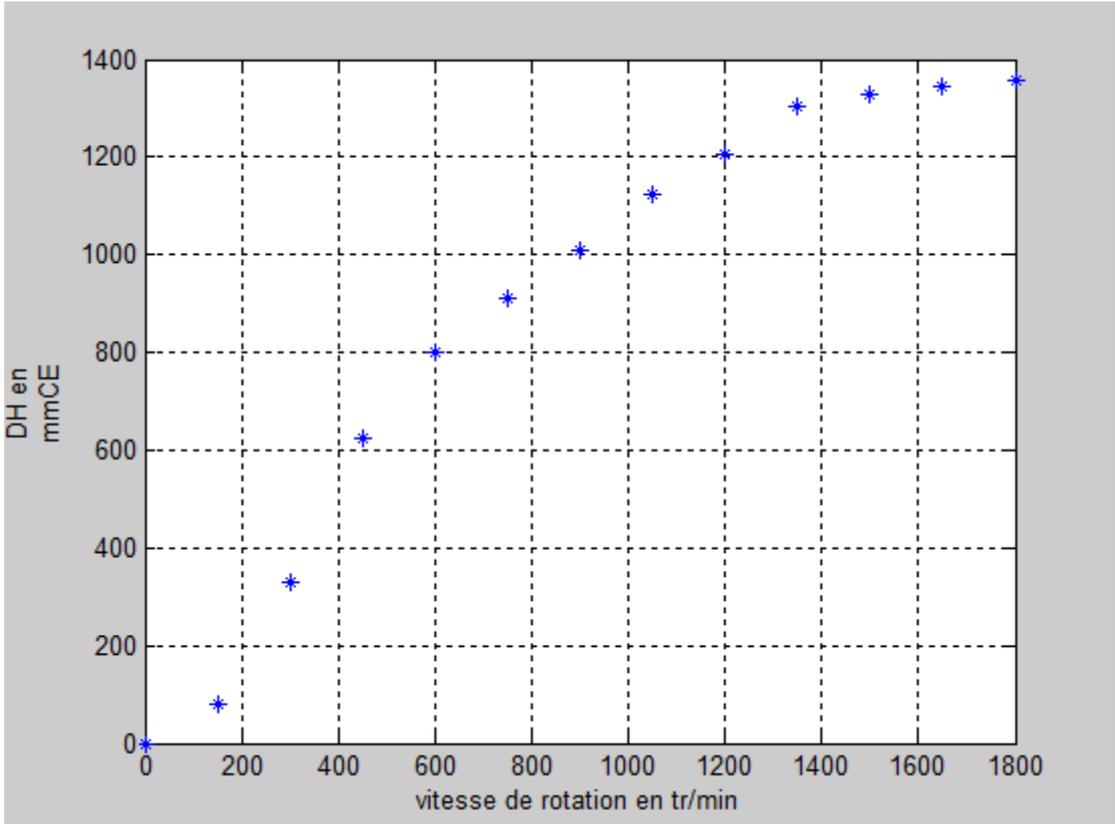
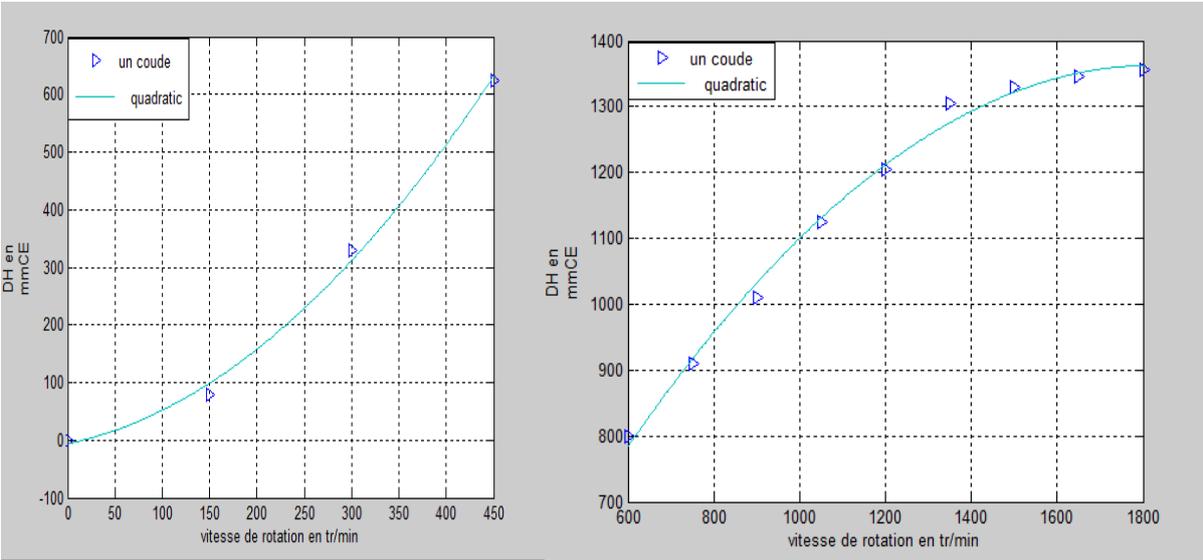


Figure III-11 Variation des pertes de charges crée avec un seul coude en fonction de vitesse de rotation

Zone 1

Zone 2



Les deux zones de pertes obtenues par un seul coude

- **La description du résultat et commentaire**

Zone 1

Les pertes des charges augmentent rapidement dans l'intervalle de vitesse de rotation [0 450] tr/min

Zone2

A partir des vitesses qui dépassent les 450tr /min, ces pertes prennent un autre comportement différent de la première zone et augmentent d'une manière moins importante.

III-4-1-3-2 Avec deux coudes

Vitesse de rotation tr /min	0	150	300	450	600	750
Vitesse de rotation tr /min	0	115	415	805	1000	1180

Vitesse de rotation tr /min	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800
Pertes de charges mm	1290	1435	1540	1655	1785	1810	1818

Tableau II-5 : Les pertes de charges totales avec deux coudes

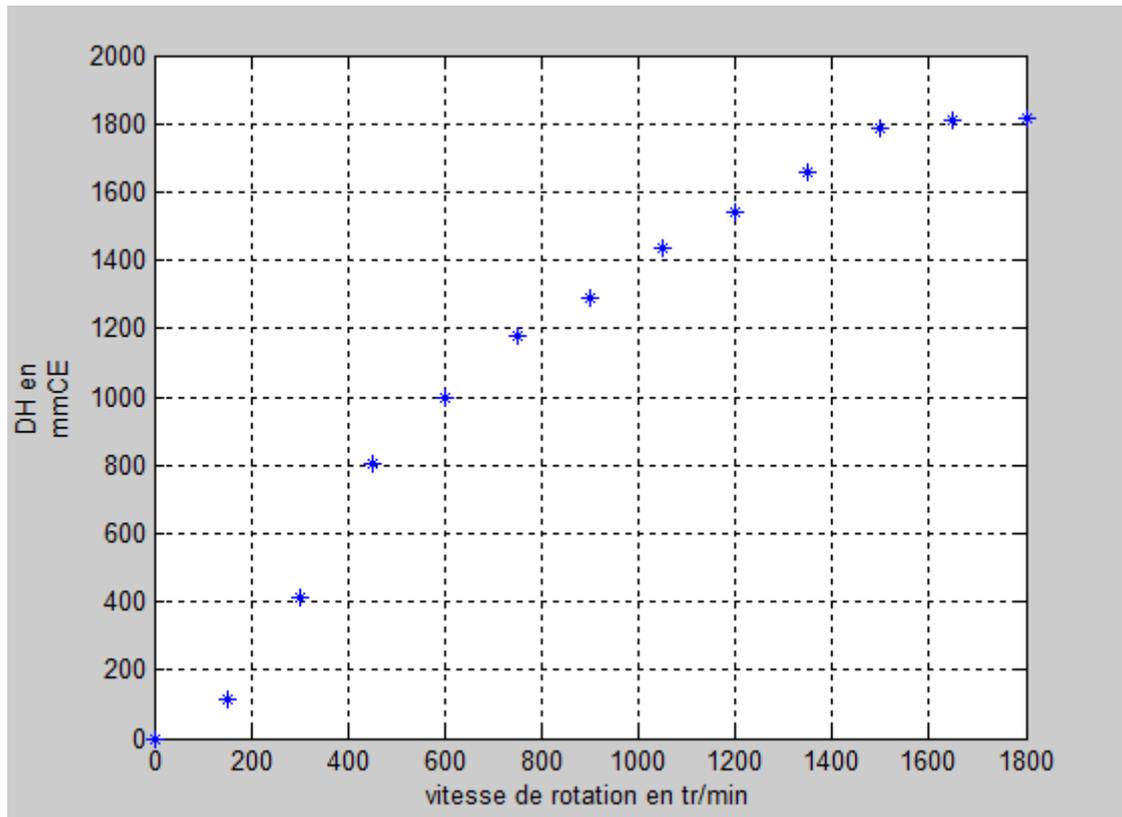
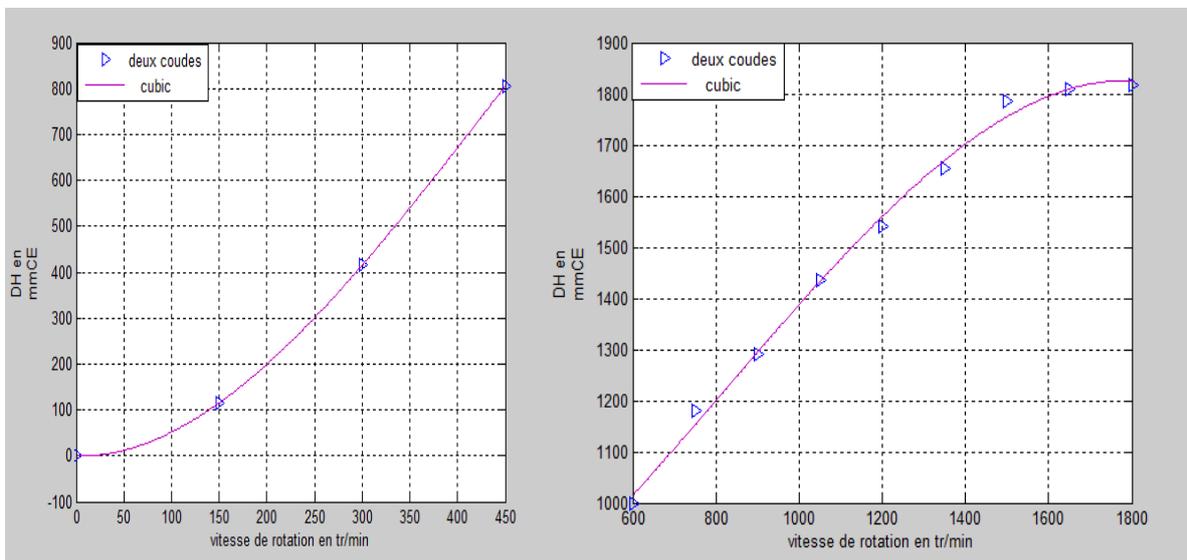


Figure III-12: Variation des pertes de charges créées avec deux coudes en fonction de la vitesse de rotation

Zone 1

Zone 2



Les Deux zones de pertes avec deux coudes

- **La description des résultats et commentaire**

Zone 1

Les valeurs des pertes de charge augmente rapidement pour les premières vitesses [0 tr/min 450tr / min], elle démarre d'une valeur de 0 jusque 805mmCE.

Zone 2

A partir de la valeur de vitesse de 450tr/min, ces pertes continues d'augmenter mais avec un taux d'augmentation moins important par-rapport au premier intervalle.

III-4-1-3-1 Avec trois coudes

Vitesse de rotation tr /min	0	150	300	450	600	750
Pertes de charges mm	0	190	650	1335	1620	1905

Vitesse de rotation tr /min	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800
Pertes de charges mm	2065	2300	2500	2710	2975	3005	3012

Tableau III-6 : Les pertes charges totales avec trois coudes

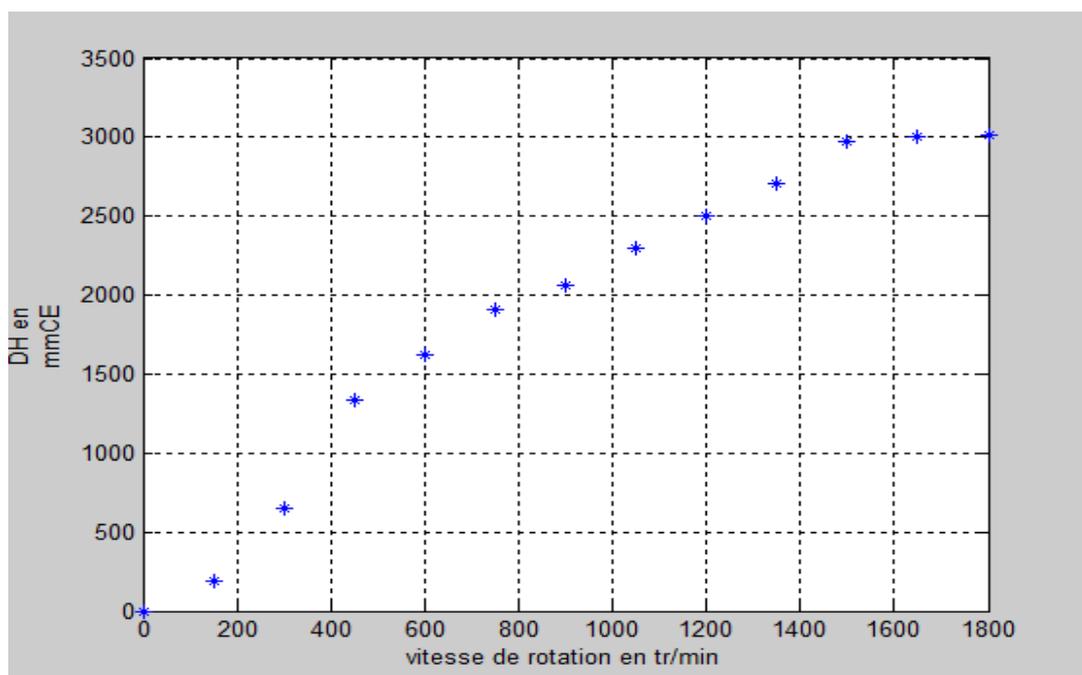
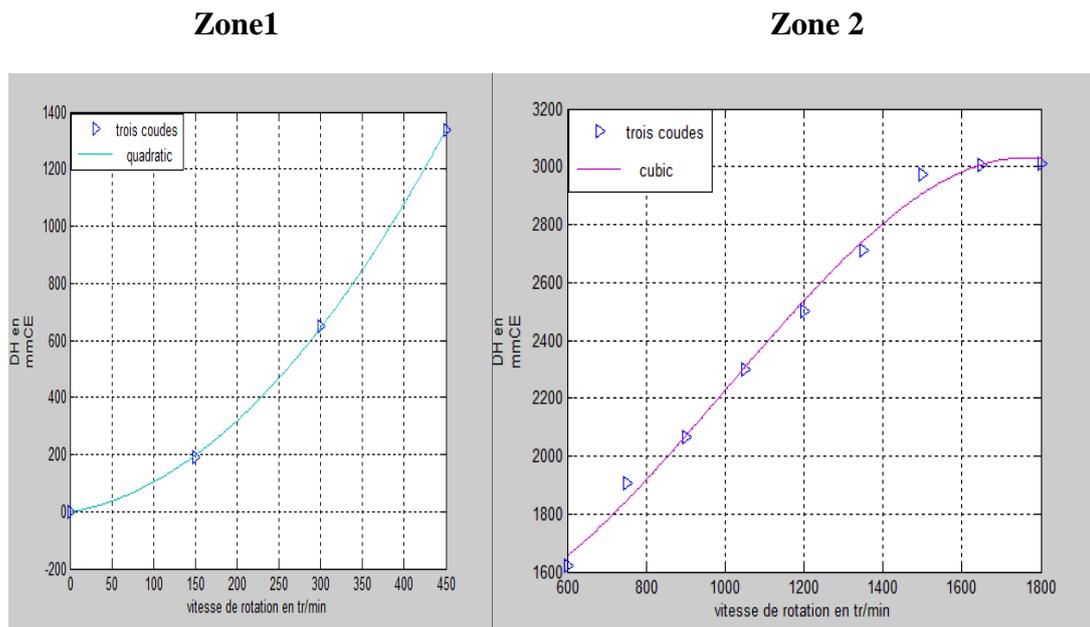


Figure III-13 : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation



Les deux zones des pertes totales avec 3 coudes

- **La description des résultats et commentaire**

Dans la première zone les pertes de charge augmente rapidement avec la variation de vitesse dans l'intervalle [0 tr/min, 450 tr/min].

Aux de-là de cette intervalle(deuxième zone) ces pertes continues d'augmenté d'une manière moins importante.

A l'intervalle [450 tr/min-1500 tr/min] ces pertes de charge croitre d'une manière proportionnel à la vitesse de rotation avec un taux d'augmentation presque constante de 200 mmCE pour chaque variation de vitesse de 150 tr/min.

III-4-1-4 Comparaison des résultats

- ❖ **Entre les pertes de charge linaires et totales (linéaires + singuliers)**

D'après les résultats trouvé et le graphe si dessous en remarque que les pertes sont importantes après que nous avons introduire des coudes dans notre circuit.

Nous avons constaté que ces coudes ont d'importante influence sur les pertes de charge dans un circuit hydraulique.

L'intégration des coudes engendre d'importantes pertes de charge d'où a l'augmentation d'accident des molécules de fluide avec les parois.

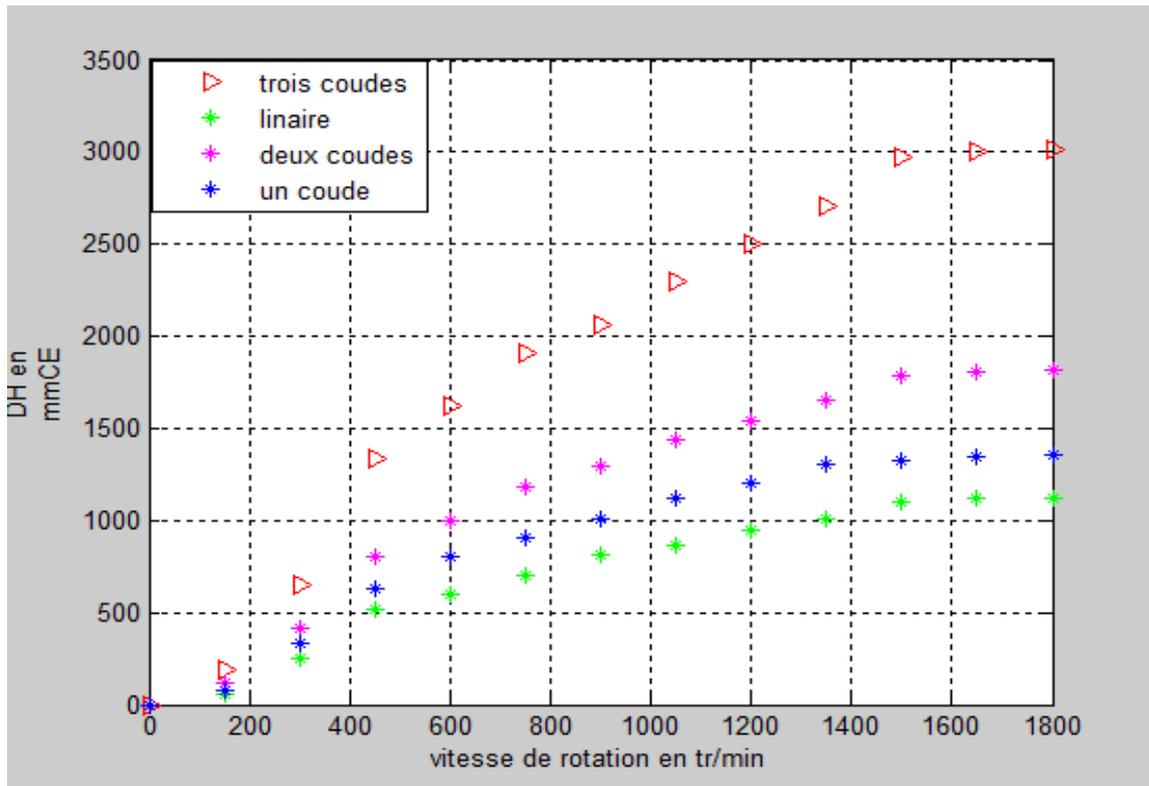


Figure III-14 : Variation des pertes charge en fonction de la vitesse pour les cas (linéaire, un coude, deux coudes, trois coudes)

❖ Entre les pertes de charge singulières

L'influence du nombre de coudes dans le circuit

Dans notre expérience nous avons fait des essais et calculs sur les pertes de charge dans le circuit en faussant varié les pertes singulières par l'intégration des coudes.

Par la comparaison des résultats obtenue nous avons conclu que l'augmentation du nombre de coudes dans le circuit augmente les pertes de charge, donc les pertes sont importantes dans l'utilisation de trois coudes par-rapport à deux coudes et un seul coude.

On peut dire que l'augmentation des pertes de charge est suivre l'augmentation des coudes utilisé.

Pour les mêmes vitesses de rotation nous avons les résultats suivant :

N (tr/min)	0	150	300	450	600	750	900	ΔH
1 coude	0	80	330	625	800	910	1010	$\Delta H1$
2 coudes	0	110	420	800	1000	1170	1280	$\Delta H2$
3 coudes	0	190	650	1335	1620	1905	2065	$\Delta H3$

Tableau III-7 : Les pertes de charges pour un seul coude, deux coudes, trois coudes

Le rapport des pertes de charge entre ses coudes pour la vitesse de 600 tr/min est le suivant :

$$\frac{\Delta H_2}{\Delta H_1} = 1.25$$

$$\frac{\Delta H_3}{\Delta H_2} = 1.62$$

$$\frac{\Delta H_3}{\Delta H_1} = 2.02$$

❖ Comparaison entre les conduites élastiques et les conduites rigides

D'après les résultats obtenus et les graphes nous avons remarqué que dans les conduites élastiques il existe deux zones de fonctionnement la première zone le circuit élastique se comporte comme un circuit rigide, le diamètre du tuyau reste constant.

Donc $\Delta J = f(v^2)$ puisque le diamètre est constant.

Dans la deuxième zone le comportement de fluide et les pertes de charge dans les conduites élastiques varie d'une façon différente par-rapport au conduites rigides ou nous avons constaté que ces pertes varie d'une façon moins importante et augmente légèrement avec la vitesse de rotation jusqu'à un intervalle ou elles deviennent presque stable à cause de l'augmentation de pression qui engendre un certain élargissements dans les conduites élastiques donc l'augmentation de la section et réduire les pertes de charge.

Donc $\Delta J = g(V^2, D)$ quand la vitesse augmente par conséquent les pertes de charge augmentes mais par proportionnellement puisque le débit augmente.

Conclusion

Dans les conduites élastiques si on travaille dans la deuxième zone ou les pertes de charge augment légèrement avec la variation de vitesse notre consommation d'énergie soit moins, veux dire que la puissance consommée dans les circuits a tuyauterie élastiques est moins devant celle consommé en tuyauterie rigides « on parle d'économie d'énergie en gardant le même rendement ».

Deuxième partie

III-4-2 Expérience avec un liquide visqueux CMC : ($P_e = P_s + 0.1 \text{ pg}$)

$$\mu = (12,5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s})$$

Dans cette partie, nous avons ajouté un polymère CMC à l'eau pour avoir une viscosité $\mu = 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, et nous avons refait les expériences précédentes, la viscosité et mesurée par un viscosimètre au laboratoire de génie des procédés.

Polymère Carboxymethyl cellulose (CMC) :

Fluide non newtonien.

Concentration 0,8 % massique

Viscosité apparent $12,5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ Pour un taux de cisaillement $644,4 \text{ S}^{-1}$

III-4-2-1 L'influence de la vitesse de rotation sur le comportement des pertes de charge

Dans cette partie nous avons utilisé le polymère CMC, pour voir les effets de la viscosité sur les pertes de charge.

Nous avons effectué notre expérience par la fixation de niveau de réservoir à une hauteur de 10 cm par rapport à l'entrée de la pompe

III-4-2-2 Les pertes de charge linéaires

On mesure les pertes de charge linéaire pour le fluide visqueux CMC.

Vitesse de rotation tr /min	0	50	100	150	300	450	600	750	900
Pertes de charges Mm	0	156	275	625	1043	1400	1750	2031	2281

Vitesse de rotation tr /min	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
Pertes de charges Mm	2531	2800	2968	3175	3356	3609	3750	3875	3880	3882

Tableau III-8 : Les pertes de charges linéaire pour le fluide visqueux

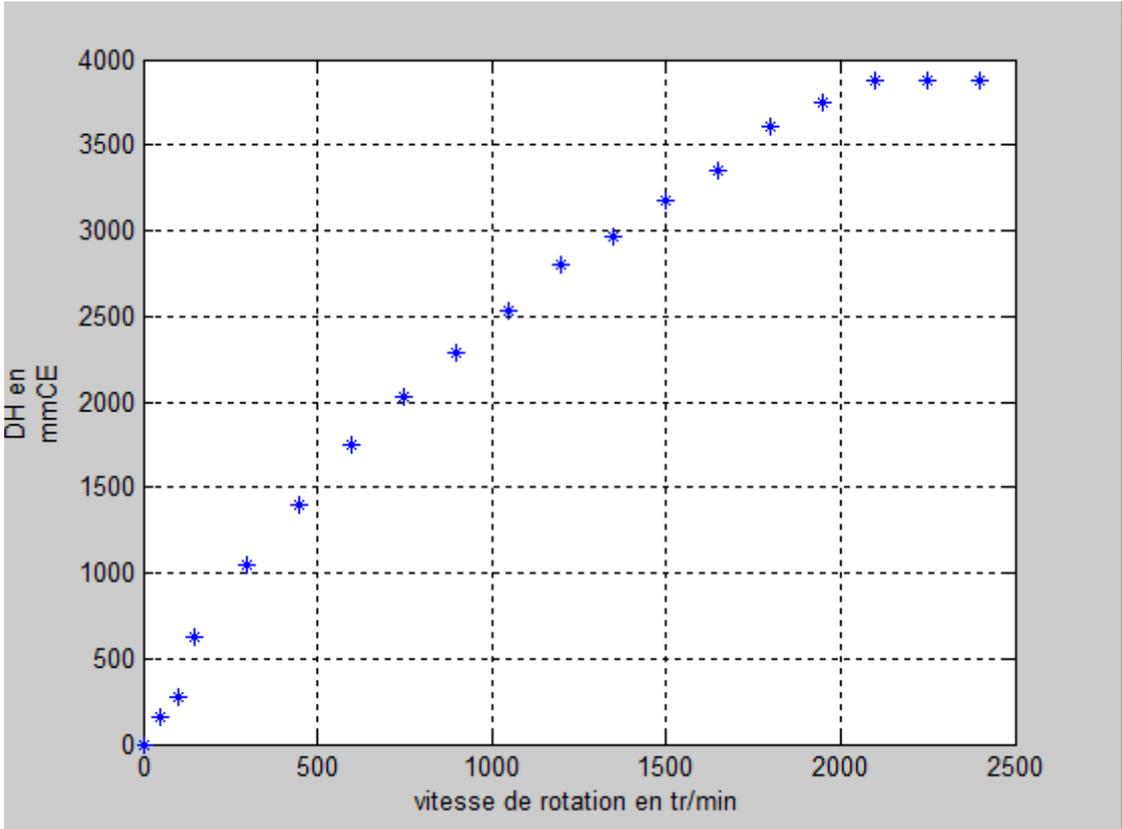
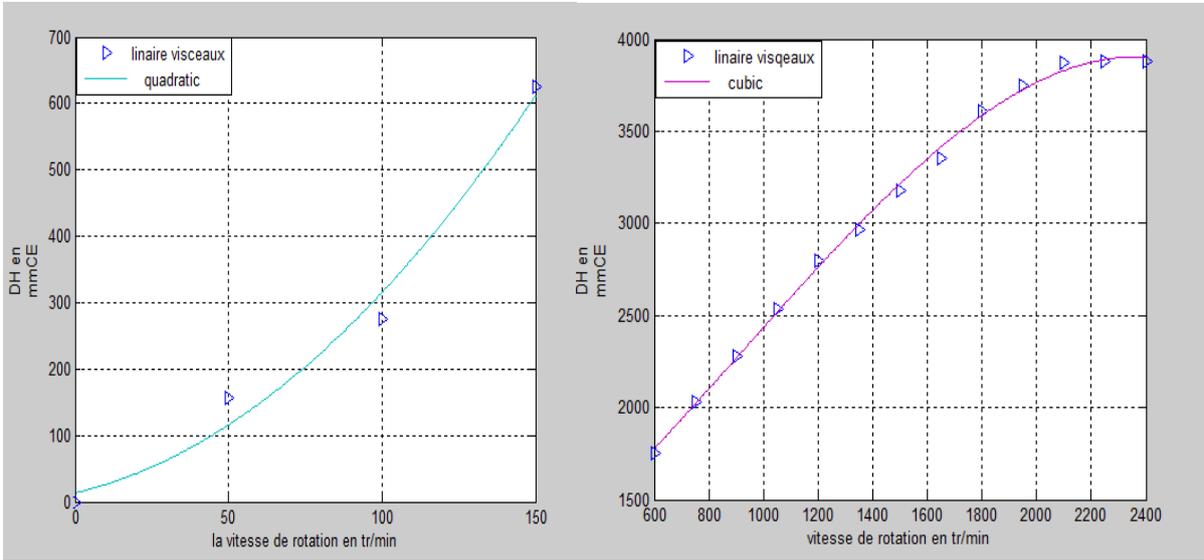


Figure III-14 : La variation des pertes de charge linéaire en fonction de la vitesse de rotation

Zone 1

Zone 2



Les deux zones de pertes de charge linéaire avec CMC

La description du résultant et commentaire

Zone 1

Dans l'intervalle de vitesse [0 tr/min- 150 tr/min] : les pertes des charges augmente avec un taux important et comporte comme les conduites rigides.

Zone 2

[150 tr/min – 1800 tr/min] : les pertes des charges continuent d'augmenté mais cette fois avec un autre taux d'augmentation différents par – rapport au premier intervalle, c'est un autre comportement de pertes de charge.

A partir de 1800 tr/min jusque la valeur de vitesse de 2400 tr/min., les pertes des charges sont quasiment constantes et presque stable.

III-4-2-3 Les pertes des charges singulières

Cette fois nous avons mesuré les pertes de charge totales par la variation des pertes singulières dans le circuit, on faisant varie le comportement de notre fluide par l'intégration des coudes.

Nous avons utilisé trois expériences, un seul coude puis deux coudes puis trois coudes, Ces essaies ont donné les résultats suivants :

III-4-2-3-1 Avec un seul coude

Vitesse de rotation tr /min	0	50	100	150	300	450	600	750	900
Pertes de charges mm	0	190	338	725	1225	1625	2050	2350	2625

Vitesse de rotation tr /min	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
Pertes de charges mm	2920	3150	3280	3400	3500	3650	3812	3937	3984	3987

Tableau III-9 : Les pertes de charge totales crée avec un seul coude

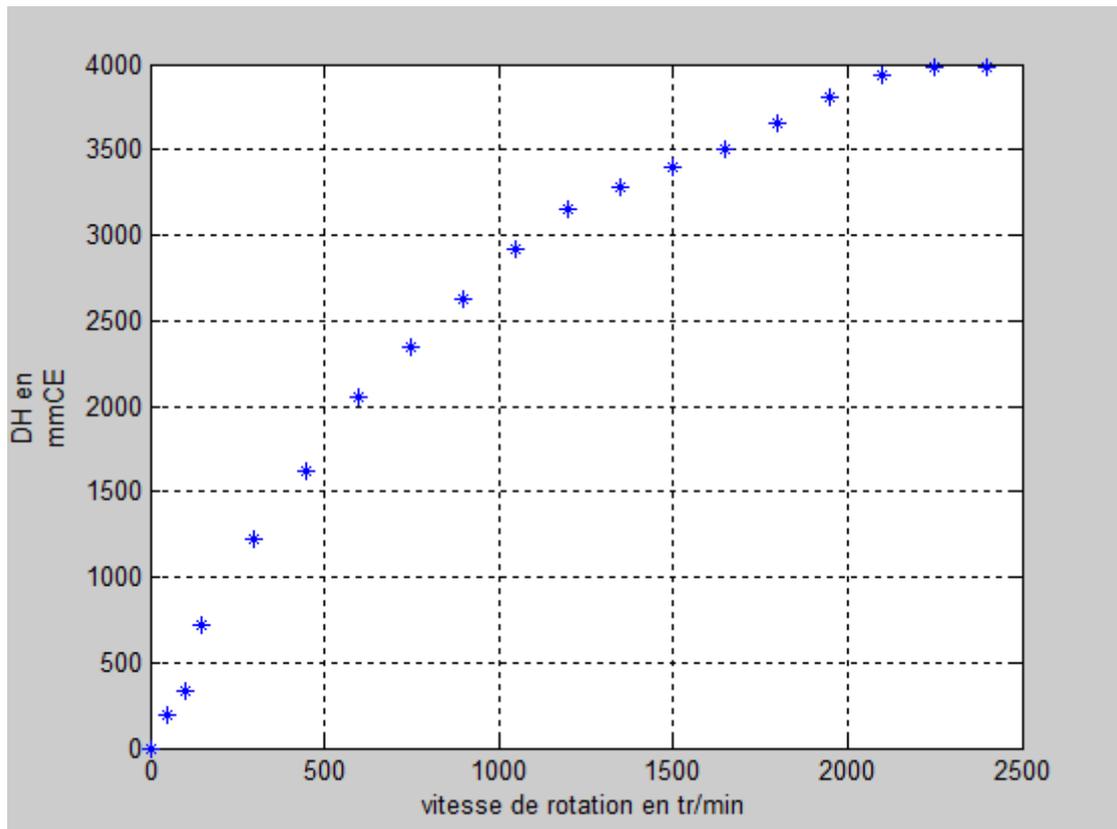
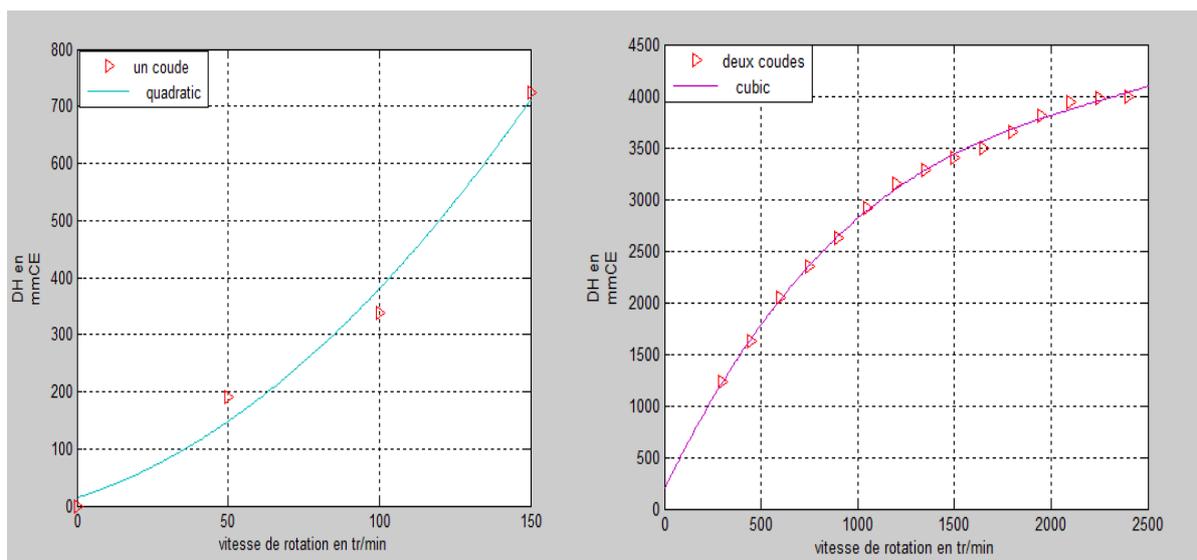


Figure III-16 : La variation des pertes de charge avec un seul coude en fonction de la vitesse de rotation

Zone 1

Zone2



Les deux zones créés par un coude avec CMC

La description du résultant et commentaire**Zone 1**

Dans l'intervalle de vitesse [0 tr /min- 150 tr/min] : les pertes des charges augmente avec un taux d'augmentation important et comporte comme les conduites rigides. Où elle démarre de 0mmCE et atteint la valeur de 725mmCE pour 150tr/min.

Zone 2

[150 tr/min – 1800 tr/min] : les pertes de charge dans cette zone continuent d'augmenté mais elle prendre une autre forme différente de celle des conduites rigides ou elles augmentent avec un taux d'augmentation moins important par – rapport le premier intervalle.

A partir de 1800 tr/min, les pertes des charges sont quasiment constantes estabilise.

III-4-2-3-2 Avec 2 coudes

Vitesse de rotation tr /min	0	50	100	150	300	450	600	750	900
Pertes de charges mm	0	192	440	769	1288	1733	2153	2500	2807

Vitesse de rotation tr /min	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
Pertes de charges mm	3115	3446	3653	3907	4130	4442	4692	4846	4903	4907

Tableau III-10 : Les pertes de charge totales crée avec deux coudes

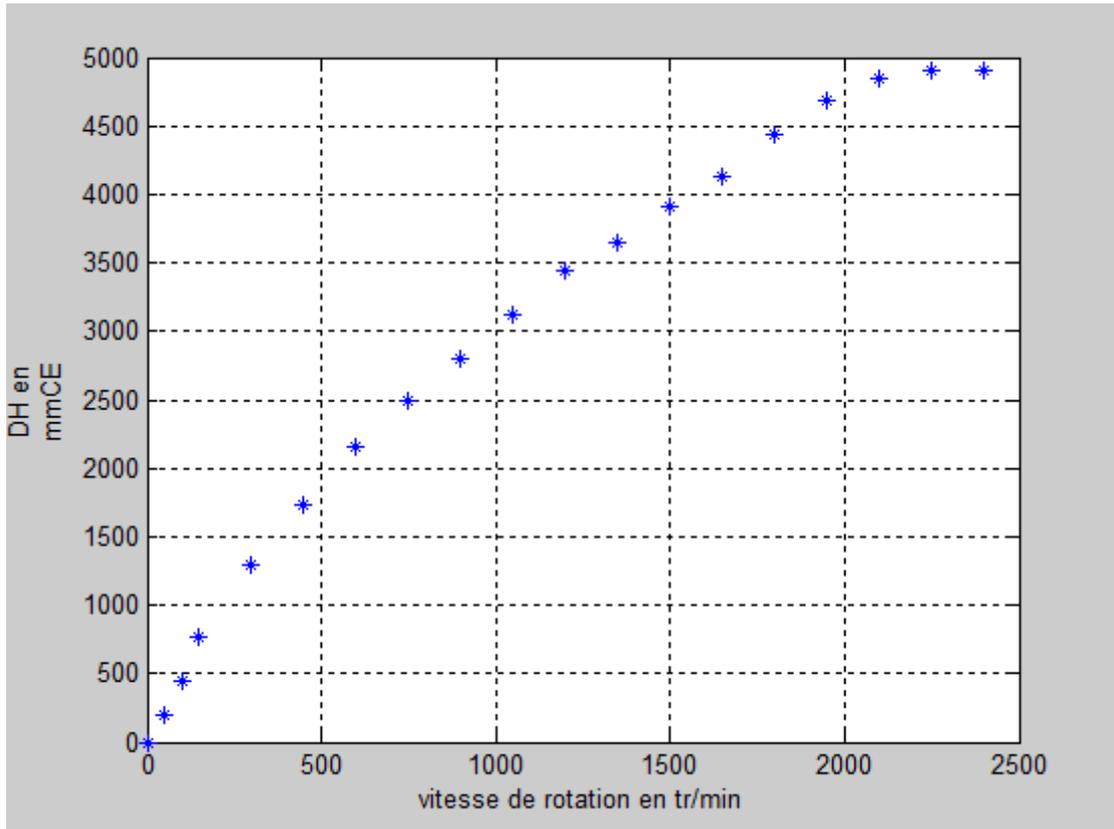
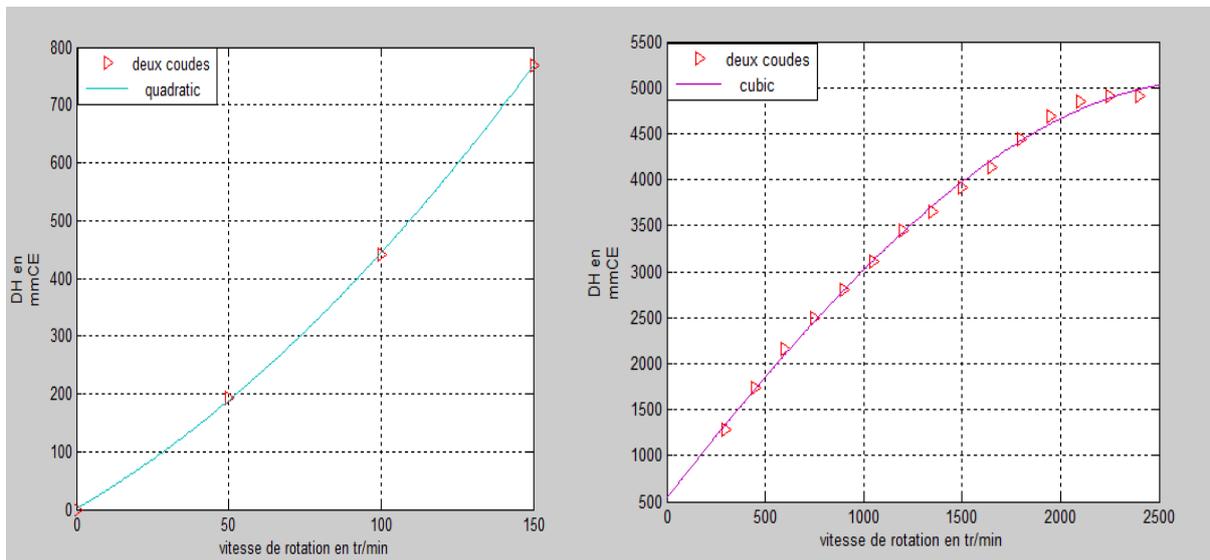


Figure III-17: La variation des pertes des charges avec deux coudes en fonction de la vitesse de rotation

Zone 1

zone 2



Les deux zones créées par les deux coudes avec CMC

La description du résultat et commentaires**Zone 1**

[0 tr / min – 150tr/min]:ces pertes de charge augmente rapidement pour les petites vitesses et prendre le même comportement que les conduites rigide connues.

Zone 2

[150 tr / min – 1800tr/min] : dans cette intervalle les pertes de charge augment d'une façon différente est avec un autre taux d'augmentation inferieur que celui de premier intervalle.

Au-delà de cette valeur de vitesse, les pertes de charge ce stabilisent.

Donc les pertes dans cette zone sont moins importantes.

III-4-2-3-3 Avec 3 coudes

Vitesse de rotation tr /min	0	50	100	150	300	450	600	750	900
Pertes de charges Mm	0	250	450	1000	1670	2240	2800	3250	3650

Vitesse de rotation tr /min	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
Pertes de charges Mm	4050	4480	4750	5080	5370	5775	6100	6300	6375	6380

Tableau III-11 : Les pertes de charge totales crée avec trois coudes

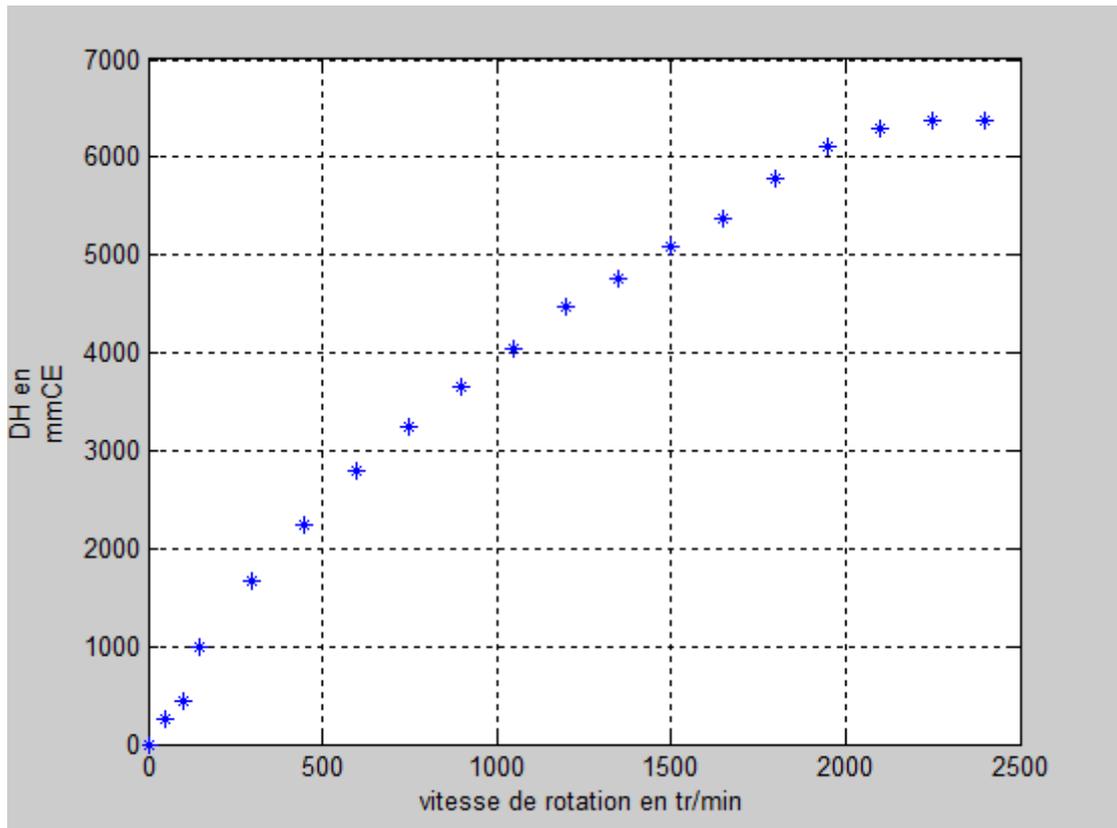
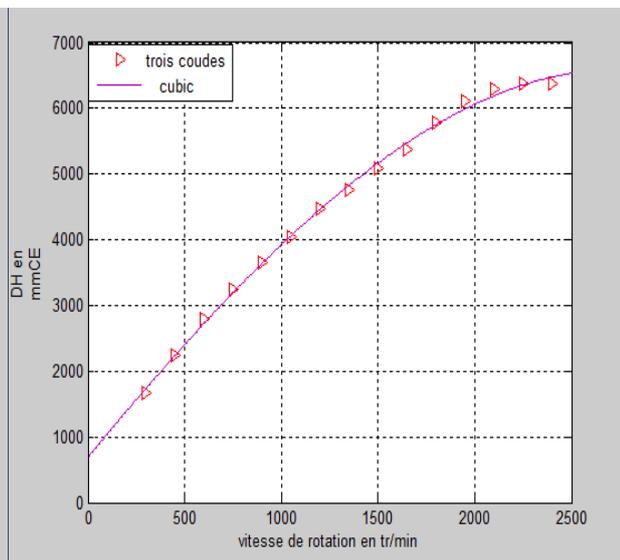
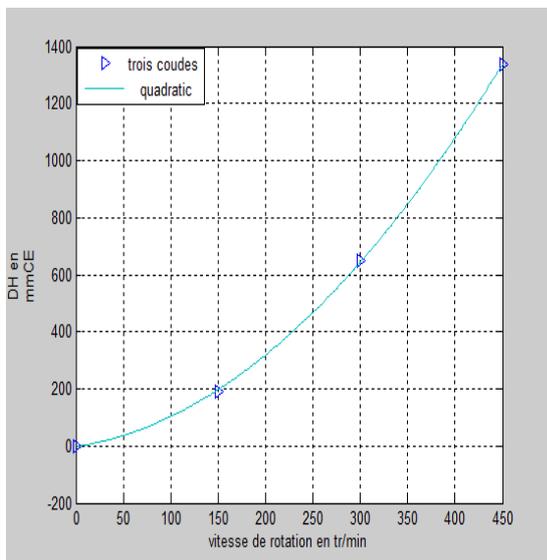


Figure III-18 : La variation des pertes de charge avec trois coudes en fonction de la vitesse de rotation

Zone 1

Zone 2



Les deux zones créées par les trois coudes avec CMC

La description du résultat et commentaires

Zone 1

Pour les petites vitesses [0 tr / min – 150tr/min], Les pertes de charge augmente et comporte comme les conduites rigides, est-il atteindre la valeur de 1000mmCE pour 150 tr / min.

Zone 2

[150 tr / min – 1800tr/min] , Les pertes de charge augmente d'une façon différente et avec un taux d'augmentation inferieur, et prendre un autre comportement par rapport au premier intervalle.

[1800 tr / min – 2400tr/min] : les pertes de charge sont quasiment constantes et presque stable.

III-4-4 Comparaison entre les pertes linaires et les pertes totales de différents coudes :

Tous les résultats obtenus par ce fluide visqueux rassembler dans un seul graphe pour voir l'influence des coudes et pouvoir les comparait.

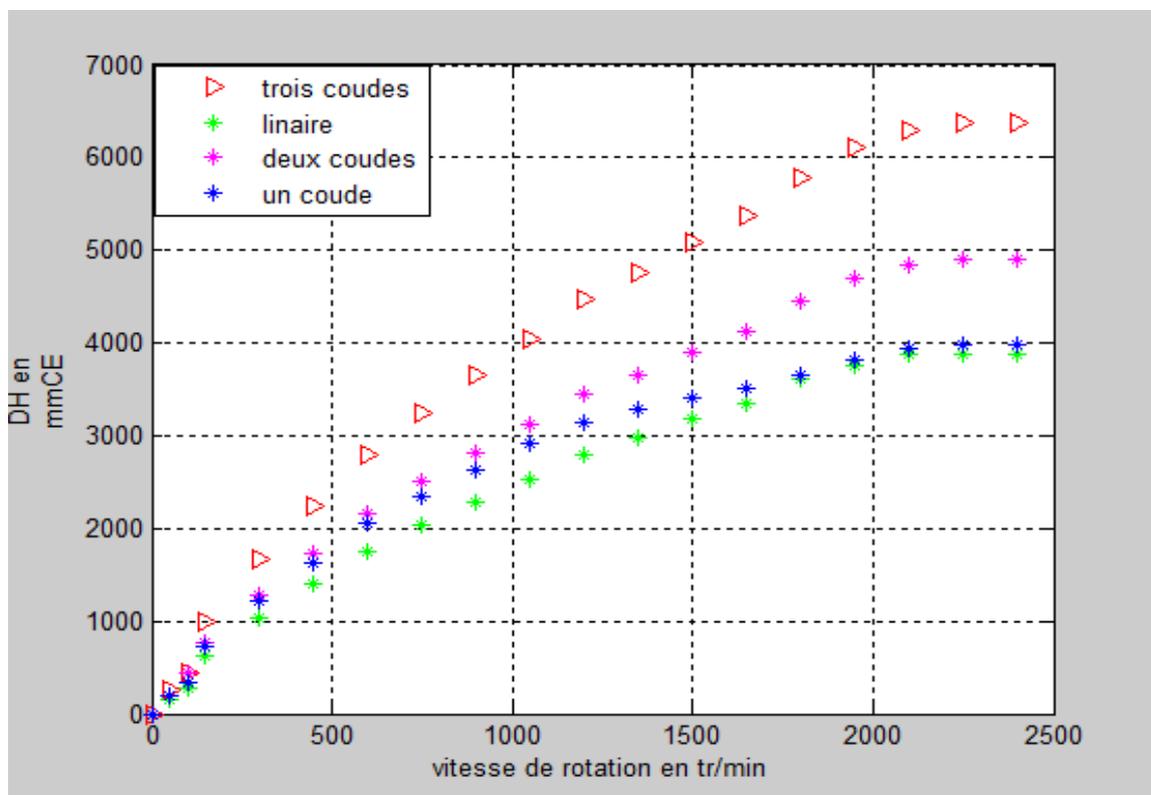


Figure III-19 : Variation des pertes charge en fonction de la vitesse pour les cas (linéaire, un coude, deux coudes, trois coudes)

Commentaire des résultats

D'après ce graphe on remarque que les pertes de charge obtenues avec trois coudes sont plus importantes par rapport à celle de deux et un coude.

Tandis que ces pertes sont toutes supérieures aux pertes de charge linéaires à cause des coudes qui ont engendré des pertes de charge singulière dans notre circuit.

Donc l'intégration des coudes augmente les pertes de charge.

III-4-5 Influence de la viscosité sur les pertes de charge

Comparaison entre l'eau et un fluide visqueux

Pertes charge linéaire

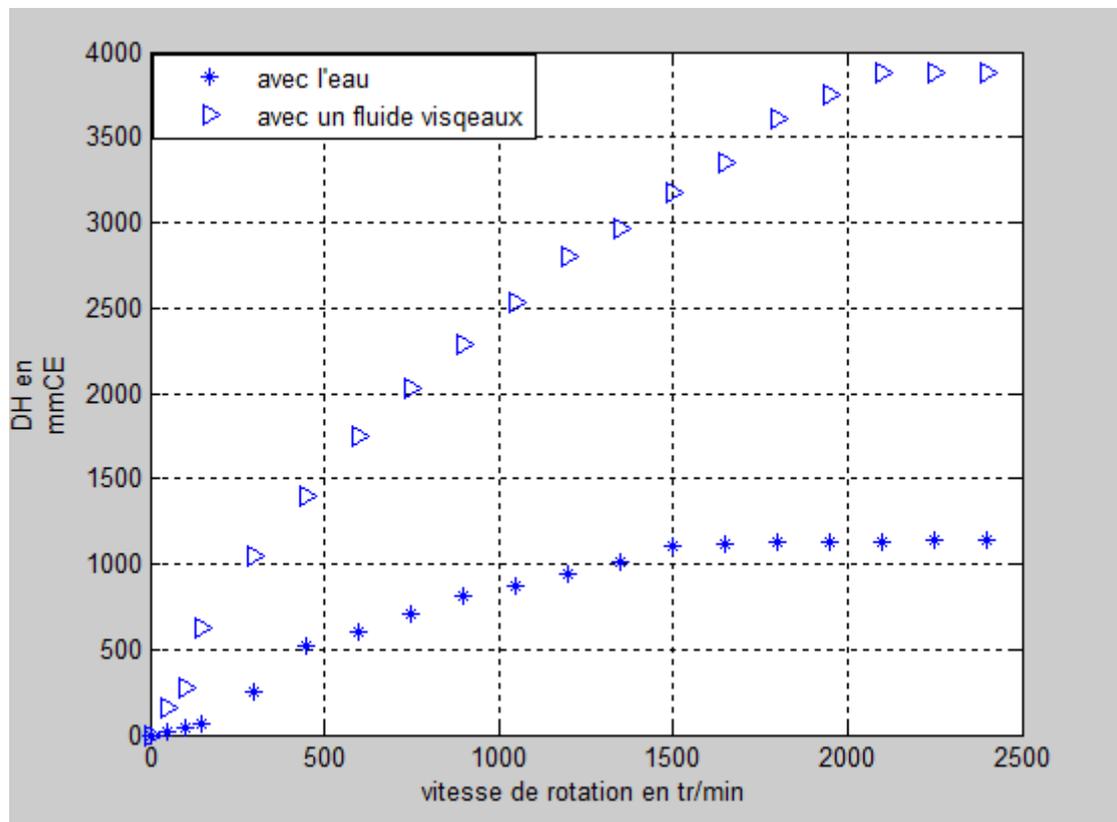


Figure III-20 : La variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation pour le CMC et pour l'eau

Commentaire des résultats

Dans ce cas nous avons comparé les pertes de charge calculées sur une conduite linéaire avec de l'eau et un fluide visqueux.

Ces résultats ont montré que les pertes créées par le fluide visqueux sont plus grandes par rapport à celles engendrées par l'eau.

Pertes de charge totale

Cette comparaison des pertes de charge totales de circuit qui contient trois coudes entre l'eau et un fluide visqueux.

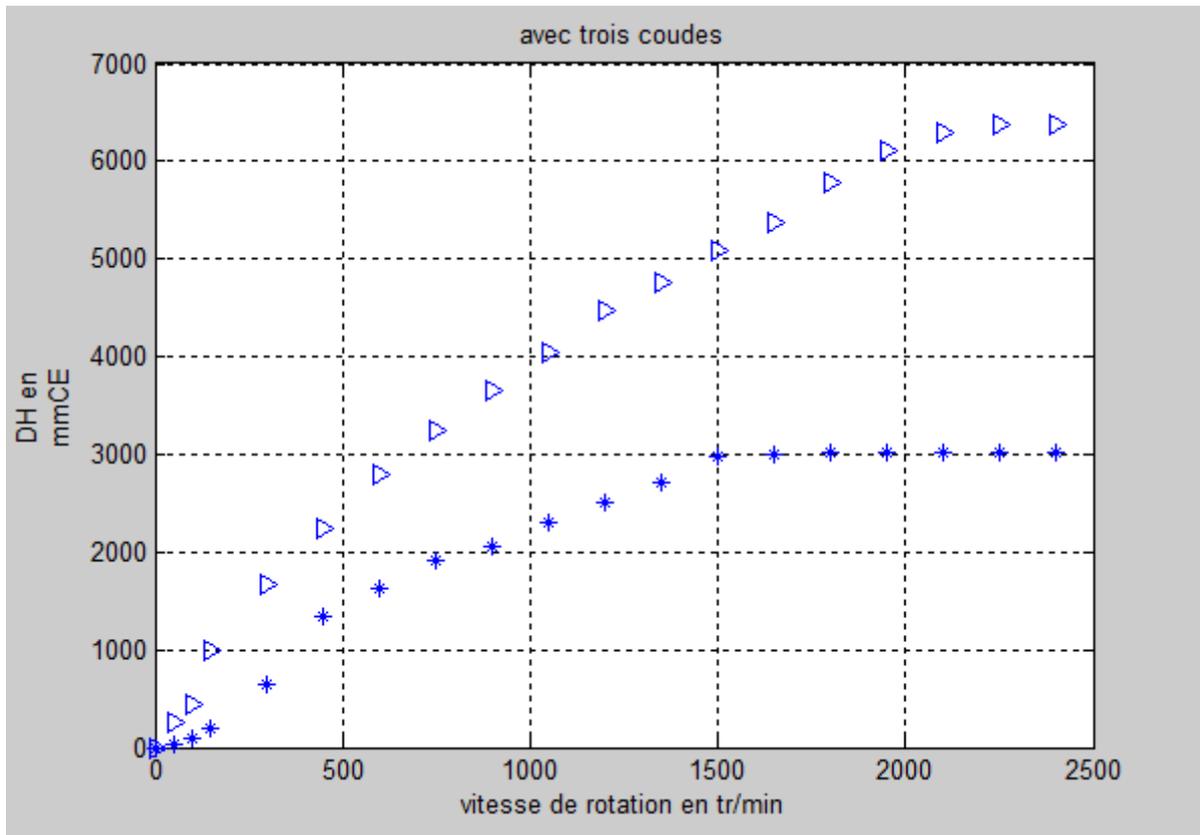


Figure III-21: Variation des pertes de charge totales en fonction de la vitesse de rotation pour le fluide visqueux et pour l'eau

Commentaire des résultats

Lorsque on compare les résultats regroupés dans la figure III-21 entre les pertes de charge obtenues ou mesurées par un fluide visqueux et l'eau après avoir intégré trois coudes dans le circuit, la forme des deux courbes est presque la même ou on peut diviser chaque graphique en deux zones seulement. La deuxième zone de fluide visqueux commence à apparaître avant celle de l'eau par l'influence de la viscosité sur la tuyauterie élastique.

Les pertes de charge sont importantes avec le fluide visqueux. Donc la viscosité influe sur la tuyauterie élastique et crée un élargissement à partir des petites vitesses dans ce cas à partir de 150tr/min.

Conclusion

La viscosité a une très grande influence sur le comportement de fluide et les pertes de charge engendrer à cause des frottements important entres les molécules de fluide visqueux

-Les pertes de charge augmentent avec l'augmentation de la viscosité.

-la viscosité des fluides utilisés ne modifie pas l'avantage des conduites élastique de pouvoir travailler dans un intervalle donné et réduire puissance consommé et gagner de l'énergie.

Nous avons montré que la présence d'un coude, deux coudes, trois coudes influe d'une manière très importante sur le comportement des pertes de charge.

Pour une vitesse donnée $N= 600$ tr /min, le rapport de perte de charges entre les coudes est :

Entre un coude et deux coudes $\frac{\Delta H_2}{\Delta H_1} = 1,25$

Entre un coude et trois coudes $\frac{\Delta H_3}{\Delta H_1} = 2.02$

Entre trois coudes et deux coudes $\frac{\Delta H_3}{\Delta H_2} = 1,62$

Ceci montre le non linéarité de ce phénomène de la perte de charge avec coudes.

Conclusion générale

Notre travail effectué est de mesurer les pertes de charge dans les conduites élastiques et faire des essais expérimentaux pour voir le comportement de ses pertes à l'intérieure de ce genre de conduites.

Nous avons remarqué que les pertes de charge provoqué par la présence des coudes est très importante, elle augmente de manière non linéaire, par exemple pour un débit qui correspond à la vitesse de 300tr/min, les pertes de charge sont dans un rapport de 3.

Veux dire que les pertes provoquent par trois coudes est 3 fois plus que celles d'un coude.

Pour des débits important, celui qui correspond a la vitesse de 1500tr/min les pertes de charge provoqué par trois coudes sont dans un rapport de 2.23 ($\Delta J_3/\Delta J_1=2.23$) alors dans les conduites rigides ils seraient uniquement de 3.

Dans l'expérience que nous avons réalisé avec un liquide visqueux CMC de viscosité de 12.5 fois celle de l'eau il s'est avéré que les pertes de charge linaires sont dans un rapport de 2.5 alors que elles devraient être de rapport de 12.5, par conséquent l'énergie nécessaire et aussi dans ce rapport.

Concernant l'influence de la viscosité sur les pertes de charge singulières nous avons constaté que le rapport est :

- Un coude $R=2.55$
- Deux coudes $R=2.18$
- Trois coudes $R=1.70$

Il serait nécessaire de refaire ces expériences avec un peu plus de temps pour affiner ces résultats.

Néanmoins nous pouvons conclure que contrairement au coudes rigide dont le coefficient de pertes de charge est constant et ne dépend que du diamètre, le coefficient des pertes de charge dans les conduites élastiques dépend fortement de la viscosité.