

**République Algérienne Démocratique et Populaire**

**Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**



**Université Abderrahmane Mira Bejaia**

**Faculté de Technologie**

**Département de GENIE Electrique**

**Mémoire de Fin de cycle**

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en électrotechnique

Options : Electromécanique

**Thème**

**Etude expérimentale des pertes de charge dans un circuit fermé**

**Avec des conduites élastiques**

**Réalisé par:**

**Mr: MAKHLOUF Zahir**

**Mr: MANSOURI Khoudir**

**Devant le jury:**

**Mr: Y. MEBARKI**

**Mr: M. LARBAA**

**Encadré par:**

**Mr: AMRI Athmane**

**Année universitaire : 2016 /2017**

## *Remerciement*

*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 Athmane AMRI*

*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 Y. MEBARKI*

*Mr M. LABRAA*

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

*A tous le personelles de hall de technologie : Yousfi Rachid, Ouadfel Abdallah, Attoub Nourdine, Khalfaoui Rabah, Bokou Smail et Riad.*

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

## Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

A mes très cher parents pour leur confiance, leur soutien, leur sacrifices,  
...merci infiniment

A mes deux frère Aziz et Karim

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.

MAKHOLOUF ZAHIR

# Dédicace

Je dédie ce mémoire :

*À* mes chers parents ma mère et mon père

Pour leur patience, leur amour, leurs encouragements.

*À* mes frères *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.

**MANSOURI Khoudi**

# Table des matières

---

## Table des matières

Remerciement

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction général.....1

## Chapitre 1 Généralités sur la mécanique des fluides

Introduction .....3

**I-1** Notions sur les fluides.....3

**I.1.1** Gaz.....3

**I.1.2** Liquide.....4

**I.1.3** Caractéristique d'un fluide.....4

- masse volumique.....4
- densité.....4
- poids volumique.....4
- viscosité.....5

**I-2** Les écoulements.....5

**I-2-1** Les régimes d'écoulements.....5

- régimes laminaire.....5
- régimes turbulent.....5
- régimes transitoire.....6

**I-2-2** Profil des vitesses.....6

- Profil des vitesses en écoulement laminaire.....6
- Profil des vitesses en écoulement turbulent.....7

**I-3** Théorème de Bernoulli.....9

# Table des matières

---

<b>I-4</b> Pertes de charge.....	10
<b>I-4-1</b> Pertes de charge linéaire.....	10
<b>I-4-2</b> Pertes de charge singulières.....	12
<b>I-5</b> Généralités sur les circuits hydrauliques .....	17
<b>I-5-1</b> Constitution.....	17
<b>I-5-2</b> Caractéristique d'un circuit hydraulique.....	18
➤ Circuit ouvert.....	18
➤ Circuit fermé.....	19
Conclusion.....	20
<b>Chapitre II</b> Les pompes	
Introduction.....	21
<b>II-1</b> Les pompes volumétriques.....	21
<b>II-1-1</b> Les pompes volumétriques alternatives.....	21
• Pompe volumétrique alternative à membrane.....	21
• Pompe volumétrique alternative à piston.....	22
<b>II-1-2</b> Les pompes volumétriques rotatives.....	23
<b>II-2</b> Les turbopompes.....	24
<b>II-2-1</b> Pompes centrifuges.....	24
<b>II-2-2</b> Pompes hélico_ centrifuges.....	25
<b>II-2-3</b> Pompes axiales.....	25
<b>II-3</b> Les caractéristiques des pompes centrifuges.....	25
<b>II-3-1</b> La hauteur manométrique.....	25
<b>II-3-2</b> Puissance.....	26
<b>II-3-3</b> Rendement.....	26

# Table des matières

---

<b>II-3-4</b> Le N .P .S .H (Net Positive Suction Head).....	27
Conclusion.....	28
<b>Chapitre III</b> Etude expérimentale	
Introduction.....	29
<b>III-1</b> Présentations du dispositif expérimental.....	29
<b>III-1-1</b> Description du dispositif.....	29
<b>III-2</b> Partie mesure.....	34
<b>III-2-1</b> Expérience avec de l'eau ( $\mu=10^{-3}$ Pa .s).....	34
<b>III-2-1-1</b> Influence de la pression à l'entrée de la pompe sur les pertes de charge	
.....	34
<b>A-</b> le réservoir principal plus haut que la pompe de 36 cm.....	34
<b>B-</b> le réservoir principal au même niveau que la pompe.....	35
<b>III-2-1-2</b> Influence de la pression extérieure appliquée sur la conduite	
.....	38
<b>A-</b> Tuyauterie enroulé qui subit à une pression atmosphérique $P_0=P_a$ .....	38
<b>B-</b> Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_1=P_a+0.3 \cdot \rho \cdot g$ ).....	39
<b>C-</b> Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_2=P_a+0.6 \cdot \rho \cdot g$ ).....	40
<b>D -</b> Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_3=P_a+0.9 \cdot \rho \cdot g$ ).....	41
<b>III -2-2</b> Expérience avec un liquide visqueux ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$ Pa .s).....	44
<b>III-2-2-1</b> Influence de la pression à l'entrée de la pompe sur les pertes de charge	
.....	44
<b>A-</b> le réservoir principal plus haut que la pompe de 36 cm ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$ Pa .s)	
.....	44

# Table des matières

---

B- le réservoir principal au même niveau que la pompe ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )	
.....	45
<b>III- 2-2-2</b> Influence de la pression extérieure appliquée sur la conduite	
( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ).....	48
A- Tuyauterie enroulé qui subit à une pression atmosphérique ( $P_0=P_a$ et $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )	
.....	48
B- Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_1=P_a+0.3 \cdot \rho \cdot g$ et $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )	
.....	49
C- Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_2=P_a+0.6 \cdot \rho \cdot g$ et $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )	
.....	50
D - Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_3 = P_a+0.9 \cdot \rho \cdot g$ et $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )	
.....	51
<b>III-3</b> Etude comparative .....	53
<b>III-3-1</b> Comparaison des variations des pertes de charge en fonction de la pression à l'entrée de la pompe.....	54
<b>III-3-2</b> Comparaison des variations des pertes de charge entre l'eau et le liquide visqueux	
.....	56
<b>III-3-3</b> Comparaison des variations des pertes de charge en fonction de la pression extérieure appliquée sur les conduites.....	58
<b>III-3-4</b> Comparaison des variations des pertes de charge entre la tuyauterie libre et enroulée.....	61
<b>III-3-5</b> Comparaison les variations des pertes de charge dans un circuit fermé entre les conduites élastiques et rigides .....	62
Conclusion.....	63
Conclusion générale.....	64
Références bibliographiques	



## LISTE DES FIGURES

### Chapitre I Généralités sur la mécanique des fluides

<b>Figure I-1</b>	Représentation schématique d'un gaz.....	3
<b>Figure I-2</b>	Représentation schématique d'un liquide.....	4
<b>Figure I-3</b>	Différents types d'écoulements par injection d'un filet de colorant.....	6
<b>Figure I-4</b>	Profil des vitesses en écoulement laminaire.....	7
<b>Figure I-5</b>	Profil des vitesses en écoulement turbulent.....	8
<b>Figure I-6</b>	Schéma de la veine fluide.....	9
<b>Figure I-7</b>	Profil des vitesses en écoulement laminaire en 1 et 2 sont identique.....	11
<b>Figure I-8</b>	Rugosité absolue $\epsilon$ .....	12
<b>Figure I-9</b>	Déférentes Branchement sur un réservoir.....	13
<b>Figure I-10</b>	Elargissement et rétrécissement brusque.....	13
<b>Figure I-11</b>	Robinet et vannes.....	14
<b>Figure I-12</b>	Robinet à boisseau.....	14
<b>Figure I-13</b>	Vanne à papillon.....	15
<b>Figure I-14</b>	Coude à Courbé.....	15
<b>Figure I-15</b>	Coude à angle vif.....	16
<b>Figure I-16</b>	Les éléments d'un circuit hydraulique.....	17
<b>Figure I-17</b>	Hauteur géométrique $H_G$ .....	18
<b>Figure I-18</b>	Pertes de charge $\Delta H$ en fonction débit volumique.....	19
<b>Figure I-19</b>	Circuit fermé.....	19
<b>Figure I-20</b>	Pertes de charge $\Delta H$ en fonction débit volumique.....	20

## Chapitre II Les pompes

<b>Figure II-1</b> Pompe à membrane.....	22
<b>Figure II-2</b> Pompe à piston à simple effet.....	22
<b>Figure II-3</b> Pompes à palettes, à engrenages et à lobes.....	23
<b>Figure II-4</b> Pompe péristaltique.....	23
<b>Figure II-5</b> Pompe centrifuge.....	24
<b>Figure II-6</b> Roue d'une pompe hélico centrifuge.....	25
<b>Figure II-7</b> Caractéristique de la hauteur manométrique en fonction débit volumique .....	26
<b>Figure II-8</b> Courbe caractérise le rendement d'une pompe centrifuge.....	27
<b>Figure II-9</b> NPSH en fonction de débit volumique.....	28

## Chapitre III Etude expérimentale

<b>Figure III-1</b> Dispositif de banc d'essai.....	30
<b>Figure III-2</b> Schéma de principe du banc d'essai .....	30
<b>Figure III-3</b> Moteur asynchrone (MAS seipee).....	31
<b>Figure III-4</b> Variateur de fréquence (HITACHE).....	32
<b>Figure III-5</b> Pompe à membrane.....	33
<b>Figure III-6</b> Variation de débit volumique d'une pompe à membrane à course réglable .....	33
<b>Figure III-7</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, le réservoir principal est à un niveau supérieur que la pompe de 36cm.....	35
<b>Figure III-8</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux.....	36

# LISTE DES FIGURES

---

<b>Figure III-9</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation pour les deux cas ( $P_{\text{eff}}=36 \text{ cm C E}$ et $P_{\text{eff}}=0 \text{ cm C E}$ ).....	37
<b>Figure III-10</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit une pression $P_0$ ).....	39
<b>Figure III-11</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit une pression $P_1$ ).....	40
<b>Figure III-12</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit une pression $P_2$ ).....	41
<b>Figure III-13</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse la rotation (La tuyauterie subit une pression $P_3$ ).....	42
<b>Figure III-14</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit les pressions $P_0, P_1, P_2, P_3$ ).....	43
<b>Figure III-15</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, le réservoir principal est à un niveau supérieur que la pompe de 36cm ( $\mu=6.42 \text{ Pa .s}$ ).....	45
<b>Figure III-16</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux ( $\mu=6.42 \text{ Pa .s}$ ).....	46
<b>Figure III-17</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation pour les deux cas ( $P_{\text{eff}}=36 \text{ cm C E}$ et $P_{\text{eff}}=0 \text{ cm C E}$ ), $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa .s}$ ).....	47
<b>Figure III-18</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit une pression $P_0$ et $\mu=6.42 \text{ Pa .s}$ ).....	48
<b>Figure III-19</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit une pression $P_1$ et $\mu=6.42 \text{ Pa .s}$ ).....	49
<b>Figure III-20</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit une pression $P_2$ et $\mu=6.42 \text{ Pa .s}$ ).....	50
<b>Figure III-21</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse la rotation (La tuyauterie subit une pression $P_3$ et $\mu=6.42 \text{ Pa .s}$ ).....	51

# LISTE DES FIGURES

---

<b>Figure III-22</b> Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation (La tuyauterie subit les pressions $P_0, P_1, P_2, P_3$ et $\mu=6.42 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ).....	52
<b>Figure III-23</b> Variation des pertes de charge en fonction vitesse de la rotation (L'eau et liquide 'eau + polymère').....	56
<b>Figure III-24</b> Variation des pertes de charge en fonction vitesse de la rotation pour la tuyauterie libre et enroulée.....	61
<b>Figure III-25</b> : Variation des pertes de charge en fonction vitesse de la rotation.....	62

**Liste des tableaux**

**Chapitre I Généralités sur la mécanique des fluides**

**Tableau I-1** Les Coefficients des Pertes de charges singulières  $K_s$  pour Figure I-9.....13

**Tableau I-2** Les Coefficients des Pertes de charges singulières  $K_s$  pour Figure I-10.....14

**Tableau I-3** Les Coefficients des Pertes de charges singulières  $K_s$  pour Figure I-11.....14

**Tableau I-4** Les Coefficients des Pertes de charges singulières  $K_s$  pour Figure I-12.....15

**Tableau I-5** Les Coefficients des Pertes de charges singulières  $K_s$  pour Figure I-13.....15

**Chapitre III Etude expérimentale**

**Tableau III-1** La Plaque signalétique d'un moteur asynchrone.....31

**Tableau III-2** La Plaque signalétique d'un variateur de fréquence.....32

**Tableau III-3** le réservoir principal est a un niveau supérieur du la pompe de 36cm.....34

**Tableau III-4** la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux.....35

**Tableau III-5** la tuyauterie enroulée qui subit une pression  $P_0$ .....38

**Tableau III-6** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_1$ .....39

**Tableau III-7** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_2$ .....40

**Tableau III-8** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_3$ .....41

**Tableau III-9** le réservoir principal est a un niveau supérieur du la pompe de 36cm ( $\mu=6.42$  Pa .s)  
.....44

**Tableau III-10** la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux ( $\mu=6.42$  Pa .s)  
.....45

**Tableau III-11** la tuyauterie enroulée qui subit une pression  $P_0$  ( $\mu=6.42$  Pa .s)  
.....48

**Tableau III-12** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_1$  ( $\mu=6.42$  Pa .s)  
.....49

**Tableau III-13** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_2$  ( $\mu=6.42$  Pa .s)  
.....50

**Tableau III-14** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_3$  ( $\mu=6.42$  Pa .s)  
.....51

## Nomenclature

### Nomenclature

#### Lettres latines

Symbole	Désignation	Unité
m	Masse	kg
v	Volume	m <sup>3</sup>
d	Densité	[-]
g	Accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
F	Force de glissement entre les couches	N
s	surface de contact entre deux couches	m <sup>2</sup>
$\Delta v$	Écart de vitesse en deux couches	m/s
h	Distance entre deux couches	m
Re	Nombre de Reynolds	[-]
$V_{\text{moy}}$	Vitesse moyenne d'écoulement	m/s
D	Diamètre de la conduite	m
$V(y)$	La vitesse à la distance y de l'axe	m/s
$V_{\text{moy}}$	La vitesse moyenne	m/s
$V_{\text{max}}$	La vitesse maximale	m/s
y	La distance sur l'axe	m
r	Rayon	m
$Q_v$	Débit volumique	m <sup>3</sup> /s
S	Surface	m <sup>2</sup>
P.dA	Force sur la face 1	N
(P+dP) .dA	Force sur la face 2	N

## Nomenclature

$\rho \cdot g \cdot dA \cdot dl$	Le poids	N
$F_{ext}$	Force extérieur	N
$V$	La vitesse	m/s
$z$	La distance sur l'axe	m
$\Delta H_r$	Pertes de charge linéaire	m
$L$	Longueur de la conduite	m
$\Delta H_s$	Pertes de charge singulières	m
$K_s$	Coefficient de Pertes de charge singulières	[-]
$H_G$	La hauteur géométrique d'un circuit hydraulique	m
$H_{g \text{ aspiration}}$	La hauteur d'aspiration	m
$H_{g \text{ refoulement}}$	La hauteur de refoulement	m
$\Delta H$	Les Pertes de charge	m
$P_e$	Pression à la entre du la pompe	Pa
$P_s$	Pression à la sorte du la pompe	Pa
$W_{12}$	Travail de la pompe	$J/m^3$
$P_u$	La puissance fournie au fluide par la pompe	w
$H_{man}$	La hauteur manométrique d'une pompe	m
$P_a$	Puissance consommée par la pompe	w
NPSH	Net Positive Suction Head	m
$N$	Vitesse de la rotation	tr/min
$P_{eff}$	La pression effective	cm C E
$P_0$	La pression appliquée sur la tuyauterie	cm C E

## Nomenclature

$P_1$	La pression appliquée sur la tuyauterie	cm C E
$P_2$	La pression appliquée sur la tuyauterie	cm C E
$P_3$	La pression appliquée sur la tuyauterie	cm C E
$P_a$	La pression atmosphérique	cm C E
$K$	C'est la cylindrée de la pompe	l/tr
$P_{e1}$	La pression a l'entre de la pompe	cm C E
$D_1$	Le diamètre de la tuyauterie	m
$V_1$	La vitesse du fluide	m/s
$P_{e2}$	La pression a l'entre de la pompe	cm C E
$D_2$	Le diamètre de la tuyauterie	m
$V_1$	La vitesse du fluide	m/s
$D_0$	Le diamètre de la tuyauterie	m
$D_3$	Le diamètre de la tuyauterie	m
$F_0$	La Force applique sur la conduite subite une Pression $P_1$	N
$F_1$	La Force applique sur la conduite subite une Pression $P_2$	N
$F_2$	La Force applique sur la conduite subite une Pression $P_3$	N
$F_3$	La Force applique sur la conduite subite une Pression $P_4$	N
$\Delta H_{r0}$	Pertes de charge linéaire	mm
$\Delta H_{r1}$	Pertes de charge linéaire	mm
$\Delta H_{r2}$	Pertes de charge linéaire	mm
$\Delta H_{r3}$	Pertes de charge linéaire	mm



## Nomenclature

### Lettres grecques

Symbole	Désignation	Unité
$\rho$	La masse volumique du fluide	$\text{kg/m}^3$
$\rho_{\text{réf}}$	La masse volumique d'un fluide de référence	$\text{kg/m}^3$
$\varpi$	Poids volumique	$\text{N/m}^3$
$\mu$	Viscosité dynamique	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
$\nu$	Viscosité cinématique	$\text{m}^2/\text{s}$
$\gamma$	Accélération	$\text{m/s}^2$
$\lambda$	Le coefficient de perte de charge linéaire	[-]
$\varepsilon$	La rugosité absolue	mm
$\eta_g$	Le rendement global de la pompe	%

# **Introduction générale**

# Introduction générale

Les pertes de charge sont connues quand les canalisations sont en matériaux rigides, concernant les matériaux souples ces pertes de charge sont indisponibles dans la littérature, c'est pour cela que l'on a décidé de mener ce travail qui consiste à calculer les pertes de charge dans un circuit fermé avec des conduites qui sont en élastomères vue leur vaste utilisation par exemple dans l'agriculture dans les installations d'irrigations.

Notre banc d'essai est un circuit fermé dans le mouvement du liquide est obtenu grâce à une pompe à membrane qui est entraîné par un moteur électrique à vitesse variable, la variation de la vitesse est obtenue grâce à un variateur de fréquence, plusieurs expériences ont été faites ont faisant varie la vitesse en l'occurrence le débit volumique.

En premier lieu, on a fait nos expériences avec de l'eau qui a une viscosité dynamique de  $10^{-3}$  Pa .s où on a abordé deux aspects : l'influence de la pression à l'entrée de la pompe sur les pertes de charge ou on a mesuré les pertes de charge pour deux cas (pour une pression effective égale à zéro et une pression effective égale à 36 cm de colonne d'eau). Et l'influence de la pression extérieure appliquée sur les conduites où nous avons enroulé la tuyauterie autour d'un bidon cylindrique, que l'on a immergé dans l'eau, en faisant varier la hauteur d'immersion, par conséquent la pression extérieure appliquée sur la tuyauterie, nous avons calculé les pertes de charge pour quarts pressions différentes.

En deuxième lieu, nous avons refait tous les essais précédents avec un liquide dont la viscosité dynamique est de  $6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s, ce résultat est obtenu en rajoutant un polymère soluble dans l'eau.

En troisième lieu des courbes pour tous les essais ont été tracées et l'on a procédé à la comparaison des résultats obtenus pour les deux viscosités.

Finalement, nous allons tirer quelques conclusions à partir des résultats obtenus espérons qu'elles seront utilisées comme des notions de base pour des futures expériences.

Ce mémoire est constitué outre ce chapitre introductif, d'une conclusion générale et de trois chapitres principaux.

- Le premier chapitre est consacré à quelque généralité sur la mécanique des fluides.
- Dans le deuxième chapitre, nous avons fait une étude générale sur les pompes.

- Le troisième chapitre est consacré à l'étude expérimentale des pertes de charge dans un circuit fermé avec des conduites souples, sur un banc d'essai disponible au laboratoire des sciences des matériaux au Hall de Technologie de l'université d'Abderrahmane Mira Bejaia.

# **Chapitre I**

## **Généralités sur la mécanique des fluides**

## Introduction

L'étude de la mécanique des fluides remonte au moins à l'époque de la Grèce antique avec le célèbre savon Archimède comme par son principe qui fut à l'origine de la statique des fluides. [1]

Dans ce chapitre, on donnera un aperçu sur: les fluides et leurs caractéristiques, les régimes d'écoulement, les pertes de charges, une démonstration de théorème de Bernoulli et des généralités sur les circuits hydrauliques. Afin de mieux se familiariser avec le domaine de la mécanique des fluides qui est un domaine très vaste avec de nombreux problèmes résolus au partiellement résolu.

## I-1 Notions sur les fluides

Un fluide est un milieu continu, sans rigidité (il peut facilement se déformer, même sous l'action de force faible), de sorte que c'est un corps sans forme propre qui prend la forme du récipient qui le contient. [3]

On distingue deux types de fluides : liquide et gaz, on peut aussi les classer relativement par leur viscosité : fluides « newtoniens cela veut dire, d'une part, que nous pouvons facilement prédire leurs mouvements, et d'autre part, que leur viscosité est indépendante de la force (contrainte) appliquée à ces fluides. La viscosité d'un fluide est sa résistance à l'écoulement» et « non newtoniens ce sont des fluides plus complexes car ils possèdent une propriété particulière, qui est que leur viscosité dépend de la contrainte (force) qu'on leur applique ».

### I-1-1 Gaz

Un gaz est un fluide occupant toujours le volume disponible, car les forces d'attraction intermoléculaire sont faibles. Les gaz sont très compressibles (le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure), et ils ne peuvent subir aucune traction.



**Figure I-1** : Représentation schématique d'un gaz

**I-1-2 Liquide**

Le liquide est un fluide occupant un volume déterminé et il est incompressible.

Dans les liquides les molécules peuvent glisser librement les unes sur les autres.

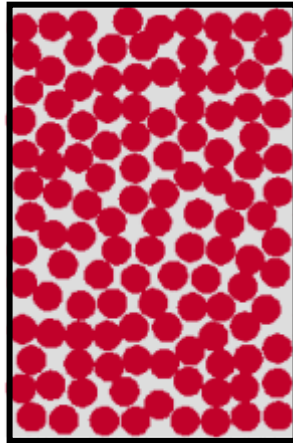


Figure I-2 : Représentation schématique d'un liquide

**I-1-3 Caractéristiques d'un fluide [4]**

- **Masse volumique**

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

$$\rho = m/v \quad (I.1)$$

- **Densité**

La densité est le rapport entre la masse volumique du fluide étudié et celle d'un corps de référence.

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

- **Poids volumique**

$$\varpi = (m \cdot g) / v \quad (I.3)$$

- **Viscosité**

Tous les fluides ont la propriété de résister aux efforts tangentiels qui tendent à faire déplacer les couches du fluide les unes par rapport aux autres. Cette propriété s'appelle viscosité.

La notion de viscosité est tirée de la loi de newton :

$$F = \mu \cdot s \cdot \Delta v / h \quad (\text{I.4})$$

$$\mu = F \cdot h / (s \cdot \Delta v) \quad (\text{I.5})$$

Cette expression nous donne le coefficient de viscosité dynamique.

En pratique, les calculs de pertes de charges font intervenir la viscosité cinématique, qui liée à la viscosité dynamique par la relation suivante :

$$\nu = \mu / \rho \quad (\text{I.6})$$

## **I-2 Les écoulements**

### **I-2-1 Régimes d'écoulements**

Le régime d'écoulement d'un fluide caractérise la manière dont ce fluide circule dans une tuyauterie (figure I-3). [2]

On distingue trois régimes d'écoulement (laminaire, turbulent, transitoire).

- **Régime laminaire**

Les tubes de courant ne se mélangent pas : les couches fluides glissent les unes sur les autres sans se mélanger et les échanges d'énergie entre elles sont réduits.

- **Régime turbulent**

Les petits éléments de fluide sont animés des mouvements désordonnés : les tubes de courant ne conservent pas au long de l'écoulement ; les couches fluides se mélangent et les échanges d'énergie entre elles sont importants. [5]



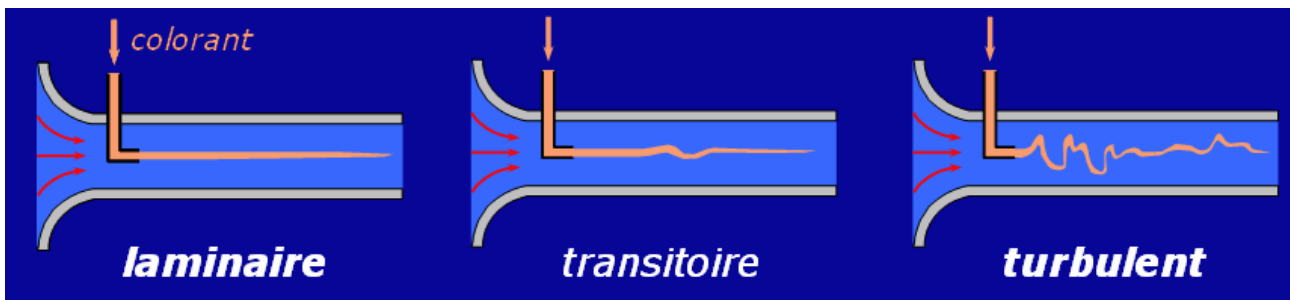
- **Régime transitoire**

C'est une transition entre le régime laminaire et celui turbulent, et dans lequel le type d'écoulement est instable.

La détermination du régime d'écoulement est donné par le calcul d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re). [2]

$$Re = V_{\text{moy}} \cdot D/\nu \quad (\text{I.7})$$

- Si  $Re < 2000$ , le régime est laminaire.
- Si  $Re > 3000$ , le régime est turbulent.
- Si  $2000 \leq Re \leq 3000$ , le régime est transitoire.



**Figure I-3** : Différents types d'écoulements par injection d'un filet de colorant

### I.2.2 Profil des vitesses

Sous l'effet de force de viscosité chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse : on dit qu'il existe un profil de vitesse. [2]

- **Profil des vitesses en écoulement laminaire**

Lorsqu'un fluide visqueux circule dans un tuyau, plus l'on se rapproche du centre, plus le liquide circule vite. Plus l'on se rapproche des parois, plus le fluide est lent. [2]

La vitesse à la distance  $y$  de l'axe est donnée, en fonction de la vitesse moyenne, par la formule : [2]

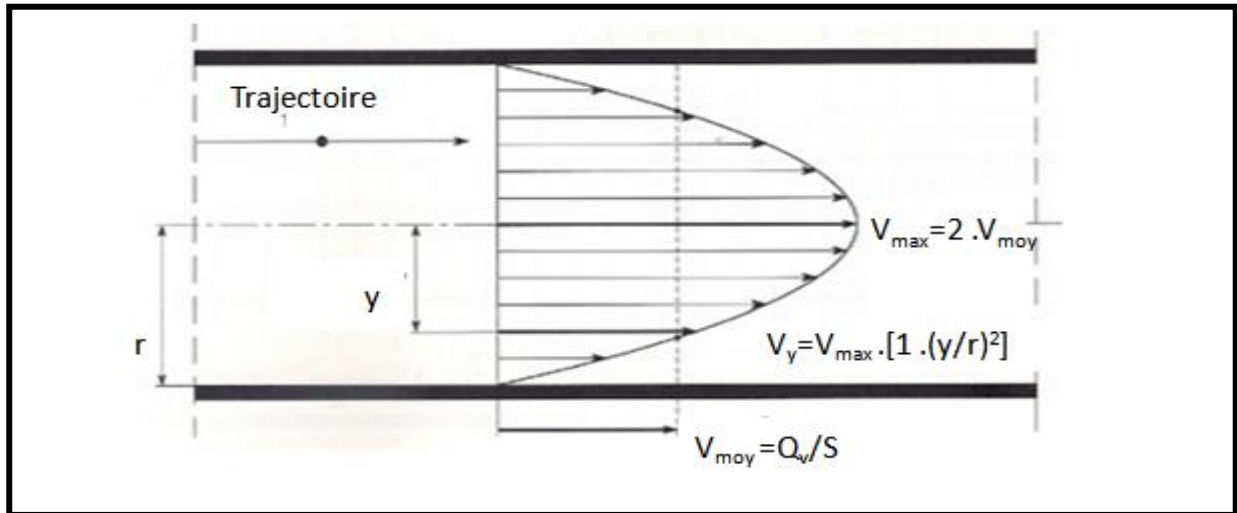
$$V(y) = 2 \cdot V_{\text{moy}} [1 - (y/r)^2] \quad (\text{I.8})$$

La répartition des vitesses est parabolique, (Figure I-4). La vitesse maximale (pour  $y=0$ ) est double de la vitesse moyenne : [2]

$$V_{\max} = 2 \cdot V_{\text{moy}} \quad (\text{I.9})$$

Et la vitesse moyenne :

$$V_{\text{moy}} = Q_v/S \quad (\text{I.10})$$



**Figure I-4** : Profil des vitesses en écoulement laminaire

- **Profil des vitesses en écoulement turbulent**

La (figure I-5) montre le profil global des vitesses dans un écoulement turbulent.

On observe également deux zones qui caractérisent ce régime.

Dans une zone centrale. Appelées noyau turbulent, les composantes axiales des vitesses varient faiblement.

Les expériences réalisées par Von Karman ont montré qu'il existe à périphérie de la veine fluide, une couche étroite dans laquelle les vitesses sont plus faibles et où l'écoulement est laminaire. Ces vitesses augmentent proportionnellement à la distance de la paroi. Cette zone est appelée sous-couche laminaire. [2]

La vitesse à la distance  $y$  de l'axe, en fonction de la vitesse maximale, est donnée approximativement par la formule empirique : [2]

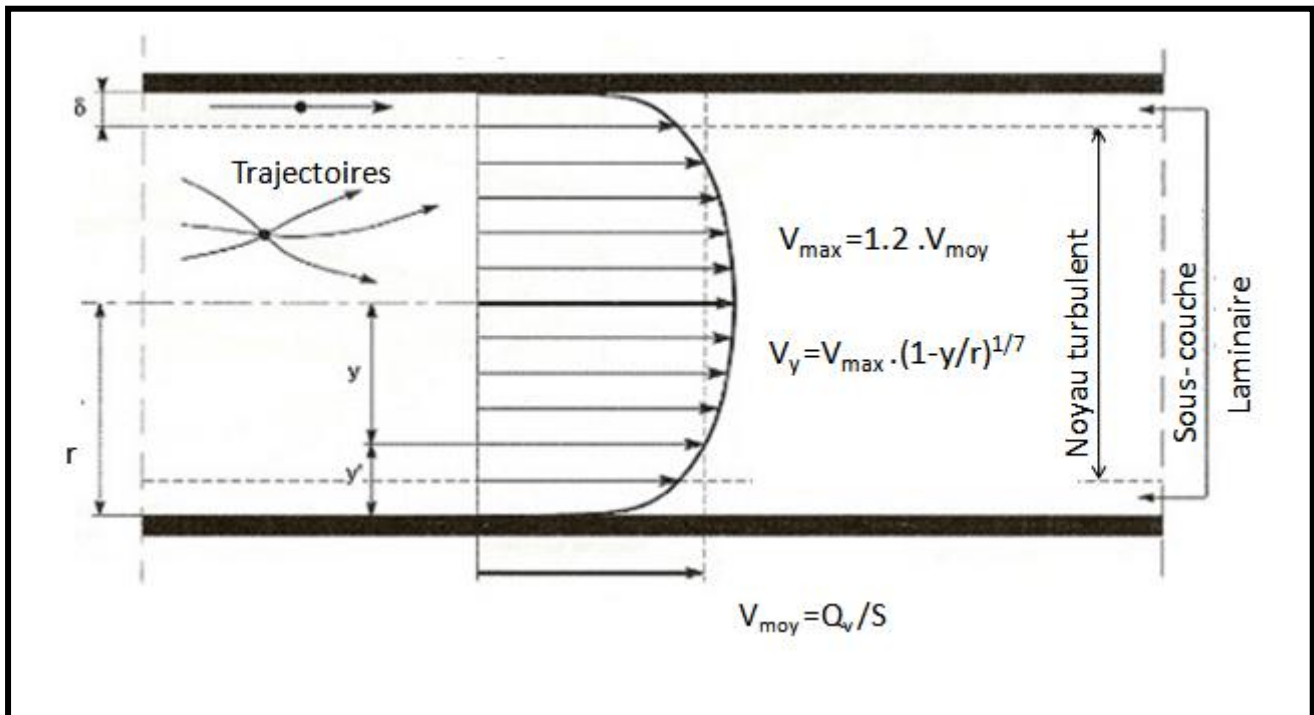
$$V(y) = V_{\max} \cdot (1 - 2 \cdot y/D)^{1/7} \quad (\text{I.11})$$

Et, la vitesse maximale :

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

Et, la vitesse moyenne :

$$V_{\text{moy}} = Q_v/S \quad (\text{I.13})$$



**Figure I-5** : Profil des vitesses en écoulement turbulent

## I-3 Théorème de Bernoulli

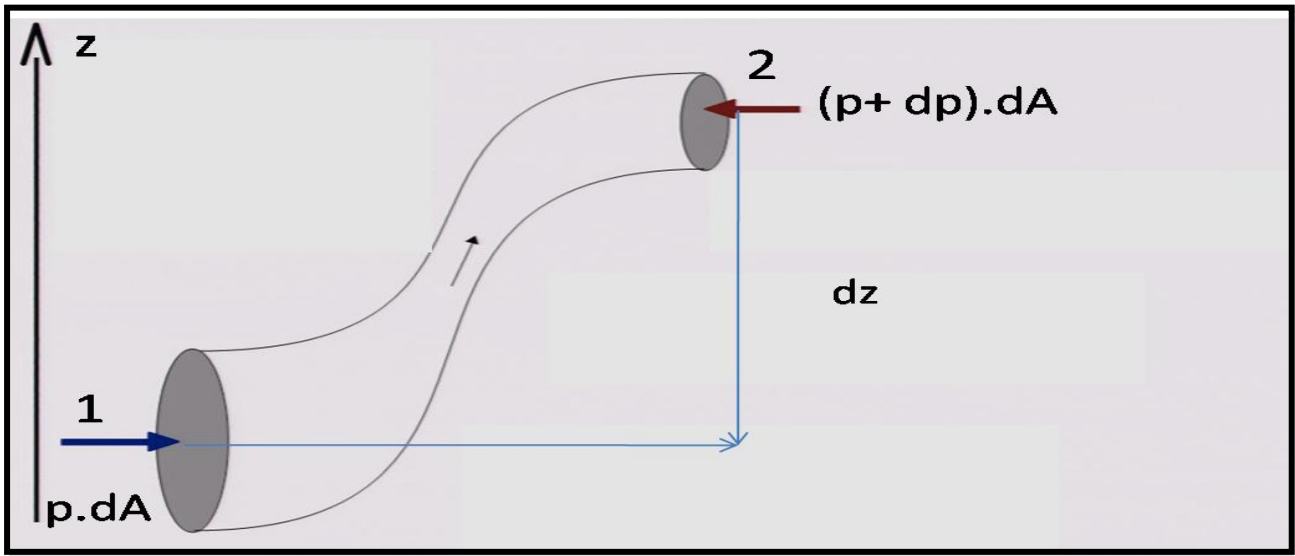


Figure I-6 : Schéma de la veine fluide

Considérons un ceps élémentaire de fluide de masse  $dM$ , en négligeant les résistances à l'écoulement, les forces extérieures qui s'appliquent sur l'élémentaire  $dM$  sont les suivantes :

- $P.dA$  : Force sur la face 1.
- $(P+dP) .dA$  : Force sur la face 2.
- $\rho .g .dA .dl$  : le poids.

Appliquons le principe de la dynamique :  $\sum \vec{F}_{\text{ext}} = m . \vec{\gamma}$

$$P .dA - \rho .g .dl - (P+dP) .dA = \rho .dl .dA .dV/dt$$

On divise par  $dA$  et  $V = dl/dt$

$$P - \rho .g .dl - P - dP = \rho .V .dV$$

Avec :  $dl = dz$

$$-\rho .g .dz - dP - \rho .V .dV = 0$$

$$dP / \rho .g + dz + V .dV / g = 0$$

En l'intégrant entre 2 positions 1 et 2

$$\int_1^2 dP / \rho g + \int_1^2 dz + \int_1^2 V \cdot dV / g = 0$$

$$(P_2 - P_1) / \rho g + (z_2 - z_1) + (V_2 - V_1) / 2 \cdot g = 0$$

Forme de l'équation de Bernoulli : [5]

$$(P_2 - P_1) / \rho + 1/2 \cdot (V_2^2 - V_1^2) + g \cdot (z_2 - z_1) = 0 \quad (\text{I.14})$$

## I.4 Pertes de charge

Les pertes de charge sont dues aux frottements entre les différentes couches de liquide et aux frottements entre le liquide et la paroi interne de la conduite.

### I.4.1 Pertes de charge linéaire

Ce sont des pertes de charge réparties régulièrement le long des conduites. [2]

La forme générale est donnée par l'expression :

$$\Delta H_r = \lambda \cdot L \cdot V_{\text{moy}}^2 / D \cdot 2 \cdot g \quad (\text{I.15})$$

$\Delta H_r$  : Pertes de charge linéaire (en m).

$\lambda$  : Le coefficient de perte de charge linéaire.

L : Longueur de la conduite (en m).

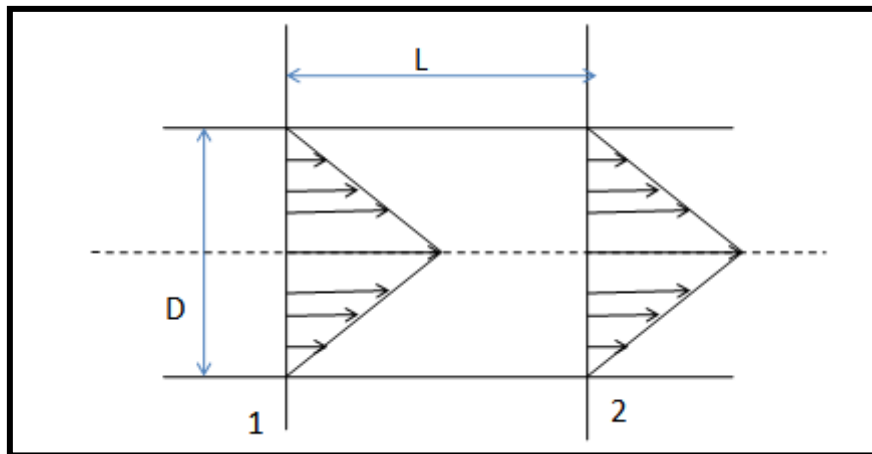
D : Diamètre de la conduite (en m).

$V_{\text{moy}}$  : Vitesse moyenne d'écoulement (en m/s).

g : Accélération de la pesanteur (en m/s<sup>2</sup>).

Les formules pour le calcul du coefficient de perte de charge linéaire  $\lambda$  sont valables pour les conditions suivantes : [3]

- Fluide incompressible, l'écoulement est permanent.
- Conduite rectiligne de section circulaire constante.
- Les profils des vitesses dans les sections 1 et 2 sont identiques. .



**Figure I-7** : Profil des vitesses en écoulement laminaire

- Si l'écoulement est laminaire, nous avons la loi de Poiseuille :

$$\lambda = 64 / \text{Re} \quad (\text{I.16})$$

Re est donné par l'équation (I.7)

- Si l'écoulement est turbulent, on a deux cas :
  - Turbulente lisse :  $3000 < \text{Re} \leq 10^5$ , Formule Blasius

$$\lambda = 0.3164 \cdot \text{Re}^{-1/4} \quad (\text{I.17})$$

- Turbulent rugueux :  $\text{Re} > 10^5$ , Formule Blench :

$$\lambda = 0.79 \cdot \sqrt{\varepsilon / D} \quad (\text{I.18})$$

La rugosité absolue  $\varepsilon$  représente l'épaisseur moyenne des aspérités de surface du matériau composant la conduite.



**Figure I-8 : Rugosité absolue**

### I-4-2 Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute modification géométrique de la conduite. On peut y compter les changements de direction (coudes, raccords en T), les variations de section, les vannes ou robinets, les appareils de mesure, etc. ...

La forme générale est donnée par l'expression :

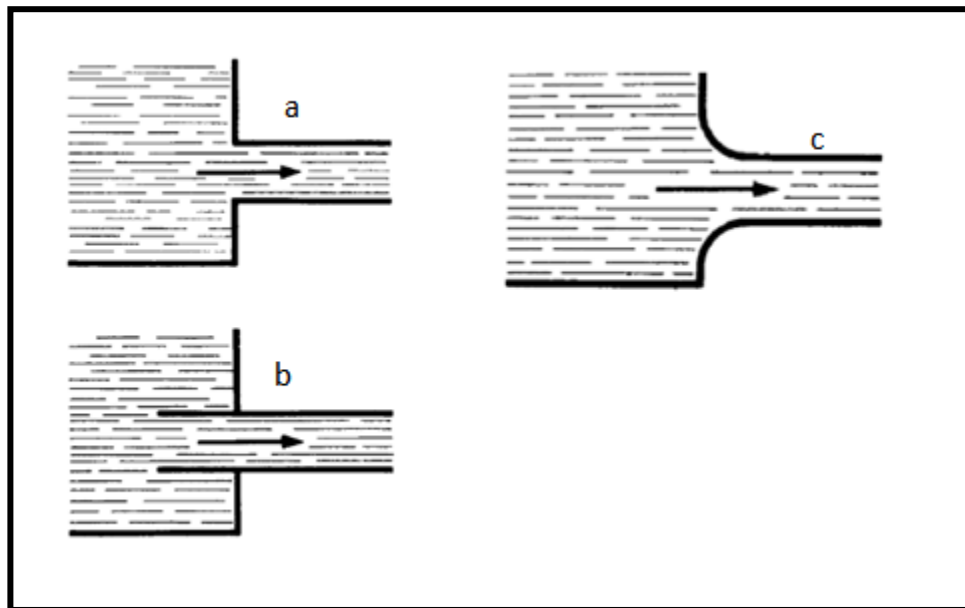
$$\Delta H_s = K_s \cdot V_{\text{moy}}^2 / 2 \cdot g \quad (\text{I.19})$$

$\Delta H_s$  : Pertes de charge singulières (en m).

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

La valeur de  $K_s$  est donnée pour les différents cas les plus classiques : [3]

- **Branchement sur un réservoir**

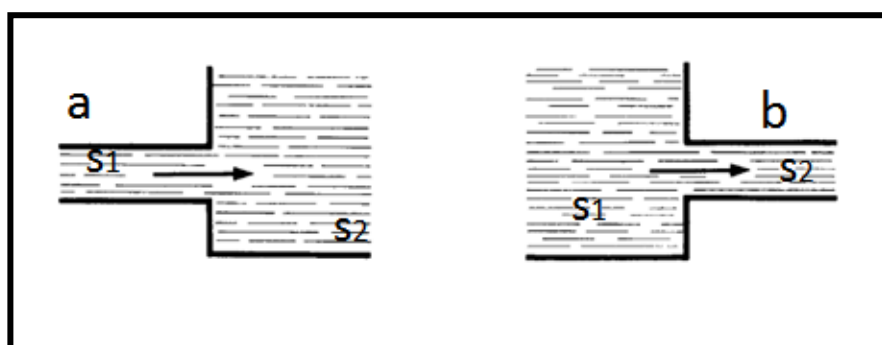


**Figure I-9** : Différents Branchements sur un réservoir

Figure I-9	A	B	C
$K_s$	0.5	1.5	0.1

**Tableau I-1** Coefficients des Pertes de charge singulières  $K_s$  pour la Figure I-9

- **Elargissement et rétrécissement brusques**



**Figure I-10** : Elargissement et rétrécissement brusque

Pour (a):

$$K_s = (S_2/S_1 - 1)^2 \quad (I.20)$$



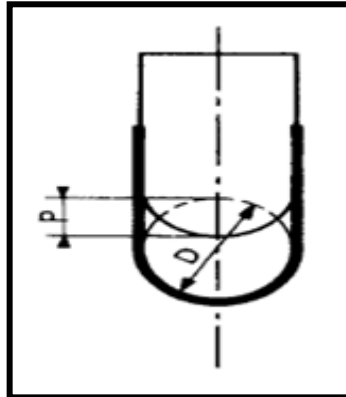
Pour (b):

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

**Tableau I-2** : les Coefficients des Pertes de charge singulières  $K_s$  pour la Figure I-10

• **Robinet et vanes**

❖ Robinet –vanne dans une conduite circulaire

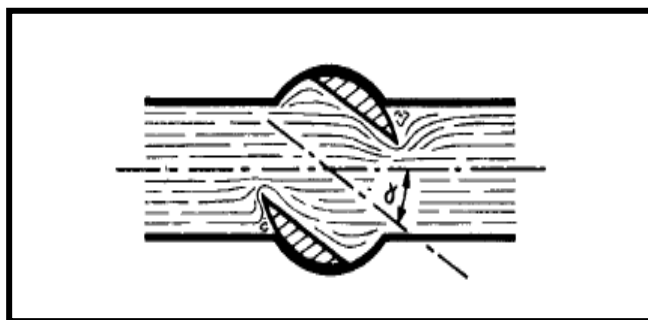


**Figure I-11** : Robinet et vannes.

$P/D$	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
$K_s$	0.07	0.26	0.81	0.06	5.25	17.0	97.8

**Tableau I-3** : Les Coefficients des Pertes de charge singulières  $K_s$  pour la Figure I-11

❖ Robinet à boisseau

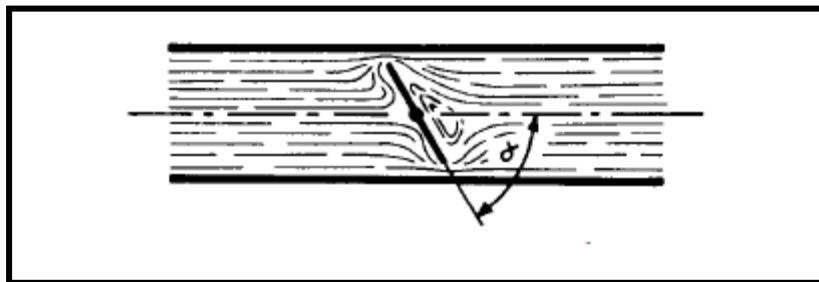


**Figure I-12** : Robinet à boisseau

$\alpha$ (en degrés)	5	10	20	30	40	45	50	60	70	83
$K_s$	0.05	0.29	1.56	5.17	17.3	31.2	52.6	206	486	$\infty$

**Tableau I-4 :** Les Coefficients des Pertes de charge singulières  $K_s$  pour la Figure I-12

❖ Vanne à papillon



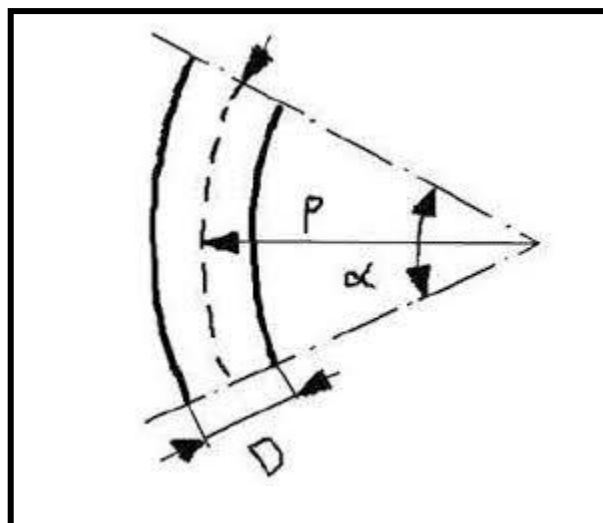
**Figure I-13 :** Vanne à papillon

$\alpha$ (en degrés)	5	10	15	20	30	40	45	60	70	90
$K_s$	0.24	0.52	0.90	1.54	3.91	10.80	18.7	118	751	$\infty$

**Tableau I-5 :** Les Coefficients des Pertes de charges singulière  $K_s$  pour la Figure I-13

• Coudes

❖ Courbé

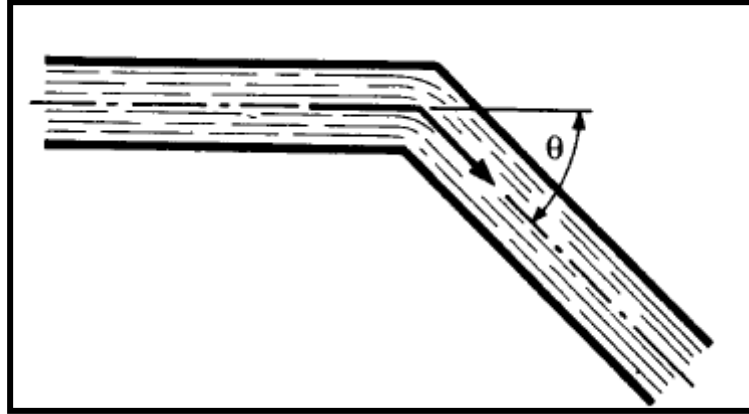


**Figure I-14 :** Coude a Courbé

Coefficient de perte de charge singulière  $K_s$  :

$$K_s = [0.131 + 1.847 \cdot (D/2 \cdot P)^{3.5}] \cdot \alpha/90 \quad (I.21)$$

❖ à angle vif



**Figure I-15** : Coude à angle vif

Coefficient de perte de charge singulière  $K_s$  :

$$K_s = 0.946 \cdot \sin^2(\theta/2) + 2.05 \sin^4(\theta/2) \quad (I.22)$$

## I-5 Généralités sur les circuits hydrauliques

### I-5-1 Constitution

En général un circuit hydraulique est constitué des éléments suivants :

- D'un réservoir source de liquide (puits) (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 la conduite de refoulement(7).
- D'un réservoir de stockage (citerne) (8).

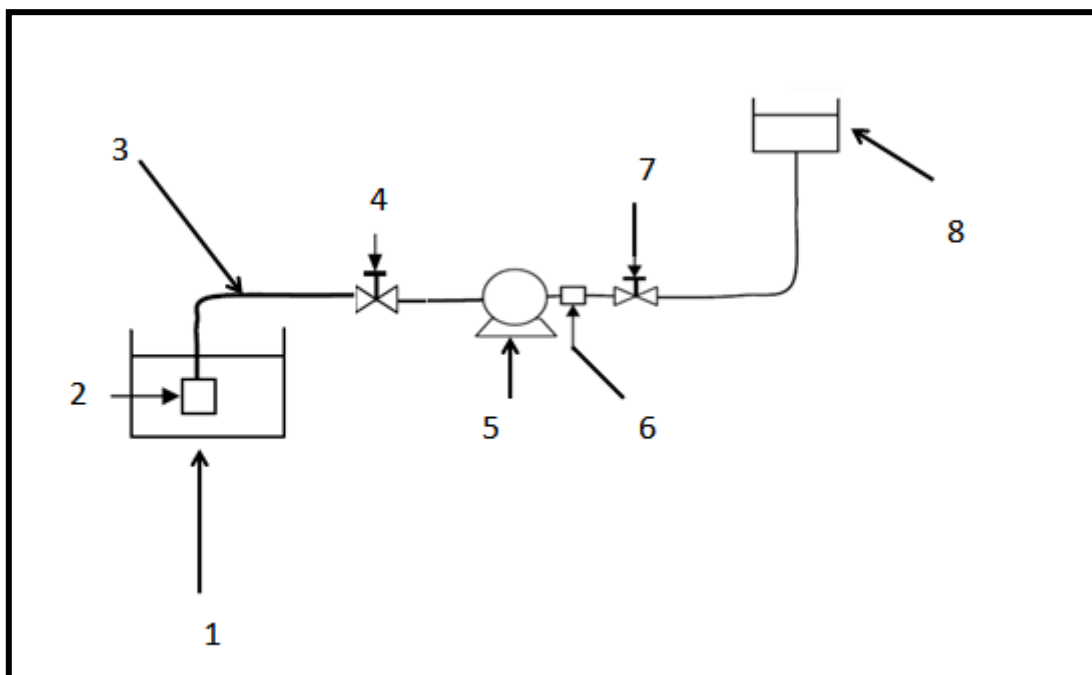


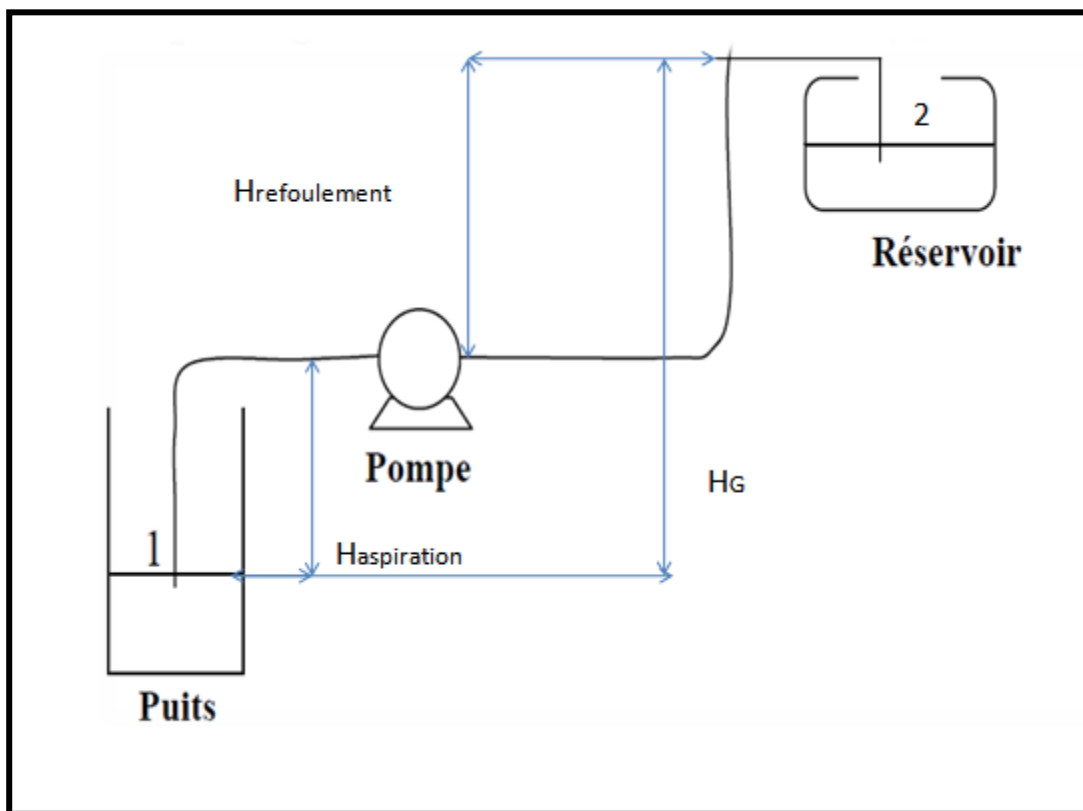
Figure I-16 Les éléments d'un circuit hydraulique

**I-5-2 Caractéristique d'un circuit hydraulique****➤ Circuit ouvert**

Un circuit est caractérisé par :

- La hauteur géométrique  $H_G$  est la différence verticale entre le niveau d'aspiration et le niveau supérieur où l'on propose de refouler le fluide.

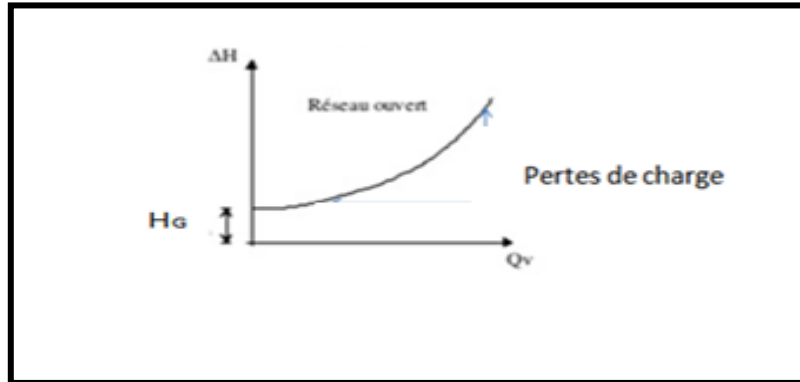
$$H_G = H_{g \text{ aspiration}} + H_{g \text{ refoulement}}$$



**Figure I-17** : Hauteur géométrique  $H_G$

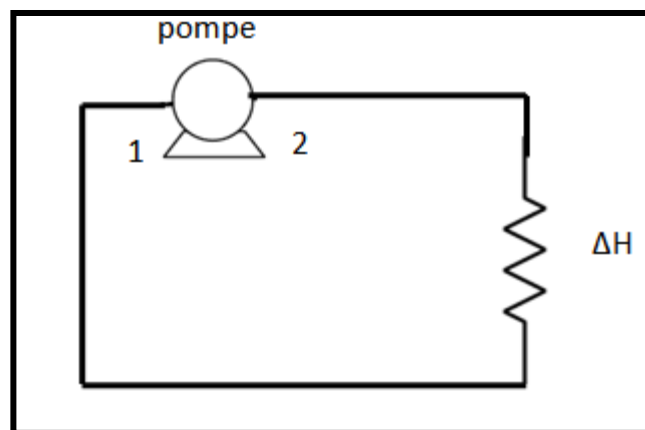
- Les Pertes de charge  $\Delta H$  :

La longueur de la tuyauterie et ses changements de direction (coudes, tés,...) provoquent des pertes de charge  $\Delta H$ .



**Figure I-18** : Pertes de charge  $\Delta H$  en fonction du débit volumique

➤ **Circuit fermé**



**Figure I-19** : Circuit fermé

- Les Pertes de charge  $\Delta H$  :

On applique Théorème de Bernoulli entre 1 et 2 :

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

$$P_e + \rho \cdot g \cdot z_1 + 1/2 \cdot \rho \cdot V_1^2 + W_{12} = P_s + \rho \cdot g \cdot z_2 + 1/2 \cdot \rho \cdot V_2^2$$

$$W_{12} = P_s - P_e \quad (I.23)$$

On applique Théorème de Bernoulli entre 2 et 1 :

$$P_s + \rho \cdot g \cdot z_2 + 1/2 \cdot \rho \cdot V_2^2 = P_e + \rho \cdot g \cdot z_1 + 1/2 \cdot \rho \cdot V_1^2 + \Delta H$$

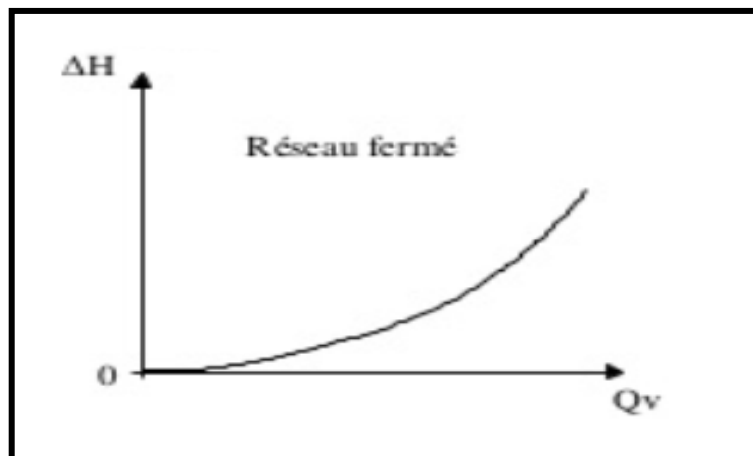
$$\Delta H = P_s - P_e \quad (\text{I.24})$$

De (I.23) et (I.24) on déduit :

$$W_{12} = \Delta H \quad (\text{I.25})$$

L'équation (I.25) montre que les pertes de charge du circuit fermé sont égales au travail fourni par la pompe.

L'équation (I.25) montre que pour connaître les pertes de charge dans le circuit fermé, il suffit de mesurer la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe.



**Figure I-20** : Pertes de charge  $\Delta H$  en fonction de débit volumique

## Conclusion

Ce chapitre résume quelques généralités sur la mécanique des fluides à savoir : la définition des fluides et leurs caractéristiques, les écoulements, les pertes de charge et les circuits hydrauliques.

La maîtrise de ces notions de base va nous aider à mieux intégrer notre deuxième chapitre qui est sur les pompes.

# **Chapitre II**

## **Les pompes**



## Introduction

Les pompes sont des éléments essentiels dans la vie et le confort des êtres humains. Les pompes déplacent les fluides qu'ils soient chauds ou froids. Propres ou sales. Elles effectuent cette opération de manière extrêmement efficace et préservent l'environnement. Ce sont des appareils hydrauliques qui servent à transformer l'énergie mécanique en énergie d'un fluide à l'aide d'un mouvement de rotation continu.

Il existe un très grand nombre de types de pompes. Ces différents types se divisent en deux grandes catégories : turbopompes et pompes volumétriques. Dans ce chapitre, on va essayer de les classer et de donner leurs principes de fonctionnement.

### II-1 Les pompes volumétriques

Dans lesquelles le transfert du liquide d'une région d'aspiration vers une région de refoulement se fait au moyen d'un mouvement approprié (translation ou rotation) de l'organe actif (piston, rotor...). Les mouvements de l'organe actif et de liquide sont liés de telle manière que tout changement de position du premier entraîne un déplacement simultané du second. On y distingue deux types.

#### II-1-1 Les pompes volumétriques alternatives

Ces pompes sont caractérisées par la pièce mobile qui est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont : à membrane ou piston. Toutes ces machines sont équipées de clapets d'aspiration et de refoulement. [6]

- **Pompe volumétrique alternatives à membrane**

C'est ce type de pompes qui ont été utilisés 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 comme le caoutchouc par exemple produisent les phases d'aspiration et de refoulement.

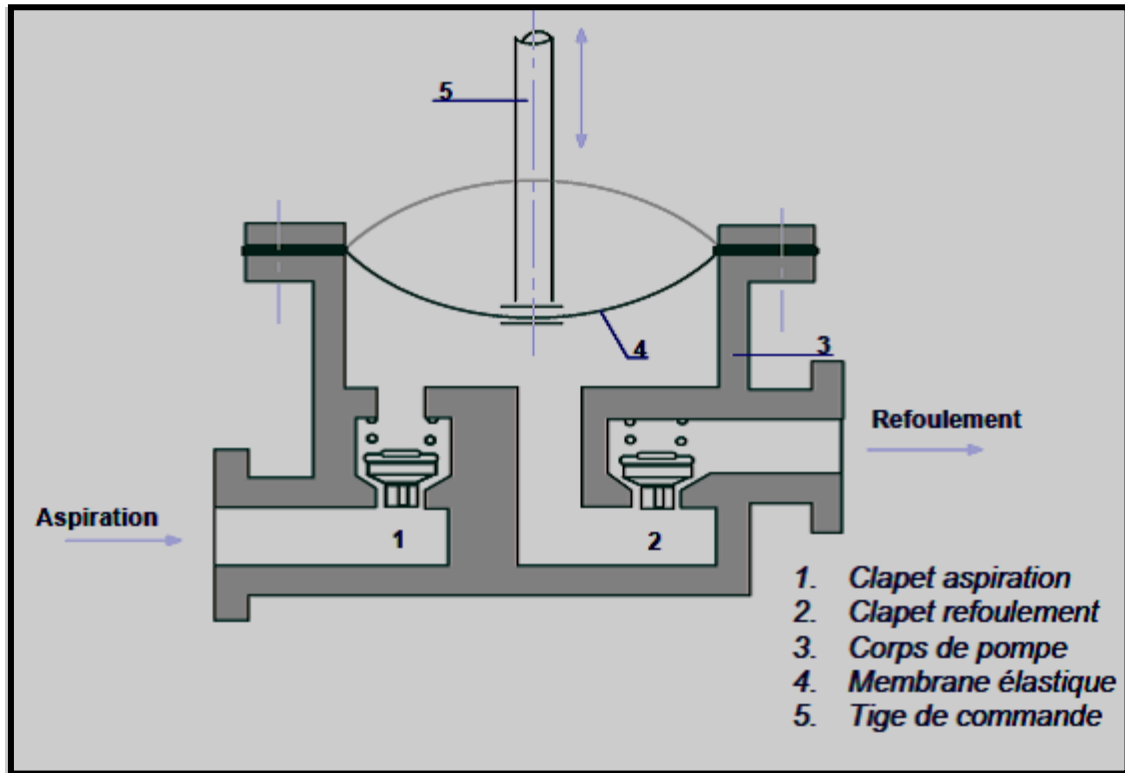


Figure II-1 : Pompe à membrane

• Pompe volumétrique alternatives à piston

Ce type de pompe fonction grâce aux variations des volumes occasionnés par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans sens ou dans un l'autre produisent des phases d'aspiration et de refolement.

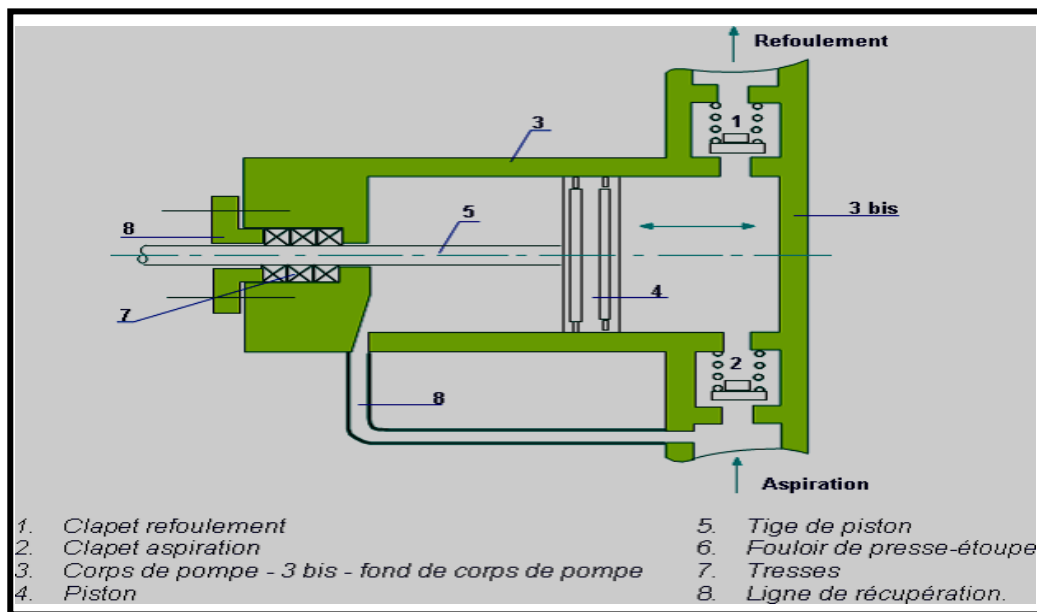
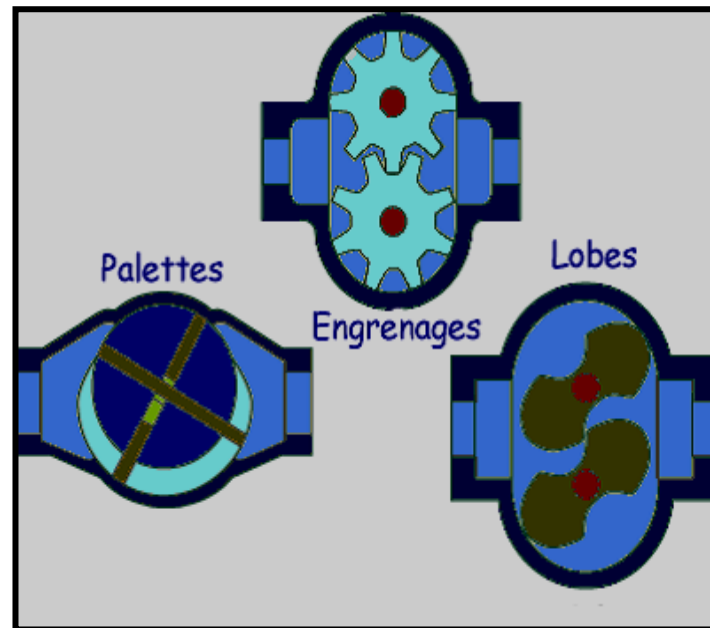


Figure II-2 : Pompe à piston à simple effet

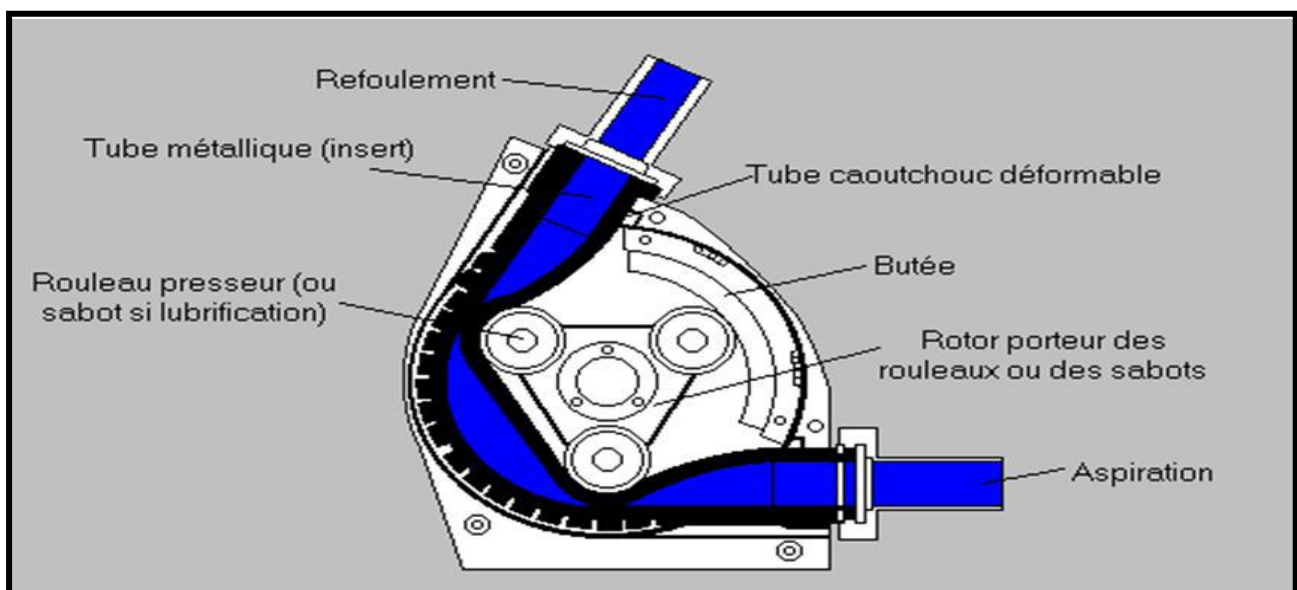
### II-1-2 Les pompes volumétriques rotatives

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement. [6]

Parmi les pompes volumétriques rotatives, on trouve essentiellement les pompes péristaltiques, les pompes à engrenages des pompes à palettes et les pompes à lobes.



**Figure II-3 :** Pompes à palettes, à engrenages et à lobes



**Figure II-4 :** Pompe péristaltique

## II-2 Les turbopompes

Les turbopompes sont des turbomachines réceptrices dont le transfère du liquide est assuré par la mise en vitesse de liquide grâce à la rotation du rotor ou de la roue. Les turbopompes se composent de deux parties principales :

- Un rotor qui communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur l'arbre supporté par des paliers et couplé au moteur au moyen d'un dispositif rigide ou flexible. [7]
- Un corps de pompe dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulements et il supporte des paliers et d'habillage pour l'équipage mobile. [7]

Les turbopompes peuvent être classifiées selon la trajectoire du fluide ont trois types :

### II-2-1 Pompes centrifuges

La pompe centrifuge est le moyen le plus simple et le plus répandu pour véhiculer les liquides.

Elle a un principe de fonctionnement très simple : le rotor entraîne dans son mouvement un liquide qui est rejeté à la périphérie par la force centrifuge. Si l'on suit une particule de ce liquide, elle sera toujours perpendiculaire à l'axe de rotation.

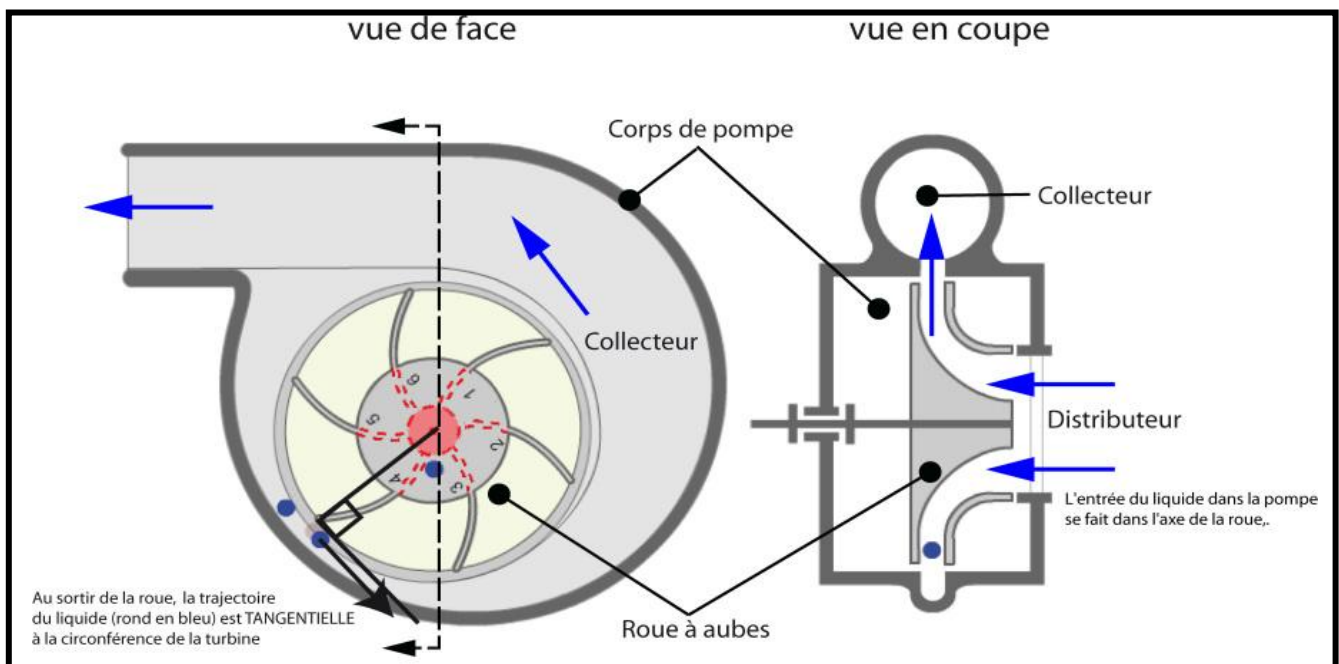


Figure II-5 : Pompe centrifuge

### II-2-2 Pompes hélico\_ centrifuges

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents le flux axial résulte de la composition des flux axiaux et radiaux, la trajectoire d'une particule de liquide est courbe tracée sur un cône de révolution. [7]

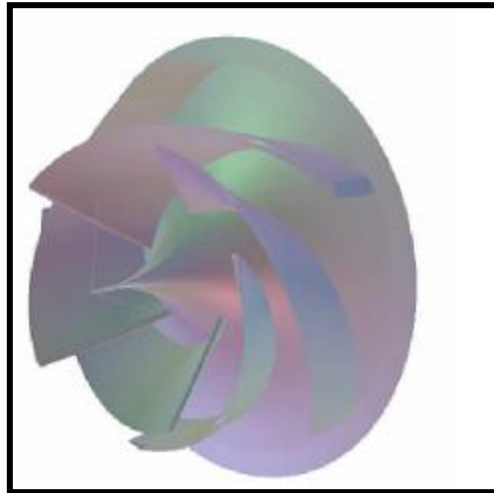


Figure II-6 : Roue d'une pompe hélico centrifuge

### II- 2-3 Pompes axiales

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement. la trajectoire d'une particule de liquide est entièrement située sur un cylindre de révolution. C'est une hélice circulaire. [7]

## II-3 Les caractéristiques des pompes centrifuges

### II-3-1 La hauteur manométrique

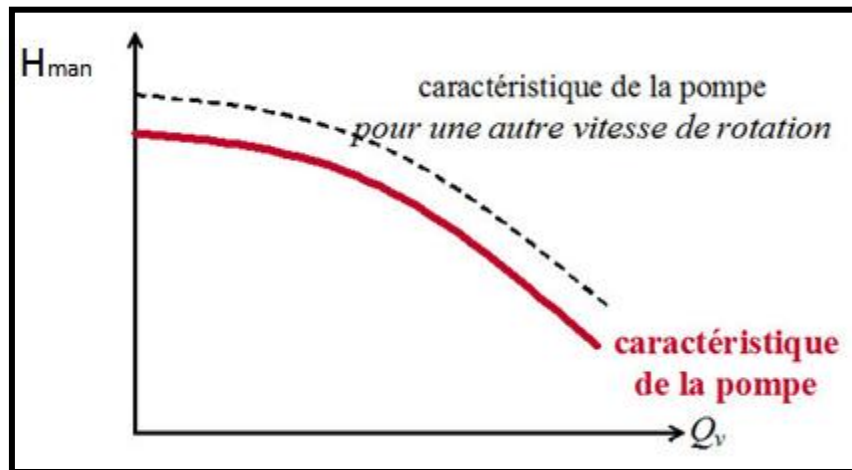
La hauteur manométrique  $H_{\text{man}}$  d'une pompe correspond à la charge totale qui est donnée au fluide par une pompe.

La hauteur manométrique correspond en général à :

$$H_{\text{man}} = (P_s - P_e) / \rho \cdot g \quad (\text{II.1})$$

$P_e$  : pression à l'entrée de la pompe. [Pa].

$P_s$  : pression à la sortie de la pompe. [Pa].



**Figure II-7 :** Caractéristique de la hauteur manométrique en fonction débit volumique

### II-3-2 Puissance

La puissance fournie au fluide par la pompe est et s'exprime par la relation suivante :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{\text{man}} \quad (\text{II.2})$$

Avec,

$P_u$  : Puissance utile en [W].

$\rho$  : Masse volumique en [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$g$  : Accélération de la pesanteur en [ $\text{m}/\text{s}^2$ ].

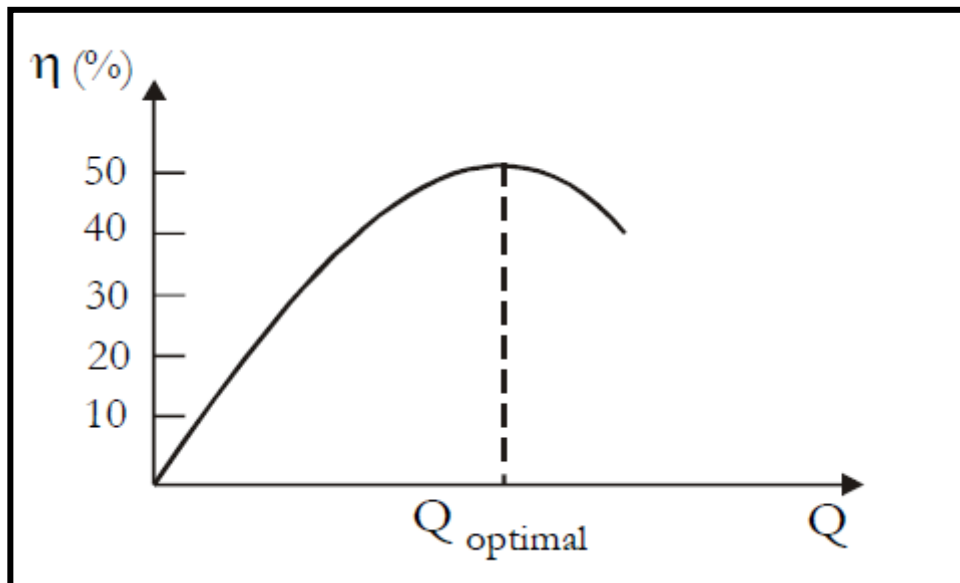
$Q_v$  : débit volumique en [ $\text{m}^3/\text{s}$ ].

$H_{\text{man}}$  : hauteur manométrique en [m].

### II-3-3 Rendement

Le rendement global de la pompe est le rapport de la puissance utile  $P_u$  (fournit au fluide) par la puissance consommée par la pompe  $P_a$ .

$$\eta_g = P_u / P_a \quad (\text{II.3})$$



**Figure II-8 :** Courbe caractérise le rendement d'une pompe centrifuge

#### II-3-4 Le N .P .S .H (Net Positive Suction Head)

Il s'agit de la « charge Positive Nette à l'Aspiration ». Pour éviter le phénomène de cavitation, il faudra respecter le  $N.P.S.H_{\text{requis}}$  fourni par le constructeur de la pompe sous forme de courbe.

Il s'agit du supplément minimum de pression qu'il faut rajouter à la pression de vapeur saturante au niveau de l'entrée de la pompe pour que la pression à l'intérieur de la pompe ne puisse pas être inférieure à la pression de vapeur saturante. Cette valeur est fonction du débit. [8]

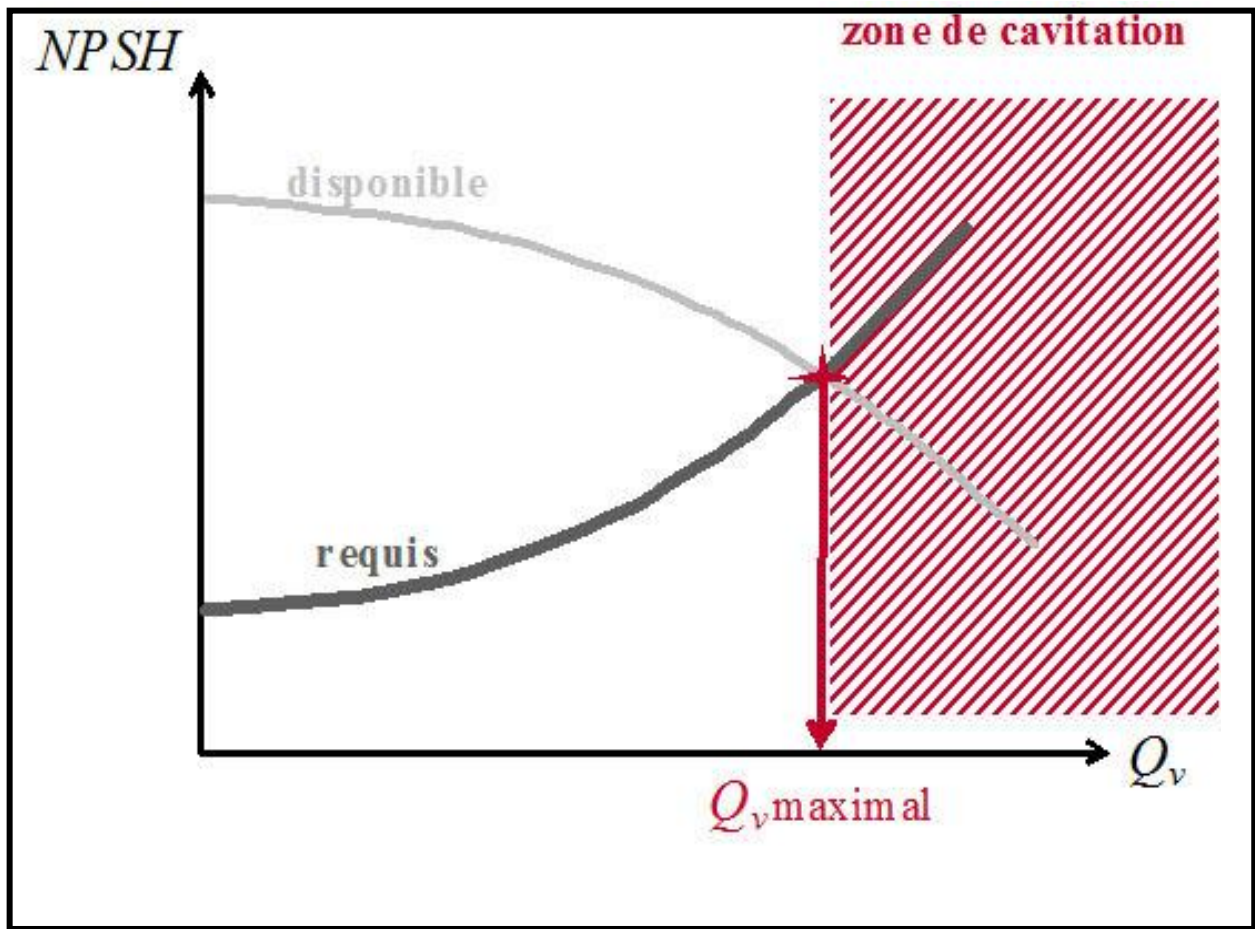


Figure II-9 : NPSH en fonction du débit volumique

## Conclusion

Dans ce chapitre, on a fait une étude générale sur les pompes (types de pompes, principe de fonctionnement...) ce qui nous a aidé à acquérir de nouvelles connaissances sur les pompes et a mieux compris le chapitre précédent qui est sur la mécanique des fluides.

Le chapitre suivant sera consacré à une étude expérimentale des pertes de charge sur un banc d'essai réalisé au sein de l'université.



# **Chapitre III**

## **Etude expérimentale**

## Introduction

Dans ce chapitre, nous allons étudier le comportement des pertes de charge dans un circuit fermé avec des conduites élastiques en fonction de la vitesse de rotation en l'occurrence le débit volumique, plusieurs aspects ont été abordés :

- La pression extérieure appliquée sur la tuyauterie.
- La viscosité de fluide.
- La pression à l'entrée de la pompe.

En effet, nous allons mesurer la différence de pression entre la sortie et l'entrée de la pompe, vu que dans un circuit fermé le travail fourni par la pompe est égal aux pertes de charge, ces mesures seront faites sur une échelle graduée en Colonne d'eau.

Les moyens expérimentaux utilisés dans le cadre de ce mémoire seront présentés dans ce chapitre, les expériences ont été faites au laboratoire sciences des matériaux (Hall de Technologie Université A. MIRA Bejaia).

### III-1 Présentations du dispositif expérimental

#### III-1-1 Description du dispositif

Le banc présenté sur la figure III.1 comprend une pompe à membrane (1), entraînée par un moteur asynchrone (2) à vitesse variable grâce à un variateur de fréquence (3).

La pompe aspire le liquide à partir d'un réservoir principal (4) pour l'éjecter dans toute la tuyauterie (5), ce réservoir est lui-même alimenté par un autre réservoir (6) placé au-dessus de premier réservoir sur une table, ce dernier à une sortie d'évacuation qui refoule dans un troisième réservoir (7), afin de garder le niveau d'eau constant dans le premier réservoir pour pouvoir calculer la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe (le niveau d'eau dans le premier réservoir est considéré comme le point zéro sur la règle graduée (8) qui sert à calculer la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe.

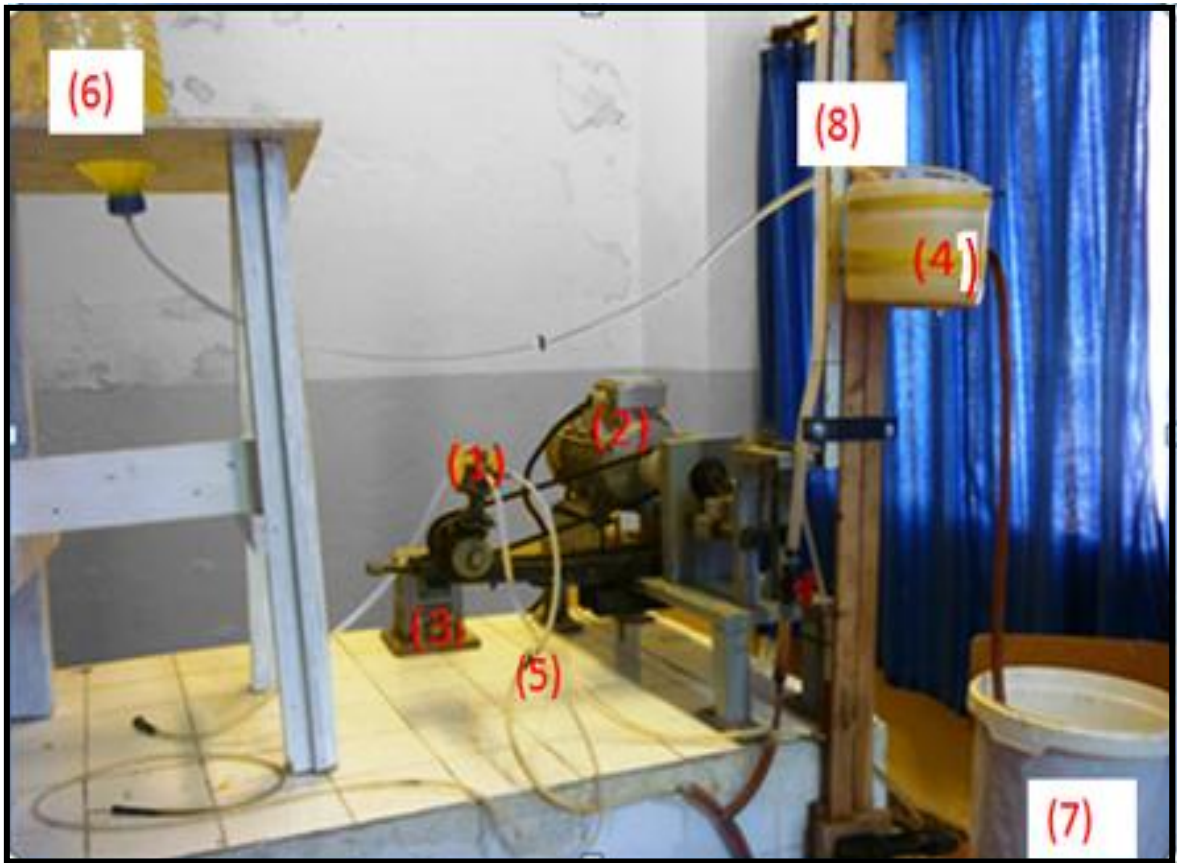


Figure III-1 : Dispositif de banc d'essai

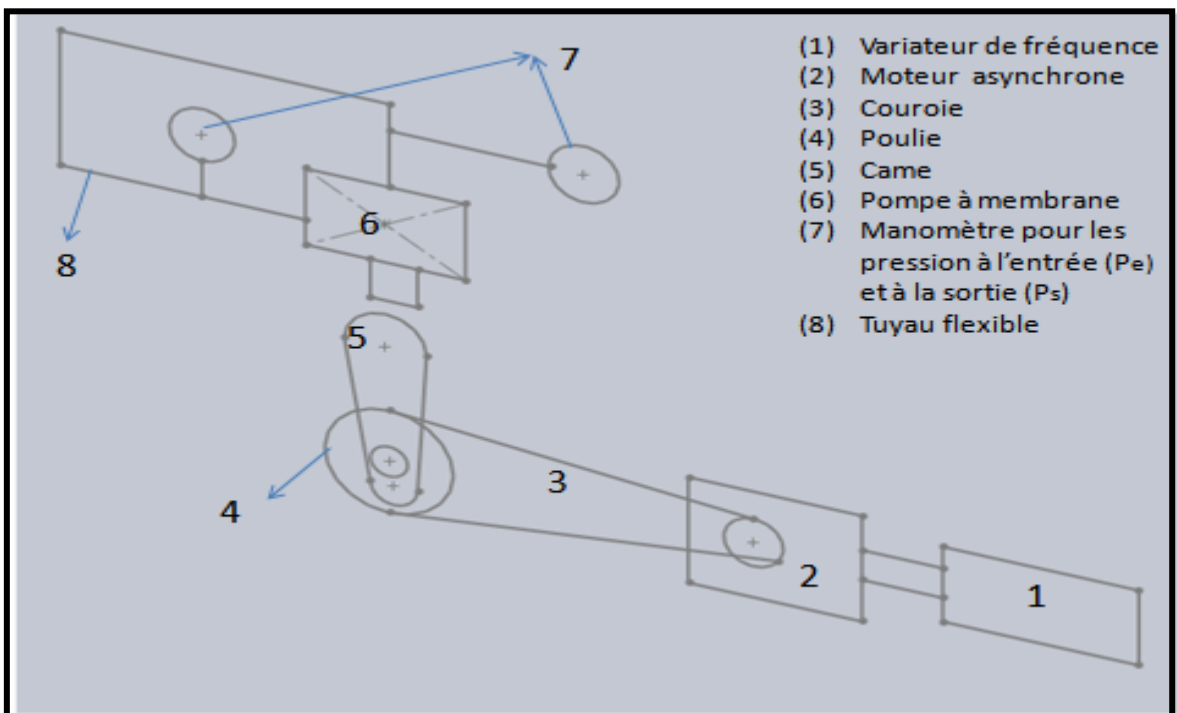


Figure III-2 : Schéma de principe du banc d'essai

Remarque : pour mesurer la différence de pression ( $P_s - P_e$ ) nous avons utilisé une échelle graduée en Colonne d'eau.

$P_s$  : pression à l'entrée de la pompe.

$P_e$  : pression à la sortie de la pompe.

### ➤ Caractéristiques du moteur



Figure III-3 : Moteur asynchrone (MAS seipee)

Tension (v) $\Delta/\lambda$	Fréquence(Hz)	Courant(A) $\Delta/\lambda$	Puissance (KW)	Vitesse de la rotation (tr/min)	Cos ( $\theta$ )
230/400	50	10.4/6.01	3	2860	0.87
277/480	60	10.4/6.01	3.6	3430	0.87

Tableau III-1 La Plaque signalétique d'un moteur asynchrone

➤ caractéristiques du variateur de fréquence

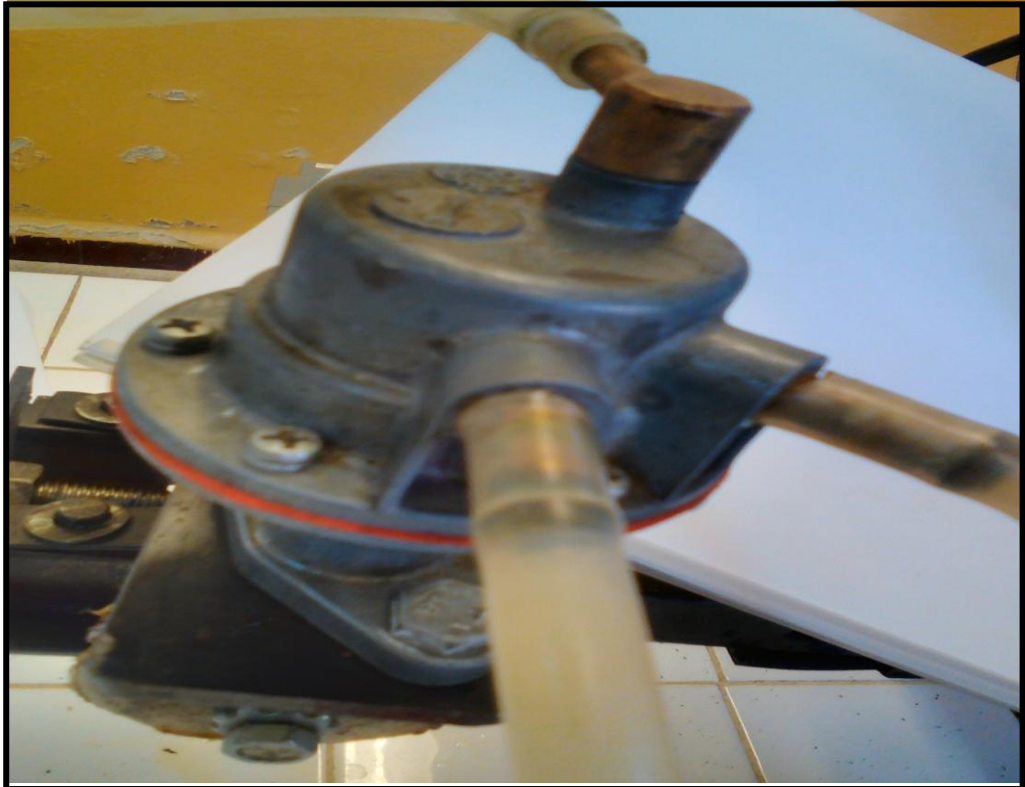


Figure III-4 : Variateur de fréquence (HITACHE)

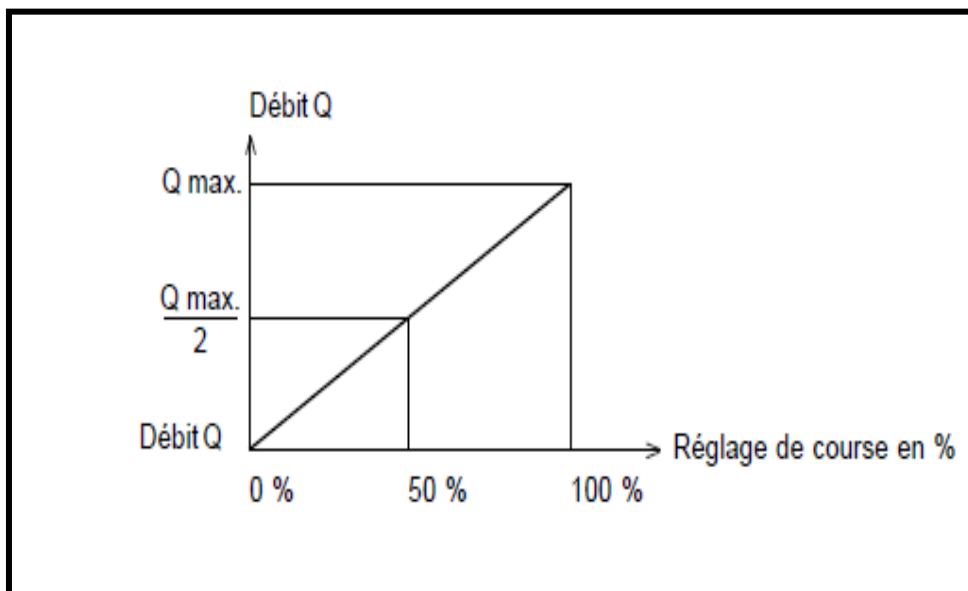
Model : L 200 – 030HF2
KW/(HP)/ : 3.0 (4)
Input/Entre : 50- 60HZ, V 1Ph A
Input/Entre : 50- 60HZ, 380-480, 3Ph 10.0A
Output/Sortie : 0.5-400HZ, 380-480V 3Ph, 7.8A
MFG No 79B T17404 AJ010 DATE :0709

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

➤ **Caractéristique de la pompe à membrane**



**Figure III-5** : Pompe à membrane



**Figure III-6** : Variation de débit volumique d'une pompe à membrane à course réglable



## III-2 Partie mesure

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

Après chaque changement de la vitesse de rotation, on attend au moins deux minutes avant de noter la valeur pour une meilleure précision

### III-2-1 Expérience avec de l'eau ( $\mu=10^{-3}$ Pa .s)

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

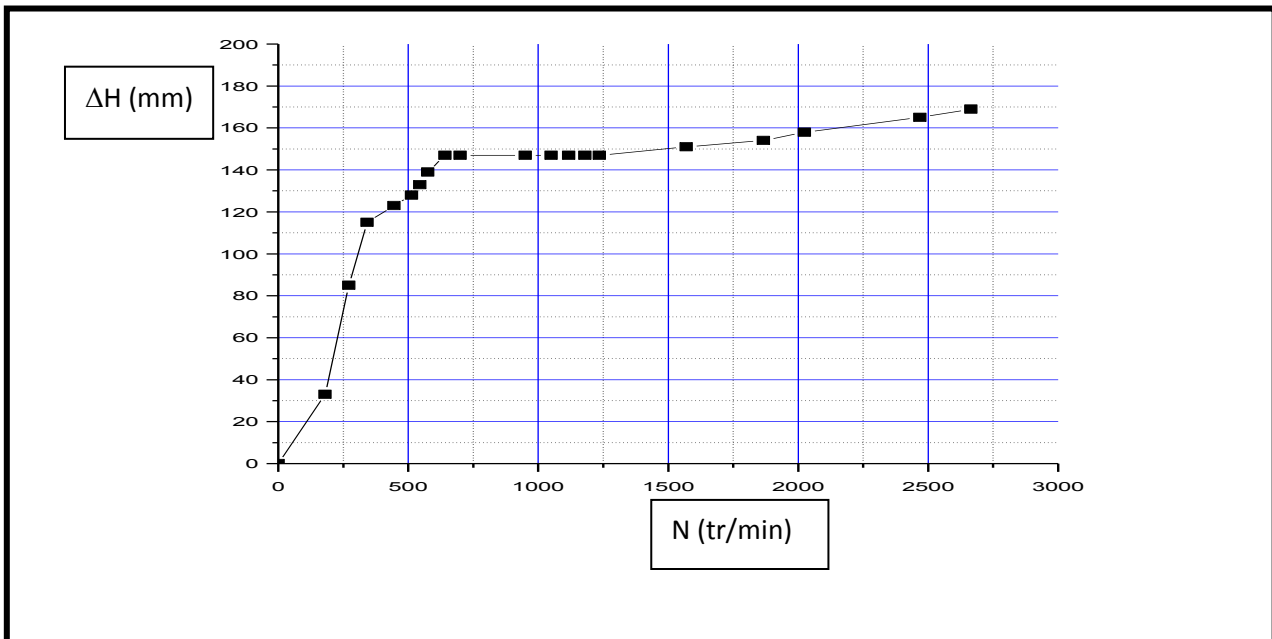
#### III-2-1-1 Influence de la pression à l'entrée de la pompe sur les pertes de charge

Dans cette partie, nous avons effectué deux expériences la première, nous avons considéré la pression effective  $P_e=36$  cm C E (où on a placé le réservoir d'alimentation plus haut que la pompe de 36 cm afin que la pression à l'entrée de la pompe soit supérieure à la pression atmosphérique), dans la deuxième expérience, nous avons considéré la pression effective  $P_e=0$  cm C E (où l'on a placé le réservoir au même niveau que la pompe pour que la pression à l'entrée de la pompe soit égale à la pression atmosphérique).

##### A- le réservoir principal plus haut que la pompe de 36 cm

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	33	85	115	123	128	133	139	147	147
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	147	147	147	147	147	151	154	158	165	169

**Tableau III-3** Le réservoir principal est a un niveau supérieur du la pompe de 36cm



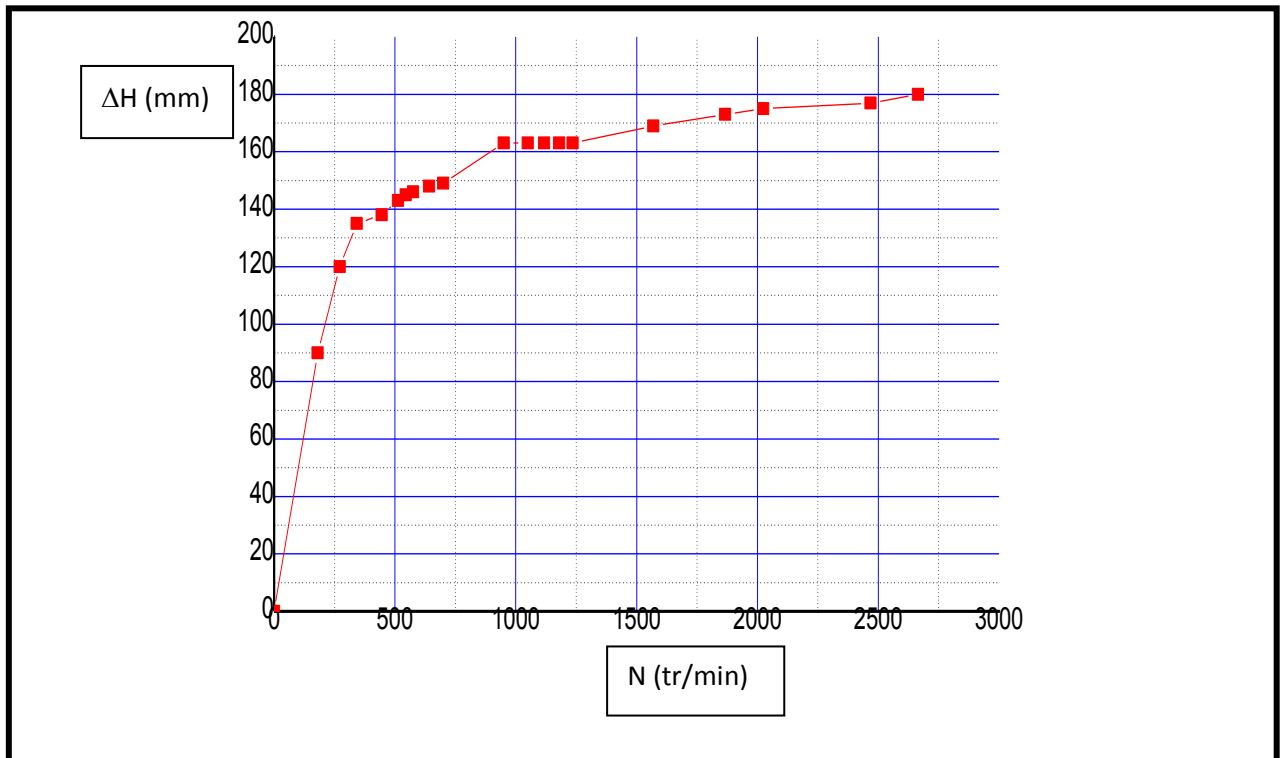
**Figure III-7 :** Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, le réservoir principal est à un niveau supérieur que la pompe de 36cm ( $P_e = P_a + 0.36 \cdot \rho \cdot g$ )

**B- le réservoir principal au même niveau que la pompe.**

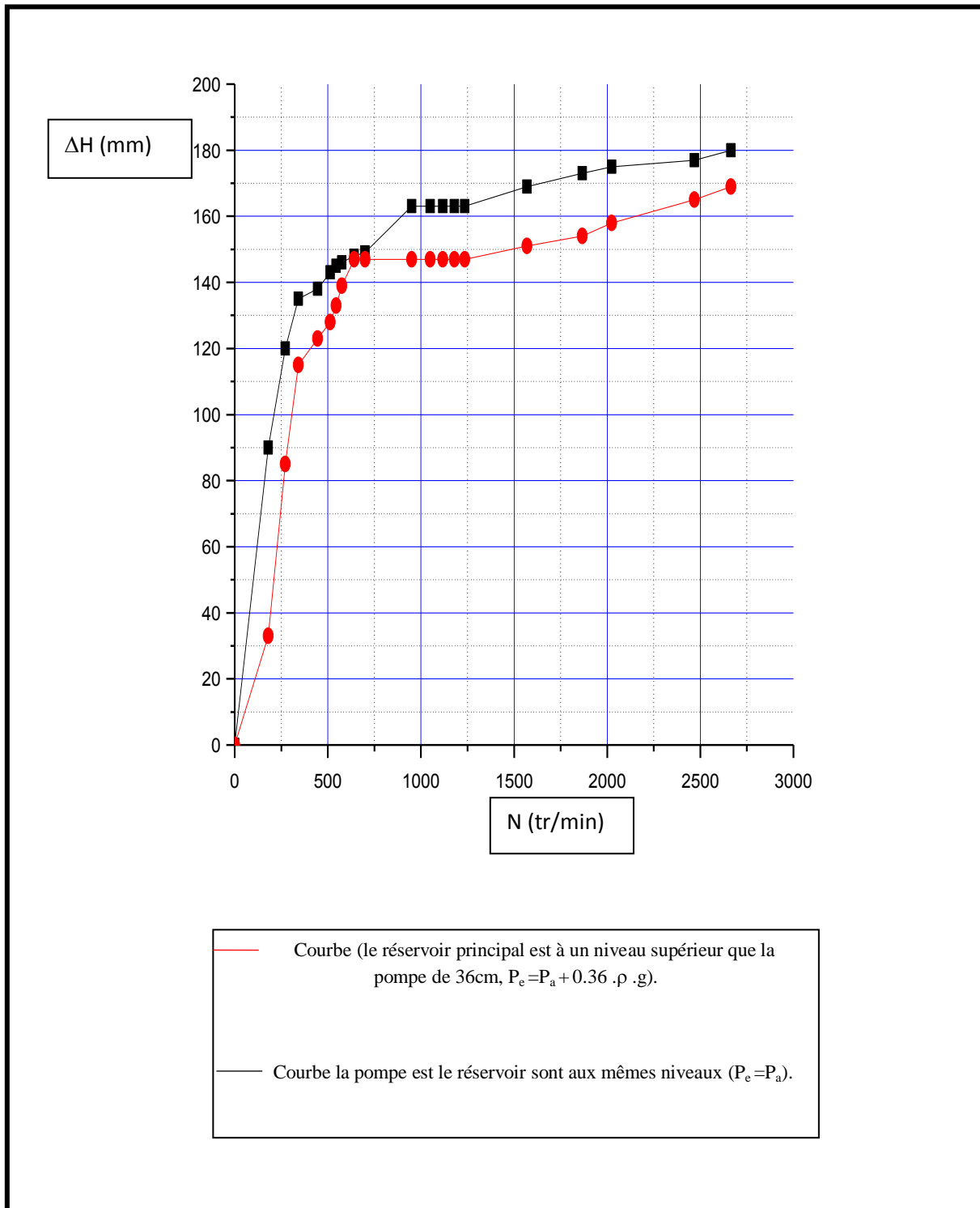
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	90	120	135	138	143	145	146	148	149
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	163	163	163	163	163	169	173	175	177	180

**Tableau III-4** la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux





**Figure III-8 :** Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux ( $P_e = P_a$ )



**Figure III-9** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation pour les deux cas ( $P_{eff}=36$  cm C E et  $P_{eff}=0$  cm C E)

**III-2-1-2 Influence de la pression extérieure appliquée sur la conduite**

Remarque : dans les essais suivants, nous avons considéré la pression effective  $P_e=36$  cm C E.

Pour appliquer plusieurs pressions sur la tuyauterie, on l'a enroulé et on l'a mis dans un bassin, à chaque fois que l'on augmente le niveau d'eau dans le bassin la pression extérieure appliquée sur la tuyauterie augmente.

Par exemple pour crier la pression  $P_1$ , on a rempli le bassin d'eau à 30% de sa capacité maximal, à 60% pour crier  $P_2$  et à 90 % pour crier  $P_3$ .  $P_0$  correspond à la pression atmosphérique.

On a considéré 4 cas :

**A- tuyauterie enroulé qui subit une pression atmosphérique  $P_0=P_a$** 

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	70	125	140	150	160	170	170	170	170
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	171	179	181	183	185	189	190	195	200	202

**Tableau III-5** la tuyauterie enroulée qui subit une pression  $P_0$

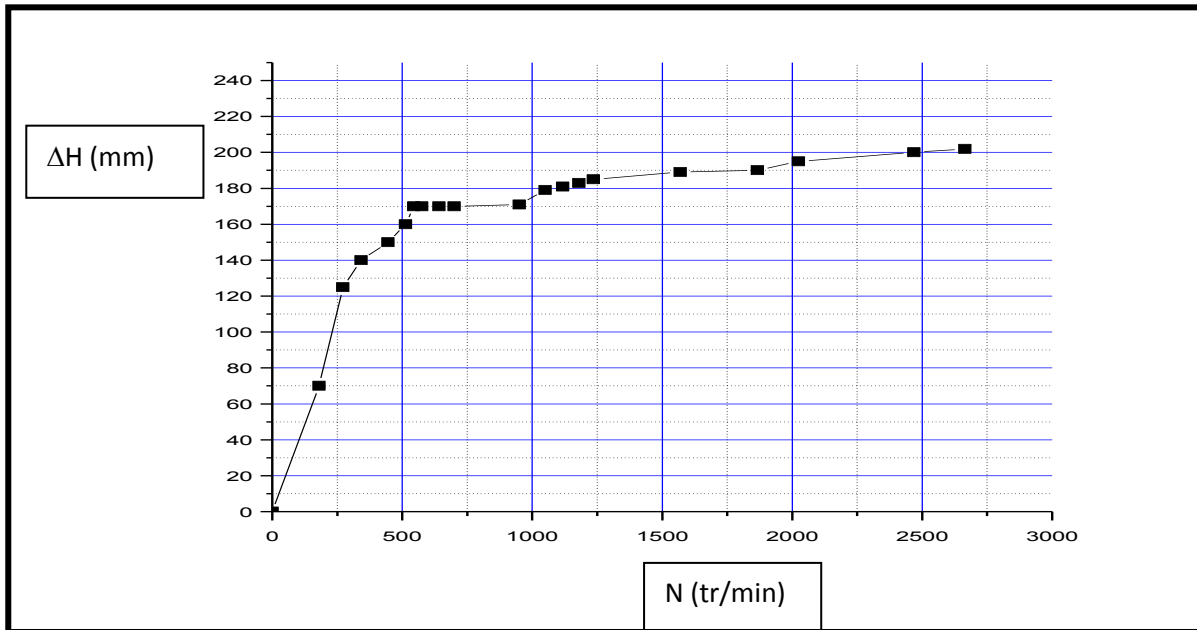


Figure III-10 : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_0=P_a$ )

**B- Tuyauterie enroulé qui subit une pression ( $P_1 = P_a + 0.3 \cdot \rho \cdot g$ )**

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	90	137	150	168	174	174	174	174	175
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	175	182	185	188	190	192	196	200	205	210

Tableau III-6 la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_1$

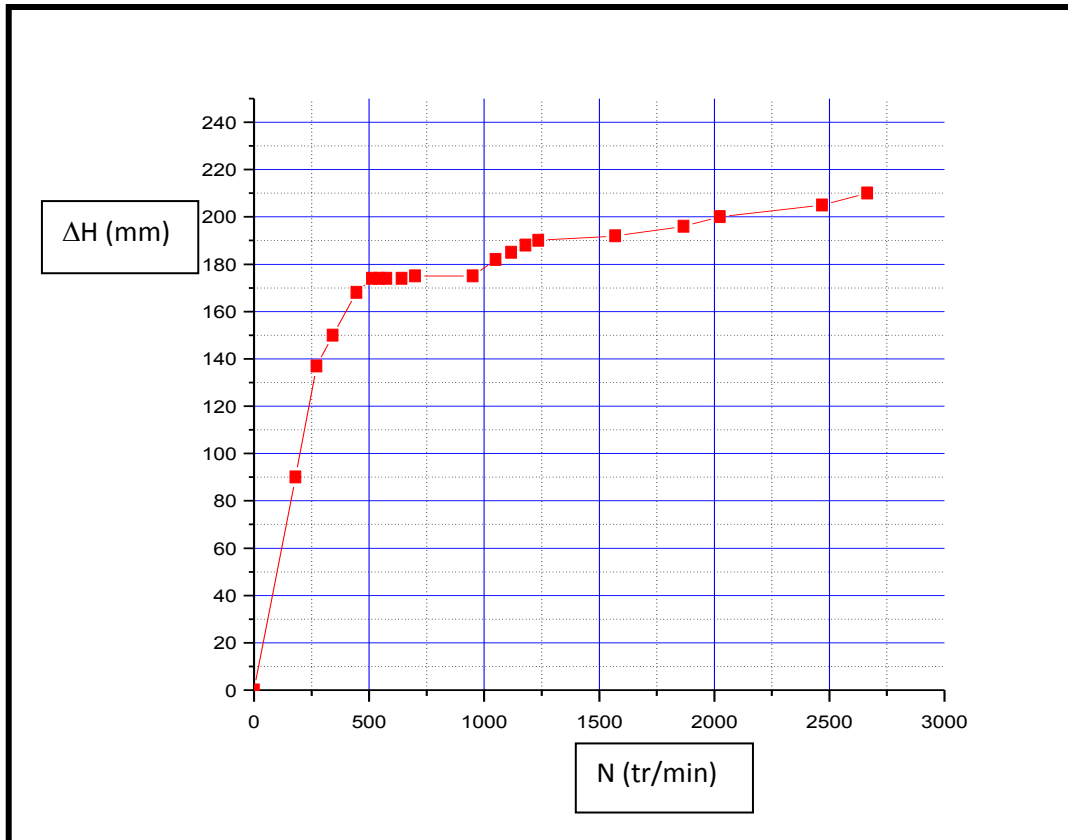


Figure III-11 : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_1 = P_a + 0.3 \cdot \rho \cdot g$ )

C- Tuyauterie enroulé qui subit une pression ( $P_2 = P_a + 0.6 \cdot \rho \cdot g$ )

Vitesse de la rotation tr/min	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
Pertes de charge mm	0	98	145	160	174	176	177	180	183	183
Vitesse de la rotation tr/min	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
Pertes de charge mm	183	183	188	190	191	194	200	204	208	214

Tableau III-7 la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_2$

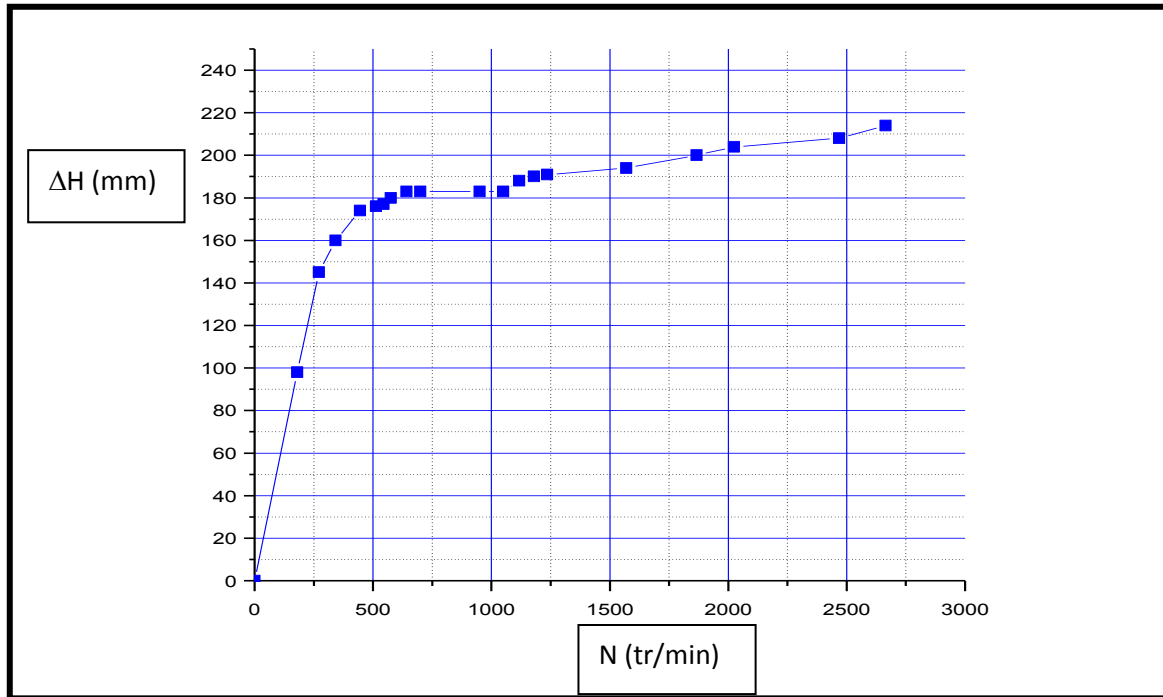


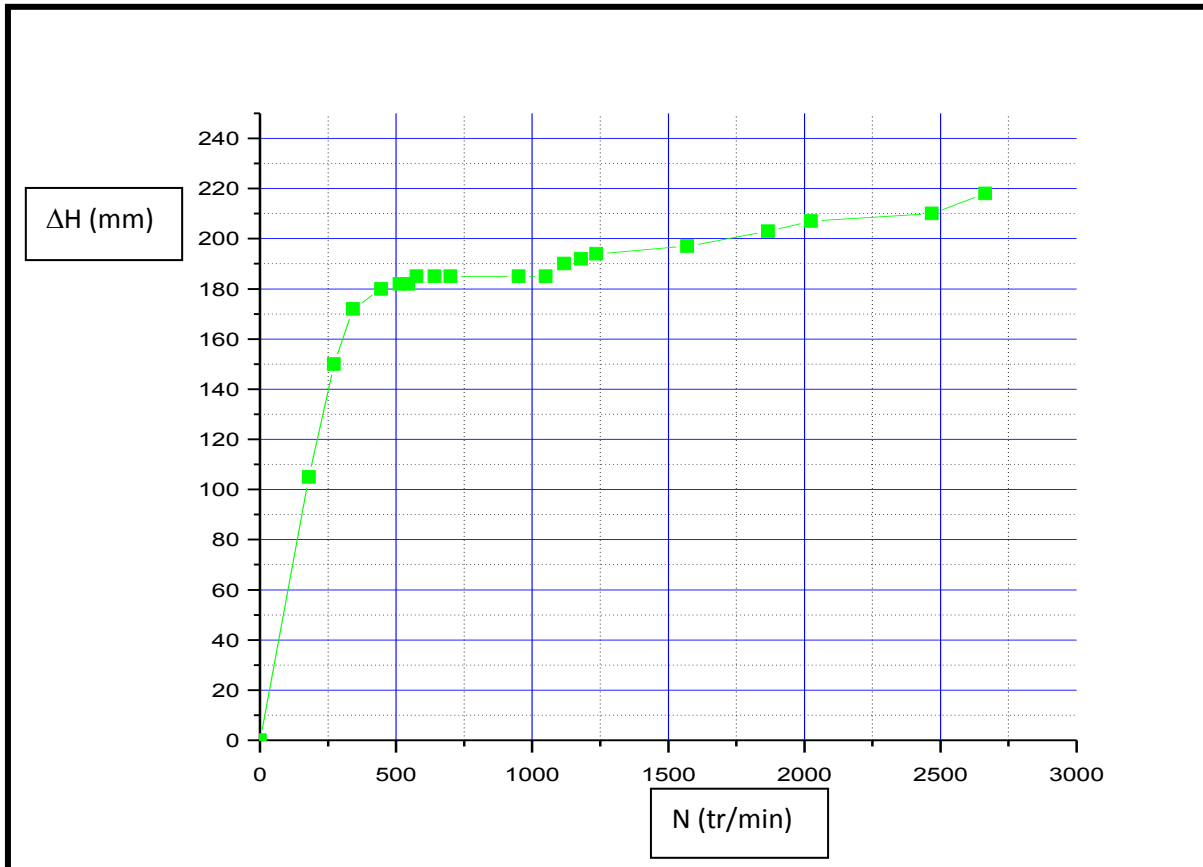
Figure III-12 : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_2 = P_a + 0.6 \cdot \rho \cdot g$ )

**D - Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_3 = P_a + 0.9 \cdot \rho \cdot g$ )**

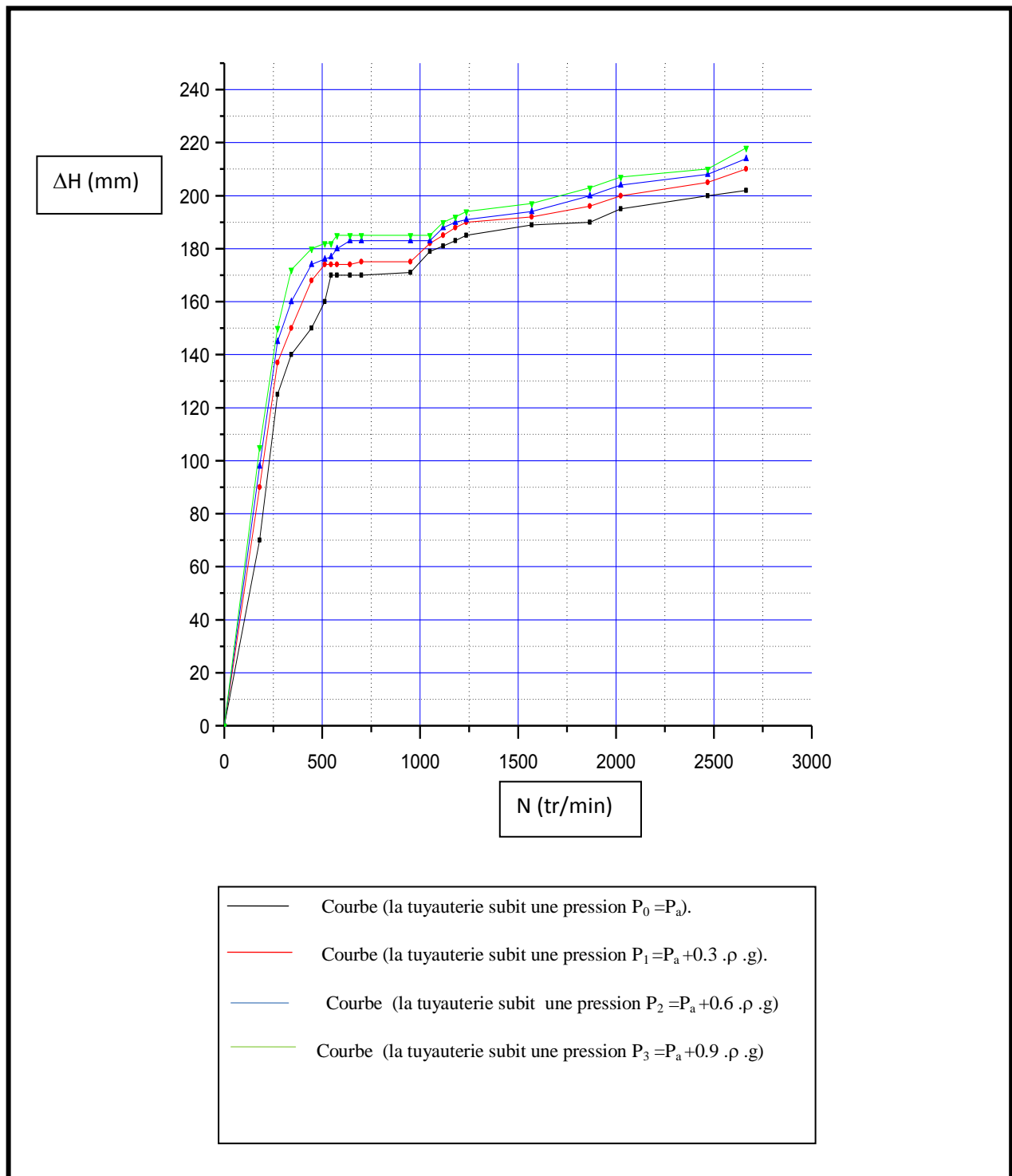
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	105	150	172	180	182	182	185	185	185
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	185	185	190	192	194	197	203	207	210	218

Tableau III-8 la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_3$



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

(La tuyauterie subit une pression  $P_3 = P_a + 0.9 \cdot \rho \cdot g$ )



**Figure III-14** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit les pressions  $P_0, P_1, P_2, P_3$ )



**III -2-2 Expérience avec un liquide visqueux ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)**

Remarque : dans cette partie, nous avons ajouté un polymère à l'eau pour avoir une viscosité  $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s, et nous avons refait toutes les expériences précédentes, la viscosité est mesurée par un viscosimètre au laboratoire des génies des procédés.

**III-2-2-1 Influence de la pression à l'entrée de la pompe sur les pertes de charge**

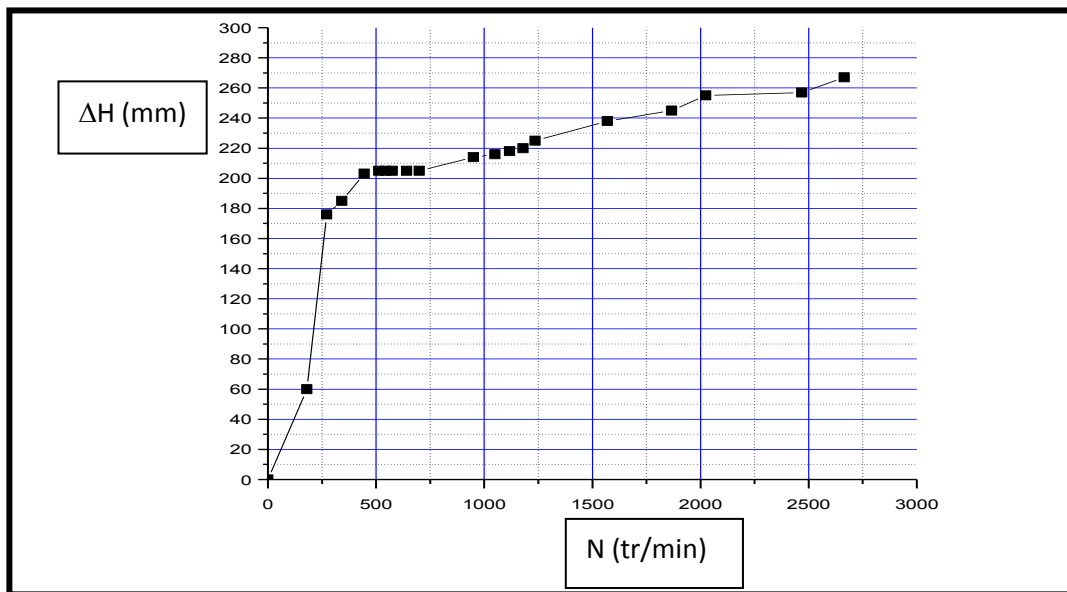
On mesure les pertes de charge pour le liquide visqueux pour les deux cas :  $P_{\text{eff}}=0$  et pour  $P_{\text{eff}}=36$  cm C E.

**A- le réservoir principal plus haut que la pompe de 36 cm ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)**

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	60	176	185	203	205	205	205	205	205
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	214	216	218	220	225	238	245	255	257	267

**Tableau III-9** le réservoir principal est a un niveau supérieur du la pompe de 36cm

( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)

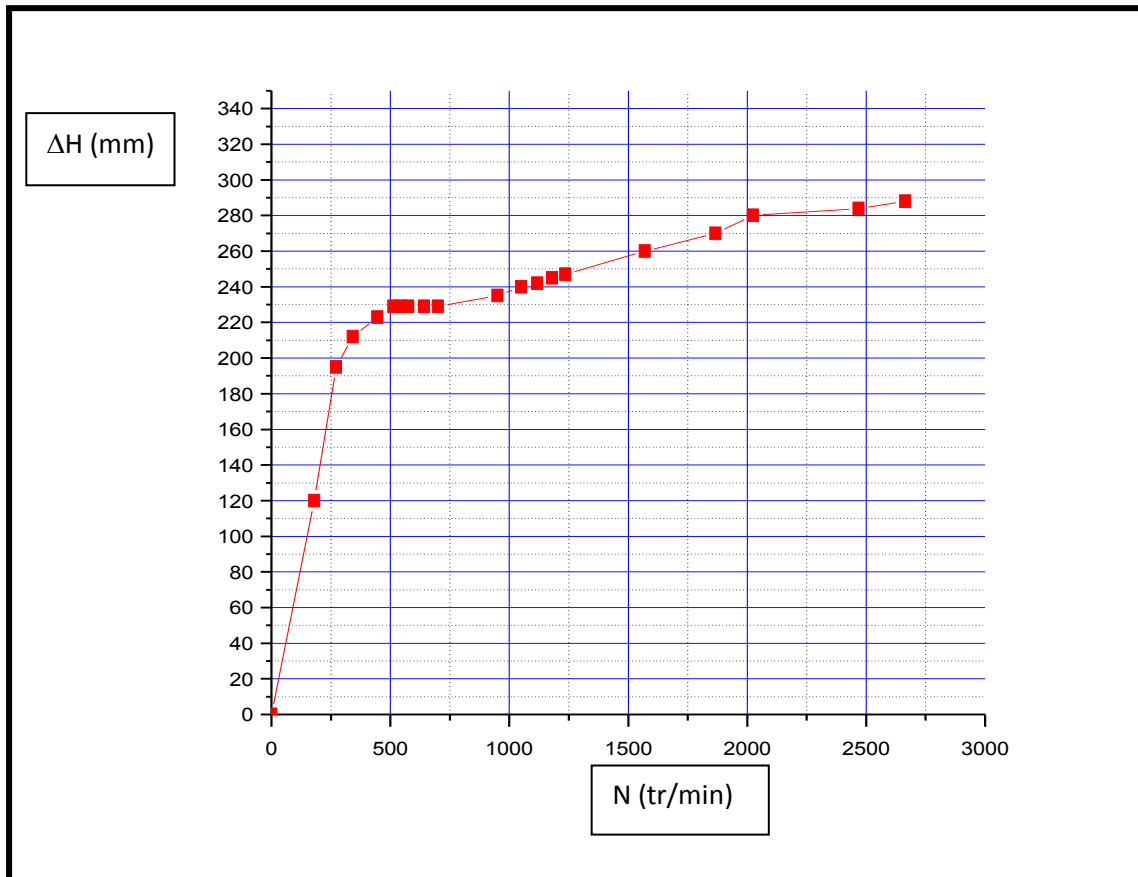


**Figure III-15 :** Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, le réservoir principal est à un niveau supérieur que la pompe de 36cm ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)

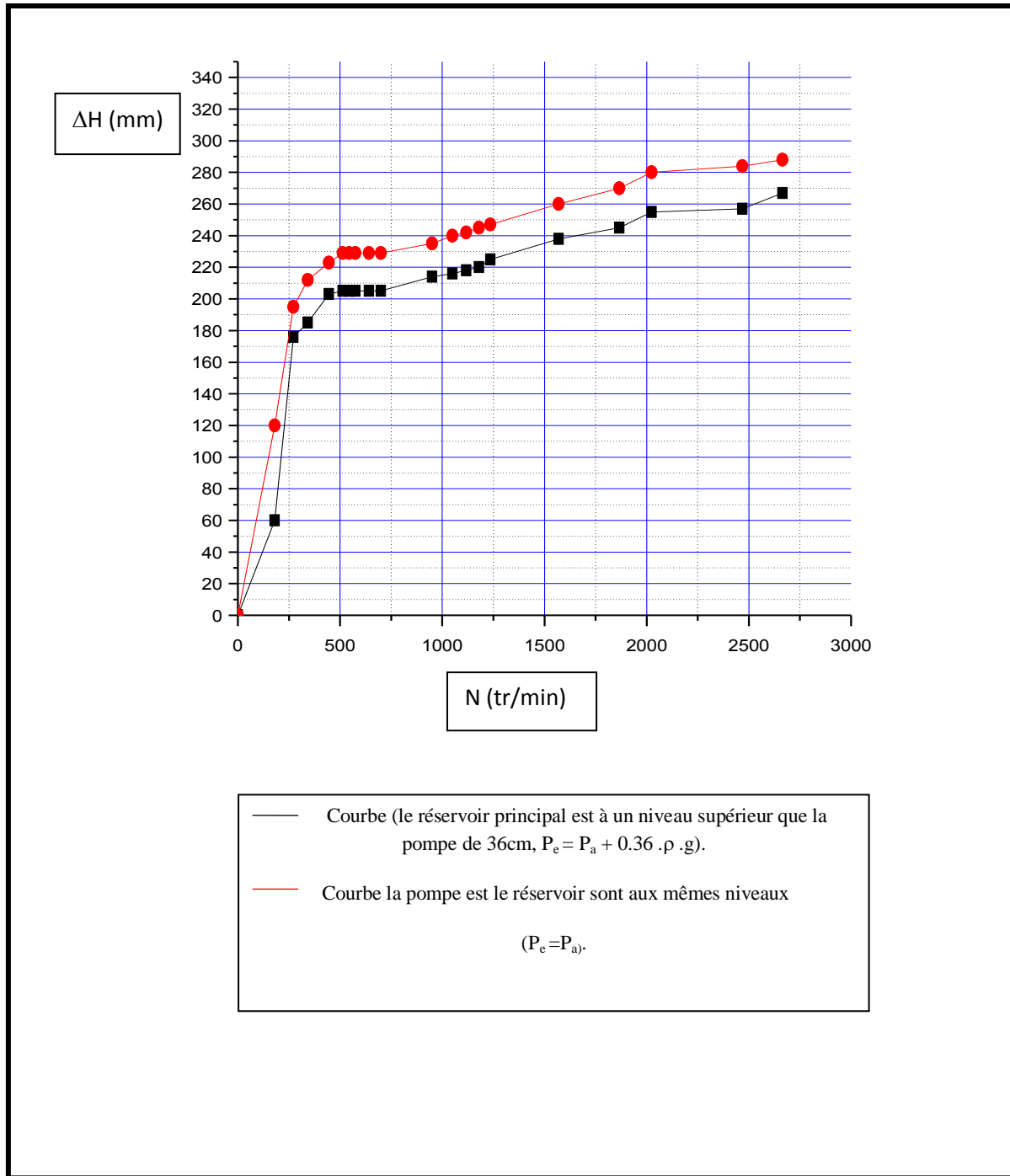
**B- le réservoir principal au même niveau que la pompe ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)**

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	120	195	212	223	229	229	229	229	229
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	235	240	242	245	247	260	270	280	284	288

**Tableau III-10** la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)



**Figure III-16 :** Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation, la pompe est le réservoir sont aux mêmes niveaux ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )



**Figure III-17** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation pour les deux cas ( $P_{eff}=36$  cm C E et  $P_{eff}=0$  cm C E,  $\mu=6.42 \cdot 10^{-3}$  Pa .s)

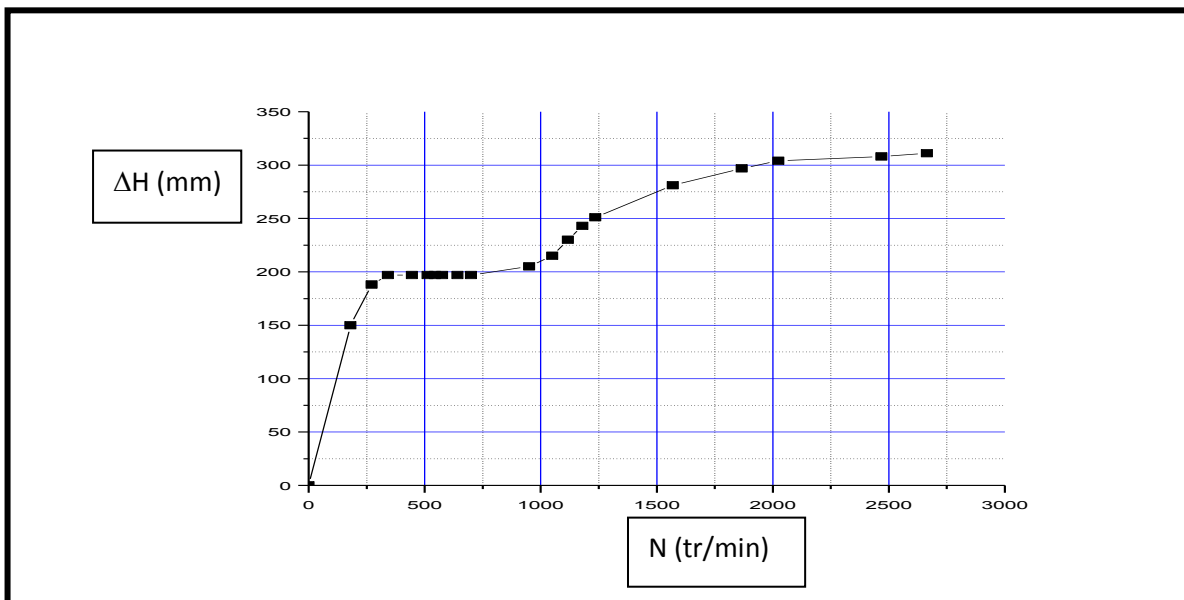
**III- 2-2-2 Influence de la pression extérieure appliquée sur la conduite**

( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

**A- tuyauterie enroulé qui subit une pression atmosphérique ( $P_0 = P_a$  et  $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )**

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	150	188	197	197	197	197	197	197	197
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	205	215	230	243	251	281	297	304	308	311

**Tableau III-11** la tuyauterie enroulée qui subit une pression  $P_0$  ( $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )



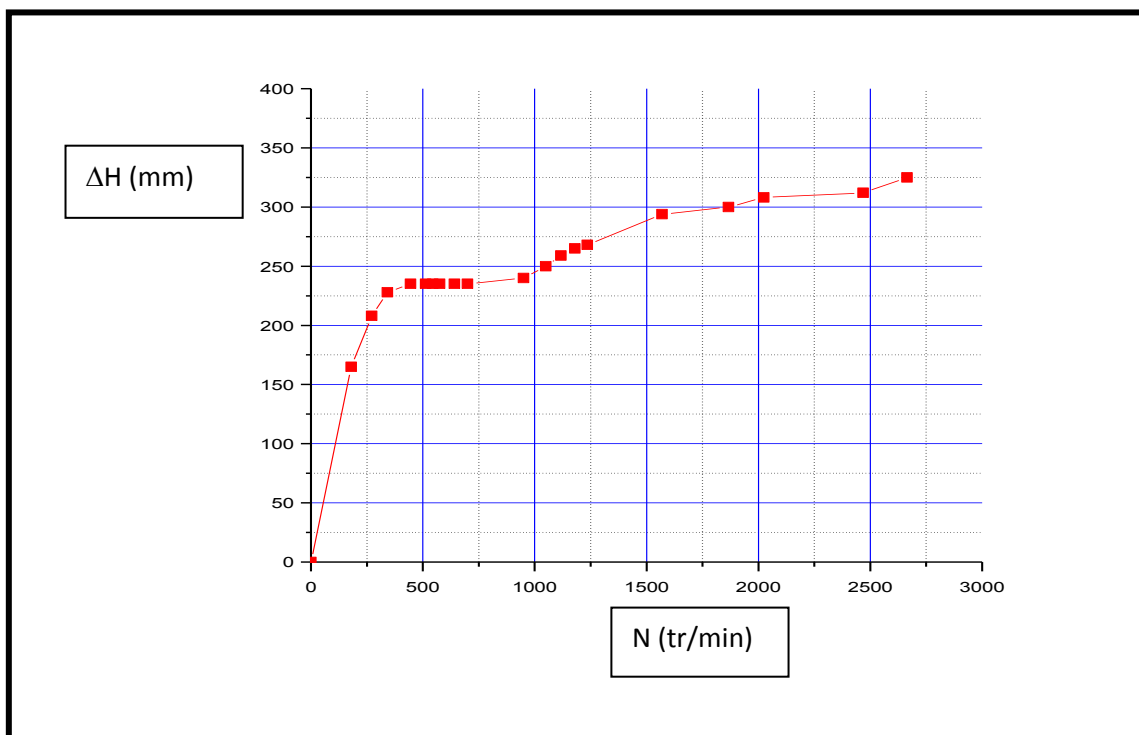
**Figure III-18** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_0$  et  $\mu=6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

**B- Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_1 = P_a + 0.3 \cdot \rho \cdot g$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )**

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	165	208	228	235	235	235	235	235	235
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	240	250	259	265	268	294	300	308	312	325

**Tableau III-12** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_1$  ( $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )



**Figure III-19** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_1$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

C- Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_2 = P_a + 0.6 \cdot \rho \cdot g$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

Vitesse de la rotation tr/min	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
Pertes de charge mm	0	185	226	243	253	253	253	253	253	253
Vitesse de la rotation tr/min	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
Pertes de charge mm	256	260	270	273	275	302	305	315	320	333

Tableau III-13 la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_2$  ( $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

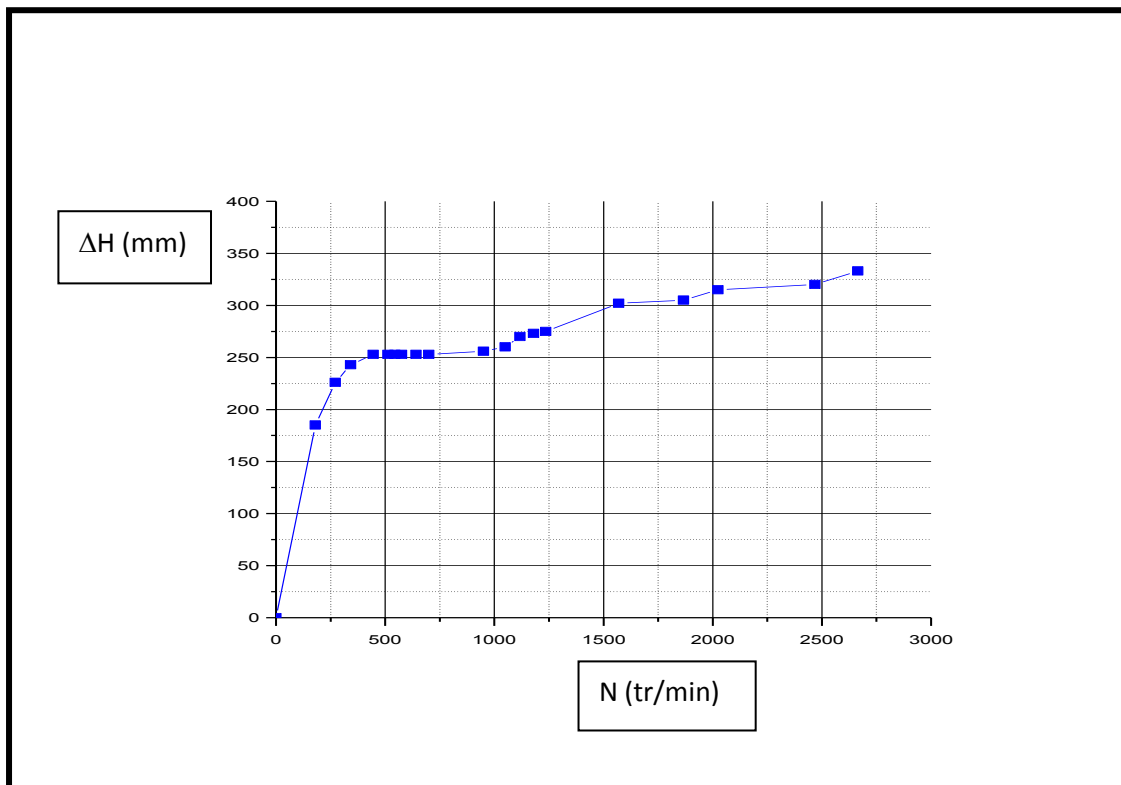


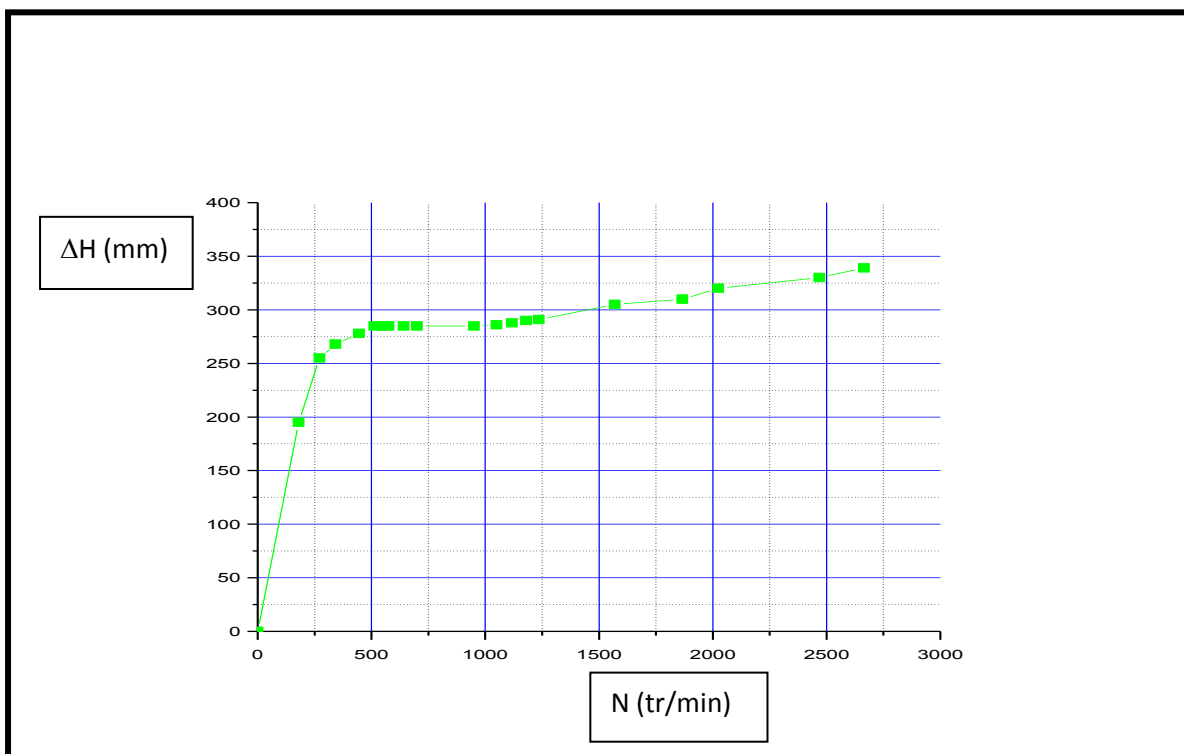
Figure III-20 : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_2$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

**D - Tuyauterie enroulé qui subit à une pression ( $P_3 = P_a + 0.9 \cdot \rho \cdot g$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )**

<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	0	180	272	342	445	513	545	575	642	700
<b>Pertes de charge mm</b>	0	195	255	268	278	285	285	285	285	285
<b>Vitesse de la rotation tr/min</b>	950	1050	1118	1180	1235	1570	1867	2024	2469	2665
<b>Pertes de charge mm</b>	285	286	288	290	291	305	310	320	330	339

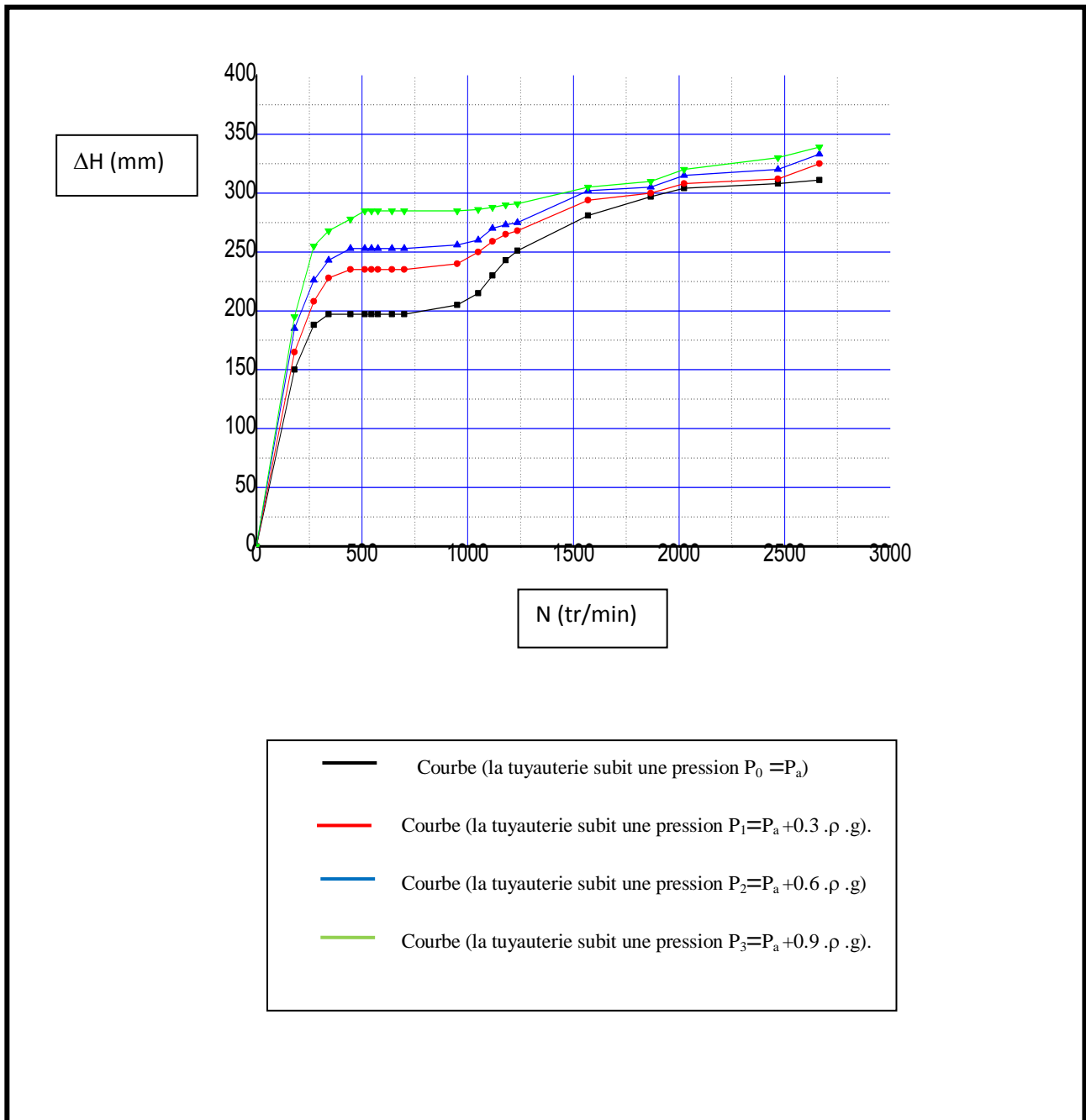
**Tableau III-14** la tuyauterie enroulé qui subit une pression  $P_3$  ( $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )



**Figure III-21** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse la rotation

(La tuyauterie subit une pression  $P_3$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )





**Figure III-22** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(La tuyauterie subit les pressions  $P_0, P_1, P_2, P_3$  et  $\mu = 6.42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ )

Remarque : dans cette partie expérimentale, on a étudié les variations des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation.

On veut trouver une relation qui relie le débit volumétrique à la vitesse de rotation  $Q_v = f(N)$ .

Pour cela, comme nous ne disposons pas de débitmètre, nous avons mesuré le volume de liquide débite pendant un temps  $\Delta t$ .

On a :

$$Q_v = v/\Delta t$$

Pour la pompe à membrane :

$$Q_v = K \cdot N$$

Avec

$Q_v$  : débit volumique en (l/min)

$N$  : vitesse de rotation en (tr/min) mesuré avec un tachymètre

$K$  : c'est la cylindrée de la pompe en (l/tr)

Par exemple :

Pour la vitesse :  $N=1570$  tr/min, le débit volumique :  $Q_v=1$  l/min

$$\left. \begin{array}{l} N=1570 \text{ tr/min} \\ Q_v=1 \text{ l/min} \end{array} \right\} \longrightarrow K=1/1570$$

Alors

$$Q_v = (1/1570) \cdot N \quad (\text{III.1})$$

Pour passer de la vitesse de rotation au débit volumique, il suffit Just de diviser sur le 1570.

### III-3 Etude comparative

L'étude sera consacrée la comparaison des résultats obtenus avec de l'eau et à ceux obtenues avec le liquide visqueux.

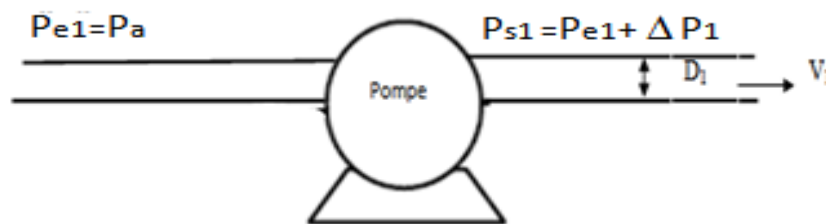
### III-3-1 Comparaison des variations des pertes de charge en fonction de la pression à l'entrée de la pompe

Dans un premier essai, on a mis le réservoir au même niveau que la pompe (ce qui veut dire, la pression à l'entrée de la pompe est égale à la pression atmosphérique), dans le deuxième essai, on a placé le réservoir plus haut que la pompe de 36cm (afin de créer une pression  $P_{e2} = P_a + \Delta P_2$ ).

D'après les figures III-10 et III-18, on remarque que les pertes de charge dans le premier essai sont supérieures à celles du deuxième essai, ce qui veut dire que les pertes de charge diminuent quand la pression à l'entrée de la pompe augmente, ce qu'on va démontrer :

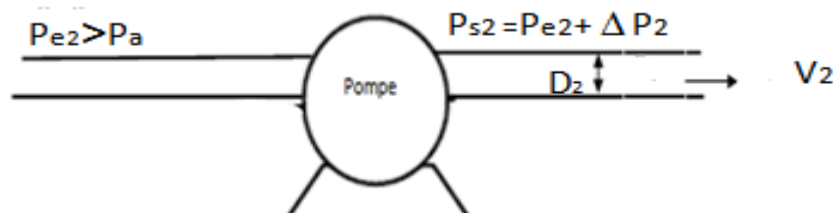
On a

- 1<sup>er</sup> cas :  $P_{e1} = P_a$



- La pression à l'entrée de la pompe est égale à la pression atmosphérique ( $P_{e1} = P_a$ )
- La pression à la sortie de la pompe est égale ( $P_{s1} = P_{e1} + \Delta P_1$ )
- Le diamètre de la tuyauterie  $D_1$
- La vitesse du fluide  $V_1$

- 2<sup>ème</sup> cas :  $P_{e2} > P_a$



Pour avoir  $P_{e2} > P_a$ , nous avons mis le réservoir d'alimentation au dessus de la pompe.

- La pression à l'entrée de la pompe est supérieure à la pression atmosphérique ( $P_{e2} > P_a$ )

- La pression à la sortie de la pompe est égale ( $P_{s2} = P_{e2} + \Delta P_2$ )

- Le diamètre de la tuyauterie  $D_2$

- La vitesse du fluide  $V_2$

Pour :  $N_1 = N_2$

$$Q_{v1} = Q_{v2} \text{ (caractéristique de la pompe à membre)}$$

$$S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2$$

$$D_1^2 \cdot V_1 = D_2^2 \cdot V_2 \quad (\text{III.2})$$

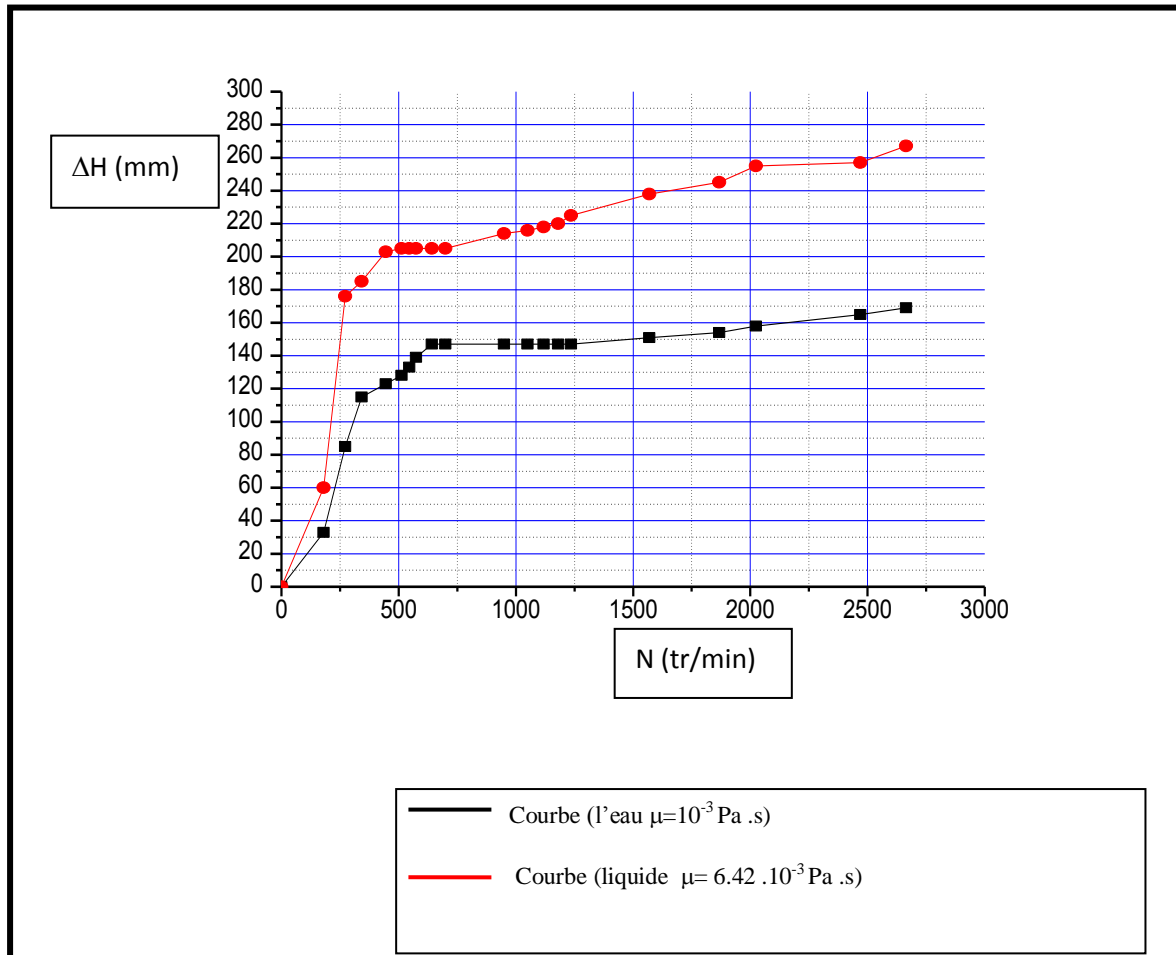
On a la pression à la sortie de la pompe dans le 2<sup>ème</sup> cas ( $P_{s2}$ ) est supérieure à la pression à celle du 1<sup>er</sup> cas ( $P_{s1}$ ), et comme le tuyau est élastique alors le diamètre  $D_2$ , est supérieur au diamètre  $D_1$ .

$$D_2 > D_1 \text{ (car } P_{s2} > P_{s1}) \implies V_2 < V_1$$

$$(\text{III.2}) \implies$$

$$(D_2/D_1)^2 = V_1/V_2 > 1$$

Comme les pertes de charge sont proportionnelles à  $V^2$  donc les pertes de charge dans le 1<sup>er</sup> cas sont supérieures à celles du 2<sup>ème</sup> cas.

**III-3-2 Comparaison des variations des pertes de charge entre l'eau et le liquide visqueux**

**Figure III-23** : Variation des pertes de charge en fonction de la vitesse de rotation

(L'eau et liquide visqueux)

D'après la figure III-24, on remarque qu'après une certaine vitesse les pertes de charge ont presque doublé quand on a ajouté un polymère à l'eau.

On a

$$Q_V = V_{(\text{eau})} \cdot D_{(\text{eau})} = V_{(\text{polymère})} \cdot D_{(\text{polymère})}$$

$$V_{(\text{eau})} / V_{(\text{polymère})} = D_{(\text{polymère})} / D_{(\text{eau})} \quad (\text{III.3})$$

$$\Delta H_r = \lambda \cdot L \cdot V_{\text{moy}}^2 / D \cdot 2 \cdot g$$

$$\text{Re} = V_{\text{moy}} \cdot D / \nu$$

Détermination du régime d'écoulement:

On a

$$D = 10^{-2} \text{ m}$$

$$V_{\text{moy}} = 0.2 \text{ m/s}$$

$$\nu = 1.31 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s (pour l'eau)}$$

Application numérique :

$$\text{Re} = (0.2 \cdot 10^{-2}) / 1.31 \cdot 10^{-6}$$

$$\text{Re} = 1527 < 2200 \quad \Longrightarrow \quad \text{le régime est laminaire}$$

$$\lambda = 64 / \text{Re}$$

$$\lambda = 64 \cdot \nu / V_{\text{moy}} \cdot D$$

$$\Delta H_r = 64 \cdot \nu \cdot L \cdot V_{\text{moy}}^2 / D \cdot 2 \cdot g \cdot V_{\text{moy}} \cdot D$$

$$\Delta H_r = 32 \cdot \nu \cdot L \cdot V_{\text{moy}} / D^2 \cdot g$$

On a

$$\Delta H_{r(\text{eau})} = 32 \cdot \nu_{(\text{eau})} \cdot L \cdot V_{(\text{eau})} / D_{(\text{eau})}^2 \cdot g \quad (\text{III.4})$$

$$\Delta H_{r(\text{polymère})} = 32 \cdot \nu_{(\text{polymère})} \cdot L \cdot V_{(\text{polymère})} / D_{(\text{polymère})}^2 \cdot g \quad (\text{III.5})$$

(III.4) / (III.5)  $\Longrightarrow$ 

$$\Delta H_{r(eau)} / \Delta H_{r(polymère)} = (v_{(eau)} \cdot V_{(eau)} \cdot D_{(polymérie)}^2) / (D_{(eau)}^2 \cdot v_{(polymère)} \cdot V_{(polymérie)})$$

(III.3)  $\Longrightarrow$ 

$$\Delta H_{r(eau)} / \Delta H_{r(polymère)} = (v_{(eau)} \cdot D_{(polymérie)} \cdot D_{(polymérie)}^2) / (D_{(eau)}^2 \cdot v_{(polymère)} \cdot D_{(eau)})$$

$$\Delta H_{r(eau)} / \Delta H_{r(polymère)} = (v_{(eau)} / v_{(polymère)}) \cdot (D_{(polymérie)} / D_{(eau)})^3 \quad (III.6)$$

D'après l'équation III.6

On déduit que si la tuyauterie utilisée été rigide le terme  $(D_2/D_1)$  égal à 1 car le diamètre des conduites rigides ne varie pas alors :

$$\Delta H_{r(eau)} / \Delta H_{r(polymère)} = v_{(eau)} / v_{(polymère)} \quad (III.7)$$

Ce qui veut dire que les pertes de charge avec des conduites rigides sont en relation de corrélation directe avec la viscosité.

Par contre, pour notre cas, on remarque que : quand on a multiplié la viscosité par six les pertes de charge non même pas doublées ce qui est due à la variation des diamètres des conduites

### III-3-3 Comparaison des variations des pertes de charge en fonction de la pression extérieure appliquée sur les conduites

D'après les figures III-15 et III-23 on Remarque que les pertes de charge augmentent à chaque fois que la pression extérieure augmente.

Cette augmentation des pertes de charge est due au fait : quand la pression augmente alors les forces qui agissent sur la surface latérale des conduites ( $P=F/S$ ) ce qui provoque la diminution de diamètre des conduits vus qu'elles sont élastiques.

Démonstration:

$$P_0 < P_1 < P_2 < P_3$$

$$F_0/S_0 < F_1/S_1 < F_2/S_2 < F_3/S_3$$

$$F_0 / \pi \cdot D_0 \cdot L < F_1 / \pi \cdot D_1 \cdot L < F_2 / \pi \cdot D_2 \cdot L < F_3 / \pi \cdot D_3 \cdot L$$

$$F_0/D_0 < F_1/D_1 < F_1/D_1 < F_2/D_2 < F_3/D_3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_0/D_0 < F_1/D_1 \quad (\text{III.6}) \\ F_1/D_1 < F_2/D_2 \quad (\text{III.7}) \\ F_2/D_2 < F_3/D_3 \quad (\text{III.8}) \end{array} \right.$$

(III.6)  $\Longrightarrow$

$$D_1/D_0 < F_1/F_0 \text{ (car } F_1 > F_0)$$

Alors

$$D_1 < D_0 \quad (\text{III.9})$$

(III.7)  $\Longrightarrow$

$$D_2/D_1 < F_2/F_1 \text{ (car } F_2 > F_1)$$

Alors

$$D_2 < D_1 \quad (\text{III.10})$$

(III.8)  $\Longrightarrow$

$$D_3/D_2 < F_3/F_2 \text{ (car } F_3 > F_2)$$

Alors

$$D_3 < D_2 \quad (\text{III.11})$$

(III.9) et (III.10) et (III.11)  $\Longrightarrow$

$$D_3 < D_2 < D_1 < D_0$$

On aussi

$$\Delta H_{r0} = \lambda \cdot L \cdot V_{\text{moy}0}^2 / D_0 \cdot 2 \cdot g \quad (\text{III.12})$$

$$\Delta H_{r1} = \lambda \cdot L \cdot V_{\text{moy}1}^2 / D_1 \cdot 2 \cdot g \quad (\text{III.13})$$

$$\Delta H_{r2} = \lambda \cdot L \cdot V_{\text{moy}2}^2 / D_2 \cdot 2 \cdot g \quad (\text{III.14})$$

$$\Delta H_{r3} = \lambda \cdot L \cdot V_{\text{moy}3}^2 / D_3 \cdot 2 \cdot g \quad (\text{III.15})$$



Pour

$$\left. \begin{array}{l} N_0 = N_1 = N_2 = N_3 \\ Q_{v0} = Q_{v1} = Q_{v2} = Q_{v3} \\ D_3 < D_2 < D_1 < D_0 \end{array} \right\} \Longrightarrow V_{\text{moy}0} < V_{\text{moy}1} < V_{\text{moy}2} < V_{\text{moy}3}$$

(III.12) / (III.13)

$$\Delta H_{r0} / \Delta H_{r1} = V_{\text{moy}0}^2 \cdot D_1 / D_0 \cdot V_{\text{moy}1}^2 < 1 \quad (\text{car } D_0 > D_1 \text{ et } V_{\text{moy}0} < V_{\text{moy}1})$$

Alors

$$\Delta H_{r0} < \Delta H_{r1} \quad (\text{III.16})$$

(III.14)/(III.15)

$$\Delta H_{r2} / \Delta H_{r3} = V_{\text{moy}2}^2 \cdot D_3 / D_2 \cdot V_{\text{moy}3}^2 < 1 \quad (\text{car } D_2 > D_3 \text{ et } V_{\text{moy}2} < V_{\text{moy}3})$$

Alors

$$\Delta H_{r2} < \Delta H_{r3} \quad (\text{III.17})$$

(III.13)/(III.14)

$$\Delta H_{r1} / \Delta H_{r2} = V_{\text{moy}1}^2 \cdot D_2 / D_1 \cdot V_{\text{moy}2}^2 < 1 \quad (\text{car } D_2 > D_1 \text{ et } V_{\text{moy}2} < V_{\text{moy}1})$$

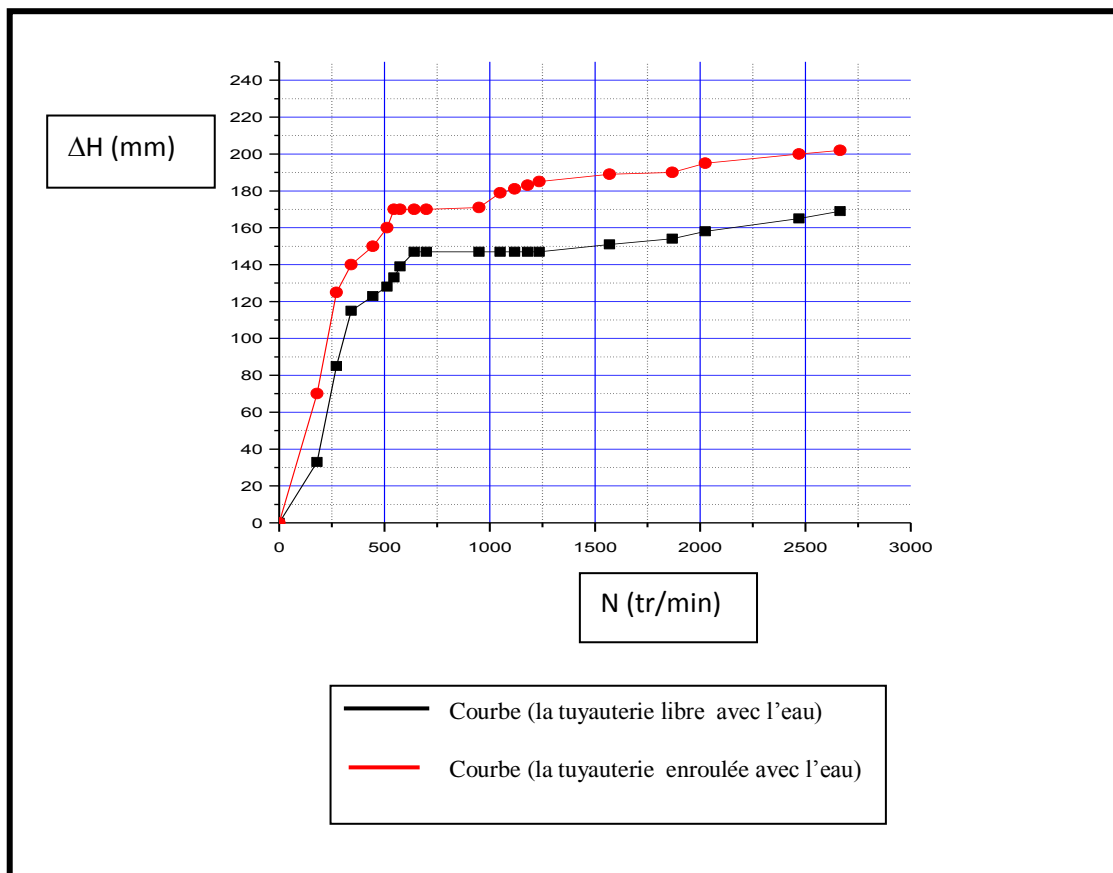
Alors

$$\Delta H_{r1} < \Delta H_{r2} \quad (\text{III.18})$$

(III.16) et (III.17) et (III.18)

$$\Delta H_{r0} < \Delta H_{r1} < \Delta H_{r2} < \Delta H_{r3} \quad (\text{III.19})$$

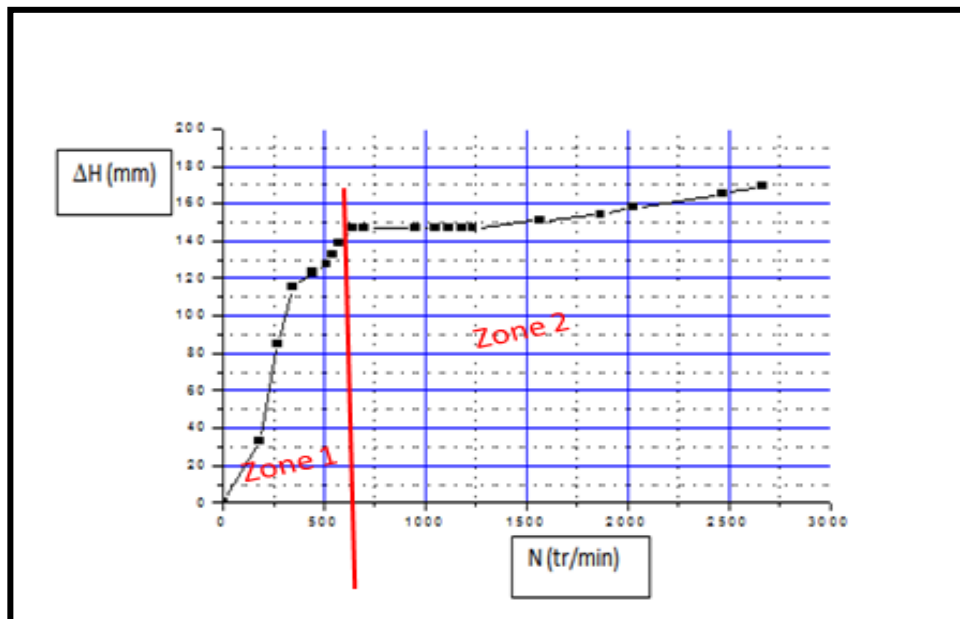
### III-3-4 Comparaison des variations des pertes de charge entre la tuyauterie libre et enroulée



**Figure III-24** : Variation des pertes de charge en fonction vitesse de la rotation pour la tuyauterie libre et enroulée

D'après la figure III-25, on constate que l'enroulement engendre une augmentation des pertes de charge, ce qui est tout à fait logique vu que quand la tuyauterie est enroulée, on a créé plusieurs coudes larges en forme U, ce qui augmente les pertes de charge singulière qui s'ajoutent aux pertes de charge linéaire, par contre quand la tuyauterie est relâchée les pertes de charge singulière, sont nulles à cause de l'inexistence des coudes.

### III-3-5 Comparaison des variations des pertes de charge dans un circuit fermé entre les conduites élastiques et rigides



**Figure III-25** : Variation des pertes de charge en fonction vitesse de la rotation

Qualitativement les pertes de charge présentent deux zones distinctes :

Dans la première zone : les pertes de charge ont une allure quadratique, le tuyau élastique se comporte comme un tuyau rigide (voire la figure I-20).

Dans la deuxième zone : qui commence à partir d'une certaine vitesse de rotation (625 tr /min) par conséquent à partir d'une certaine pression, l'allure de la courbe devient presque horizontale. Les pertes de charge augmentent très lentement : l'augmentation du débit provoque l'augmentation de la pression qui provoque l'augmentation du diamètre et par conséquent un accroissement faible des pertes de charge.

## Conclusion

Dans ce chapitre, l'étude expérimentale des pertes de charge dans un circuit fermé avec des conduites élastiques nous a permis de tirer comme conclusion :

- A chaque fois qu'on augmente, la pression extérieure appliquée sur la tuyauterie les pertes de charge augmente aussi, ce qui est dues aux diminutions de diamètre des conduites à cause des forces extérieures appliquées sur les surfaces latérales des conduites.
- Quand on augmente la pression à l'entrée de la pompe les pertes de charge dans le circuit diminuent.
- Une importante augmentation de la viscosité engendre des variations des pertes de charge relativement faibles.
- Dans un circuit fermé la variation des pertes de charge dans les conduites élastiques diffère de celles des conduites rigides.

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire, porte sur l'étude expérimentale des pertes de charge dans un circuit fermé avec des conduites souples.

Nous avons mené en premier lieu dans le premier et le deuxième chapitre une recherche sur la mécanique des fluides et sur les pompes, très utile pour mieux intégrer le troisième chapitre « la partie pratique » vu que cette partie pratique est une étude expérimentale sur les pertes de charge alors avoir les notions de base sur la mécanique des fluides et les pompe est indispensable.

En second lieu l'étude expérimentale nous a permis de constater les difficultés inhérentes aux domaines expérimentaux, les résultats obtenus ne sont validés qu'en refaisant l'expérience plusieurs fois.

A partir des résultats obtenus, on a tiré comme conclusion :

- Contrairement aux conduites rigides, les conduites souples sont troublées par les pressions extérieures appliquées sur elles.
- Les variations des pertes de charge s'opposent aux variations de la pression à l'entrée de la pompe vue qu'à chaque fois que l'on augmente la pression à l'entrée de la pompe les pertes de charge dans le circuit diminuent.
- Dans les circuits rigides la variation des pertes de charge est similaire aux variations de la viscosité si l'on double la viscosité les pertes de charge vont doubler, mais dans les conduites souples, on constate qu'une importante augmentation de la viscosité provoque une faible augmentation des pertes de charge, alors il est conseillé d'utiliser les conduites souples quand les fluides véhiculés sont visqueux.
- Dans un circuit fermé la variation des pertes de charge dans les conduites souples diffère de celles des conduites rigides.

### Références bibliographiques

- [1] **Riadh BEN HAMOUDA** « Notions de mécanique des fluides », Centre de Publication Universitaire, Tunis 2008
- [2] **J-LIGEN et M.LEGUAY** « Pertes de charges », éditions parisiennes 2007
- [3] **A. PIMENOV et KH. TAGUI-ZAGE** « Hydraulique Générale », Réimpression 1993 école Nationale Polytechnique.
- [4] **Sakir Amiroudine et Jean-luc Battaglia** « Mécanique des fluides cours et exercices corrigés », 2<sup>ème</sup> édition, Dunod, Paris, 2011, 2014
- [5] **Jean-Noël GENCE** « les écoulements de fluide », neustriens 2007 B.P.HH -53960 BOUNCHAMP-LES-LAVAL.
- [6] **BERNARD**, Techniques d'ingénieur (B4320) « Pompes Volumétriques pour liquides », PARIS
- [7] **MESSAOUD Zahi** « SIMULATION NUMERIQUE DE L'ÉCOULEMENT INTERNE DANS UNE POMPE CENTRIFUGE AVEC LE CFX », Mémoire de fin d'étude Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2007-2008
- [8] IUT GENIE CIVIL – UNIVERSITE DE LIMOGES MODULE HYDRAULIQUE « HYDRAULIQUE COURS », <https://fr.slideshare.net/SouhilaBenkaci/cours-licence>