

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université A. MIRA-BEJAIA

Faculté des Sciences &  
Technologies



جامعة بجاية  
Tasdawit n' Bgayet  
Université de Béjaïa

Département Génie  
Électrique

**MEMOIRE**  
**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE**  
**MASTER**  
Domaine : Génie Électrique Filière : Électromécanique  
Spécialité : Électromécanique

*Thème*

**Mise au point d'un banc d'essai d'une  
motopompe centrifuge**

Présenté par :  
**Ben Salaheddine Faouzi**  
**Ouahrani Houda**

**Promoteur : Mr A.Amri**

**Année Universitaire : 2017/2018**



## *Dédicace :*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A toute ma famille, et mes amis...*

*A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.*

*A mes professeurs de la promotion électromécanique.*

*A ma chère binôme Houđa.*

*Faouzi*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A la source qui m'a noyée avec ses sentiments, le cœur qui m'a réchauffé avec son amour, la personne plus chère au monde : à toi maman*

*A celui qui a combattu sa vie pour me procurer tout ce dont j'avais besoin, celui qui m'a soutenu tout au long de mon parcours et qui était toujours un très bon exemple pour moi : à toi mon papa*

*A mes très chères sœurs. A mes très chers frères. A mes grands-parents et toute ma famille*

*A mes chers amis et toute la promotion électromécanique*

*A mon cher binôme Faouzi*

*Houđa*

## *Remerciements*

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

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les professeurs qui nous ont aidés tout au long de notre cursus universitaire*

*Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.*

## Résumé

La pompe est une machine hydraulique qui sert à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une zone de haute pression, son principe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement.

Avec le progrès et le développement des zones industrielles, l'homme à inventer plusieurs types de pompe selon le domaine d'utilisation. Les pompes centrifuges sont largement utilisées en raison de leur fonctionnement relativement simple et de leur prix abordable. Elles sont destinées à accroître l'énergie du liquide qui les traverse sous forme potentiel, en augmentant sa pression, elle transforme la puissance mécanique du moteur électrique en une puissance hydraulique fournie au fluide.

Nous présentons dans notre travail le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge et ses différentes caractéristiques ainsi les principes de mesures des différentes grandeurs caractéristiques.

En vue d'améliorer les performances du banc d'essai, nous avons proposé quelques solutions pour les différents problèmes rencontrés dans l'installation, et on a procédé à quelques changements, et réglé beaucoup de problèmes, à l'exception de certains problèmes nécessitant beaucoup d'entretien, et pour remédier on a simplifié le montage pour faire nos essais.

**Mots-clés** : [Pompe, machine, hydraulique, pression, centrifuge, puissance, électrique, fluide]

## Nomenclature

Symbole	Unité	Désignation
$V$	m/s	Vitesse absolue de l'écoulement
$W$	m/s	Vitesse relative d'écoulement
$U$	m/s	Vitesse d'entraînement de la roue
$\Omega$	rad/s	Vitesse angulaire
$W_{12}$	J/kg	Le travail de la pompe
$R_m$	m	Rayon moyenne
$F$	N	La force centrifuge
$M$	Kg	masse du fluide
$v_{2u}$	m/s	Composante circonférentielle de la vitesse absolue
$v_{2r}$	m/s	Composante radial de la vitesse absolue
$H_{th}$	m	Hauteur théorique
$H_{géo}$	m	Hauteur géométrique
$H_a$	m	Hauteur d'aspiration
$\rho$	Kg/m <sup>3</sup>	Masse volumique de l'eau
$G$	m/s <sup>2</sup>	L'accélération de la pesanteur
$Q_v$	M <sup>3</sup> /s	Débit volumique
$P_1, P_2$	bar	Pression a l'entrée et a la sortie de la pompe
$V_1, V_2$	m/s	Vitesse de liquide
NPSH	m	La charge nette a l'aspiration
$H_{mn}$	m	Hauteur manométrique totale
$H_{ma}$	m	Hauteur manométrique d'aspiration
$H_{mr}$	m	Hauteur manométrique de refoulement
$J$	MCL	pertes de charge
$N_s$	Tr/min	La vitesse spécifique
$P_a$	Watt	Puissance absorbé

$P_u$	Watt	Puissance utile
$P_a$ à vide	Watt	La puissance absorbée par le moteur à vide
$P_e$	Watt	La puissance électrique
$\eta_{méc}$	%	Rendement mécanique
$\eta_h$	%	Rendement hydraulique
$\eta_v$	%	Rendement volumique
$\eta_g$	%	Rendement globale
$\pi$		Constante
D	m	Diamètre de la conduite
S	m <sup>2</sup>	Section de la conduite
$\Delta H_r$	/	Perte de charge linéaire
$\Delta H_s$	/	Perte de charge singulière
$K_s$	/	Coefficient de perte de charge singulière
$\nu$	M <sup>2</sup> /s	Viscosité cinématique de l'eau
N	Tr/min	Vitesse de rotation
I	Ampère	Courant électrique
U	Volte	Tension électrique

# Table des matières

<i>Dédicace</i> .....	I
<i>Remerciements</i> .....	II
Résumé.....	III
Nomenclature.....	IV
Table des matières.....	VI
Liste des figures .....	XI
Introduction Générale .....	1

## **Chapitre I : Généralités sur les pompes.**

I.1 Introduction .....	3
I.2 Classification des pompes .....	3
I.3 Les pompes volumétriques .....	4
I.3.1 Les pompes volumétriques rotatives .....	4
I.3.1.1 Pompes à vis .....	4
I.3.1.2 Pompes à engrenages.....	5
I.3.1.3 Pompes à palettes.....	6
I.3.1.4 Pompes à lobes .....	7
I.3.2 Les pompes volumétriques alternatives.....	7
I.3.2.1 Pompes à piston .....	7
I.3.2.2 Pompes à membrane.....	8
I.3.3 Avantages et inconvénients des pompes volumétriques.....	8
I.4 Les turbopompes.....	9
I.4.1 Classification des turbopompes .....	9
I.4.1.1 Les pompes à hélices (axiales) .....	10
I.4.1.2 Les pompes hélico centrifuges .....	10



I.4.1.3 Pompes centrifuges.....	11
I.5 Conclusion .....	11

## **Chapitres II : Caractéristiques des pompes centrifuges.**

II.1 Introduction .....	12
II.2 Principe de fonctionnement.....	12
II.2.1 Courbe de réseau et point de fonctionnement .....	12
II.2.2 Classification des pompes centrifuges .....	13
II.2.2.1 Le nombre de roues .....	13
II.2.2.2 La disposition de l'axe de la pompe.....	14
II.2.2.3 La vitesse spécifique .....	14
II.2.3 Les différents organes d'une pompe centrifuge .....	15
II.2.3.1 Organes ayant une fonction hydraulique.....	15
II.2.3.2 Organes ayant une fonction mécanique .....	15
II.2.3.3 Organes ayant une fonction d'étanchéité .....	16
II.2.3.4 Autres organes constitutifs.....	17
II.2.4 Avantage et inconvénient d'une pompe centrifuge.....	18
II.3 Définitions des grandeurs caractéristiques d'une pompe centrifuges .....	18
II.3.1 Les triangles des vitesses.....	19
II.3.2 La hauteur théorique (Équation d'EULER) .....	22
II.3.2.1 La courbe théorique.....	23
II.3.2.2 La hauteur manométrique.....	24
II.3.3 Débit volumique $Q_v$ :.....	25
II.3.4 Étude des rendements.....	26
II.4 Les pertes de charges.....	27
II.4.1 Calcul des pertes de charges.....	28

II.4.1.1 Pertes de charge singulière.....	28
II.4.1.2 Perte de charge linéaire .....	28
II.5 Notion de NPSH et de cavitation .....	29
II.5.1 Le NPSH .....	29
II. 5.2 La cavitation.....	30
II.6 Conclusion.....	31

### **Chapitre III : Techniques de mesure des différentes grandeurs.**

III.1 Introduction.....	32
III.2 Mesure de débit.....	32
III.2.1 Classification des principaux débitmètres .....	32
III.2.1.1 Mesure par pesée.....	32
III.2.1.2 Méthode volumétrique .....	33
III.2.1.3 Débitmètres à pression différentielle .....	34
III.2.1.4 Le rotamètre .....	36
III.2.1.5 Autres méthodes.....	36
III.3 La hauteur manométrique de la pompe.....	37
III.3.1 Principe de mesurage .....	37
III.3.2 Les différentes méthodes de mesure .....	37
III.4 Mesure de la vitesse de rotation.....	37
III.5 Mesure de la puissance absorbée par la pompe .....	37
III.6 Mesure de couple .....	37
III.7 Mesure de la puissance électrique.....	37
III.8 Mesure de pression .....	38
III.8.1 Le manomètre à colonne de liquide inclinée .....	38
III.8.2 Manomètre à ressort.....	38

III.8.3 Manomètre à poids.....	39
III.9 mesure de la tension et du courant.....	39
III.10 Conclusion .....	39

#### **Chapitre IV : Mise au point du banc d'essai.**

IV.1 Introduction.....	40
IV.2 Description du banc d'essai.....	40
IV.3 Mise en fonctionnement .....	43
IV.3.1 Problèmes rencontrés et solutions proposées dans l'installation.....	43
IV.3.1.1 Problème des grandes vitesses.....	43
IV.3.1.2 Problème du moteur.....	43
IV.3.1.3 Problème de la pompe .....	44
IV.3.1.4 Problème du tendeur .....	45
IV.3.1.5 L'arbre de la pompe :.....	46
IV.4 Système de transmission poulie-courroie .....	46
IV.5 Avantage et inconvénient de transmission par poulie-courroie.....	46
IV.6 Rôle des tendeurs sur le comportement dynamique d'une transmission par courroie .....	47
IV.7 Conclusion .....	49

#### **Chapitre V : Manipulation expérimentale.**

V.1 Introduction :.....	50
V.2 les caractéristiques du moteur et de la pompe.....	50
V.3 Procédure : .....	50
V.3.1 La hauteur manométrique .....	52
V.3.2 La puissance utile de la pompe $P_u = \rho g H_m n Q_v$ .....	53
V.3.3 La puissance absorbée par la pompe.....	54
V.3.4 Le rendement de la pompe.....	55

V.4 Synthèses et interprétation des résultats.....	56
V.4.1 La courbe hauteur – débit, ou courbe $H = f(Q_v)$ .....	56
V.4.2 La courbe de la puissance absorbée pour les différents débits .....	56
V.4.3 La puissance utile pour les différents débits .....	57
V.4.4 La courbe du rendement global pour les différents débits .....	57
V.5 Conclusion .....	57
Conclusion générale.....	58
Bibliographie.....	i

## Liste des figures

<b>Figure I.1</b> : Classification des pompes.....	3
<b>Figure I.2</b> : Pompes à vis. ....	5
<b>Figure I.3</b> : Principe d'une pompe à engrenage. ....	5
<b>Figure I.4</b> : Pompe a engrenage intérieur. ....	6
<b>Figure I.5</b> : Pompe à palettes. ....	6
<b>Figure I.6</b> : Pompes à lobes. ....	7
<b>Figure I.7</b> : Pompes à piston. ....	8
<b>Figure I.8</b> : Pompe à membrane.....	8
<b>Figure I.9</b> : Classification des turbopompes. ....	10
<b>Figure I.10</b> : Roue motrice axial.....	10
<b>Figure I.11</b> : Roue motrice hélico centrifuges. ....	11
<b>Figure I.12</b> : Pompe centrifuge.....	11
<b>Figure II.2</b> : Point de fonctionnement ensemble réseau –pompe. ....	13
<b>Figure II.3</b> : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.....	14
<b>Figure II.4</b> : Pompe multicellulaire. ....	14
<b>Figure II.5</b> : Représentation de triangle des vitesses d'entrée et de la sortie de la roue. ....	19
<b>Figure II.6</b> : Schéma représentatif d'un tube contenant 1kg de fluide. ....	21
<b>Figure II.7</b> : État du kg de fluide à la sortie du canal mobile. ....	21
<b>Figure II.8</b> : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue. ....	22
<b>Figure II.9</b> : Triangle des vitesses à une entrée radial à l'entrée de la roue.....	23
<b>Figure II.10</b> : Courbe de la hauteur théorique. ....	24
<b>Figure II.11</b> : Installation de pompage. ....	25
<b>Figure II.12</b> : Système de pompage.....	29
<b>Figure II.13</b> : La courbe de NPSH.....	30
<b>Figure II.14</b> : Formation de la cavitation.....	30
<b>Figure II.15</b> : Effet de la cavitation sur la pompe centrifuge.....	31
<b>Figure III.1</b> : Mesure de débit par pesée. ....	33
<b>Figure III.2</b> : Principe d'un organe déprimogène. ....	34
<b>Figure III.3</b> : Représentation d'un venturi [3]. ....	35

<b>Figure III.4:</b> Diaphragme. ....	35
<b>Figure III.5:</b> Représentation d'un rotamètre [3]. ....	36
<b>Figure III.6:</b> Manomètre à ressort. ....	38
<b>Figure IV.1 :</b> Image du banc d'essai. ....	41
<b>Figure IV.2 :</b> Schéma explicatif du banc d'essai.....	42
<b>Figure IV.3 :</b> Axe du moteur avant et après la réparation. ....	43
<b>Figure IV.4 :</b> Le bobinage du stator.....	44
<b>Figure IV.5 :</b> Schéma cinématique de positionnement du moteur avant et après. ....	44
<b>FigureIV.6 :</b> Ancien montage et nouveau montage.....	45
<b>Figure IV.7 :</b> Emplacement du tendeur. ....	45
<b>Figure IV.8:</b> Schéma représentatif de tendeur. ....	45
<b>Figure IV.9 :</b> Système polie-courroie. ....	46
<b>Figure V.1 :</b> Courbe de la hauteur manométrique. ....	53
<b>Figure V.2 :</b> Courbe de la puissance utile. ....	54
<b>Figure V.3:</b> Courbe de la puissance absorbée par la pompe. ....	55
<b>Figure V.4 :</b> Courbe du rendement. ....	56

# Introduction générale

## Introduction Générale

Les pompes sont des systèmes qui permettent de transférer des liquides d'un point à un autre. Leur présence dans l'industrie, l'agriculture et les villes est indispensable comme elles occupent une grande place dans la vie économique d'un pays. La maîtrise de leur technologie doit être absolue, pour éviter de les faire fonctionner dans les zones où le rendement n'est pas optimal. Pour cela nous avons voulu mettre en application les notions que nous avons acquises durant notre formation, nous avons proposé de réaliser un banc d'essai. Il s'est avéré qu'il en existe déjà un qui a été fabriqué par les étudiants Aissani et Aidli de la promotion 2016/2017 [17].

Notre objectif est de mettre au point ce banc d'essai. Ce banc va nous permettre de mesurer les caractéristiques d'une pompe centrifuge.

Après une analyse de ce banc nous avons constaté que plusieurs problèmes ont survécu lors de la réalisation.

Le banc d'essai est conçu aussi de telle manière à mesurer les caractéristiques d'une pompe de deux vitesses différentes, ce qui permet de vérifier les lois de similitude.

Quand on met la pompe à la grande vitesse, la vitesse de rotation du moteur diminue, et la courroie commence à patiner. La diminution de la vitesse du moteur ne peut pas provenir de la pompe, car la puissance utile est très faible devant la puissance nominale du moteur, il s'est avéré que c'est un défaut lié au moteur électrique.

Le deuxième problème concerne le positionnement en porte à faux de l'axe de la pompe. Ce défaut a entraîné des fortes vibrations ; pour y remédier nous avons conçu un palier à roulement (en téflon). Le roulement utilisé est un roulement à billes à contact radial car il n'y a pas d'effort axial.

Une fois ces deux problèmes résolus, nous avons procédé à des essais sur 3 pompes qui se sont avérées défectueuses.



En définitive, nous avons opté pour l'achat d'une nouvelle électropompe ce qui nous a permis de faire des essais.

La suite de ce mémoire est organisée comme suit :

- Le premier chapitre sera consacré sur les généralités des pompes.
- Le deuxième chapitre nous définirons les caractéristiques d'une pompe centrifuge.
- Le troisième chapitre sera consacré sur les différentes méthodes de mesure des différentes grandeurs.
- Le quatrième chapitre nous représenterons le banc d'essai.
- Le cinquième chapitre nous montrons les figures obtenues de nos essais.

# Chapitre I :

- Généralités sur les pompes.

## I.1 Introduction

Les pompes sont après les moteurs électriques des éléments essentiels dans la vie et le confort des êtres humains. Les pompes déplacent des 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 machines qui aspirent un fluide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à haute pression, son rôle est donc d'augmenter la pression du fluide véhiculé par celle-ci.

Cette augmentation de pression est le résultat de la transformation de l'énergie mécanique fournie par le moteur d'entraînement de cette pompe en une augmentation d'énergie hydraulique acquise par le fluide entre l'entrée et la sortie de la pompe.

On distingue deux grandes catégories selon les moyens employés pour produire la hauteur d'élévation :

- Les pompes volumétriques.
- Les turbopompes.

## I.2 Classification des pompes

Les pompes en général se partagent en trois grandes familles :

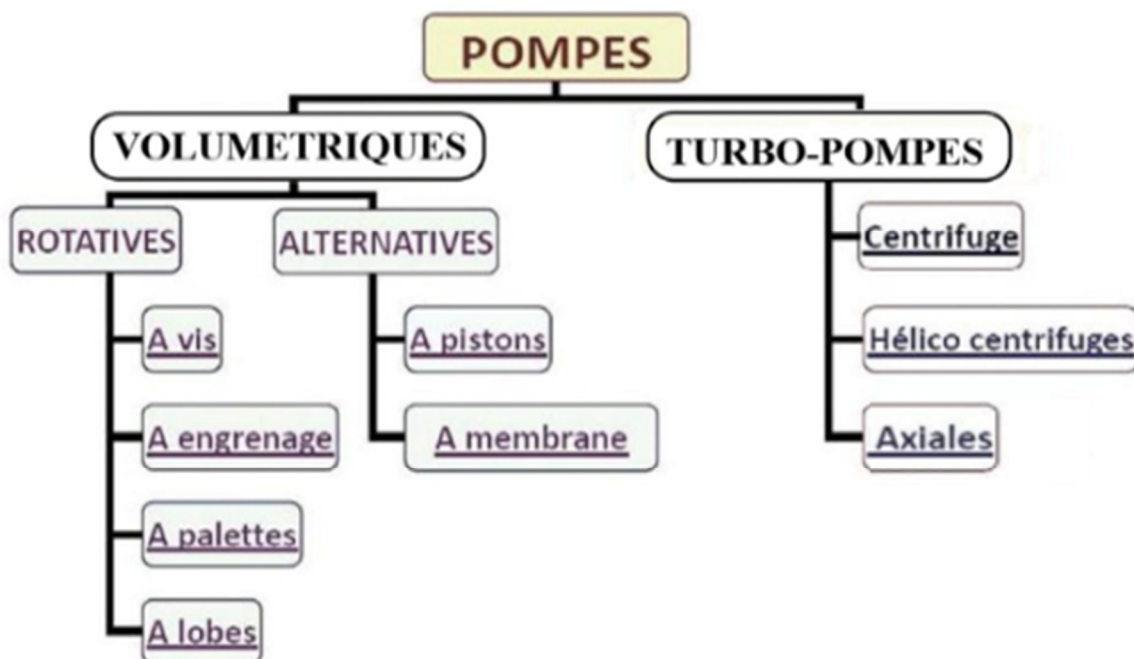


Figure I.1 : Classification des pompes.

### I.3 Les pompes volumétriques

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Son fonctionnement repose sur le principe suivant : [1]

- Exécution d'un mouvement cyclique.
- pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement, elles se décomposent en deux familles :

- Les pompes volumétriques rotatives :
  - ✓ À Vis.
  - ✓ À Engrenages.
  - ✓ À Palettes.
  - ✓ À Lobes.
- Les pompes volumétriques alternatives :
  - ✓ À Pison.
  - ✓ À Membrane.

#### I.3.1 Les pompes volumétriques rotatives

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement, on trouve plusieurs types :

##### I.3.1.1 Pompes à vis

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles :

- Dans le cas d'une pompe à trois vis la centrale seule motrice, les deux autres sont entraînées par la première.
- Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes les deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs.

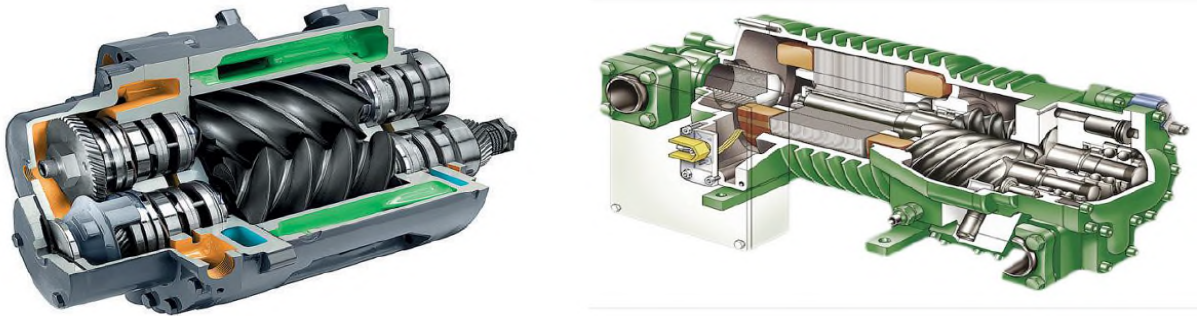


Figure I.2 : Pompes à vis.

### I.3.1.2 Pompes à engrenages

#### a) Pompes à engrenages extérieurs

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement.

Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons, cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

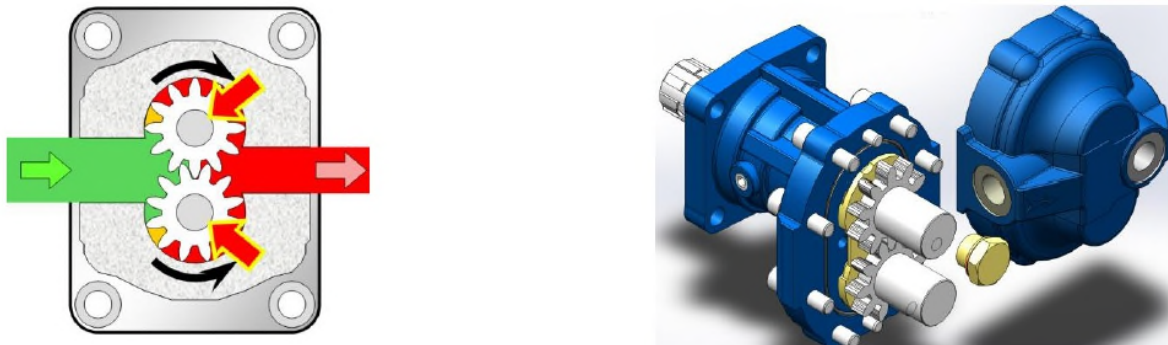


Figure I.3 : Principe d'une pompe à engrenage.

#### b) Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages. [2]

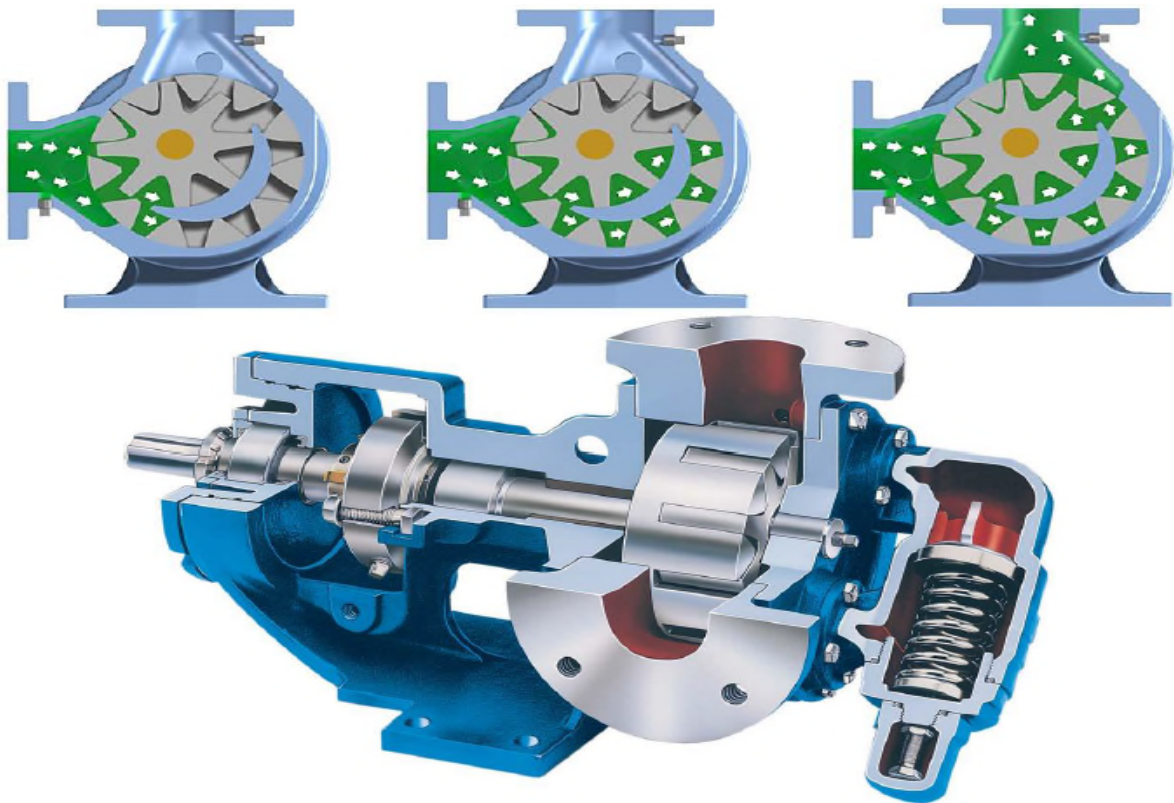


Figure I.4 : Pompe à engrenage intérieur.

### I.3.1.3 Pompes à palettes

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

Les palettes continuent leur rotation, elles sont repoussées dans leur logement sous l'effet de l'excentricité «  $e$  ». Le volume entre palettes est en diminution, c'est la phase de refoulement de la pompe.

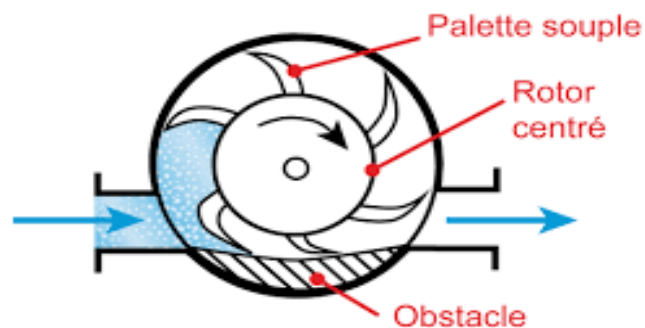


Figure I.5: Pompe à palettes.

### I.3.1.4 Pompes à lobes

La rotation régulière des couples de lobes crée un vide au niveau du côté aspiration déterminé par le sens de rotation de l'entraînement. Ce vide attire le liquide dans le compartiment de pompe. Lorsque la rotation se poursuit, le liquide pompé est refoulé par les lobes, longe la paroi de la pompe et arrive dans la zone de refoulement.



Figure I.6 : Pompes à lobes.

### I.3.2 Les pompes volumétriques alternatives

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement de translation alternatif. Les principaux types de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

#### I.3.2.1 Pompes à piston

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens, le liquide est comprimé : il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe.

Elles peuvent être à simple effet et, dans ce cas le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration ,deuxième temps : le refoulement)

Elles peuvent être à double effet et, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. [3]

Elles sont souvent utilisées comme pompes doseuses.

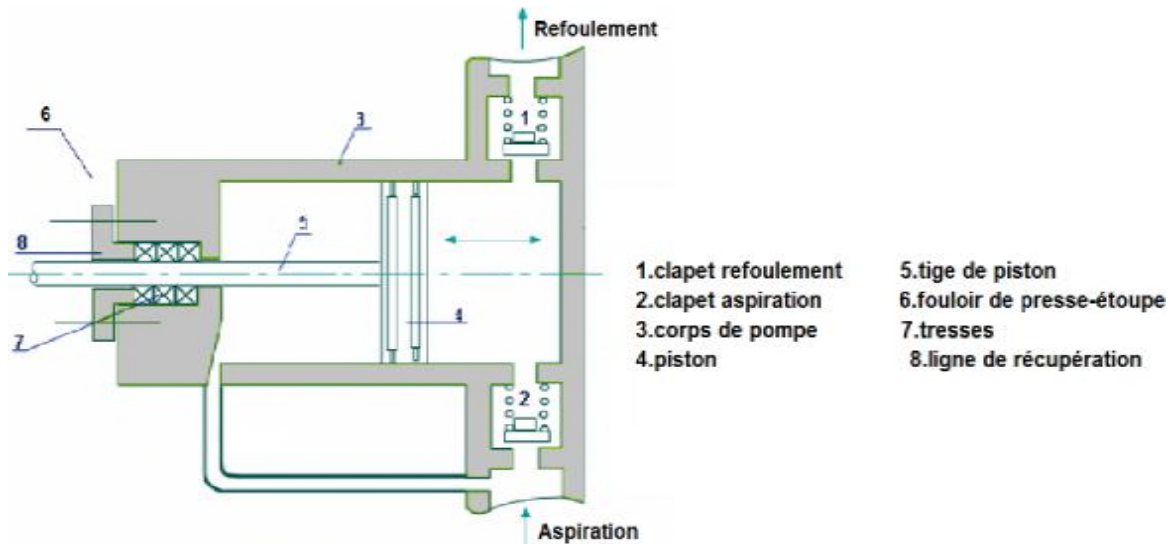


Figure I.7 : Pompes à piston.

### I.3.2.2 Pompes à membrane

Elles sont essentiellement à piston et (ou) à membrane. L'introduction d'un débit bien déterminé de liquides est rendu possible grâce à un dispositif précis de réglage de la course du piston et de sa fréquence.

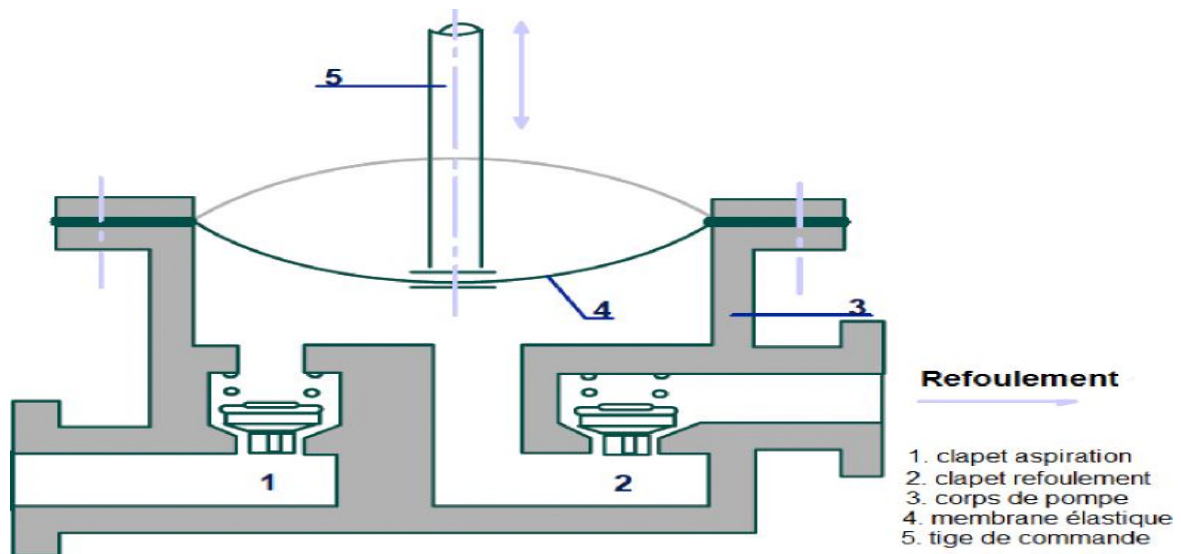


Figure I.8 : Pompe à membrane.

### I.3.3 Avantages et inconvénients des pompes volumétriques

#### Avantage

- Le débit refoulement ne dépend pas de la hauteur de refoulement, donc elles sont bien placées comme pompe de dosage et d'injection.
- Pompage possible de liquide très visqueux
- Elles ont une très bonne puissance d'aspiration.



- Le débit de refoulement ajustable de manière exacte.

### **Inconvénients**

- Appareils plus lourds et plus encombrants, elles sont pas bien adaptées à des grandes vitesses de rotation.
- Débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux pour avoir un débit continu.
- Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression
- Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'où la présence indispensable de sécurités (by-pass et soupape de sûreté)
- Impossibilité en général de pomper des liquides chargés
- On ne peut pas limiter la pression de refoulement, et pour cela une soupape de sécurité est obligatoire.

## **I.4 Les turbopompes**

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. Les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans l'écoulement.

Dans un ensemble mécanique, la transformation de l'énergie du fluide en énergie mécanique et réciproquement, se fait à l'aide d'un mouvement de rotation continu. [15]

### **I.4.1 Classification des turbopompes**

Dans la famille turbopompe, on classe les pompes selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement) :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes hélico-centrifuges.
- Les pompes axiales ou à hélices.

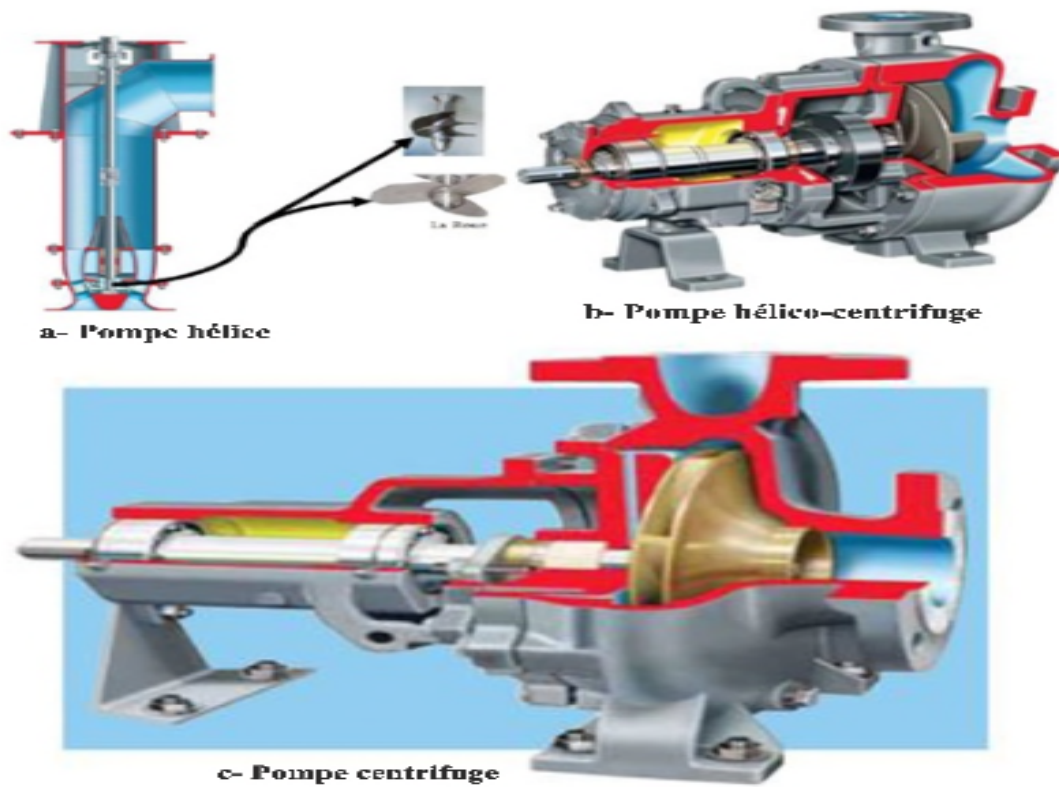


Figure I.9: Classification des turbopompes.

#### I.4.1.1 Les pompes à hélices (axiales)

Elles sont destinées à générer un fort débit et une faible variation de pression, le liquide reste à une distance constant de l'axe de la pompe, elles sont utilisées généralement dans l'irrigation. [4]

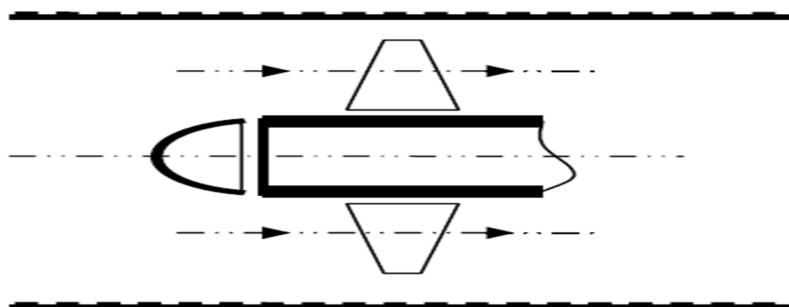


Figure I.10 : Roue motrice axiale.

#### I.4.1.2 Les pompes hélico centrifuges

Elles sont adaptées à toutes les applications de pompages d'eau ou une pression à fournir et à des débits modérés avec les hauteurs totales d'élévation moyennes ; le liquide s'éloigne de l'axe mais progresse axialement et parallèlement. [4]

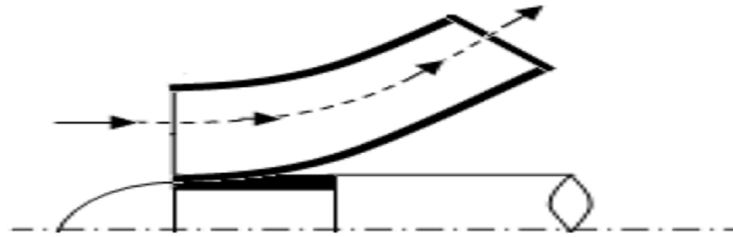


Figure I.11 : Roue motrice hélico centrifuges.

#### I.4.1.3 Pompes centrifuges

Elles sont toutes rotatives, le transfert de liquide se fait par la mise en vitesse de ce dernier grâce à la rotation du rotor. [17]

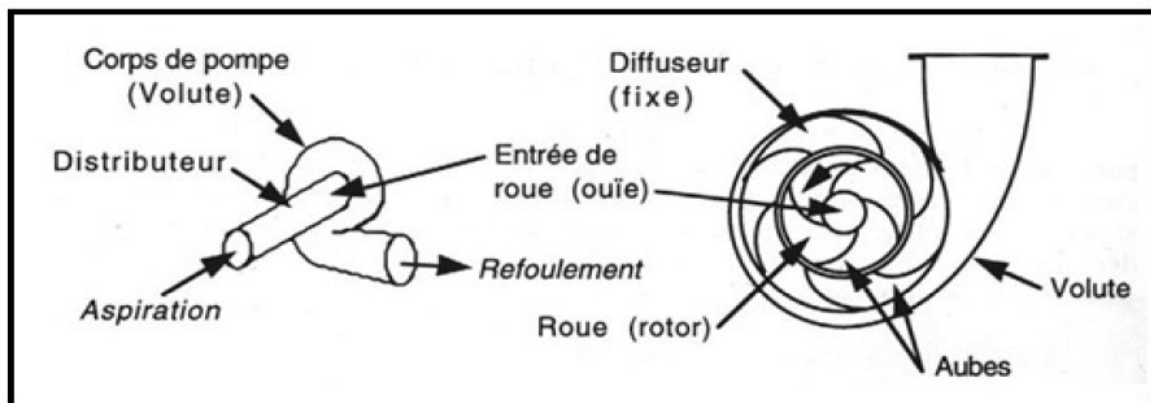


Figure I.12 : Pompe centrifuge.

#### I.5 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre, un bref rappel sur les pompes, on a donné une classification très réponde avec des définitions de chaque type, ainsi les grandeurs qui caractérisent une pompe centrifuge seront exposées dans le prochain chapitre.

## Chapitre II :

- Caractéristiques des pompes centrifuges.

## II.1 Introduction

Les pompes centrifuges sont des turbopompes destinées à accroître l'énergie du liquide qui les traverse sous forme potentielle, en augmentant sa pression, elle transforme la puissance mécanique du moteur électrique en une puissance hydraulique qui est fournie au fluide.

## II.2 Principe de fonctionnement

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radialement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur. [5]

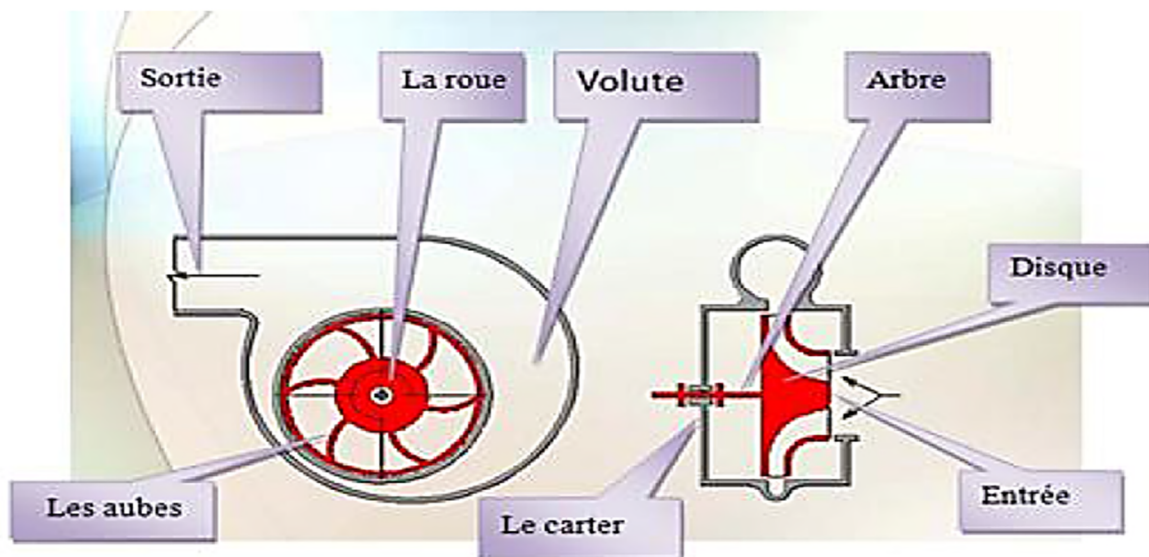


Figure II.1 : Constitution d'une pompe centrifuge.

### II.2.1 Courbe de réseau et point de fonctionnement

#### Définition

La courbe du réseau (également appelée caractéristique du circuit) représente l'énergie par unité de poids ou encore l'énergie par unité de volume à fournir au fluide pour le faire circuler avec un débit. Elle tient donc compte de l'élévation éventuelle du fluide, et des pertes de charge dans le circuit de refoulement, comme illustré sur la figure (II.2). L'intersection de la

courbe du réseau et de la caractéristique de la pompe définit le point de fonctionnement pour un débit et une hauteur donnée. [6]

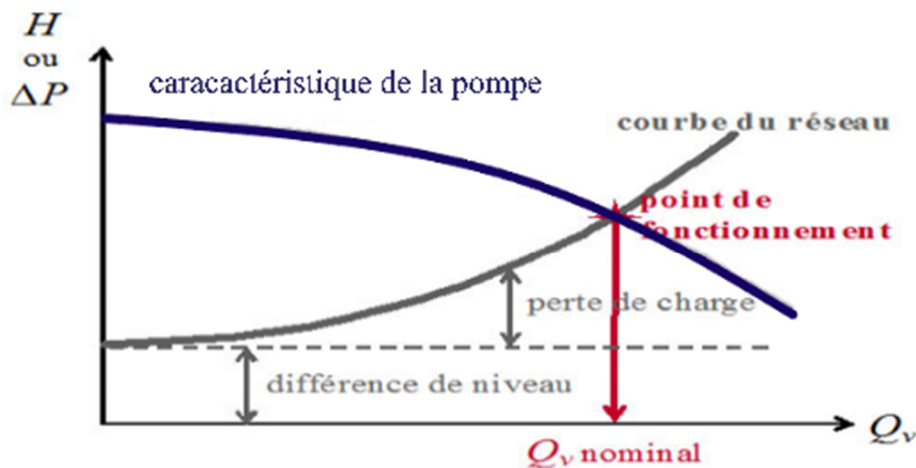


Figure II.2 : Point de fonctionnement ensemble réseau –pompe.

### Remarque

Dans la pratique, on choisit la pompe (et sa vitesse de rotation) en fonction de la gamme de débit souhaitée. Pour régler le débit, on fait varier les pertes de charge sur le circuit de refoulement à l'aide d'une vanne. Si une variation importante du débit s'avérait nécessaire (suite à une modification importante de l'installation ou de ses conditions de fonctionnement par exemple), on pourra également être amené à changer la vitesse de rotation de la pompe ; il pourra même être nécessaire de changer de pompe. [6]

## II.2.2 Classification des pompes centrifuges

On distingue différents types de pompes centrifuges classées classé selon plusieurs paramètres :

### II.2.2.1 Le nombre de roues

**Les pompes monocellulaires** : Convenant mieux pour des débits modérés et des pressions de refoulement moyen, elles comportent une seule roue.

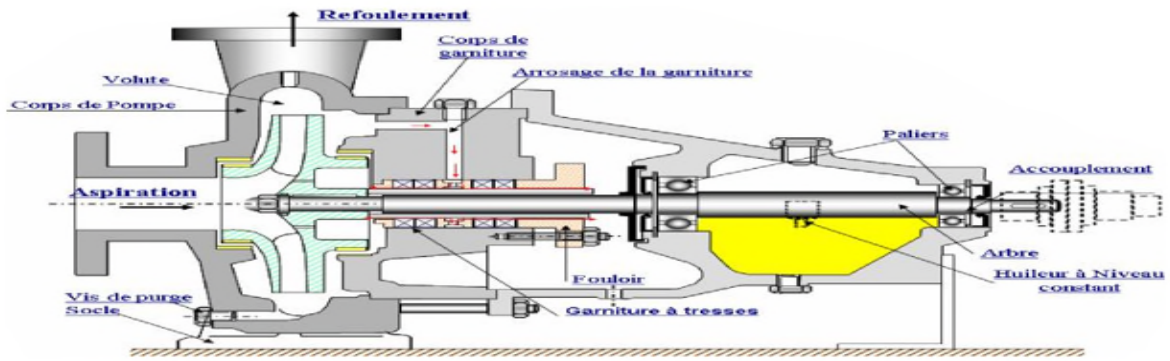


Figure II.3 : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.

**Les pompes multicellulaires** : Étant caractérisées par la mise en série de plusieurs roues, elles sont conçues pour délivrer des pressions élevées au refoulement.

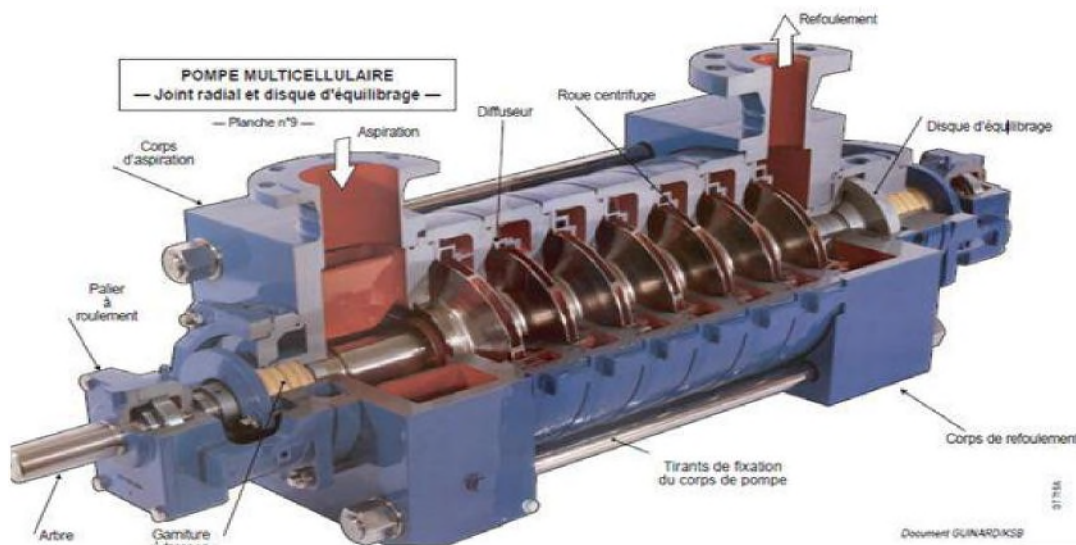


Figure II.4: Pompe multicellulaire.

### II.2.2.2 La disposition de l'axe de la pompe

On trouve aussi que le classement suivant la disposition de l'axe :

- les pompes à axe horizontale ;
- les pompes à axe verticales ;

### II.2.2.3 La vitesse spécifique

La pompe à construire est caractérisée par  $H$  (m),  $Q_v$ (m<sup>3</sup>/s),  $N$  (tr/min); on considère la pompe géométriquement semblable à la pompe projetée, qui serait capable d'une hauteur manométrique 1 (m) et qui débiterait 1 (m<sup>3</sup>/s) [17]

On démontre qu'elle doit tourner à  $N_s$  (tr/min), nombre de tours spécifique :

$$N_s = \frac{n}{\sqrt{H_h}} * \sqrt{\frac{Q_v}{\sqrt{H_h}}} \quad (\text{tr/min})$$

Les pompes centrifuges peuvent être classées ainsi comme indiqué ci-dessous :

À faible vitesse  $\rightarrow N_s \leq 80$ .

Normale  $\rightarrow N_s = 80$  à 150.

Rapide  $\rightarrow N_s = 150$  à 300.

### **II.2.3 Les différents organes d'une pompe centrifuge**

#### **II.2.3.1 Organes ayant une fonction hydraulique**

##### **◆ Roue ou impulseur**

La rotation de l'arbre entraîne une génération de pression provoquée par la roue solidaire à l'arbre, et mettant en mouvement le liquide véhiculé.

L'énergie cinétique développée est transformée en pression. La roue appelée encore impulseur est solidaire à l'arbre par un clavetage et un ajustement approprié.

Le matériau utilisé répond aux sollicitations des efforts et du milieu de fonctionnement

##### **◆ Volute**

Est un organe transformant une partie de l'énergie cinétique, transmise au liquide par roué, en énergie de pression. La volute ou corps de pompe entoure l'impulseur avec ou interposition d'un diffuseur, cette pièce a une double fonction ;

- ✓ Assurer la transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle (énergie de pression) ;
- ✓ Opérer le raccordement avec la tubulure de refoulement.

#### **II.2.3.2 Organes ayant une fonction mécanique**

##### **◆ Arbre**

L'arbre est un élément qui assure le mouvement de rotation. Il est souvent fait en acier spécial car, comme nous allons le voir, il doit résister aux différentes sollicitations exercées par certains pièces. (Joint, paliers...etc.)

##### **◆ Palier**



En exploitation, les poussées générées sont transmises aux paliers de pompes, ces derniers doivent avoir la capacité à supporter ces sollicitations de type axial/ radial ou combiné.

◆ **Roulements**

Les roulements sont choisis en fonction des sollicitations exercées selon la nature des efforts, la vitesse de rotation correspondant aux hautes fréquences.

◆ **Accouplement**

Le choix des accouplements est notamment dicté d'une part, par le caractère vibratoire de l'ensemble système machine (équipement, fondation et tubulures de connexion), qui impose des accouplements flexibles et d'autre part, par l'importance des efforts qui exercent les machines entraînées imposant des accouplements rigides.

### II.2.3.3 Organes ayant une fonction d'étanchéité

◆ **Joint**

Pour éviter que le liquide s'échappe par l'arrière de la roue, on place une pièce très importante (le joint) entre l'arbre rotatif et le corps de la pompe. Le joint est la partie la plus délicate de la pompe.

Il existe deux principaux types de joints :

- ✓ Les joints éléments de garniture (bagues d'étanchéité).
- ✓ Les joints mécaniques d'usage élargi.

◆ **Garniture**

La garniture est en graphite. Il n'est pas nécessaire de la lubrifier avec de l'huile, car elle est maintenue sur le dispositif d'entraînements de l'arbre, qui tourne produisant un frottement.

Le graphite diminue ce frottement, atténue donc la chaleur produite. Le graphite est ainsi maintenu en bon état. C'est entre l'arbre de la garniture que peut s'échapper le liquide, il est donc nécessaire de maintenir ces bagues en contact permanent soit au moyen de ressort, soufflets....etc.

**◆ Presse étoupe**

Exerce une pression pour que la garniture adhère à l'arbre. Le serrage des écrous de la tige de fixation fait que la garniture adhère bien à l'arbre, cependant il ne faut pas serrer la presse étoupe trop fort, si non la garniture s'use.

En générale la garniture doit adhérer suffisamment à l'arbre pour empêcher que le liquide pompé sorte de la presse étoupe.

Souvent on intercale une chemise d'arbre pour éviter l'endommagement éventuel de l'arbre lui-même, ceci répond notamment à des considérations de couts de réparation.

**II.2.3.4 Autres organes constitutifs****◆ Bague d'usure de l'impulseur**

Ces bagues sont installées selon la conception de la pompe, elles sont installées sur l'impulseur à chaud et sont bloquées par des grains.

**◆ Carter**

Pièce généralement forgée, le carter est destiné à servir d'enveloppe de pompe et a même de contenir :

- ✓ La chaleur dissipée par le processus par absorption.
- ✓ Résistance à l'effort exercé sur le logement de roulement.

**◆ Tubulures d'aspiration et de refoulement**

Les tubulures d'aspirations et de refoulement de liquide sont partie intégrante de la pompe. Elles permettent de cheminement de liquide de l'aspiration au refoulement. Ces tubulures peuvent se présenté sous diverse formes, de types extérieurs –extérieur ou latérale-extérieur.

**◆ Manomètre, vannes, clapet et filtre**

Les manomètres, vannes et filtres sont des accessoires d'indications (pression) de protection de colmatage de filtre (forte AP signe de bouchage) d'isolement et régulation des paramètres de pompe (vanne)

**◆ Chemise de l'arbre**

Cette chemise, solidaire à l'arbre sert notamment à sa protection contre d'éventuelle usure découlant des efforts.

**II.2.4 Avantage et inconvénient d'une pompe centrifuge****Avantage**

- ✓ Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- ✓ Le fonctionnement est silencieux.
- ✓ Elles sont adaptées à une très large gamme de liquide.

**Inconvénient**

- ✓ Elles ne sont pas adaptées pour pomper des liquides trop visqueux
- ✓ Elles ne sont pas auto-amorçages
- ✓ Production d'une pression différentielle peu élevée

**II.3 Définitions des grandeurs caractéristiques d'une pompe centrifuges**

D'un point de vue hydraulique, les quatre principaux paramètres qui caractérisent une pompe centrifuge sont :

Le débit volumique  $Q_v$ , La hauteur manométrique  $H_{mn}$ , le rendement  $\eta$  et la vitesse de rotation  $N$ .

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique et le rendement sont tracés en fonction du débit pour des différentes vitesses ; donc les grandeurs à mesurer sont :

- Le débit volumique  $Q_v$ , en  $m^3/s$ .
- La hauteur manométrique totale  $H_{mn}$  (en m).
- Le rendement global de l'installation  $\eta$ .
- La vitesse de rotation  $N$ .

II.3.1 Les triangles des vitesses

La notion des vitesses se conçoit par rapport à un système de référence. Dans les cas des turbopompes, nous nous référons soit à un système d'axe fixe lié au stator, soit à un système d'axe mobile liés à la roue.

Premièrement, nous allons définir des vitesses absolues ; dans le second des vitesses relatives. Le passage du stator au rotor s'effectue en considérant le mouvement d'entraînement qui est une rotation.

L'étude des diverses composantes des vitesses de l'écoulement dans la roue s'effectue graphiquement à l'aide des vecteurs. La forme de ces diagrammes est triangulaire et que l'on nomme triangle des vitesses, ils peuvent être tracés à n'importe quel point du filet fluide à travers la roue mais nous prêtons plus d'attention aux triangles d'entrée et sortie de la roue. [7]

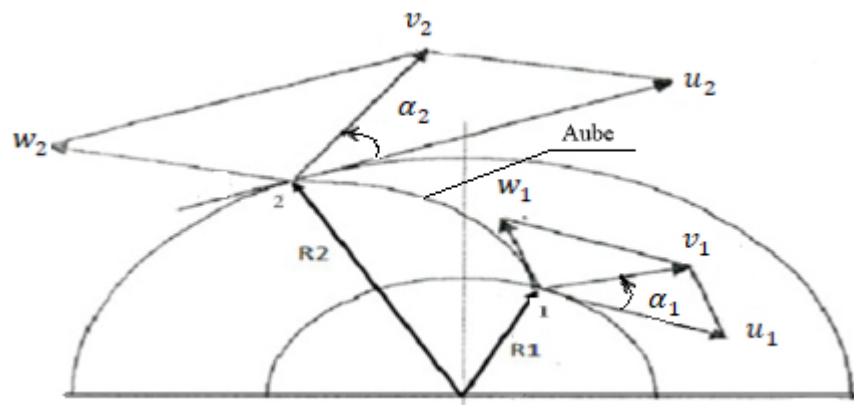


Figure II.5 : Représentation de triangle des vitesses d'entrée et de la sortie de la roue.

$u$  : vitesse d'entraînement de la roue.

$w$  : vitesse relative de l'écoulement.

$v$  : vitesse absolue de l'écoulement.

$\alpha$  : angle absolu.

A la sortie de la roue en 2, remarquons que la vitesse d'entraînement  $u_2$  est différente de  $u_1$  ; nous avons  $u_2 = \omega \cdot R_2$ . La vitesse absolue  $v_2$  est encore la composante de  $w_2$  et  $u_2$ .

Entre le point 1 et 2 nous écrivons :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2} (v_2^2 - v_1^2) \text{ (J/kg)} \tag{II.1}$$

Imaginons maintenant un observateur tournant avec le rotor; tout se passe pour lui comme si l'écoulement se faisait dans un canal immobile. Il constate que :

- la vitesse de fluide passe de  $w_1$  à  $w_2$ ;
- Chaque particule de fluide s'éloigne du centre de rotor ; qu'elle est soumise à une force centrifuge qui varie suivant le rayon.

Considérons alors un tube rempli d'une masse de fluide de 1 kg de masse volumique  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) (figure II.2). Calculons la section S du tube :

On a :  $V = S (R_2 - R_1)$ ; masse du fluide 1 kg =  $\rho \cdot S (R_2 - R_1)$ , donc :  $S = \frac{1}{\rho(R_2 - R_1)} \text{ (m}^2\text{)}$ .

Ce tube tourne à la vitesse constante  $\omega$ . La force centrifuge qui agit sur la masse de fluide est la même que si cette masse était concentrée au centre de gravité G, c'est-à-dire au rayon  $R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$ . Cette force est :  $F = m \cdot \omega^2 \cdot R_m$ , avec  $m = 1$  kg ; donc :  $F = \omega^2 \left( \frac{R_1 + R_2}{2} \right) N$ .

La pression en 2 sur le fond du tube est :  $P_2 = P_1 + \frac{F}{S}$ ,  $P_1$  étant par exemple la pression atmosphérique. La différence de pression :

$$P_2 - P_1 = \frac{F}{S}, P_2 - P_1 = \omega^2 \left( \frac{R_1 + R_2}{2} \right) : \frac{1}{\rho(R_2 - R_1)} = \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho(R_1 + R_2)(R_2 - R_1)$$

$$P_2 - P_1 = \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho(R_2^2 - R_1^2) \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

Les vitesses circonférentielles (d'entrainements) en 1 et en 2 sont telles que :

$$u_1 = \omega \cdot R_1 \quad \text{Et} \quad u_2 = \omega \cdot R_2$$

Finalement :

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) \text{ (J/kg)} \tag{II.2}$$

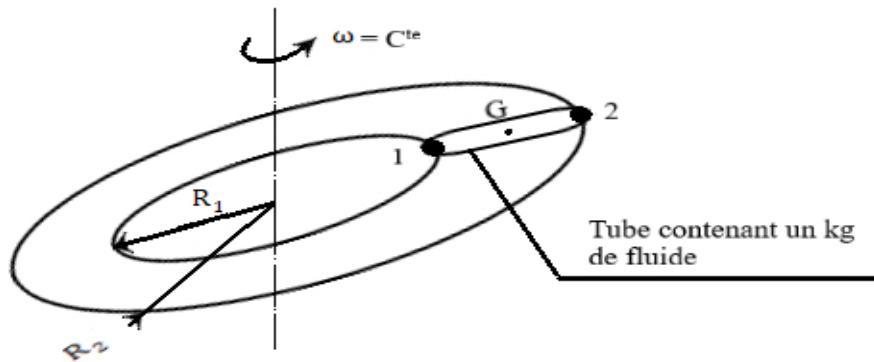


Figure II.6 : Schéma représentatif d'un tube contenant 1kg de fluide.

Revenons à l'observateur. La vitesse relative passant de  $w_1$  à  $w_2$ , il applique la relation de Bernoulli, appelant  $\Delta p$  l'augmentation de pression de 1 à 2 :

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) = 0$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) \tag{II.3}$$

A cela il ajoute la quantité  $\frac{1}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2)$  et il obtient finalement le totale :

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) \text{ (J/kg)} \tag{II.4}$$

Ou encore : Augmentation de pression entre 1 et 2 :

La relation (II.1) devient donc :

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) \text{ N/m}^2 \tag{II.5}$$

$$W_{12} = \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) \text{ (J/kg)} \tag{II.6}$$

Ce résultat se traduit par le graphique de la figure suivante :

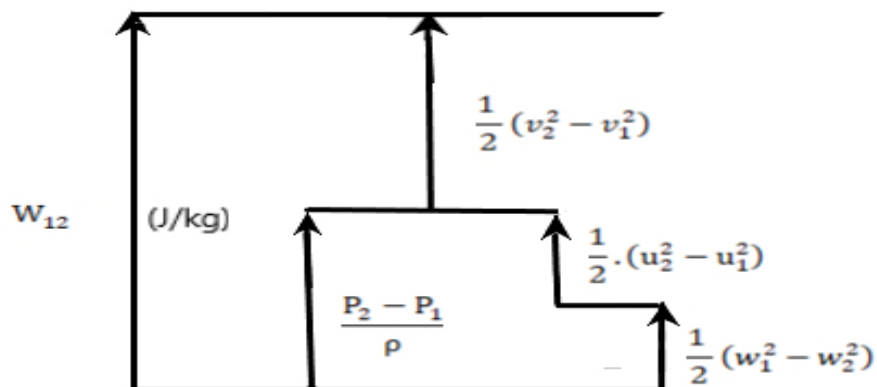


Figure II.7 : État du kg de fluide à la sortie du canal mobile.

**Autre expression de  $W_{12}$  :** Les parallélogrammes des vitesses de la figure (II.1) se traduisent aux triangles de la figure (II.8). Dans le premier triangle nous avons :

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 \cdot v_{1u} \tag{II.7}$$

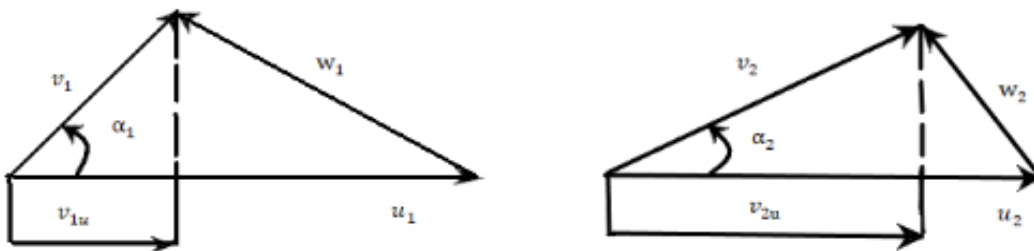
Dans le deuxième triangle :

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2 u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2 u_2 \cdot v_{2u} \tag{II.8}$$

Nous trouvons ainsi :  $w_1^2 - w_2^2 = (u_1^2 - u_2^2) + (v_1^2 - v_2^2) + 2 (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u})$

$$\text{Finalement : } W_{12} = (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}) \text{ (J/kg)} \tag{II.9}$$



**Figure II.8 :** Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.

### II.3.2 La hauteur théorique (Équation d'EULER)

La formule fondamentale d'EULER donne, compte tenu des propriétés géométriques du triangle des vitesses, le travail par unité de masse, la hauteur théorique créée par la pompe sans tenir compte des pertes de charges et elle permet de tracer la principale courbe caractéristique d'une pompe centrifuge, notamment  $f(Q)$ .

D'après la relation (II.9), on déduit :

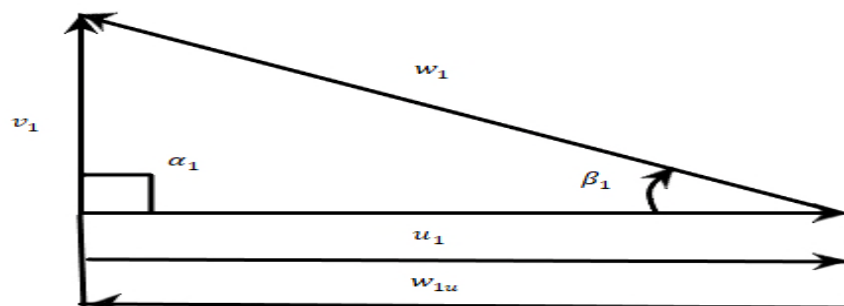
$$H_{th} = \frac{W_{12}}{g} \text{ (m)} \tag{II.10}$$

Dans le cas où le liquide arrive sans rotation préliminaire ; le mouvement du liquide à l'entrée est radial.

Quand :  $\alpha_1 = 90^\circ \rightarrow \cos\alpha_1 = 0$ ; donc :  $v_{1u} = v_1 \cos\alpha_1 = 0$

$u_2 = R_2\omega$  Avec  $v_2\cos\alpha_2 = v_{2U}$  (Composante tangentielle de  $v_2$ )

Le triangle des vitesses à l'entrée de la roue devient comme présenté dans la figure (II.9) :



**Figure II.9 :** Triangle des vitesses à une entrée radial à l'entrée de la roue.

L'équation (II.10) devient ainsi simplifiée :  $H_{th} = \frac{W_{12}}{g} = \frac{u_2 v_{2u}}{g} (m)$

Cette équation montre que pour avoir des hauteurs élevées, il faut une vitesse circulaire  $u_2$  importante, on augmente  $R_2$  ou  $\omega$  pour augmenter  $u_2$ .

**II.3.2.1 La courbe théorique**

A partir du triangle des vitesses, à la sortie de l'aube on peut écrire :

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \cot\beta_2 \left(\frac{m}{s}\right) \tag{II.11}$$

Le débit qui passe par la pompe peut s'écrire comme suit :

$$Q_v = 2\pi R_2 b_2 v_{2r} \left(\frac{m^3}{s}\right) \Rightarrow v_{2r} = \frac{Q_v}{2\pi R_2 b_2} \left(\frac{m}{s}\right)$$

En remplaçant  $v_{2r}$  dans la formule (II.11) et on remplace ce dernier dans l'équation  $H_{th}$  on aura :

$$H_{th} = \left(\frac{u_2^2}{g}\right) - \left(\frac{u_2 \cot\beta_2}{g^2 \pi R_2 b_2}\right) Q_v \quad (m) \tag{II.12}$$



Donc :  $H_{th} = A * Q_v + B$ . Avec :  $A = \left( \frac{u_2 \cot \beta_2}{g^2 \pi R^2 b_2} \right)$ ,  $B = \frac{u_2^2}{g}$ .

Cette équation permet de tracer la courbe  $H_{th}$  d'une pompe centrifuge figure (II.10), pour une vitesse constante la hauteur créée est en fonction du débit. Les paramètres  $g, R, b_2, \beta_2$  Et  $u_2$  étant des constantes. On note que  $\cot \beta_2$  reste constante.

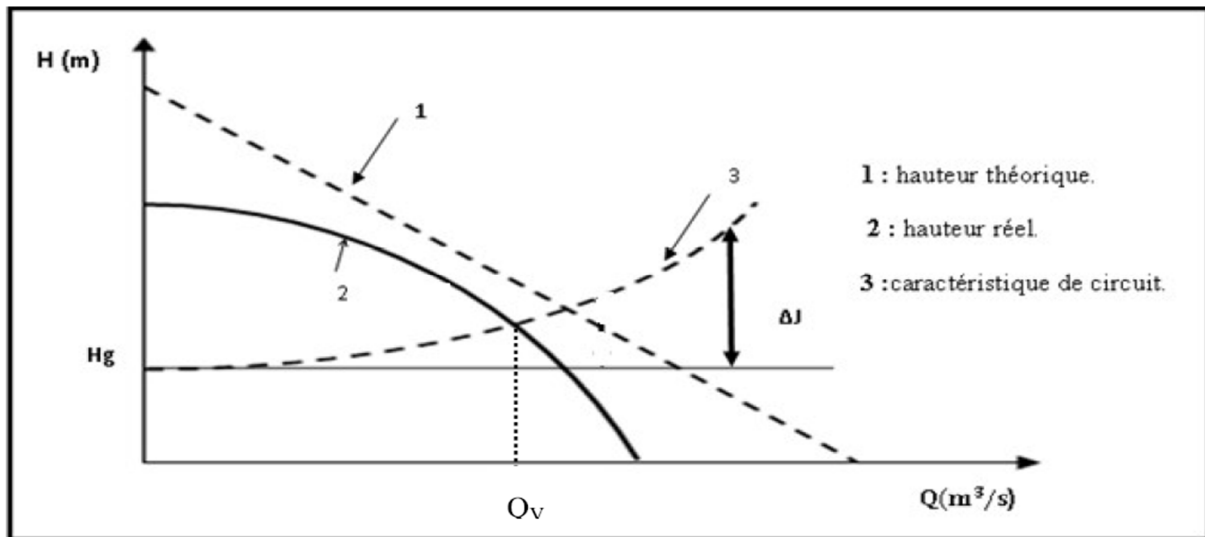


Figure II.10 : Courbe de la hauteur théorique.

### II.3.2.2 La hauteur manométrique

**Hauteur manométrique totale d'élévation  $H_{mn}$**  : La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression en mètre de colonne de liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement et de refoulement.

Lors du pompage d'un liquide, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à celle correspondant à la différence des niveaux entre l'aspiration et le refoulement (ce qu'on appelle hauteur géométrique totale). Mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement. Pour déterminer la  $H_{mn}$ , on utilise l'équation généralisée de Bernoulli Considérons l'installation de pompage ci-après :

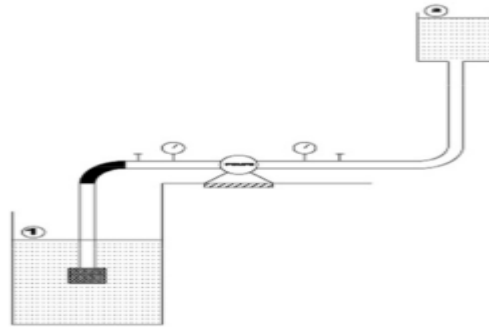


Figure II.11 : Installation de pompage.

L'équation généralisée de Bernoulli en les points 1 et 2 donne :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_{mn} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + J_{asp} + J_{ref} \quad (II.13)$$

$$H_{mn} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + J_{asp} + J_{ref}$$

$$H_{mn} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + J_{asp} + J_{ref} \quad (II.14)$$

Pour le cas de cette installation  $P_2 = P_1 = P_{atm} \Rightarrow P_2 - P_1 = 0$  d'où :

$$H_{mn} = (Z_2 - Z_1) + J_{asp} + J_{ref}$$

Tout le problème réside donc dans l'évaluation des pertes de charge.

**Note :** le calcul de la hauteur manométrique d'élévation faisant intervenir les de charge, outre la nature du fluide pompé, il faut rassembler le maximum de renseignements sur l'installation envisagée voir figure ci-après) :

**Note :** La hauteur manométrique d'aspiration se mesure, non pas depuis le niveau inférieur de la conduite d'aspiration mais depuis le plan d'eau dans le bassin d'aspiration.

### II.3.3 Débit volumique $Q_v$ :

Le débit volumique  $Q_v$  est fonction de la vitesse  $V$  de l'écoulement et du diamètre  $d$  de la canalisation. Il se calcule par la formule :

$$Q_v = V \cdot S = V \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (II.15)$$

### a) Calcule des diamètres des canalisations :

Le débit volumique  $Q_v$  est calculé par la formule :

$Q_v = V \cdot S$  où  $V$ =vitesse et  $S$ =section.

Pour une conduite de diamètre  $D$ , on a :

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow Q_v = V \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

D'où :

$$D = \sqrt{\frac{4Q_v}{\pi V}}$$

### II.3.4 Étude des rendements

#### ➤ Rendement globale d'une pompe : [17]

Le rendement global de la pompe est un produit de plusieurs rendements, (hydraulique, mécanique et volumétrique), sont exprimés en pourcentage (%).

#### ➤ Rendement hydraulique :

Le rendement hydraulique est le rapport de la hauteur nette recueillie à la hauteur théorique, il est déterminé par:

$$\eta_{hyd} = \frac{H}{H_{th}}$$

Il faut noter que ce rendement dépend des pertes de charge à l'intérieur de la pompe et du type de la machine

#### ➤ Rendement volumique :

C'est le rapport au débit nette délivré par la pompe au débit interne de la roue il est donnée comme suit :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_r}$$

Ce rendement est dû au débit de fuite, dépend surtout de la garniture mécanique au niveau de la presse étoupe, ce rendement varie généralement entre 0.95, 0.98.

#### ➤ Rendement mécanique :

C'est le rapport entre la puissance hydraulique absorbée et la puissance absorbée par la pompe :

$$\eta_{méc} = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (\text{II.16})$$

Ou :

$\eta_{méc}$  : Rendement mécanique de la pompe.

$P_a$  : la puissance absorbée par la pompe en KW.

$P_m$  : la puissance hydraulique absorbée par la pompe en KW.

$P_m$  : la puissance mécanique externe en KW.

Ce rendement mécanique dépend de type du moteur, donc de la puissance du moteur ce rendement est généralement de l'ordre de 0,98÷0,99.

La connaissance de ces différents rendements nous permettra de déterminer le rendement globale la pompe qui est le produit des trois rendements :

$$\eta_g = \eta_{hyd} * \eta_v * \eta_{méc} \quad (\text{II.17})$$

#### II.4 Les pertes de charges

On distingue plusieurs types de pertes de charge [8] :

##### ◆ Les pertes de charge (hydraulique)

Ce sont des pertes de nature hydrodynamique ayant deux origines principales, on distingue les pertes par choc et les pertes par frottement.

##### ✓ Les pertes par frottement (interne) :

Ces pertes se manifestent sur les parois mobiles et immobiles des différentes parties de la pompe (la tubulure d'aspiration, les aubes, la volute).

##### ✓ Les pertes par choc (externe) :

Dites aussi pertes des aubes par décollement, elles se manifestent au contact du fluide avec les aubes à l'entrée de la roue ou de la volute. Au régime nominal, les pertes par choc sont pratiquement nulles.

##### ◆ Les pertes par fuites (volumétriques) :

Ces fuites sont dues au retour du fluide vers l'aspiration qui a lieu entre la partie fixe et la partie mobile de la pompe. Ce retour de fluide, causé essentiellement par la différence des pressions qui règnent au refoulement et à l'aspiration, est représenté par un débit noté  $q$ . Le débit refoulé par la pompe étant  $Q$ , celui traversant la roue sera  $Q+q$ .

◆ **Les pertes mécaniques :**

- Perte dans paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.

Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :

- pertes par frottement de disque.
- pertes par frottement sur un cylindre.

#### II.4.1 Calcul des pertes de charges

Le problème du calcul de ces pertes de charge met en présence les principales grandeurs suivantes :

- ✓ Un fluide caractérisé par : sa masse volumique et sa viscosité cinématique.
- ✓ Un tuyau caractérisé par : sa section (forme et dimension) en général circulaire, sa longueur L et sa rugosité  $\varepsilon$ .

##### II.4.1.1 Pertes de charge singulière

Ces pertes de charge sont proportionnelles au carré de la vitesse. On a

$$J = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.18})$$

Où :

K est le coefficient de pertes de charge singulière sans unité.

V : vitesse moyenne ou vitesse débitante.

J : en mètre de colonne de fluide ou liquide.

On écrit :

$$\Delta P = K \cdot \rho \frac{V^2}{2}$$

$\Delta P$  est une différence de pression (Pa).

##### II.4.1.2 Perte de charge linéaire

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans le liquide. Il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur L dans un tuyau de diamètre D apparaît :

- Une perte de charge exprimée en mètre de colonne de liquide (m.c.L)

$$J = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \tag{II.19}$$

Où  $\lambda$  : le coefficient de perte de charge linéaire.

L : la longueur (m).

D : le diamètre (m).

V : la vitesse moyenne (m/s).

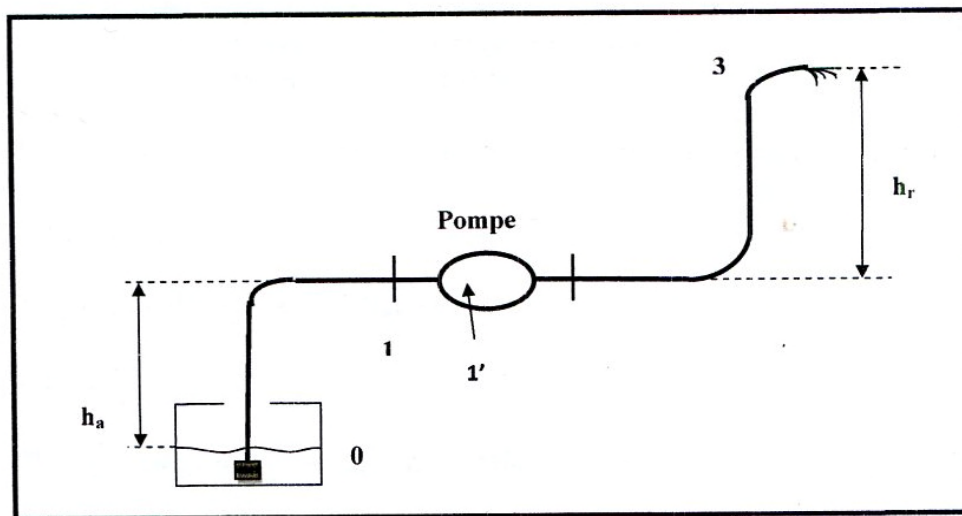
Différence de pression (pa) :

$$\Delta J = \Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \text{ En (Pa)}$$

**II.5 Notion de NPSH et de cavitation**

**II.5.1 Le NPSH**

Le NPSH (Net Positive Suction Head) ou la hauteur de charge nette absolue est la hauteur totale de charge à l'entrée de la pompe mesurée par rapport à un plan de référence. Soit le schéma de la figure (II.12) :



**Figure II.12 :** Système de pompage.

Pour déterminer NPSH on applique l'équation de Bernoulli entre deux (0 et 1') sur les figures (II.13). [8]

$$H'_1 = H_0 - (\Delta H_{01} + \Delta H_{11'})$$

$$\frac{P_{1'}}{\rho g} + \frac{V_{1'}^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 - (\Delta H_{01} + \Delta H_{11'})$$

$$P_{1'} = P_0 - \rho \frac{V_{1'}^2}{2} - \rho g(Z_1 - Z_0) - (\Delta P_{01} + \Delta P_{11'})$$

$$\frac{P_{1'} - P_{vs}}{\rho g} + \frac{V_{1'}^2}{2} + \Delta H_{11'} = \frac{P_0 - P_{vs}}{\rho g} - (Z_1 - Z_0) - \Delta H_{01}.$$

Avec :

$$\frac{V_{1'}^2}{2} + \Delta H_{11'} = NPSH_{(requis)} \tag{II.20}$$

$$\frac{P_0 - P_{vs}}{\rho g} - (Z_1 - Z_0) - \Delta H_{01} = NPSH_{(disponible)} \tag{II.21}$$

Pour qu'une pompe fonctionne normalement, il faut que  $NPSH_{(disponible)}$  (installation), soit supérieure au  $NPSH_{(requis)}$  (constructeur).

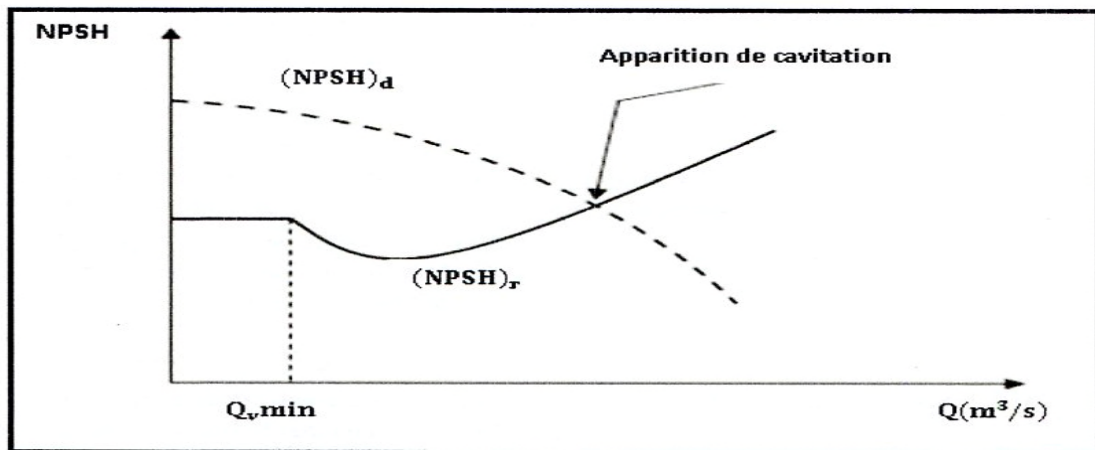


Figure II.13 : La courbe de NPSH.

II. 5.2 La cavitation

Quand la pression est inférieure à la pression de la vapeur saturante du liquide véhiculé, nous avons l'apparition de bulles de vapeurs. Quand ces bulles atteignent les zones où la pression est supérieure à la pression de vapeurs saturantes, les bulles de vapeurs se condensent. Cette condensation s'accompagne d'une multitude d'explosions, ce qui détruit la roue de la pompe.

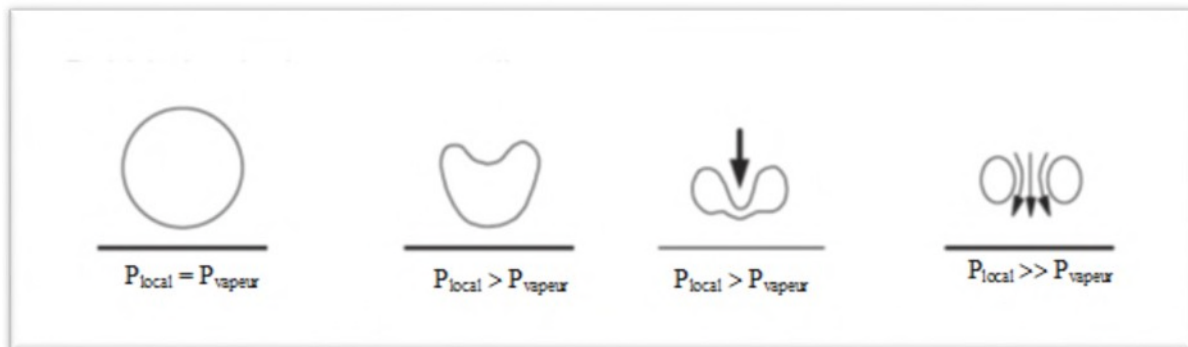
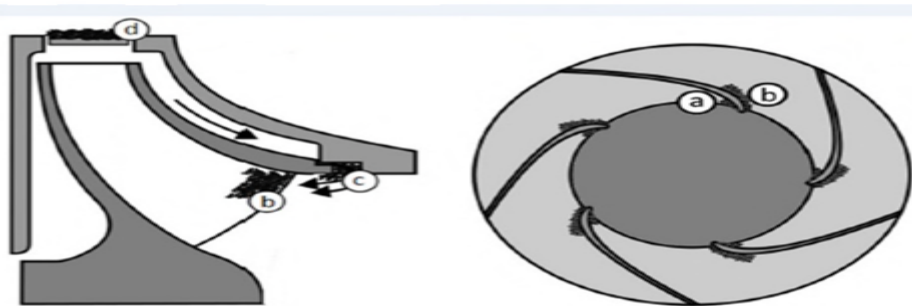


Figure II.14 : Formation de la cavitation.

- **Effets de la cavitation**

Les effets de la cavitation se manifestent par une baisse des performances de la pompe, par une érosion des pièces métalliques et par de fortes vibrations très préjudiciables à la longévité de la pompe.

La cavitation peut avoir à la fois des aspects désirés et non désirés. Elle peut être utile via la génération des microbulles par exemple pour le nettoyage d'objets, en tant que catalyseur de certaines réactions chimiques, ou pour réduire la force de traînée. On peut dans ce contexte-là évoquer la cavitation acoustique qui est caractérisée par l'apparition d'une population de bulles de gaz, sous l'influence d'une onde acoustique et dont les conséquences physico-chimiques sont recherchées dans certains milieux réactionnels.[10]



**Figure II.15** : Effet de la cavitation sur la pompe centrifuge.

## II.6 Conclusion

Au terme de ce chapitre, nous avons constaté qu'il est très important de connaître la méthode de calcul de tous les équipements d'une installation de pompage, nous sommes intéressé particulièrement à l'établissement des caractéristiques d'une pompe centrifuge pour cela nous avons conçu un banc d'essai, afin de mettre en pratique ces méthodes de calculs.



# Chapitre III :

- Techniques de mesure des différentes grandeurs

## CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.

### **III.1 Introduction**

Pour caractériser une pompe il est nécessaire de mesurer certaines grandeurs, ces dernières sont :

- Le débit volumique
- La pression à l'entrée
- La pression à la sortie
- La vitesse de rotation N
- La puissance absorbée par la pompe  $P_{ab}$

### **III.2 Mesure de débit**

Le débit volumique, c'est la quantité de fluide qui traverse une surface donnée par unité de temps, il s'exprime en mètre cube par seconde ou pratiquement en mètres cubes par hauteur, pour le mesurage, il existe plusieurs méthode :

- a) Mesure par pesée
- b) Méthode volumétrique
- c) Débitmètres à pression différentielle.
- d) Le rotamètre
- e) Les différents débitmètres : à turbine, à ultrason, à vortex, à section, à section variable.....

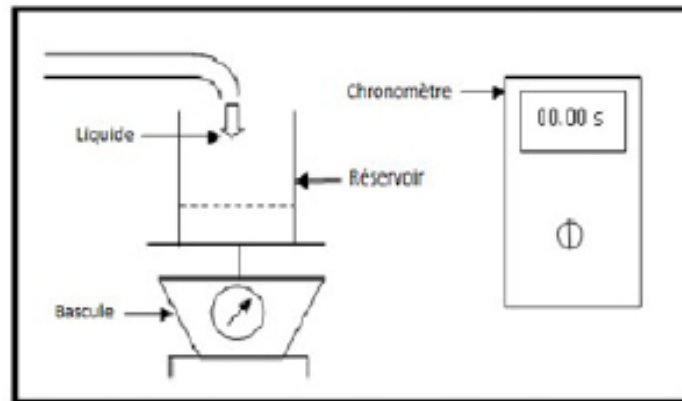
#### **III.2.1 Classification des principaux débitmètres**

##### **III.2.1.1 Mesure par pesée**

La méthode par pesée, elle nous donne la valeur moyenne du débit pendant le temps nécessaire pour remplir le réservoir, elle peut être considérer comme la plus précise des méthodes de mesurage de débit.

Elle est affectée par les erreurs relatives à la pesée, au mesurage du temps de remplissage, à la détermination de la masse volumique du liquide en fonction de la température du fluide est également par d'éventuelles erreurs liées, soit à la dérivation d'écoulement (méthode statique), soit au phénomène dynamique au moment de la pesée (méthode dynamique) [11].

### CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.



**Figure III.1:** Mesure de débit par pesée.

#### **III.2.1.2 Méthode volumétrique**

La méthode volumétrique est aussi précise que la méthode par pesée et comme cette dernière ne donne que la valeur moyenne du débit pendant le temps de remplissage de la capacité jugée.

L'étalonnage du réservoir peut s'effectuer par mesurage du niveau d'eau après déversement dans le réservoir de volume successif d'eau, mesurée à l'aide d'une pipette jaugée.

La méthode volumétrique est affectée par les erreurs relatives à l'étalonnage du réservoir, au mesurage des niveaux et du temps de remplissage.

En outre l'étanchéité du réservoir doit être vérifiée et les corrections de fuite doivent être faites si nécessaire.

Par ailleurs il existe une variante de la méthode volumétrique utilisable sur le site des débits plus grands lorsqu'on peut utiliser comme capacité jaugée un réservoir naturel dont le volume a été déterminé par des procédés géométriques ou topographiques, ce pendant la précision de cette méthode est sensiblement moins bonne du fait notamment des difficultés de mesurage des niveaux, qui peuvent être ni stable ni uniforme. [11]

## CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.

### III.2.1.3 Débitmètres à pression différentielle

#### Principe et théorie

Le principe est basé sur un système perturbateur statique constitué d'un organe d'étranglement ou organe déprimogène qui provoque une chute de pression dont la valeur est fonction du débit de l'écoulement et des caractéristiques thermodynamiques du fluide à mesurer.

- **Appareils déprimogènes**

Les organes déprimogènes sont caractérisés par leur rapport de diamètre  $\beta = \frac{d}{D}$ , ils sont constitués par les tubes de venturi et les diaphragmes.

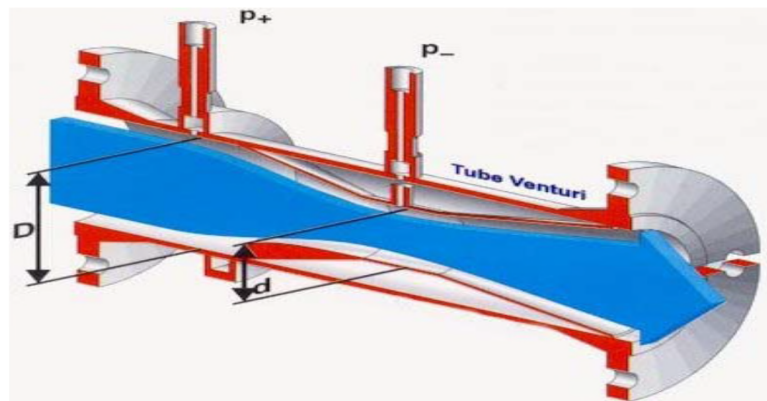


Figure III.2: Principe d'un organe déprimogène.

- **Le venturi :**

Les tubes de venturi sont constitués d'un convergent suivi d'un divergent, ils sont caractérisés par une faible perte de charge et ne nécessitent pas de longueur droite. Ils sont tout particulièrement adaptés aux fluides chargés. Le venturi peut être réalisé en acier ou en alliages divers.

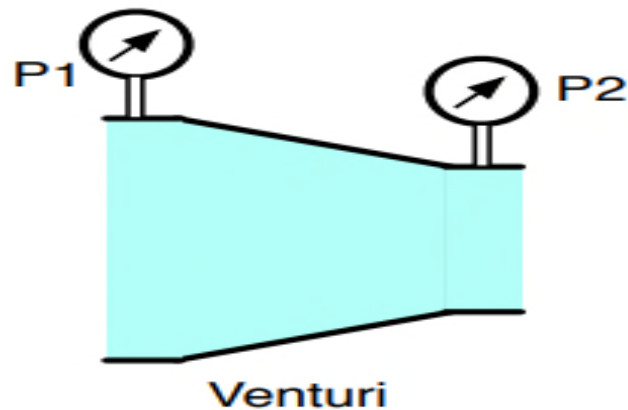


Figure III.3 : Représentation d'un venturi [3].

- **Diaphragme**

Ils sont constitués d'une plaque percée d'un trou calibré perpendiculaire à la conduite.

La version habituelle est munie d'un chanfrein sur la partie aval d'un angle qui doit être compris entre 30 et 45° et d'une arête vive en amont de l'orifice. Le diamètre intérieur  $d$  doit être tel que  $\beta$  soit compris entre 0,20 et 0,80 selon le type du diaphragme, l'épaisseur de la partie cylindrique  $e$  doit être comprise entre 0,005  $D$  et 0,02  $D$  et l'épaisseur totale  $E$  doit être comprise entre  $e$  et 0,05  $D$ . les diaphragmes peuvent se mettre dans les deux sens de l'écoulement, et ils doivent être symétriques et doivent comporter des arêtes vives sur les deux faces ( figure III.4 ).

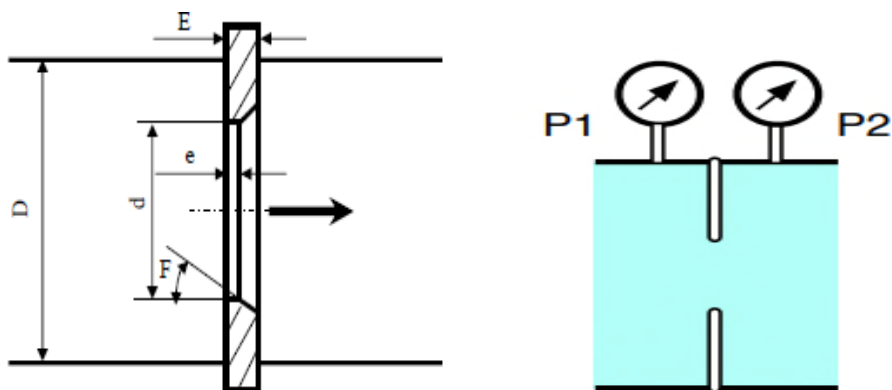


Figure III.4: Diaphragme.

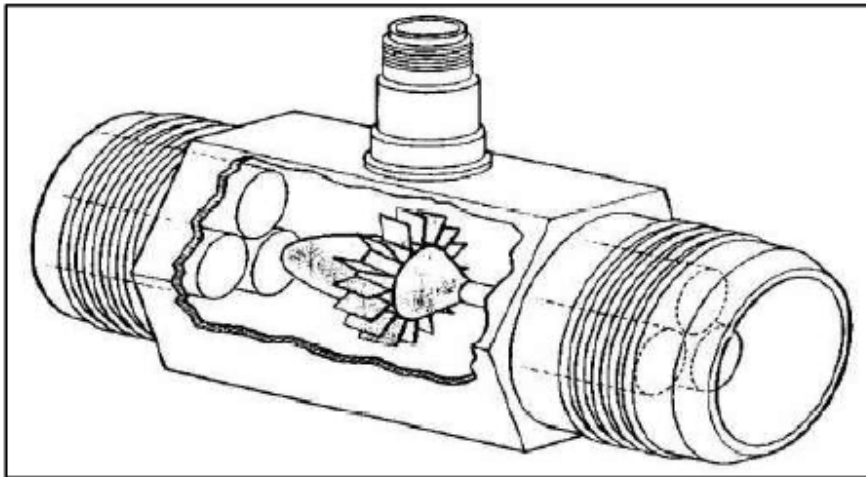
## CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.

### III.2.1.4 Le rotamètre

Le rotamètre (de la société rota) est un débitmètre constitué d'un tube verticale (figure III.5) dont la section de passage augmente de bas vers le haut et dans lequel un organe, appelé de façon impropre flotteur, est animé d'un mouvement de translation ( et parfois de rotation).

L'altitude du flotteur est fonction de son poids, de l'effort d'Archimède et de la trainée générée par le passage de l'écoulement autour de l'obstacle, seul ce dernier effort dépend de la vitesse et donc du débit de l'écoulement.

Une relation entre ce débit et l'altitude observée est alors possible. [11]



**Figure III.5:** Représentation d'un rotamètre [3].

### III.2.1.5 Autres méthodes

Certains appareils tels que les débitmètres à turbines, les débitmètres électromagnétiques ou même les débitmètres à ultrasons, les débitmètres à vortex ou les débitmètres à section variable, peuvent être utilisés pour le mesurage de débit, à condition qu'ils aient été préalablement étalonnés par l'une des méthodes de mesure primaires (méthode volumétrique, par pesée).

Lorsqu'un tel appareil est installé à demeure sur la plate-forme d'essai, on doit prévoir la possibilité de contrôler périodiquement son étalonnage.

## CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.

### **III.3 La hauteur manométrique de la pompe**

#### **III.3.1 Principe de mesurage**

La hauteur manométrique de la pompe est calculée conformément à sa définition, exprimée en hauteur de colonne du liquide pompé, elle représente l'énergie communiquée par la pompe par unité de masse de liquide. [11]

#### **III.3.2 Les différentes méthodes de mesure**

En fonction des conditions d'installation de la pompe et de la configuration du circuit, la hauteur manométrique de la pompe peut être déterminé soit en mesurant les hauteurs totales de charge à l'aspiration et au refoulement, soit en mesurant les différences de pression entre l'aspiration et le refoulement et en ajoutant la différence de la hauteur dynamique si nécessaire.

### **III.4 Mesure de la vitesse de rotation**

La vitesse de rotation doit être mesurée en comptant le nombre de tours pendant un intervalle de temps connu, au moyen d'un tachymètre à lecture directe, d'une dynamo ou d'un alternateur tachymétrie, d'un compteur optique, d'un fréquencemètre ou d'un stroboscope.

### **III.5 Mesure de la puissance absorbée par la pompe**

C'est la puissance mesurée sur l'arbre de la pompe, elle doit être déduite par calcul de différence entre la puissance du moteur en charge (motopompe) et la puissance du moteur à vide.

### **III.6 Mesure de couple**

Le couple doit être mesuré à l'aide d'un dynamomètre ou d'un torsiomètre convenable. Les mesurages du couple et la vitesse de rotation doivent être dans les limites pratiques simultanées. [11]

### **III.7 Mesure de la puissance électrique**

Lorsque la puissance électrique fournie à un moteur électrique, directement accouplé à la pompe, est utilisée comme un moyen de déterminer la puissance absorbée par la pompe, le moteur doit être utilisé que si le rendement est connu avec une précision suffisante.

## CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.

La puissance électrique fournie au moteur à courant alternatif doit être mesurée selon la méthode des deux wattmètres ou celle des trois wattmètres, cela autorise l'emploi soit de wattmètres monophasés soit d'un wattmètre mesurant simultanément les deux ou trois phases, soit d'un capteur-étalon.

Dans le cas d'un moteur à courant continu, soit un wattmètre, soit un ampèremètre et un voltmètre peuvent être utilisés. [11]

### **III.8 Mesure de pression**

Pour mesurer la pression on utilise le manomètre, il existe plusieurs types.

On distingue quelques types :

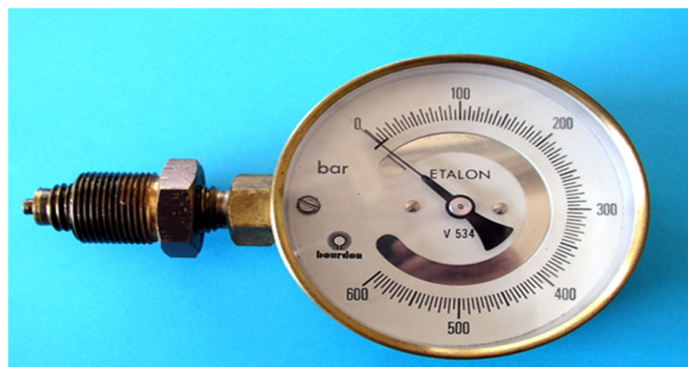
- Manomètre à colonne de liquide.
- Manomètre à piston.
- Manomètre à ressort.

#### **III.8.1 Le manomètre à colonne de liquide inclinée**

Les manomètres à colonne de liquide inclinée, sont destinés aux mesures de faibles variations de pression, dépression, pression différentielle. Ces appareils sont particulièrement recommandés pour les mesures de surpression et dépression des salles blanches, blocs opératoires, laboratoires, locaux stériles, flux laminaires...

#### **III.8.2 Manomètre à ressort**

Ce type de manomètre utilise la déviation mécanique d'une boucle de tube ou simple ou spirale (manomètre à cadran de type bourdon) ou une membrane pour indiquer la pression.



**Figure III.6:** Manomètre à ressort.



## CHAPITRE III : TECHNIQUES DE MESURES DES DIFFÉRENTES GRANDEURS.

### **III.8.3 Manomètre à poids**

Pour les pressions dépassant les possibilités du manomètre à colonne de liquide, le manomètre à poids est d'un usage commode sous sa forme simple différentielle.

### **III.9 mesure de la tension et du courant**

L'appareil de mesure qui permet de mesurer la différence de potentielle entre deux points d'un circuit est un voltmètre, celui qui mesure l'intensité de courant dans une branche d'un circuit, est l'ampèremètre.

Les différences de potentielle peuvent aussi être étudiées à la moyenne d'un oscilloscope, chaque appareil de mesure possède deux sondes (deux fils) qui sortent de l'appareil et qu'il fut connecté au circuit de manière appropriée pour prendre la mesure.

### **III.10 Conclusion**

Le choix des instruments de mesure après avoir passé en revue successivement les instruments de mesure, nous avons opté pour :

- Les manomètres à ressorts pour mesurer la pression.
- Un stroboscope pour mesurer la vitesse de rotation.
- Un débitmètre pour mesurer le débit.
- Un ampèremètre pour mesurer l'intensité du courant.
- Un voltmètre pour mesurer la tension.
- Un wattmètre pour mesurer la puissance.

## Chapitre IV :

- Mise au point du banc d'essai.

**IV.1 Introduction**

Nous avons utilisé un banc d'essai, qui a été réalisé par les étudiants Mr Aidli Abdelkrim et Mr Aissani et Youba, au niveau du hall technologie de l'université Abderrahmane Mira. [17]

**IV.2 Description du banc d'essai**

Le banc permet l'étude d'une pompe centrifuge industrielle. Conçu pour fonctionner en circuit fermé, il constitue un moyen expérimental complet pour l'étude des performances et des caractéristiques des pompes centrifuges. Avec ses bacs d'alimentation, il est autonome et ne nécessite qu'une alimentation électrique. Il peut être ainsi utilisé facilement dans un atelier ou une salle de cours.

La vitesse de la pompe peut changer à l'aide d'un système poulie courroie. Une instrumentation complète avec manomètres et débitmètres permet de déterminer la puissance hydraulique et de tracer la courbe caractéristique de la pompe.

**Le banc devra permettre les exploitations pédagogiques suivantes :**

- Étude d'une pompe centrifuge adaptée au domaine du traitement des eaux.
- Détermination des performances et des caractéristiques d'une pompe centrifuge.
- mesure de la hauteur manométrique totale en fonction du débit.
- Mesure de la puissance électrique absorbée en fonction du débit.
- Détermination du rendement hydraulique.
- Tracé des courbes caractéristiques.



Figure IV.1 : Image du banc d'essai.

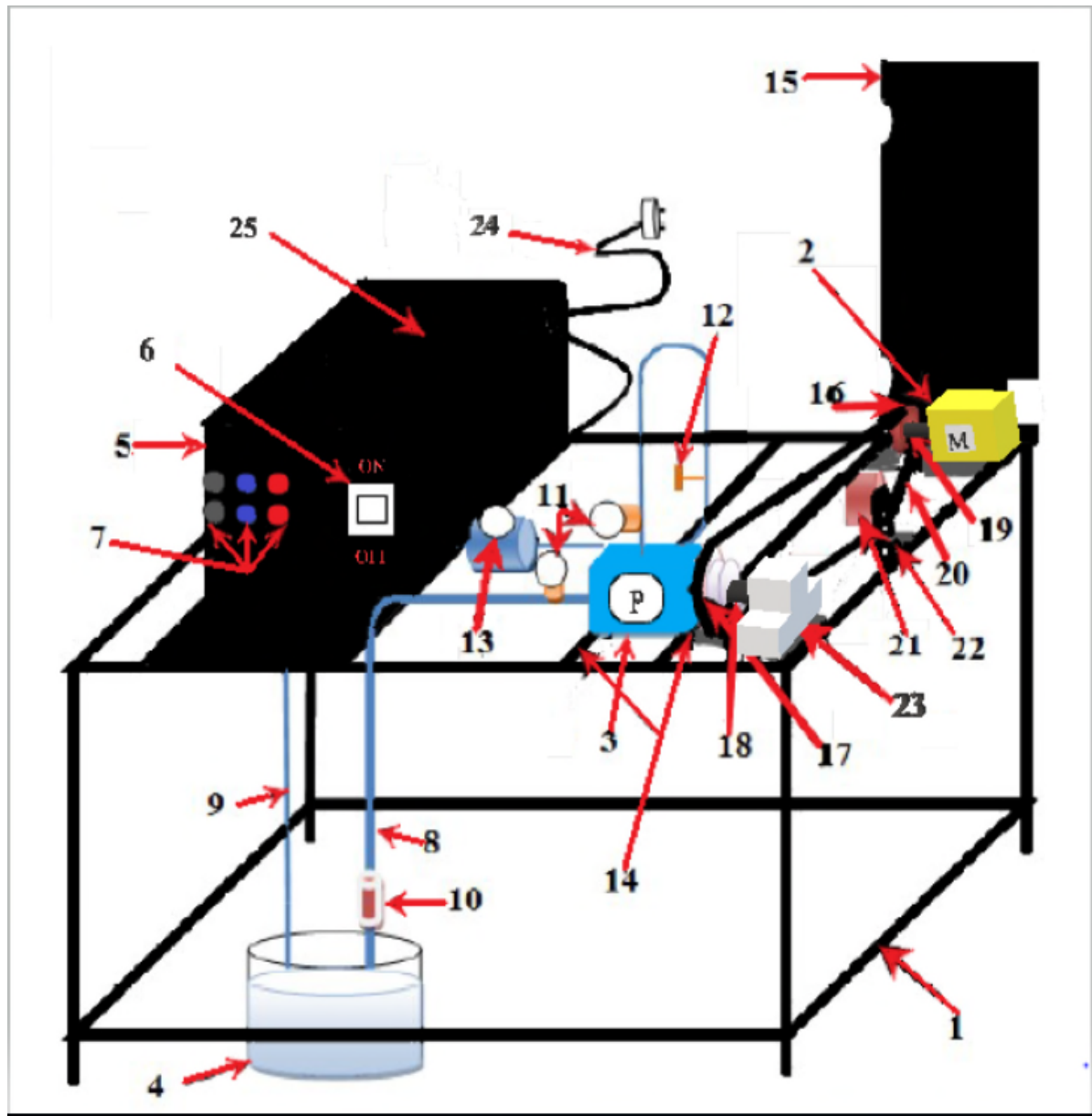


Figure IV.2 : Schéma explicatif du banc d'essai.

### Constitutions

Le banc est construit au niveau de hall technologie à l'université A. Mira de Bejaia, il se compose de :

1- Châssis, 2- Moteur, 3- Pompe, 4- Réservoir, 5- Table de commande, 6- bouton d'arrêt et de démarrage, 7- pôles de connexion, 8- conduite d'aspiration, 9- conduite de refoulement, 10- clapet anti-retour, 11- Manomètres, 12- Vanne, 13- Débitmètre, 14- Support motopompe, 15- cache courroie, 16- poulie motrice, 17- poulie réceptrice, 18- arbre de la pompe, 19- arbre de moteur, 20- courroie, 21- tendeur, 22- support de tendeur, 23- palier, 24- fils de connexion au réseau, 25- armoire.

### IV.3 Mise en fonctionnement

#### IV.3.1 Problèmes rencontrés et solutions proposées dans l'installation

Durant nos essais nous avons rencontré des problèmes dans l'installation qui nous a empêché d'avoir les résultats souhaités.

##### IV.3.1.1 Problème des grandes vitesses

A grande vitesse, le moteur ralentit alors que la puissance développée n'est pas au-dessus de la capacité et même la puissance utile est très faible. .

##### IV.3.1.2 Problème du moteur

Après montage et avant la mise sous tension, nous avons tiré sur la courroie juste pour vérification, il s'est avéré que l'arbre du moteur vient buter (toucher) contre le carter, après avoir démonté le carter nous avons remarqué que le roulement n'est pas dans son logement. Ceci est dû à un défaut de montage

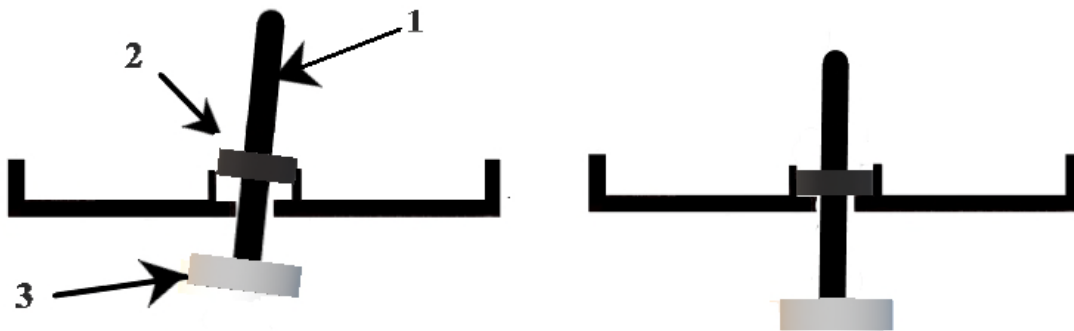


Figure IV.3 : Axe du moteur avant et après la réparation.

1 : l'axe du moteur.

2 : le roulement

3 : la poulie

La mesure de diamètre de l'alésage du logement du roulet indique qu'il est trop petit pour un montage glissant pour cela nous avons augmenté le diamètre procédé au montage, malheureusement le moteur a reçu un coup et il est devenu défectueux, nous avons essayé de le réparer :

- ✓ Nous avons contrôlé le condensateur de démarrage, il est bon.
- ✓ Nous avons contrôlé les bobinages du stator, il s'est avéré que les résistances entre AC et BC sont infinie ce qui implique que la résistance DC est coupée.

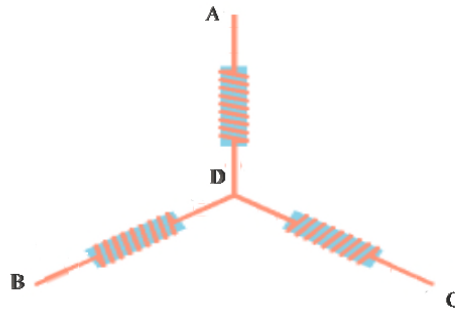


Figure IV.4 : Le bobinage du stator.

Le responsable du hall technologie monsieur Yousfi nous a donné un moteur électrique. La vitesse de rotation du moteur n'est pas dans le sens adéquat avec la pompe pour cela, nous avons changé le montage du moteur ancien.

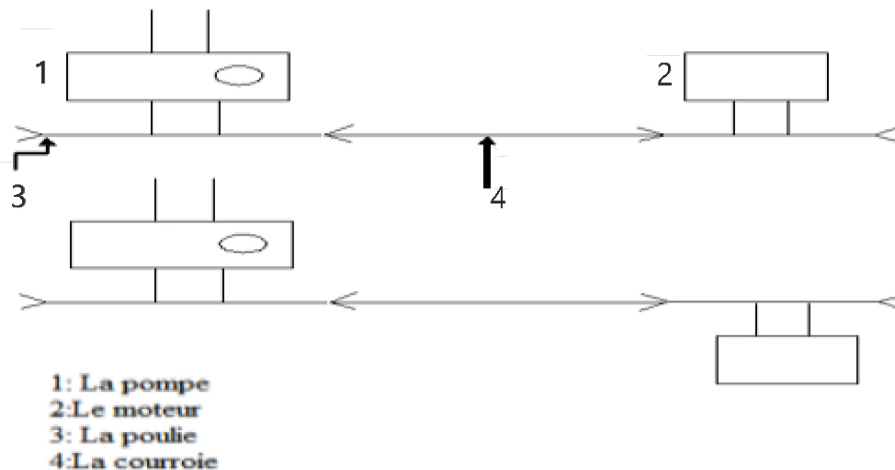


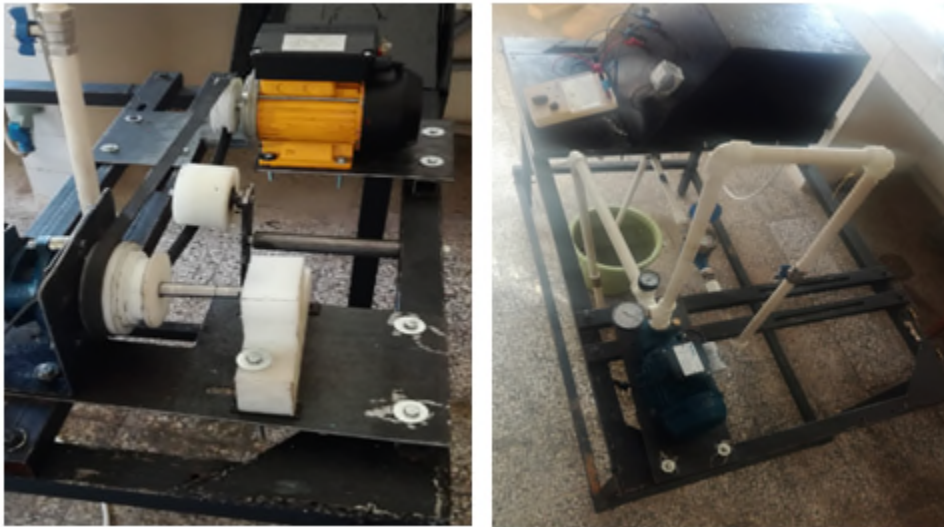
Figure IV.5 : Schéma cinématique de positionnement du moteur avant et après.

#### IV.3.1.3 Problème de la pompe

Pour avoir une bonne pression nous avons utilisé une pompe mais la pression produite est trop basse ( $<1\text{bar}$ ), pour comprendre pourquoi la pression est toujours basse, nous avons analysé le système de transmission par la courroie de la pompe et notamment changé le clapet de retenue mais le problème toujours persiste puis nous avons pensé aussi que le problème provient du manomètre, nous l'avons changé, mais sans résultats.

Enfin, après ces deux contrôles, nous avons déduit que le problème vient de la pompe, nous l'avons démonté, nous avons vérifié la turbine nous avons constaté qu'il manque plusieurs dents ce qui a causé un manque de refoulement du liquide refoulé à l'extérieur de la pompe. Nous avons changé la pompe bien qu'elle produise une pression plus élevée mais elle a un problème de fuite causé par la défaillance du joint mécanique interne. Nous n'avons pas pu la réparer par manque du temps.

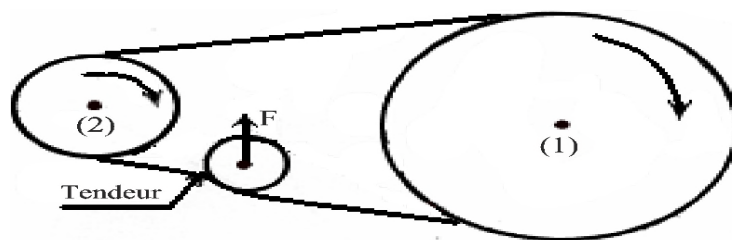
En définitive nous avons jugé utile de remplacer le système poulie-courroie par une motopompe.



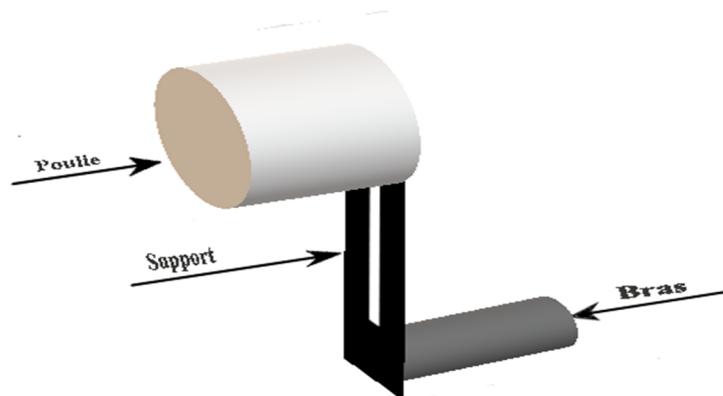
**FigureIV.6 :** Ancien montage et nouveau montage.

**IV.3.1.4 Problème du tendeur**

Le problème rencontré sur le tendeur était finalement le glissement de la courroie qui a été placé à l'extérieur. Ce qui a freiné la transmission de puissance. Nous avons opté pour le changement de la position du tendeur et la mise en place d'une rainure dans le bras du tendeur avec ce changement nous avons pu régler le problème du tendeur et la courroie de façon à avoir un bon fonctionnement du système.



**Figure IV.7 :** Emplacement du tendeur.



**Figure IV.8:** Schéma représentatif de tendeur.



#### IV.3.1.5 L'arbre de la pompe :

Lors la mise en fonction on remarque une forte vibration au niveau de l'axe de la pompe ce qui met cette dernière en mouvement. Pour éliminer ces vibrations on a réalisé un palier pour la fixation de l'arbre.

#### IV.4 Système de transmission poulie-courroie

Un système poulie courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux ou plusieurs arbres pouvant être éloignés l'un de l'autre.

Une transmission par courroie est constituée d'une :

- Petite poulie 1 ( $\omega_1, r_1, \theta_1, d_1$ )
- Grande poulie 2 ( $\omega_2, r_2, \theta_2, d_2$ )
- Courroie ayant :
  - Une vitesse linéaire  $V$ .
  - Un coefficient de frottement avec les poulies  $f_f$ .

Les axes des poulies sont distants d'une longueur  $e$  appelée entraxe du système poulie-courroie.

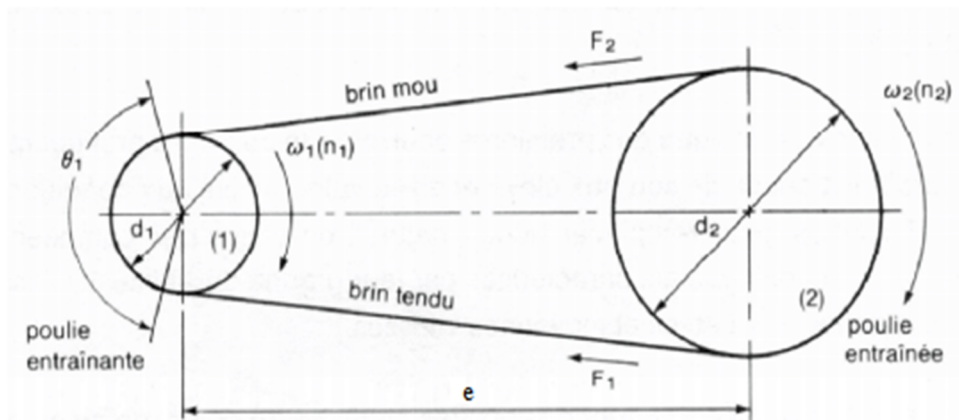


Figure IV.9 : Système poulie-courroie.

#### IV.5 Avantage et inconvénient de transmission par poulie-courroie

Les avantages et les inconvénients de la transmission par poulie courroie sont : [14]

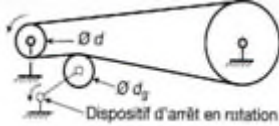
- Avantage
  - Entraxe élevée
  - La possibilité d'une variation d'entre axe et de position relative entre les arbres moteur et récepteur.
  - Une relative souplesse dans la transmission :

- L'élasticité des matériaux constituant la courroie confère à celle-ci un rôle d'amortisseur de couple.
- Une possibilité de glissement (courroie/poulie) dans le cas de forte charge transmise : fonction de limiteur de couple à glissement.
- Un non nécessité de lubrification : les carters ne sont que des éléments de protection secs.
- Un entretien limité aux réglages périodiques de la tension initiale.
- Un fonctionnement silencieux.
- Une grande durée de vie.
- Parallélisme des axes des poulies
- **Inconvénient :**
- L'encombrement des éléments de guidages (roulement, coussinets ....) dans les paliers soumis à des efforts radiaux souvent importants (dépendant directement des tensions dans la courroie).
- Le non garanti d'une transmission parfaitement homocinétique pour les courroies asynchrones, qui entraînent des poulies sans dentures.

**IV.6 Rôle des tendeurs sur le comportement dynamique d'une transmission par courroie**

Le rôle des tendeurs est d'optimiser le fonctionnement du système en filtrant les vibrations et en maintenant une tension minimum dans un brin de la courroie. Ils sont placés dans le brin mou de la transmission. Or le changement de fonction des poulies dans le cadre des alterno-démarrateurs inverse l'état des brins tendus et mous au cours du fonctionnement. Ajoutons que le teneur, composé d'un galet monté « fou » sur un bras, intervient aussi pour réduire l'amplitude des battements dans le cas de transmissions a grand entraxe quand le couple transmis est irrégulier. Par ailleurs, le diamètre  $d_g$  du galet doit vérifier la relation  $d_g > d$  ( $d$  : diamètre de la poulie la plus petite), la tension étant prioritairement appliquée sur le brin mou de la courroie. [14]

Le tableau suivant représente les inventaires des dispositions de tension :

Mode de réglage	Liaison (tendeur/bâti ou récepteur/bâti)	Contact (galet courroie)	Représentation schématique	Commentaires
Avec tendeur (pour	De type pivot	Extérieur		-Augmenter l'angle d'enroulement sur les poulies

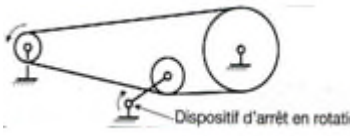
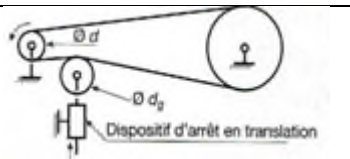
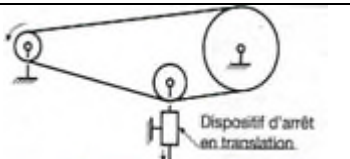


entraîneur fixe)				<p>-Peut assurer la fonction d' « embrayage-débrayage »</p> <p>-à éviter pour les courroies trapézoïdales.</p> <p>- vérifier <math>d_g &gt; 1.3d</math>.</p>
		Intérieur		<p>Le galet doit être placé de façon à ne pas trop diminuer l'angle d'enroulement de la petite poulie.</p>
		Extérieur		<p>Augmenter l'angle d'enroulement sur les poulies</p> <p>- vérifier <math>d_g &gt; 1.3d</math></p> <p>-à éviter pour les courroies trapézoïdales.</p>
	De type glissière	Intérieur		<p>Le galet doit être placé de façon à ne pas trop diminuer l'angle d'enroulement de la petite poulie.</p>
Sans tendeur	De type pivote			<p>- Cette solution est retenue quand les carters des éléments moteur et récepteur sont dissociés.</p>
	De type glissière			

Tableau IV.1 : Inventaire des positions de tension.

**IV.7 Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons exposé les différentes manques et problèmes de l'installation et les solutions proposées en améliorant certaines points pour qu'on puisse faire nos essais sans difficultés, dans le chapitre suivant nous allons présenter les graphes de notre manipulation.

# Chapitre V :

- Manipulation expérimentale.

**V.1 Introduction :**

L'objectif visé dans ce chapitre est d'effectuer des différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai est d'observer les variations des paramètres suivants :

- La pression dans la conduite d'aspiration.
- La pression dans la conduite de refoulement.
- La hauteur manométrique.
- La puissance absorbée.
- La puissance utile.
- Le rendement.

Ces paramètres sont tous fonction du débit de la pompe et par suite effectuer des différents calculs à partir de ces mesures.

**V.2 les caractéristiques du moteur et de la pompe**

Pompe	
Le débit maximal de la pompe	$Q_{v,max}$ 40l/min
La hauteur maximale	H max 40m
Moteur	
Tension nominal	220v
Fréquence	50Hz ~
Puissance nominal	0.37 Kw
Vitesse nominale	2800tr/min
Courant nominale	2.3 A
Indice de protection	IP44
Capacité du moteur	10 $\mu$ F 450 v

**V.3 Procédure :**

Pour définir la pompe nous avons besoin de connaître les courbes suivantes :  $H=f(Q_v)$ ,  $P_u = f(Q_v)$ ,  $\eta = f(Q_v)$ . Et pour cela nous avons effectué les expériences suivantes.

- **Les instruments utilisés pour les différentes grandeurs :**
  - Deux manomètres pour mesurer la pression en aval et en amont.
  - Un compteur d'eau pour mesurer le débit volumique de la pompe.
  - Un multimètre pour mesurer la tension et le courant du moteur.
  - Un stroboscope pour mesurer la vitesse de rotation de la pompe.

**Expérience**

Premièrement nous avons mesuré la tension et le courant du moteur pour déduire la puissance absorbé du moteur à vide  $P_0 = U * I * \cos \alpha$  telque :

$U=220v, I=1.51A, \cos \alpha = 0.75$

$$P_0 = 250 W$$

Nous avons mesuré la vitesse de rotation de la pompe N1 (2800tr/min) avec la vanne complètement ouvert.

Pendant l'essai la vanne est fermée progressivement jusqu'au prochaine point de mesure, à chaque valeur de débit atteinte, on note les différentes mesures : le débit, les pressions P1, P2, et la puissance électrique effectuées dans les tableaux suivants :

$Q_v * 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
P1 (bar)	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///	///
P2 (bar)	4	3.8	3.6	3	2.2	2	1.8	1.5	1.1	0.9	0.7	0.5
P <sub>c</sub> (w)	412.5	397.6	387	381	361.3	359.7	358	356.4	354.7	353.1	351.4	349.8

**Remarque :** La pression à l'entrée de la pompe est inférieure à la pression atmosphérique, pour la mesurer il faut un dépressomètre mais malheureusement il ne se trouve pas sur le marché.

Nous la déterminons par le calcul :

Pour :  $Q_v = 0,377. 10^{-3} (m^3/s)$  et  $S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \pi \frac{(2*10^{-2})^2}{4} = 3.14 * 10^{-4}$

Donc :  $V_1 = \frac{Q_v}{S_1} = 1.2 (m/s)$

A 20°C, on a :  $\nu = 1.01 * 10^{-6} (m^2/s)$  et  $\rho = 1000 (kg/m^3)$

Donc :  $R_e = \frac{V_1 * D_1}{\nu} \rightarrow R_e = 23762.37 > 2000$  donc le régime est turbulent.

Avec :  $\lambda = 0.3164 * (R_e)^{-0.25} \rightarrow \lambda = 0.025$

• **Calcul des pertes de charges linéaires :**

Avec :  $\Delta H_r = \frac{\lambda LV_1^2}{2Dg} \rightarrow \Delta H_r = 0.092 \text{ (m)}$

• **Calcul des pertes de charges singulières :**

$$\Delta H_s = \frac{K_s V_1^2}{2g}$$

Avec :  $K_s = \frac{\alpha}{\pi} (0.131 + 1.847 * (\frac{D}{R})^{3.5}) \rightarrow K_s = 2.593$

Donc  $\Delta H_s = 0.19 \text{ m}$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 - (\Delta H_r + \Delta H_s)$$

$P_1 = P_0 - \frac{\rho V^2_{1'}}{2} - \rho g(Z_1 - Z_0) - (\Delta P_r + \Delta P_s) \rightarrow P_1 = 90769,77 \text{ Pa} = 0.907 \text{ atm}$

$R_e$  : Le nombre Reynolds.

$K_s$  : Le coefficient des pertes de charge singulières (pour un coude).

$\lambda$  : Coefficient des pertes de charges linéaires.

$\nu$  : La viscosité cinématique du l'eau à 20°C (m<sup>2</sup>/s).

$\rho$  : C'est la masse volumique (kg/m<sup>3</sup>).

$\alpha$  : Angle de coude en rad.

**V.3.1 La hauteur manométrique**

$$H_{mn} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \text{ Avec: } V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi D^2}$$

**Exemple:**

Pour  $Q_v = 0,377 * 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s)}$

Nous avons pour :

$D_1 = 20\text{mm} \rightarrow V_1 = 1.2 \text{ (m/s)}$ .

$D_2 = 15\text{mm} \rightarrow V_2 = 2.13 \text{ (m/s)}$ .

D'où:  $H_{mn} = \frac{0.5 * 10^5}{10000} + \frac{2,13^2 - 1.2^2}{2 * 9.81} = 5.15 \text{ m}$

Les résultats de différentes valeurs dans le tableau suivant :



$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
$H_{man}$ (m)	40	38	36	30.01	22.03	20.05	18.07	15.09	11.13	9.13	7.15	5.15

A partir de ce tableau on trace la courbe caractéristique de  $H_{man} = f(Q_v)$  :

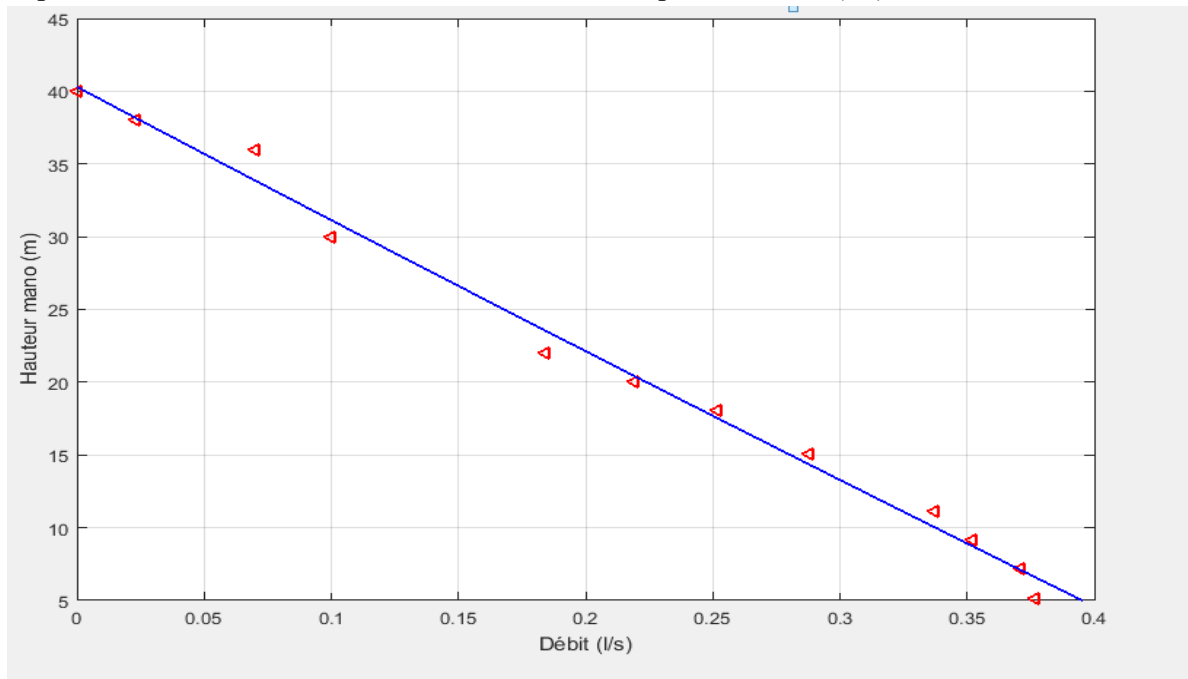


Figure V.1 : Courbe de la hauteur manométrique.

### V.3.2 La puissance utile de la pompe

$$P_u = \rho g H_{mn} Q_v$$

Les résultats de différentes valeurs sont illustrés dans le tableau suivant :

$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
$P_u$ (w)	0	8.74	25.2	30.01	40.53	43.91	45.54	43.46	37.51	32.14	26.53	19.42

A partir de ce tableau on trace la courbe caractéristique :  $P_u = f(Q_v)$ .

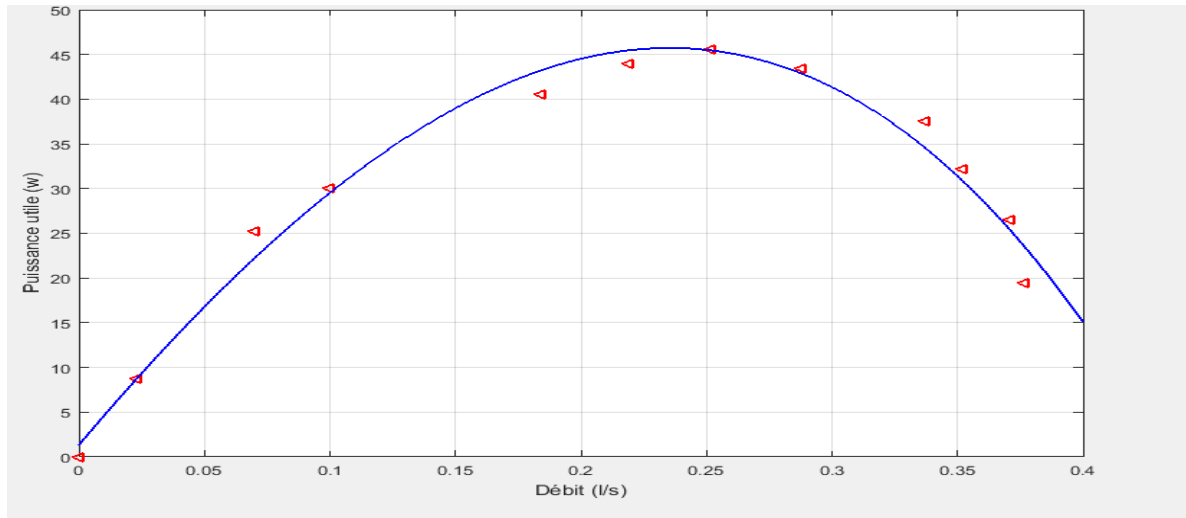


Figure V.2 : Courbe de la puissance utile.

V.3.3 La puissance absorbée par la pompe

$$P_{a_{pompe}} = P_e - P_0$$

Exemple :

Pour  $Q_v = 0.023 * 10^{-3} (\frac{m^3}{s})$ ,  $P_e = 397.6 w$ ,  $P_0 = 250 w$

Donc :  $P_{a_{pompe}} = 397.6 - 250 = 147.6 w$

Les résultats des différentes valeurs dans le tableau suivant :

$Q_v * 10^{-3}$ ( $m^3/s$ )	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
$P_{a_{pompe}}$ (w)	162.5	147.6	137	131	111.3	109.7	108	106.4	104.7	103.1	101.4	99.8

A partir des résultats de tableau on trace la courbe caractéristique de  $P_{apompe} = f(Q_v)$  :

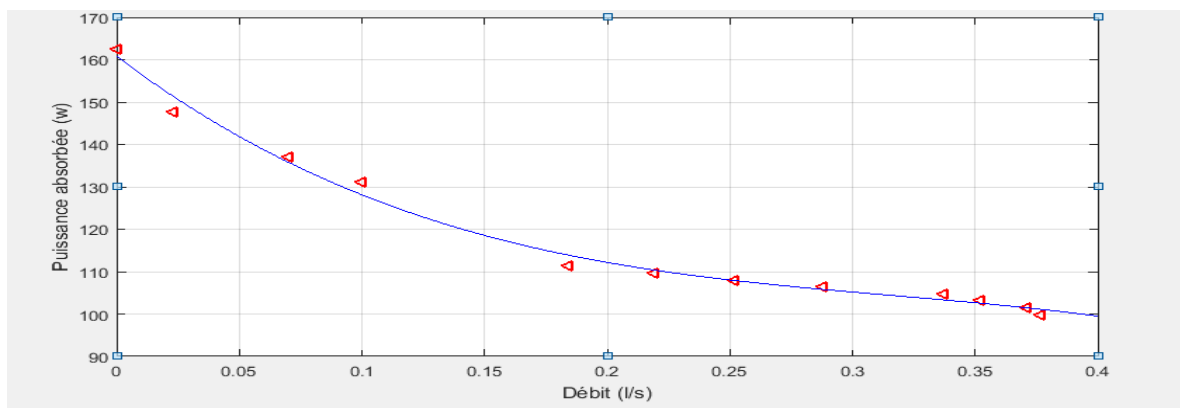


Figure V.3: Courbe de la puissance absorbée par la pompe.

V.3.4 Le rendement de la pompe

$$\eta = \frac{P_u}{P_{a\text{pompe}}}$$

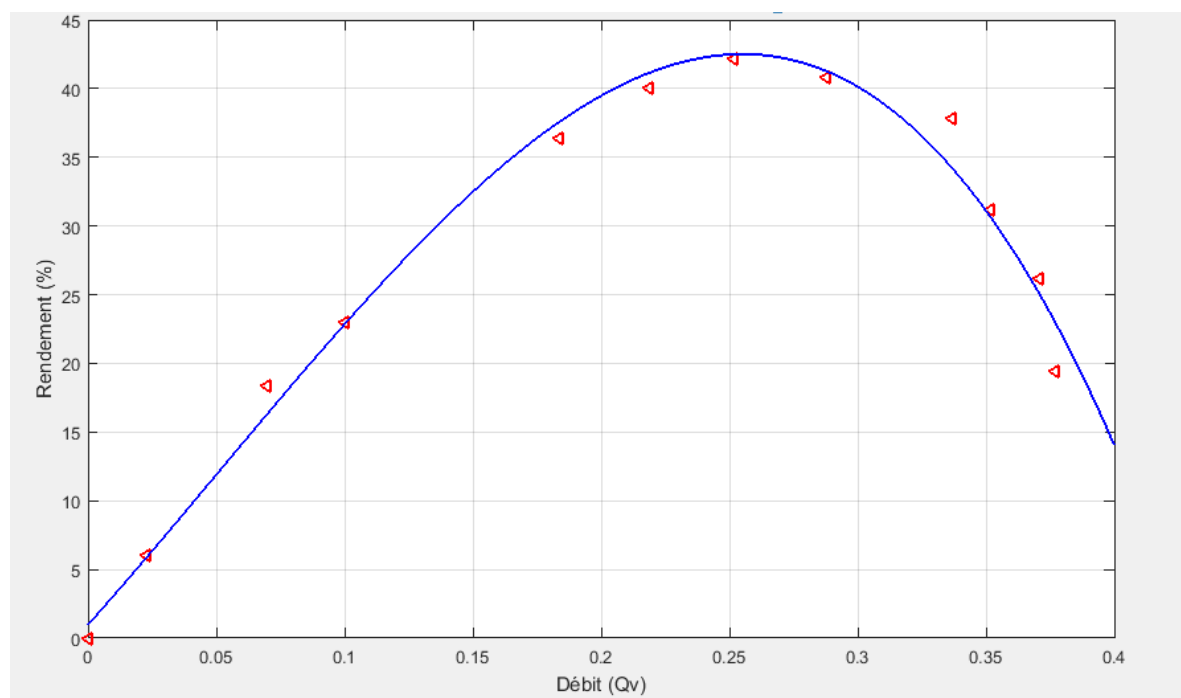
Pour :  $P_u = 8.74 \text{ w}$  et  $P_{a\text{pompe}} = 147.6 \text{ w}$

$$\eta = \frac{8.74}{147.6} = 0.06 \text{ D'où : } \eta = 6 \%$$

Les différents résultats dans le tableau suivant :

$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)	0	0.023	0.07	0.1	0.184	0.219	0.252	0.288	0.337	0.352	0.371	0.377
$\eta$ (%)	0	6	18.4	23	36.41	40	42.16	40.8	37.82	31.17	26.16	19.45

A partir des résultats de tableau on trace la courbe caractéristique :  $\eta = f(Q_v)$



**Figure V.4 :** Courbe du rendement.

#### V.4 Synthèses et interprétation des résultats

A partir des résultats expérimentaux obtenus et graphes établis, nous pouvons prélever les observations suivantes :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe centrifuge et qui expriment ses performances, sont, pour une vitesse de rotation donnée :

##### V.4.1 La courbe hauteur – débit, ou courbe $H = f(Q_v)$

Traduit les variations de la hauteur totale d'élévation(H.M.T) en fonction du débit. La courbe de la caractéristique  $H = f(Q_v)$  coupe l'axe des hauteurs en un point correspondant à débit nul ou " hauteur de barbotage " et à une allure générale tombante jusqu'à une valeur  $H_{min}$  pour un débit  $Q_{vmax}$ .

##### V.4.2 La courbe de la puissance absorbée pour les différents débits

Représentent l'évolution de la consommation de la puissance par la pompe en fonction du débit. On constate que pour un débit nul la puissance absorbée est égale à une certaine valeur  $P_{max} = 162.5$  (vanne fermée); en augmentant le débit, la puissance absorbée diminue jusqu'à elle atteint une valeur maximale pour un  $Q_{max}$  ce qui correspond à une pression ( $P_{abs} \neq 0$ )

**V.4.3 La puissance utile pour les différents débits**

Représente l'évolution de la puissance transmet par la pompe au liquide en fonction de débit (la pompe ne fournée aucune énergie au liquide), en augmentant le débit, la puissance utile augmente jusqu'à une valeur maximal, puis elle diminue jusqu'à une valeur minimal qui correspond à un débit maximal.

**V.4.4 La courbe du rendement global pour les différents débits**

Représente l'évolution du rendement de la pompe en fonction du débit. On constate que pour un débit nul le rendement est nul ; en augmentant le débit le rendement augmente jusqu'à qu'il atteint une valeur maximale ( $\eta_{\max}$ ) pour un  $Q_{\text{nom}}$ , puis la valeur baisse jusqu'à une valeur  $\eta$  pour un  $Q_{\text{vmax}}$ .

Cette courbe présente un maximum pour une certaine valeur du débit. Elle passe par l'origine, puisque pour un débit nul ( $Q=0$ ), le rendement est nul.

On remarque que le rendement est maximal en un point généralement différent de celui de la puissance absorbée maximale.

**V.5 Conclusion**

Cette manipulation nous a permis de caractériser la pompe centrifuge. En modifiant l'ouverture de la vanne (variation du débit), nous avons pu, dans un premier temps de retrouver la courbe caractéristique de la pompe  $H_{\text{mn}}=f(Q)$  ; ce qui nous permis de déduire la courbe de la puissance utile, puis on a calculé et tracé les courbes caractéristiques de la puissance absorbée et le rendement.

- On constate que la hauteur manométrique totale (H.M.T) est d'autant plus importante que le débit est faible, en augmentant le débit, la hauteur manométrique diminue jusqu'à une valeur  $H_{\text{min}}$  pour un débit  $Q_{\text{vmax}}$  (vanne complètement ouverte).
- On constate en effet expérimentalement que la puissance absorbée à débit nul (vanne fermée) est maximale, pour un débit maximal (vanne ouverte) la puissance est faible.
- On constate que le rendement global  $\eta$ , est maximal, pour une valeur du débit correspondant à la plage de fonctionnement optimal. On constate que les valeurs du rendement sont très faibles à cause des faibles débits prélevés par le débitmètre.

# Conclusion générale

### **Conclusion générale**

Au terme de notre étude, nous pouvons constater et conclure qu'il est très important de définir et d'étudier les caractéristiques d'une pompe centrifuge afin de comprendre leur comportement et faire le bon choix.

En premier lieu, nous avons rédigé un bref rappel sur les généralités des pompes, par la suite, on a consacré le deuxième Chapitre pour l'étude de la pompe centrifuge et définir leur différentes caractéristiques, plusieurs documents sont consultés séparément afin de rassembler la théorie nécessaire pour ce présent travail.

Cependant le troisième chapitre, nous avons présenté les différents appareils qui mesurent les grandeurs qui caractérisent une pompe.

En ce qui concerne la partie expérimentale, nous avons rencontré beaucoup de problèmes dans l'installation et la mise en marche de notre système nous étions obligés de ne pas utiliser le système prévu pour deux vitesses par conséquent nous avons fait des expérience uniquement pour une seule vitesse

Les résultats des essaies effectuées ont permis de dégager les remarques et les conclusions dont les plus importantes sont :

- La hauteur manométrique suit approximativement une droite, ce qui indique une courbe caractéristique pratique très proche de la caractéristique théorique (droite d'EULER)
- La puissance consommée par la motopompe à vide est très importante par rapport a la puissance fournie au liquide, ce qui a donné un rendement faible de l'ordre de 0.5

# Bibliographie

- [1] : ANGLARET KAZMIERCZAK, Technologie Génie Chimique, Tome 1.
- [2] : Bernard de CHARGÈRES, pompe volumétrique pour liquide, technique de l'ingénieur traité génie mécanique.
- [3] : Ahmed Misbah Youssef, Livre, PUMP TECHNOLOGY.
- [4] : ROBERT REY et JEAN POULAIN, « pompes roto dynamique », technique de l'ingénieur, traité génie mécanique
- [5] : Les Pompes, TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007
- [6] : HYDRAULIQUE pour le génie des procédés, lien : <http://gpip.cnam.fr>, fondation unit, université numérique ingénierie et technologie].
- [7] : thèse : « méthode de calcul et dimensionnement d'une pompe centrifuge » département : génie mécanique, option : construction mécanique, promotion : 2000.
- [8] : thèse, « la méthode instationnaire pour la prédiction des performances des pompes centrifuges », département : hydraulique option : urbaine, promotion : 1999.
- [9] Centrifugal Pump User's Guidebook PROBLEMS AND SOLUTIONS; SAM YEDIDIAH; CHAPMAN & HALL: 1996.
- [10] : Mémoire, « LA SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULLEMENT », 2017, université Abderrahmane Mira de Bejaia].
- [11] : AFNOR, « pompes roto dynamiques », Norme NF EN ISO 9906, juin 2000.
- [12] : Livre, « Les Principes des mesures: pressions, débits, niveaux, températures », Michel Capot.
- [13] : TEXROPE Guide d'entretien des courroies industrielles, édition 1 80027.
- [14] : Construction mécanique, Transmission de puissance, 3. Application : « courroie asynchrones, chaines, variateurs de vitesses, joints d'accouplements homocinétiques et non homocinétiques », Francis Esnault, édition DUNOD Tom 3, Janvier 2002.
- [15] : Jan KRYSINSKI, « Turbomachines Théorie Générale », OPU Ben AKnoun (Alger),1986
- [16] : MARCEL SEDILLE <turbomachines hydrauliques et thermique, volume1>éditeur Masson 1966.
- [17] : Aidli Abdelkrim et Aissani youba, mémoire « Étude et réalisation d'un banc d'essai sur les pompes centrifuges », Université de béjaia, 2017.