

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila**  
**Institut des Sciences et de Technologie**  
**Département de Sciences et Techniques**



N° Ref :.....

**Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du diplôme  
de MASTER**  
**Spécialité : Hydraulique Urbaine**

# **ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN BANC D'ESSAI DES POMPES CENTRIFUGES**

**Réalisé par :**

- KHELLAF Soufiyane**
- REZAIKI Yassine**

**Soutenu devant le jury :**

<b>M. MOUSSOUNI A.</b>	<b>M.A.A</b>	<b>CUAB MILA</b>	<b>Président</b>
<b>M. KOUSSA M.</b>	<b>M.C.D</b>	<b>CUAB MILA</b>	<b>Examineur</b>
<b>Mme. ALLIA Z.</b>	<b>M.A.A</b>	<b>CUAB MILA</b>	<b>Promoteur</b>

**Année universitaire : 2017/2018**

## **Remerciement**

*Nous remercions Dieu tout puissant et miséricordieux de nous avoir donné le courage, la santé, la volonté et la patience de réaliser et de mener à terme ce mémoire.*

*Nous tenons à exprimer toute notre gratitude et notre connaissance au notre encadreur " **ALLIA Zineb** " pour son encadrement, son soutien, ses précieux conseils et critiques attentives tout au long de notre travail.*

*Nous voudrions également remercier les membres de jury, pour avoir bien voulu lire, commenter, et débattre notre mémoire.*

*Nos vifs remerciements à tous les enseignants du département d'hydraulique et à tous les collègues de la promotion.*

*Nos sincères remerciements s'adressent également à notre familles et les amis surtout " **Karim** et **Moussa** " qui n'on pas hésiter de l'aide et l'encouragement moralement et matériellement jusqu'à la fin de ce mémoire.*

***Soufiyane et Yassine***

## *Dédicaces*

*Au terme de toutes ces années d'études, je dédie ce mémoire en signe de respect, de reconnaissance et de remerciements*

*A mes chers parents source inépuisable d'amour et d'affection.*

*A mes frères et sœurs, surtout ma belle sœur Rokia qu'ils trouvent ici l'expression de ma vive gratitude en témoignage de notre fraternité sans égale.*

*A mes amis et mes camarades ...*

*A mon binôme Yassine.*

*KHELLAF Soufiyane*

## *Dédicaces*

*J'adresse mes remerciements par un grand respect et gratitude à mes très chers parents qui sont la lumière de ma vie, qui ont tant souffert et se sont sacrifiés pour que je sois heureux, pour leurs conseils, leurs affection et leurs encouragements.*

*Et je le dédie à :*

*Tous la famille, mes frères et sœurs ..*

*Tous ceux qui étaient prêts à nous enseigner ..*

*Tous les amis et les cousins ..*

*Et spécialement à mon binôme Soufiyane*

***REZAIKI Yassine***

# *Sommaire*

**Remerciement**

**Dédicace**

**Sommaire**

**Liste des tableaux**

**Liste des figures**

**Liste des annexes**

**Liste des symboles et abréviations**

**Résumé**

**Abstract**

**ملخص**

**INTRODUCTION GENERALE ..... 1**

## **PARTIE I : ÉTUDE THEORIQUE**

### **CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES POMPES**

INTRODUCTION.....	3
I.1 HISTORIQUE .....	3
I.2 CLASSIFICATION DES POMPES.....	4
I.2.1 Pompes volumétriques .....	4
I.2.1.1 Principe de fonctionnement .....	5
I.2.1.2 Types des pompes volumétriques .....	5
I.2.1.2.1 Pompes volumétriques rotatives .....	5
a. Pompes à engrenage .....	5
b. Pompes à lobes .....	6
c. Pompes à vis excentrée .....	7
d. Pompes à palettes .....	7
e. Pompes péristaltiques .....	8
I.2.1.2.2 Pompes volumétriques alternatives .....	9
a. Pompes à membranes .....	9
b. Pompes à piston .....	10
I.2.1.3 Avantages et inconvénients des pompes volumétrique .....	11
I.2.1.3.1 Avantages .....	11
I.2.1.3.2 Inconvénients .....	11
I.2.2 Pompes centrifuges .....	11
I.2.2.1 Principe de fonctionnement .....	11
I.2.2.2 Types des pompes centrifuges .....	13
I.2.2.3 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges .....	14
I.2.2.3.1 Avantages .....	14

I.2.2.3.2 Inconvénients .....	14
CONCLUSION .....	14
<b>CHAPITRE II : LES POMPES CENTRIFUGES</b>	
INTRODUCTION.....	15
II.1 UTILISATION .....	15
II.2 FONCTIONNEMENT.....	15
II.3 AMORÇAGE.....	16
II.4 CONSTITUANTS DE LA POMPE.....	16
II.4.1 Corps de pompe .....	16
II.4.2 Roue.....	17
II.4.3 Flasques .....	18
II.4.4 Bouchon de remplissage .....	18
II.4.5 Fond avec cloison anti vortex .....	19
II.4.6 Arbre en acier .....	19
II.4.7 Palier.....	20
II.4.8 Goujon .....	20
II.4.9 Bouchon de vidange .....	20
II.5 PHENOMENE DE CAVITATION .....	21
II.6 HAUTEUR MANOMETRIQUE TOTALE DE LA POMPE .....	22
II.7 PUISSANCE HYDRAULIQUE.....	23
II.8 COURBE CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE.....	23
II.9 RENDEMENT .....	24
II.10 NPSH .....	24
II.11 PERTES DE CHARGE.....	25
II.12 COUPLAGE DES POMPES .....	25
II.12.1 Couplage en série.....	25
II.12.2 Couplage en parallèle .....	25
CONCLUSION.....	26
<b>CHAPITRE III : CAVITATION, SIMILITUDE ET ROGNAGE DANS LES POMPES CENTRIFUGES</b>	
INTRODUCTION.....	27
III.1 CAVITATION DANS LES POMPES .....	27
III.1.1 Description du phénomène de cavitation .....	27
III.1.2 Corps de pompe.....	28
III.1.3 Classification de la cavitation .....	28
III.1.3.1 Cavitation à bulle .....	28
III.1.3.2 Cavitation à poche .....	29
III.1.3.3 Cavitation de tourbillon marginal .....	30
III.1.3.4 Cavitation de tourbillon d'ogive .....	31

III.1.3.5 Cavitation du tourbillon de coque .....	32
III.1.3.6 Super cavitation .....	32
III.1.4 Effet de la cavitation .....	33
III.1.4.1 Bruit de cavitation .....	33
III.1.4.2 Pertes de performances .....	33
III.1.4.3 Vibration .....	34
III.1.4.4 Érosion .....	34
III.1.5 Effet de la cavitation sur la roue de pompe centrifuge.....	34
III.1.5.1 Cavitation l'entrée de la roue .....	34
III.1.5.2 Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue .....	34
III.1.5.3 Cavitation dans les diffuseurs .....	35
III.1.6 Utilisation de la cavitation.....	35
III.1.7 NPSH.....	35
III.1.7.1 NPSH requis .....	36
III.1.7.2 NPSH disponible .....	36
III.1.8 Solutions de cavitation .....	37
III.2 SIMILITUDE DES POMPES.....	38
III.2.1 Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges .....	38
III.2.1.1 Débit .....	40
III.2.1.2 Hauteur .....	40
III.2.1.3 Puissance .....	41
III.2.2 Vitesse spécifique $N_s$ .....	41
III.2.3 Diamètre spécifique $D_s$ .....	42
III.3 ROGNAGE DES ROUES CENTRIFUGES .....	43
III.3.1 Pour le rapport des hauteurs .....	44
III.3.2 Pour le rapport des débits .....	44
III.3.3 Pour le rapport des puissances .....	46
CONCLUSION .....	47

## **PARTIE II : ÉTUDE EXPERIMENTALE**

### **CHAPITRE IV: PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI**

INTRODUCTION .....	48
IV.1 DESCRIPTION DE BANC D'ESSAI .....	48
IV.2 LES ACCESSOIRES ET LES TUYAUX .....	52
IV.2.1 Pompes .....	52
IV.2.2 Manomètres.....	52
IV.2.3 Vacuomètre .....	53
IV.2.4 Débit mètre.....	53
IV.2.5 Pièces de raccordements .....	54
IV.3 OBJECTIFS DE LA REALISATION DU BANC D'ESSAI DES POMPES CENTRIFUGES .....	60

IV.4 CARACTERISTIQUES DES POMPES.....	60
CONCLUSION.....	62
<b>CHAPITRE V: RÉSULTATS ET INTERPRÉTATION</b>	
INTRODUCTION.....	63
V.1 ETUDE DES CARACTERISTIQUES DES POMPES.....	63
V.1.1 Une seule pompe.....	63
V.1.1.1 Calcul le HMT.....	64
V.1.1.2 Calcul la puissance et le rendement de la pompe.....	65
V.1.2 Deux pompes couplées en série.....	69
V.1.3 Deux pompes couplées en parallèle.....	70
V.2 CALCUL DE LA CARACTERISTIQUE DU CIRCUIT.....	73
V.2.1 Calcul les pertes de charge.....	73
V.2.1.1 En refoulement.....	73
V.2.1.2 En aspiration.....	75
V.3 CAVITATION.....	76
V.3.1 Calcul de l’NPSH <sub>d</sub> .....	76
V.3.1 Calcul de l’NPSH <sub>r</sub> .....	77
CONCLUSION.....	78
<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>80</b>
<b>REFERENCES.BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>81</b>
<b>ANNEXE.....</b>	<b>84</b>

## Liste des tableaux

<b>Tableaux IV.1</b> : Symboles utilisé dans le schéma d'installation .....	51
<b>Tableaux IV.2</b> : Système de fonctionnement des vannes dans le banc d'essai .....	62
<b>Tableaux V.1</b> : Valeurs expérimentales des débits et Hmt .....	64
<b>Tableaux V.2</b> : Calcul de la puissance hydraulique et le rendement de la pompe .....	67
<b>Tableaux V.3</b> : Association des pompes en série .....	69
<b>Tableaux V.4</b> : Association des pompes en parallèle .....	71
<b>Tableaux V.5</b> : Coefficients de pertes de charge singulière (refoulement) .....	74
<b>Tableaux V.6</b> : Caractéristiques du réseau .....	74
<b>Tableaux V.7</b> : Coefficients de pertes de charge singulière (aspiration) .....	75
<b>Tableaux V.8</b> : Calcul les pertes de charge en aspiration.....	76
<b>Tableaux V.9</b> : Calcul de l'NPSHd et l'NPSHr .....	77

## Liste des figures

<b>Figure I.1 :</b> Première production de pompes centrifuges par les usines pompes et moteurs	4
<b>Figure I.2 :</b> Pompe à engrenage	6
<b>Figure I.3 :</b> Pompe à lobes	6
<b>Figure I.4 :</b> Pompe à vis excentrée	7
<b>Figure I.5 :</b> Pompe à palettes	8
<b>Figure I.6 :</b> Pompe péristaltiques	8
<b>Figure I.7 :</b> Pompe à membranes	9
<b>Figure I.8 :</b> Pompe à piston	10
<b>Figure I.9 :</b> Vue de coupe d'une pompe centrifuge	12
<b>Figure I.10 :</b> Vue ouverte d'une pompe centrifuge	13
<b>Figure II.1 :</b> Schéma d'une pompe centrifuge	16
<b>Figure II.2 :</b> Corps d'une pompe	17
<b>Figure II.3 :</b> Roue axiale ou hélice	17
<b>Figure II.4 :</b> Roue semi radiale ou hélicocentrifuge	17
<b>Figure II.5 :</b> Roue radiale ou centrifuge	18
<b>Figure II.6 :</b> Roue ouverte	18
<b>Figure II.7 :</b> Roue semi-ouverte	18
<b>Figure II.8 :</b> Roue fermée	18
<b>Figure II.9 :</b> Bouchon de remplissage	19
<b>Figure II.10 :</b> Anti vortex	19
<b>Figure II.11 :</b> Arbres de pompe	20
<b>Figure II.12 :</b> Goujon	20
<b>Figure II.13 :</b> Bouchon de vidange	21
<b>Figure II.14 :</b> Effet de la cavitation sur la roue d'une pompe centrifuge	22
<b>Figure II.15 :</b> Courbe caractéristique d'une pompe centrifuge	23
<b>Figure II.16 :</b> Rendement d'une pompe centrifuge	24
<b>Figure II.17 :</b> Couplage des pompes en série	25
<b>Figure II.18 :</b> Couplage des pompes en parallèle	26
<b>Figure III.1 :</b> Phénomène de cavitation	28
<b>Figure III.2 :</b> Cavitation à bulle	29
<b>Figure III.3 :</b> Cavitation à poche	30
<b>Figure III.4 :</b> Cavitation de tourbillon marginal	31

<b>Figure III.5</b> : Cavitation du tourbillon d’ogive .....	31
<b>Figure III.6</b> : Cavitation du tourbillon de coque .....	32
<b>Figure III.7</b> : Super cavitation.....	33
<b>Figure III.8</b> : Triangle des vitesses pour deux pompes semblables .....	39
<b>Figure III.9</b> : Rognage d'une pompe centrifuge .....	43
<b>Figure III.10</b> : Coupure d’une roue: transformation d’un triangle des vitesses.....	44
<b>Figure III.11</b> : Déplacement d'un point de la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge par rognage de la roue .....	45
<b>Figure III.12</b> : Influence du rognage de la roue sur la caractéristique de la puissance absorbé par la pompe.....	46
<b>Figure IV.1</b> : Banc d’essai.....	49
<b>Figure IV.2</b> : Conception de la table avec AUTOCAD.....	49
<b>Figure IV.3</b> : Boite électrique.....	50
<b>Figure IV.4</b> : Schéma de l'installation.....	51
<b>Figure IV.5</b> : Pompe et sa caractéristique .....	52
<b>Figure IV.6</b> : Manomètre .....	52
<b>Figure IV.7</b> : Vacuomètre .....	53
<b>Figure IV.8</b> : Débitmètre.....	53
<b>Figure IV.9</b> : Té PPRC.....	54
<b>Figure IV.10</b> : Manchon réduction PPRC.....	55
<b>Figure IV.11</b> : Mamelon male PPRC.....	55
<b>Figure IV.12</b> : Mamelon femelle PPRC.....	55
<b>Figure IV.13</b> : Mamelon avec raccord PPRC.....	56
<b>Figure IV.14</b> : Mamelon male PPRC.....	56
<b>Figure IV.15</b> : Coude 45° PPRC .....	57
<b>Figure IV.16</b> : Coude 90° PPRC .....	57
<b>Figure IV.17</b> : Mamelon femelle PPRC.....	57
<b>Figure IV.18</b> : Vanne sphérique PPRC.....	58
<b>Figure IV.19</b> : Tuyaux PPRC .....	58
<b>Figure IV.20</b> : Clapet anti-retour crépine.....	59
<b>Figure IV.21</b> : Raccord model 1 .....	59
<b>Figure IV.22</b> : Raccord model 2.....	59
<b>Figure IV.23</b> : Principales courbes d'une pompe.....	60
<b>Figure IV.24</b> : Courbes d'une pompe équivalente .....	61
<b>Figure IV.25</b> : Schéma de fonctionnement des vannes.....	61

<b>Figure V.1</b> : Courbe de HMT en fonction de débit d'une seule pompe.....	65
<b>Figure V.2</b> : Courbe de puissance en fonction de débit .....	67
<b>Figure V.3</b> : Courbe de rendement en fonction de débit .....	68
<b>Figure V.4</b> : Courbe de HMT en fonction de débit de deux pompes en série .....	70
<b>Figure V.5</b> : Courbe de HMT en fonction de débit de deux pompes en parallèle .....	71
<b>Figure V.6</b> : Courbe de HMT en fonction de débit (les 3 cas) .....	72
<b>Figure V.7</b> : Courbe $HMT = f(Q)$ et $H_c = f(Q)$ .....	75
<b>Figure V.8</b> : Courbe de NPSH en fonction de débit .....	78

## Liste des annexes

<b>Annexe 1</b> : Variation de la viscosité cinématique de l'eau avec la température.....	84
<b>Annexe 2</b> : Courbe de viscosité cinématique de l'eau en fonction de température.....	84
<b>Annexe 3</b> : Valeurs usuelles indices de rugosité.....	85
<b>Annexe 4</b> : Diagramme de Moody.....	86
<b>Annexe 5</b> : Coefficient des pertes de charge singulières des coudes «logiciel réseauxion»	86
<b>Annexe 6</b> : Coefficient des pertes de charge singulières.....	87
<b>Annexe 7</b> : Variation de pression de vapeur de l'eau avec la température.....	87
<b>Annexe 8</b> : Photos de la réalisation de banc d'essai.....	88
<b>Annexe 9</b> : Factures d'achat.....	89
<b>Annexe 10</b> : Devis ESTIMATIF ET QUANTITATIF.....	95

## Symboles et abréviations

Symboles	Désignations	Unités
HMT	Hauteur manométrique totale	mCE
mCE	Mètre colonne d'eau	-
NPSH	Net Positive Suction Head	mCE
NPSH <sub>requis</sub>	Charge nette a l'aspiration requis	mCE
NPSH <sub>dispo</sub>	Charge nette a l'aspiration disponible	mCE
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
g	Accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
Q	Le débit	m <sup>3</sup> /s
S <sub>asp</sub>	Section de conduite d'aspiration	m <sup>2</sup>
S <sub>ref</sub>	Section de conduite de refoulement	m <sup>2</sup>
P <sub>vap</sub>	Pression de vapeur	bar
P <sub>asp</sub>	Pression d'aspiration	bar
P <sub>ref</sub>	Pression de refoulement	bar
P <sub>h</sub>	Puissance hydraulique	watts
$\eta$	Rendement de pompe	%
$\varepsilon$	Rugosité de la canalisation	m
P <sub>hyd</sub>	Puissance fournie au fluide	Watts
P <sub>abs</sub>	Puissance absorbée	Watts
H <sub>a</sub>	Hauteur d'aspiration	m
V <sub>a</sub>	Vitesse d'aspiration	m/s
D	Diamètre de la roue	m
b	Largeur de la roue	m
C	Vitesse absolue	m/s
W	Vitesse relative	m/s
U	Vitesse d'entraînement	m/s
C <sub>r</sub>	Composante radiale de la Vitesse absolue	m/s
C <sub>u</sub>	Composante circonférentielle de la Vitesse absolue	m/s
N <sub>s</sub>	Vitesse spécifique de la pompe	-
D <sub>s</sub>	Diamètre spécifique de la pompe	-
H <sub>th</sub>	Hauteur théorique	m
$\lambda$	Coefficient de pertes de charge linéaire	-
$\xi$	Coefficient de pertes de charge singulière	-

## **Résumé :**

L'écoulement dans les conduites peut provoquer des nuisances pour la pompe dans le cas d'un montage, si la hauteur de l'installation est mal étudiée ou si les pertes de charge dans la conduite augmentent.

Le travail réalisé de ce mémoire est basé sur la réalisation d'un banc d'essai de pompes centrifuges et la réalisation des différents essais sur ce dernier et de valider la théorie des pompes de point de vue couplage des pompes et point de fonctionnement.

Au cours des mesures, nous avons relevé les différents résultats des hauteurs en fonction des débits selon l'ouverture de la vanne de la conduite de refoulement afin d'avoir l'influence des caractéristiques des conduites sur les performances de la pompe. Ces mesures nous a permis de calculer la puissance et le rendement de la pompe.

Les résultats obtenus donnent une bonne concordance entre les allures des courbes théoriques et expérimentales.

## **Abstract :**

The flow in the pipes can cause disturbances for the pump if the height of the system is poorly designed or if the losses in the line increase.

The work done in this thesis is based on the realization of a test bench of centrifugal pumps and the realization of the various tests on this last one and to validate pumps theory of view coupling point of the pumps and the operation point.

During the measurements, we recorded the different heights results as a function of flow rates according to the opening of the discharge pipe valve in order to have influence of the characteristics of the pipes on the performance of the pump. These measurements allowed us to calculate the power and the efficiency of the pump. The results obtained give a good concordance between the curves of the theoretical and experimental curves.

## ملخص :

قد يسبب تدفق الماء في الأنابيب مصدر إزعاج للمضخة في حالة ما إذا كان التركيب غير مدروس بشكل جيد.

العمل المنجز في هذه المذكرة يركز على إنجاز مقعد اختبار لمضخات الطرد المركزي والقيام بمختلف التجارب عليها، وكذا التحقق من صحة نظرية ربط المضخات و تشغيلها.

أثناء القياسات، قمنا بتسجيل نتائج الارتفاعات المختلفة بدلالة التدفق وفقاً لفتح صمام أنبوب التصريف من أجل مراقبة تأثير خصائص الأنابيب على أداء المضخة. هذه القياسات سمحت لنا بحساب قوة وكفاءة المضخة.

النتائج التي تم الحصول عليها تعطي توافقاً جيداً بين منحنيات المنحنى النظري والتجريبي.

---

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

---

## Introduction générale

---

L'homme a essayé au fil des siècles pour profiter de l'eau, de diverses manières dans divers domaines, y compris l'escadron, y compris l'irrigation et dans toutes les industries, et parce que le besoin humain de l'eau nécessite d'être transféré d'un endroit à un autre ou soulevé de faible niveau à haut niveau, il a inventé les moyens pour élever l'eau à partir de laquelle elle opère manuellement ou à l'aide d'un animal ou automatiquement.

L'augmentation des besoins humains et la nécessité à des grandes quantités d'eau dans l'agriculture conduit l'homme à inventer la machine à roue hydraulique.

Au fur et à mesure du développement de la science, les machines hydraulique sont devenus une branche si développée de la technique qu'il n'appartient plus guère au domaine de l'hydraulique classique. Pour répondre aux exigences des utilisateurs des pompes, les constructeurs essaient de fabriquer des produits plus performants et rentables en minimisant les nuisances qui peuvent apparaître dans les pompes.

Les pompes sont des appareils destinés à transformer l'énergie mécanique d'un moteur en énergie hydraulique. Le plus souvent, il s'agit de faire passer un liquide d'un niveau à un autre plus élevé ; le déplacement peut s'effectuer par gravité. Généralement, le liquide est aspiré puis refoulé.

Les pompes peuvent se classer en deux groupes : les pompes volumétriques et les pompes centrifuges.

Dans ce travail, nous intéressons aux pompes centrifuges et à la conception d'un banc d'essai de pompe centrifuge afin de pouvoir réaliser des essais sur ce type de pompes.

Donc notre mémoire est divisé en deux parties, la première partie contient trois chapitres :

- Le premier chapitre est un survol sur les pompes, nous rappelons les notions fondamentales des pompes, classification des pompes, les avantages et les inconvénients de chaque classe.
- Le deuxième chapitre est consacré aux pompes centrifuges, l'utilisation de ces pompes, une présentation des différents éléments constitutifs de la pompe..
- Dans le troisième chapitre nous allons présenter une étude théorique d'un phénomène d'une grande importance qui est la cavitation des pompes centrifuges, ainsi que les lois de similitude et le rognage de ces derniers.

## **Introduction générale**

---

- Tandis que la deuxième partie qui est la partie expérimentale contient deux chapitres (4 et 5), nous allons présenter dans le quatrième chapitre une description du banc d'essai que nous avons construit avec une descriptions des différentes organes.
- Et le cinquième chapitre qui concerne la procédure de mesure et résultats de l'expérimentation réalisée sur notre banc d'essai au laboratoire du département d'hydraulique (C.U. Mila). C'est une étude pratique sur les caractéristiques des pompes et leur couplage avec une discussion des résultats trouvés.

---

*Partie I*

ÉTUDE THEORIQUE

---

---

*Chapitre I*

GÉNÉRALITÉS SUR LES POMPES

---

**Introduction :**

Une pompe hydraulique est un générateur de débit qui transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Une pompe fournit le débit nécessaire pour l'établissement de la pression, mais ne peut d'elle-même produire une pression.

Elle ne crée pas de résistance à son propre écoulement. Cette résistance est causée par les appareils du circuit : appareils traversés, étranglements, tuyauteries, coudes et surtout par l'effort de travail.

Elle doit supporter les pressions nécessaires à l'installation pour laquelle elle est prévue.

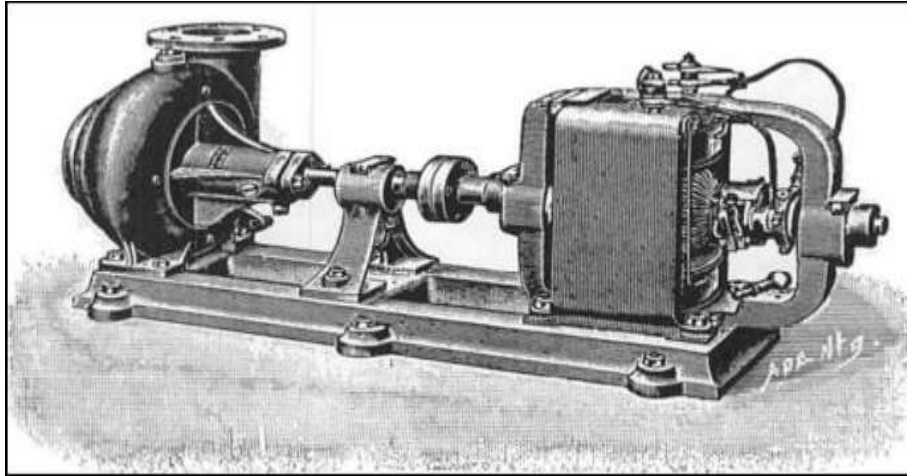
Les applications et les objectifs sont variés. On peut utiliser une pompe pour augmenter le débit et/ou la pression du fluide dans la conduite ; on peut travailler avec un fluide visqueux ou non, chargé (en solide) ou non. Il existe par conséquent plusieurs types de pompes, répondant chacun à une application ou un objectif spécifique.

**I.1 Historique:**

Le principe de pompage de l'eau est apparu dès lors que l'homme a su construire des habitations artificielles pour se protéger des éléments naturels. Le besoin en eau l'oblige alors à trouver un système de transport de cette eau, du puits ou de la rivière à son habitat. Les Grecs et les Romains furent les premiers à utiliser des systèmes (rotatifs) de pompage dont la fonction était de relever l'eau dans des aqueducs alimentant ensuite les villes et les bains. Il faudra attendre la fin du XVIII<sup>ème</sup> siècle pour que les premières pompes soient réellement construites et utilisées de façon industrielle. En effet, avant cette date, le moulin à eau restait le principal moyen de production d'énergie et les besoins économiques étaient satisfaits par la croissance démographique qui fournissait une main-d'œuvre bon marché.

L'explosion démographique, qui apparut dans la seconde moitié de ce siècle, obligea l'outil de production à se mécaniser. Cette mécanisation mise en place grâce à l'apparition de la machine à vapeur entraîna le besoin en minerais situés à des profondeurs de plus en plus importantes. Dès lors l'utilisation de pompes (à pistons) fut obligatoire afin d'évacuer l'eau s'infiltrant dans les galeries. Il s'agit probablement là de la première utilisation industrielle des pompes. L'un des acteurs de cette évolution est Thomas Newcomen qui en 1712 mis au point un système utilisant la puissance de la vapeur en puissance mécanique permettant la mise en mouvement des organes des pompes. Ce système de pompage fut utilisé à travers l'Angleterre principalement pour évacuer l'eau des mines. Les pompes centrifuges, dont le

principe avait déjà été énoncé en 1689 par Denis Papin dans son “Acta Eruditorium”, ne furent industrialisées qu’à la fin du XVIIIème siècle.



**Figure I.1:** Première production de pompes centrifuges par les usines pompes et moteurs [31]

Une deuxième évolution dans l'utilisation des pompes fut atteinte encore une fois pour des besoins énergétiques. L'énergie électrique permis le développement des pompes à principe rotatif, turbine et centrifuge, pour alimenter les alternateurs des centrales dont les plus gros modèles furent réalisés par les Suédois. Depuis cette avancée, aucun principe majeur n'est apparu. Seuls les matériaux utilisés et la précision d'usinage permirent aux pompes d'évoluer vers de meilleurs rendements, de plus grands débits, et de plus hautes pressions. Comme nous pouvons le voir, le seul fait d'utiliser un liquide pour sa consommation, pour la fabrication ou pour les besoins de la fabrication d'un produit, impliquent nécessairement l'utilisation de pompes permettant le déplacement du liquide d'un point à un autre. Les pompes communiquent alors l'énergie nécessaire à ce déplacement.

## I.2 Classification des pompes :

Il existe deux grandes catégories de pompes :

- Les pompes centrifuges où le mouvement du fluide est générée par la force centrifuge.
- Les pompes volumétriques dont l'écoulement résulte d'une variation de volume de l'espace occupé par le liquide.

### I.2.1 Pompes volumétriques:

L'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide. [11]

**I.2.1.1 Principe de fonctionnement:**

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

- 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. [38]

**I.2.1.2 Types des pompes volumétriques :**

On distingue généralement deux types de pompes rotative et alternative. [9]

**I.2.1.2.1 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.

Il existe différentes pompes rotatives:

- Pompes à engrenages
- Pompes à lobes
- Pompes à vis
- Pompes à palettes
- Pompes péristaltiques

**a. Pompes à engrenage :**

Les pompes à engrenage sont utilisées pour pomper tout produit même légèrement chargé (sans solide). Elles ont un débit non pulsatif, sont réversibles et auto-amorçantes. Le principe de pompage est un engrenage entraîné tournant avec un rotor denté. Ces deux pièces sont séparées par une demi lune. En tournant, des cavités se créent et le liquide pompé est aspiré puis refoulé. La pompe est peu sensible à la pression. Elles sont livrables en fonte, acier traité ou inox 316. Différents types d'étanchéité sont disponibles : tresses, garniture mécanique, accouplement magnétique. Des options by-pass simple ou double, enveloppes de réchauffage partielles ou complètes, ... sont possibles. Ces pompes sont particulièrement adaptées pour des températures jusque 300° C. [13]

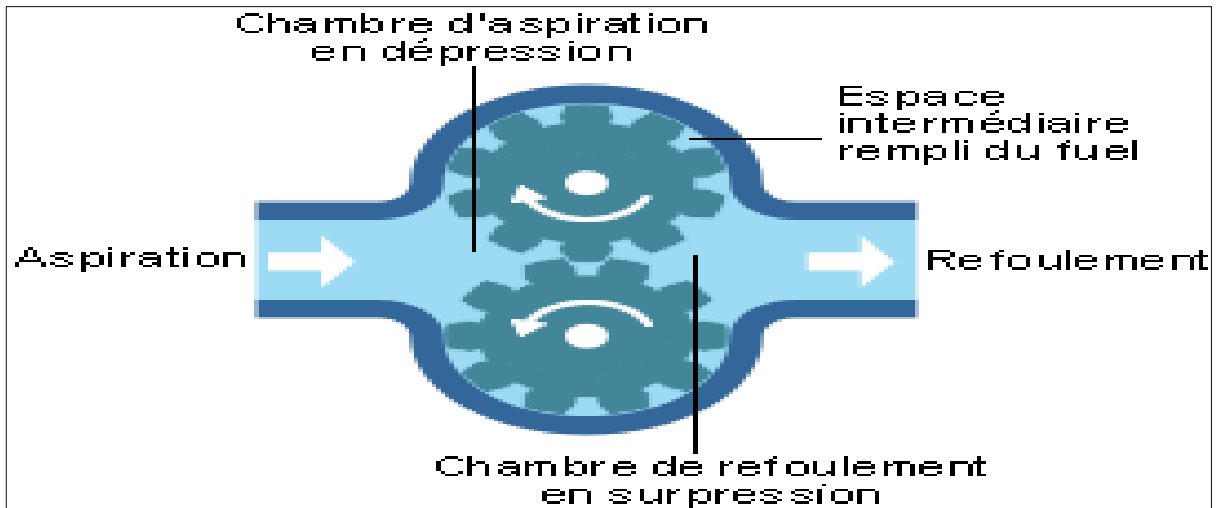


Figure I.2: Pompe à engrenage [14]

**b. Pompes à lobes :**

Les pompes à lobes sont composées de deux parties rotatives de différents modèles (marteaux, bilobes, trilobes) synchronisées l’une par rapport à l’autre et tournant dans un corps. En rotation les lobes transportent le produit de l’aspiration vers le refoulement de la pompe en créant des cavités qui grandissent et diminuent continuellement. Comme elles génèrent peu de cisaillement, on les utilise pour le transfert de produits fragiles. Construites en inox poli, elles répondent aux exigences des usines les plus strictes (EHEDG-FDA -3A...). On peut les nettoyer et les stériliser en ligne. Jusqu’à dans les moindres détails, ce type de pompe est développé pour respecter les normes d’hygiène les plus exigeantes. Suivant l’application on peut les installer verticalement ou horizontalement. [7]

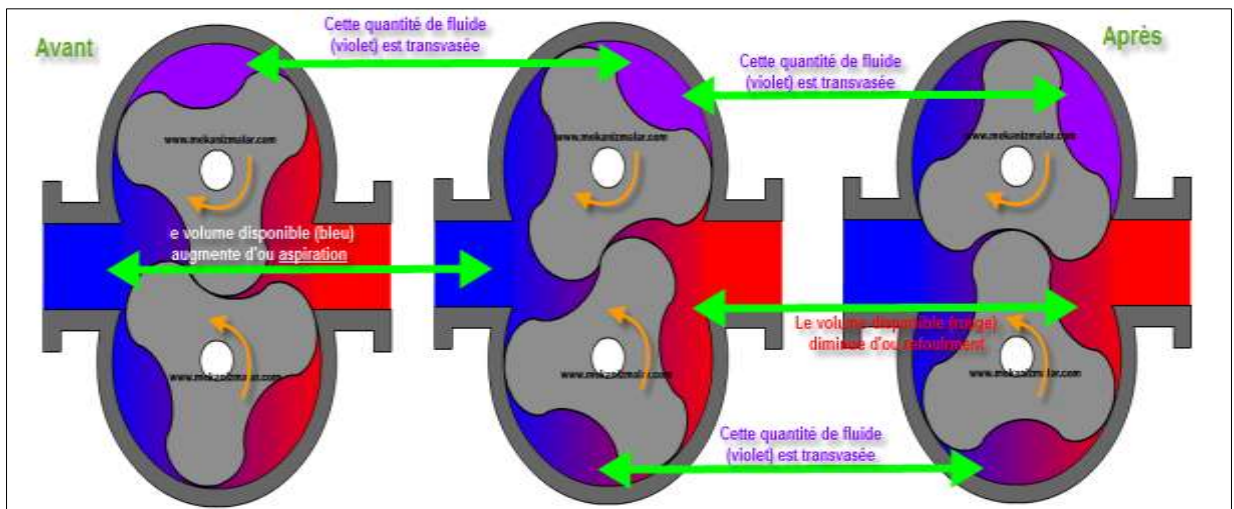


Figure I.3: Pompe à lobe [15]

### c. Pompes à vis excentrée :

Les pompes à vis excentrée sont particulièrement adaptées au pompage de produits visqueux ou chargés. Par leur principe de « cavité progressive » (déplacement du rotor par rapport au stator – le produit est en fait poussé et non comprimé) elles peuvent également transférer des produits sensibles au cisaillement. En fonction de la viscosité ou du pourcentage en matières sèches, elles sont adaptables avec une vis de gavage et / ou des dévoûteurs. Elles sont livrées en version fonte ou inox et les stators en différentes qualités de caoutchouc. Les exécutions sont industrielles, alimentaires, ou « vide fût ». Assemblées en monobloc ou à palier, ces pompes sont robustes et conçues pour des applications exigeantes. Comme ces pompes sont « répétitives » quant au débit, elles peuvent également servir pour des applications de dosage.

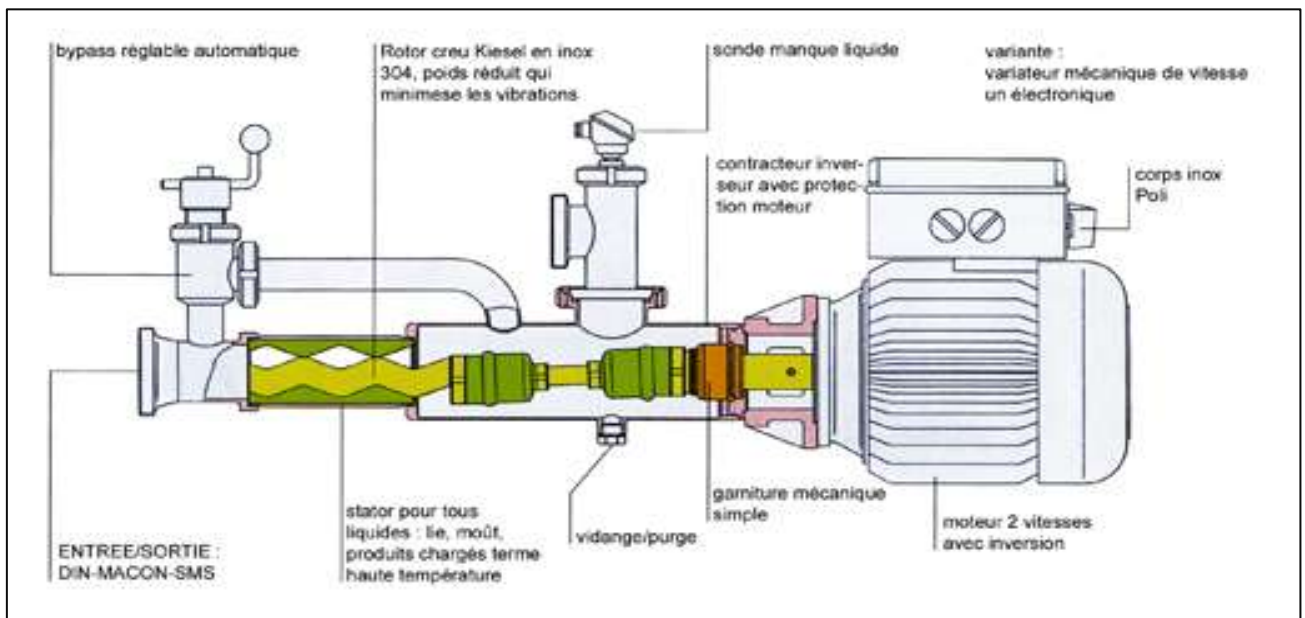
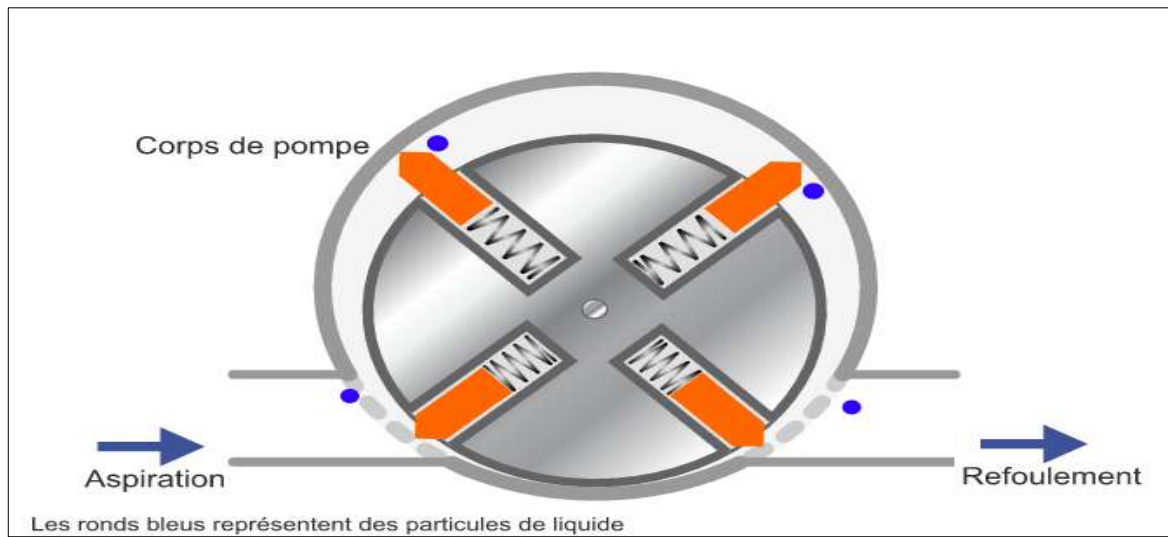


Figure I.4: Pompe à vis excentrée [16]

### d. Pompes à palettes :

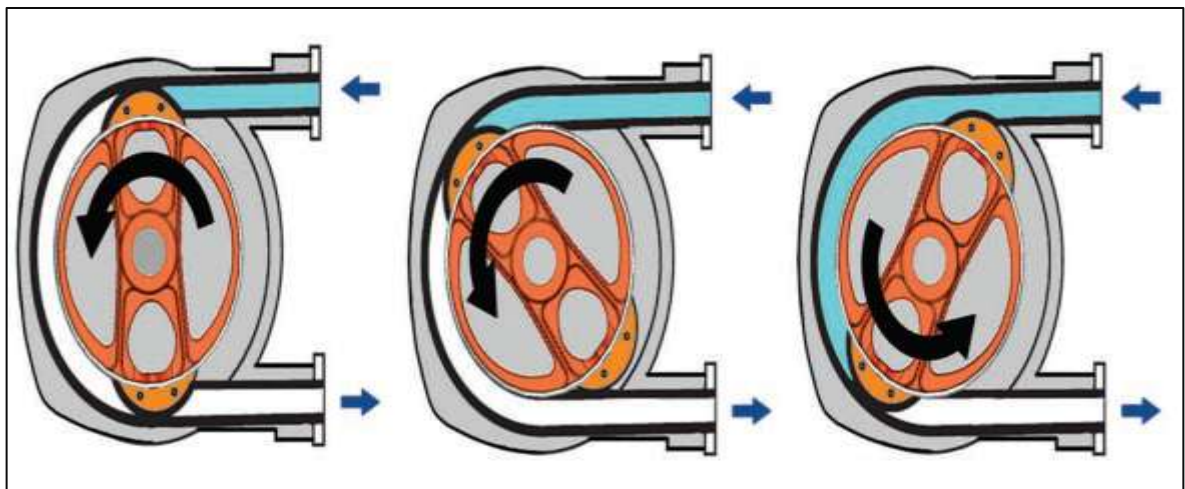
Les pompes à palettes sont particulièrement adaptées pour les produits pétroliers ou les solvants, on peut les monter sur camion tout comme en groupe motopompe. Ces pompes fonctionnent par la rotation d'un rotor décentré où sont insérées des palettes flottantes. Ces palettes aidées par des poussoirs et la pression du refoulement entrent et sortent pour, en permanence, assurer une étanchéité entre elles et le corps de la pompe. En standard elles sont équipées d'un by-pass interne. Elles sont très compactes et d'une maintenance très simple et aisée. Auto-amorçante, rendement très élevé, peu sensible à l'usure, ces pompes sont disponibles en fonte. [7]



**Figure I.5:** Pompe à palettes [17]

**e. Pompes péristaltiques :**

La pompe est composée d'un corps dans lequel se loge un tuyau souple avec, au centre du corps, un rotor avec deux patins. Les deux patins écrasent continuellement le tuyau, ce qui assure l'aspiration et le refoulement d'un fluide. Par ce système simple, la pompe est auto-amorçante, et comme elle n'a pas d'étanchéité rotative, elle peut tourner à sec. Les performances sont garanties par le tuyau en caoutchouc renforcé qui est le cœur du principe. Le corps est généralement rempli d'un produit lubrifiant qui facilite le glissement des deux patins sur le tuyau. Cette pompe est très simple, facile à entretenir, "multifonctionnelle", adaptée à de nombreux produits: visqueux, abrasifs... Les tuyaux sont disponibles en différentes versions et les raccords sont généralement en inox. [10]



**Figure I.6:** Pompe péristaltiques [18]

Dans le cas d'une pompe volumétrique rotative, c'est uniquement la vitesse de rotation qui permet de régler le débit fourni par la pompe.

#### I.2.1.2.2 Pompes volumétriques alternatives :

La pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

Parmi les pompes volumétriques alternatives, on trouve les pompes à membranes et les pompes à piston.

##### a. Pompes à membranes :

Les pompes à membranes sont conçues pour pomper de nombreux produits : corrosifs, abrasifs, chargés, ... . Elles sont auto-amorçantes et peuvent tourner à sec. Disponibles en versions synthétiques ou métalliques. Suivant le principe de pompage on peut utiliser l'air comprimé comme « moteur » ou plus simplement un moteur électrique. L'air comprimé active un distributeur qui à son tour met en mouvement un axe où sont fixées des membranes. Par leurs mouvements ces membranes déplacent alternativement des clapets d'aspiration et de refoulement. On en rencontre régulièrement pour le pompage de produits explosifs et dangereux, et différentes classifications de certificats ATEX sont disponibles. Faciles à entretenir, elles sont simples et légères. De nombreux accessoires sont disponibles pour s'adapter aux exigences des process. Quant à l'exécution électrique, c'est un ensemble bielle manivelle qui active les membranes.

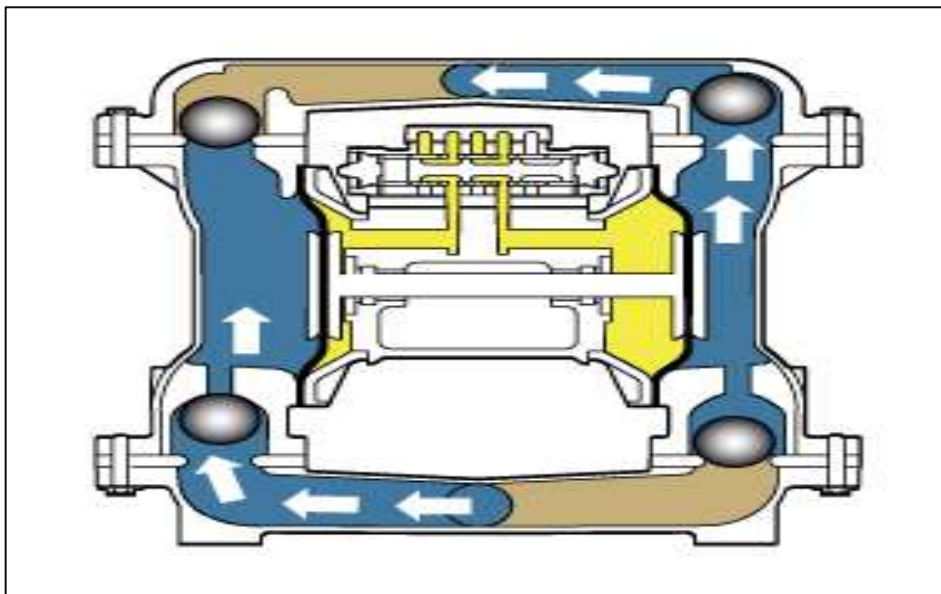


Figure I.7: Pompe à membranes [19]

### b. Pompes à piston :

Les pompes à piston SEYBERT & RAHIER sont des pompes doseuses qualifiées pour, par exemple, l'injection de produits chimiques en haute pression (140 Bar). Doseur métallique en inox, réglage de débit local ou à distance, ce sont des pompes simples et robustes. Ce sont des pompes à une tête qui ont des clapets à l'aspiration et au refoulement. Les pompes à piston SPECK sont disponibles en laiton ou en inox. Ces pompes peuvent travailler, pour certains modèles, jusqu'à 1000 bar. Ces pompes sont multiplex (plusieurs têtes) et tout comme les pompes SERA elles sont équipées des clapets d'aspiration et de refoulement. Ces deux types de pompes sont livrables avec divers accessoires, soupapes de sécurité, lances d'injections, tuyauteries, ...

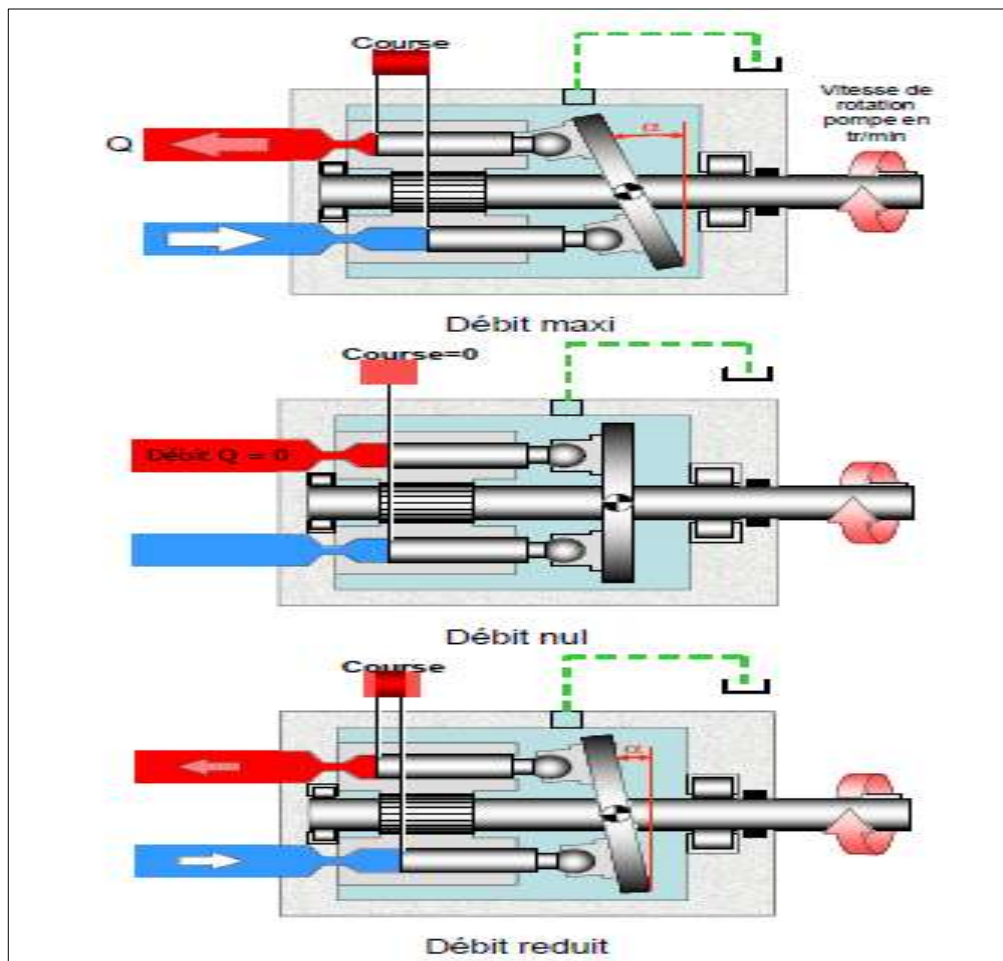


Figure I.8: Pompe à piston [20]

Pour régler le débit fourni par une pompe volumétrique alternative, on peut jouer à la fois sur la course du piston et sur sa fréquence.

**I.2.1.3 Avantages et inconvénients des pompes volumétriques :****I.2.1.3.1 Avantages**

- Construction robuste
- Pompage possible de liquide très visqueux
- Rendement élevé
- Amorçage automatique en fonctionnement normal
- Obtention de faibles débits facile à mesurer sous pression élevée (pompes doseuses alimentaires)

**I.2.1.3.2 Inconvénients**

- Appareils plus lourds et plus encombrants
- Débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti bélier)
- 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)
- N.P.S.H req élevé
- Impossibilité en général de pomper des liquides chargés
- Prix d'achat plus élevé
- Frais d'entretien plus élevés

**I.2.2 Pompes centrifuges :**

La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes convenablement orientées augmente l'énergie cinétique et projette à l'aide de la force centrifuge le liquide à la périphérie sur la volute.

A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.

**I.2.2.1 Principe de fonctionnement :**

Une pompe centrifuge est composée d'une roue clavetée sur un arbre, tournant à l'intérieur d'un corps de pompe formant une canalisation progressivement divergente appelée volute. Cette roue est pourvue d'aubes, dont la concavité de la courbure est dirigée à l'opposé du sens de rotation, imprimant au liquide un mouvement de rotation. Une roue est caractérisée par les angles de ses aubes, son diamètre, sa largeur, et sa vitesse de rotation. Généralement les aubes suivent la forme d'une spirale logarithmique, les autres formes plus simples comme par

exemple des portions d'arcs circulaires conduisant à des rendements plus faibles. Un bouchon de remplissage est placé sur la partie supérieure de la volute permettant à la pompe de ne pas démarrer vide d'eau : une pompe centrifuge n'est pas autoamorçante. De même, un bouchon de vidange est situé dans la partie inférieure de la volute. Le grand avantage des pompes centrifuges réside dans sa simplicité ; sa construction ne pose pas de problème majeur, car nulle part une grande précision n'est demandée.

Une pompe est généralement placée entre deux canalisations, les canalisations placées en amont et en aval de la pompe appelées respectivement conduites d'aspiration et de refoulement.

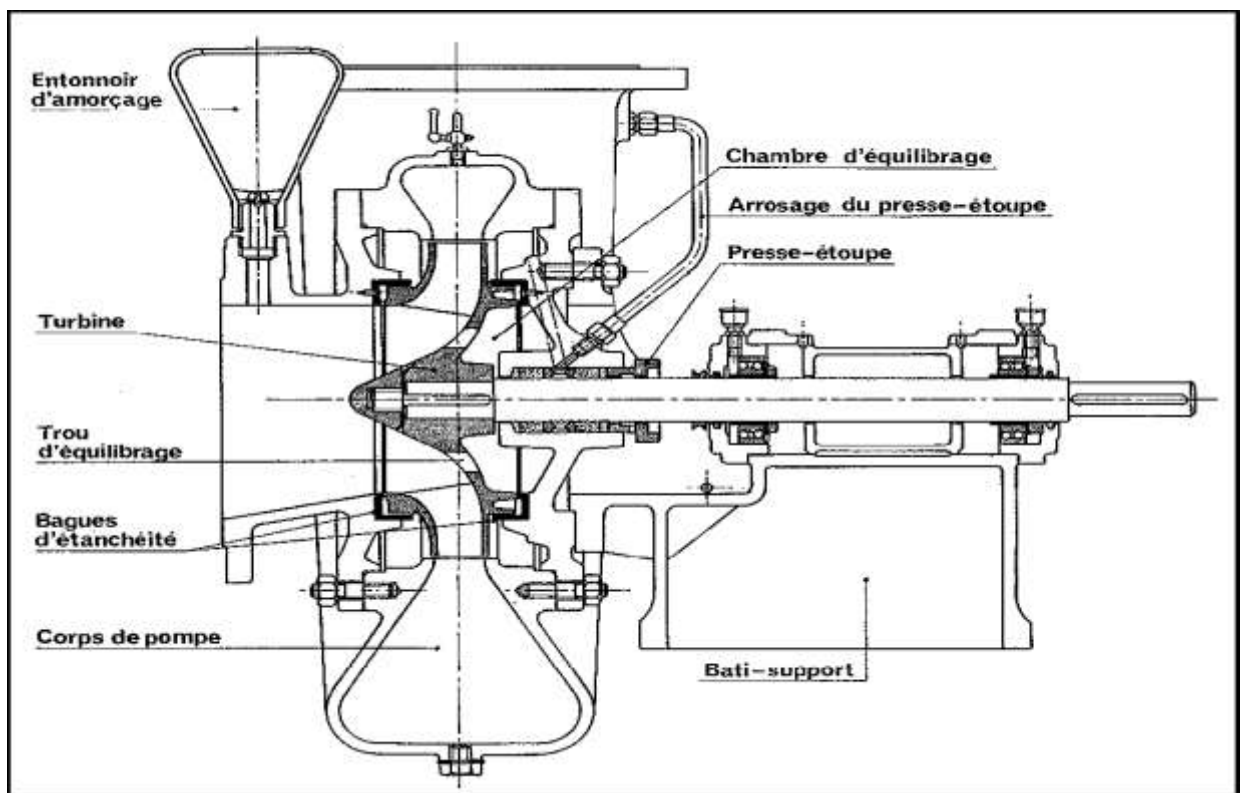
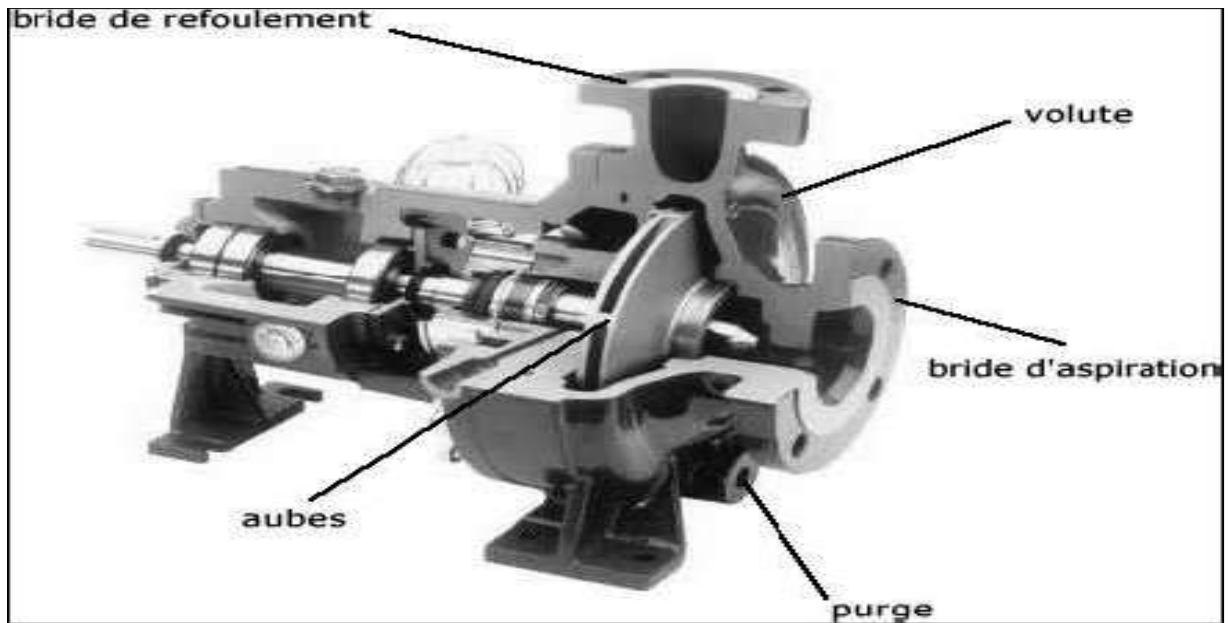


Figure I.9 : Vue de coupe d'une pompe centrifuge [21]



**Figure I.10 :** Vue ouverte d'une pompe centrifuge [4]

#### I.2.2.2 Types des pompes centrifuges :

Il existe plusieurs types de pompes centrifuges que l'on peut ranger dans les trois grandes catégories suivantes:

- les pompes centrifuges de surface installées en surface de la nappe dans laquelle s'opère le pompage. Elles peuvent être placées en aspiration ou en charge. Dans le premier cas la surface libre du bassin d'alimentation est placée à une altitude plus basse que celle de l'entrée de la pompe. Lorsque la pompe est montée en charge, l'altitude de l'entrée de la pompe est cette fois plus basse que celle du bassin. L'avantage de cette dernière configuration est l'absence d'un possible désamorçage. L'installation en aspiration implique d'élever la pompe à un niveau tel qu'on ne risque pas de cavitation.
- les pompes centrifuges gyrostatiques : ce sont des pompes dont l'axe de rotation est vertical. Elles sont très utilisées au relevage des eaux chargées dans les stations d'épuration des eaux usées.
- les pompes immergées employées dans l'exploitation des forages étroits et profonds. Elles sont à axe vertical et ne désamorcent jamais. De plus, le gel d'eau n'est pas à craindre.

**I.2.2.3 Avantages et inconvénients des pompes centrifuge:****I.2.2.3.1 Avantages :**

- Ces machines sont de construction simple et demande peu d'entretien.
- Prix modérés et coût de maintenance faible.
- Matériaux de construction très variés (fluide corrosif possible).
- Pompes compactes et peu encombrantes.
- Bons rendements.
- Le débit est continu.
- En cas de dysfonctionnement du circuit de refoulement (colmatage), la pompe ne subit aucun dommage.

**I.2.2.3.2 Inconvénients :**

- Elle n'est pas auto-amorçante.
- Elle ne fonctionne avec des fluides trop visqueux.
- Elle nécessite des dispositifs d'équilibrage.

**Conclusion :**

Nous avons présenté dans ce chapitre des généralités sur les pompes ainsi que leurs différents types.

Les pompes centrifuge vue son importance et son large utilisation dans les différents secteurs et notamment le secteur d'hydraulique, leurs détails sera l'objectif du prochain chapitre.

---

*Chapitre II*

LES POMPES CENTRIFUGES

---

## Introduction :

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide arrivant par l'ouïe est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute.

Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant est ainsi de limiter les pertes d'énergie. [8]

## II.1 Utilisation :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- utilisation de liquides visqueux: la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tels que le vin, le lait et la bière).
- utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.[3]

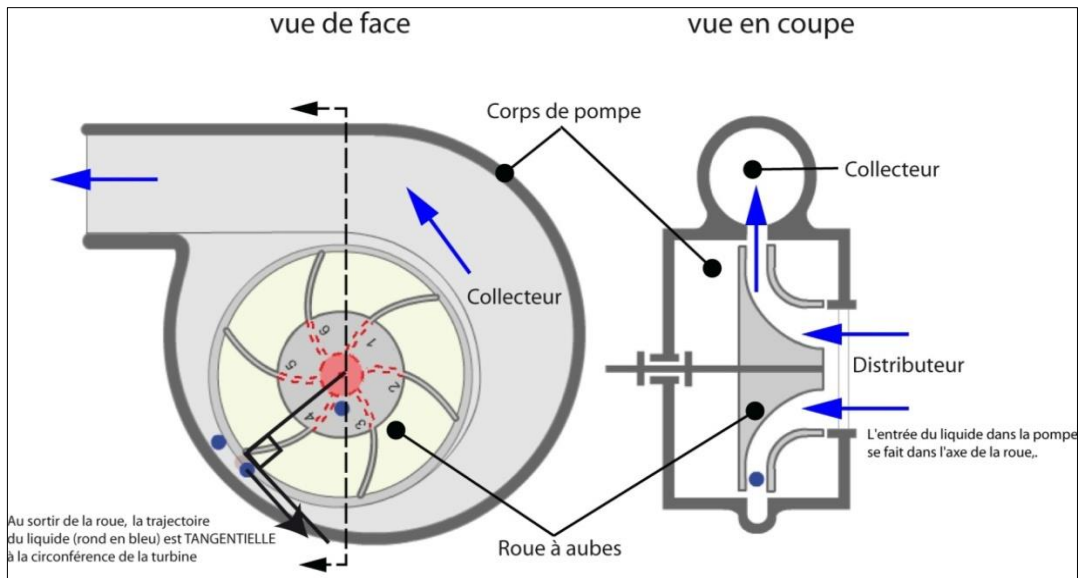
## II.2 Fonctionnement :

Une pompe centrifuge est constituée par:

- Une roue à aubes tournant autour de son axe;
- Un distributeur dans l'axe de la roue;
- Un collecteur de section croissante, en forme spirale appelée volute.

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixe) à la périphérie de la roue mobile permet une diminution de la perte d'énergie. [38]



**Figure II.1:** Schéma d'une pompe centrifuge [22]

### II.3 Amorçage :

Les pompes centrifuges ne peuvent s'amorcer seules. L'air contenu nécessite d'être préalablement chassé. On peut utiliser un réservoir annexe placé en charge sur la pompe pour réaliser cet amorçage par gravité.

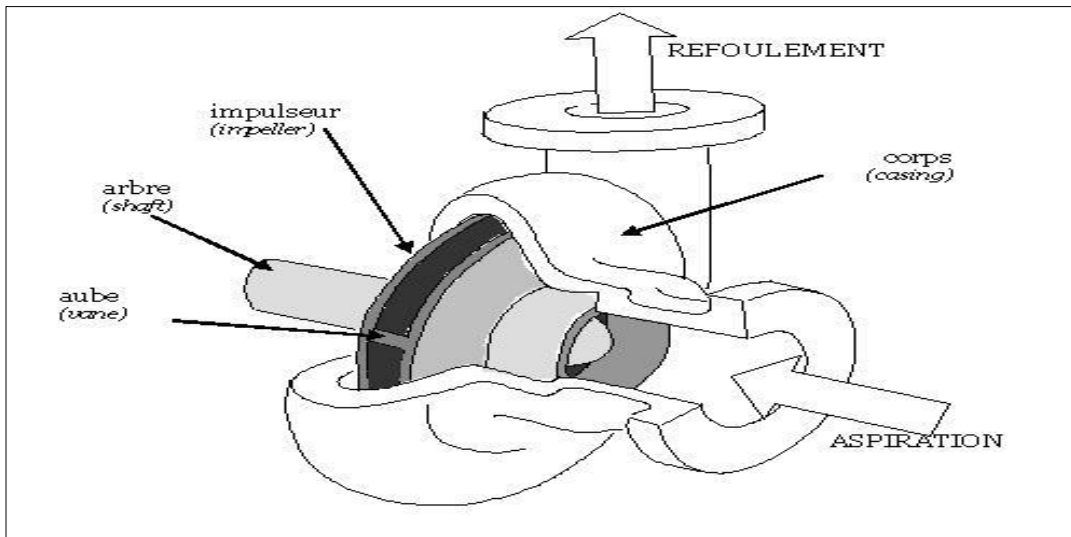
Pour éviter de désamorcer la pompe à chaque redémarrage il peut être intéressant d'utiliser un clapet anti-retour au pied de la canalisation d'aspiration. [38]

### II.4 Constituants de la pompe :

#### II.4.1 Corps de pompe :

On appelle « corps de pompe » l'enveloppe extérieure de la machine. C'est la partie fixe de la machine ou stator.

Le corps est constitué principalement de la « tubulure d'aspiration », de la « volute », et de la « tubulure de refoulement ». La partie mobile ou rotor est formée de l'impulseur (roue à aubes), monté sur un arbre .

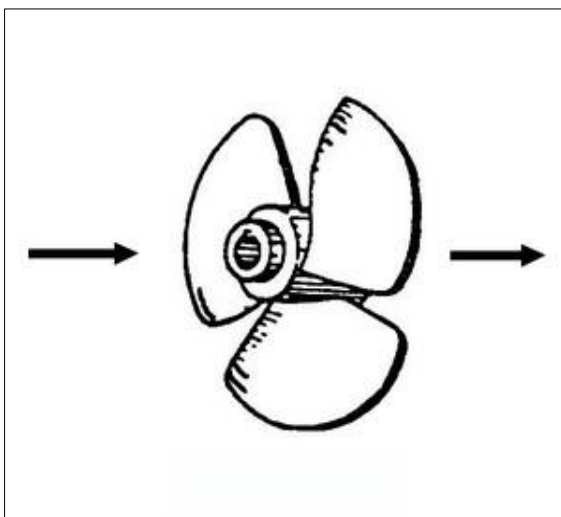


**Figure II.2:** Corps d'une pompe [23]

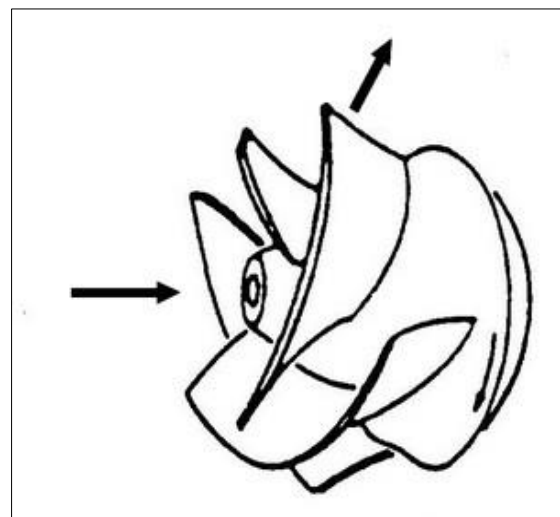
#### II.4.2 Roue :

Les roues axiales sont plutôt utilisées pour des débits élevés et de faibles HMT. Les roues radiales génèrent des HMT plus élevées pour des débits moindres. Plusieurs roues peuvent être associées en série sur un même arbre de manière à augmenter la HMT globale de la pompe que l'on appelle pompe multicellulaire. On trouve parfois une roue double en parallèle, l'objectif étant alors d'augmenter le débit.

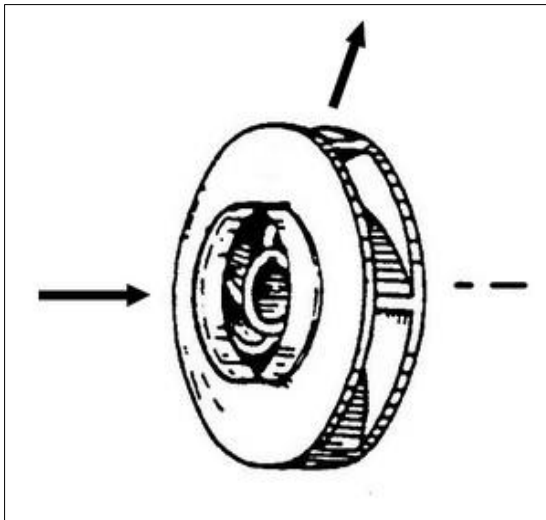
Les roues des pompes centrifuges sont également appelées impulseur, turbine, ou hélice.



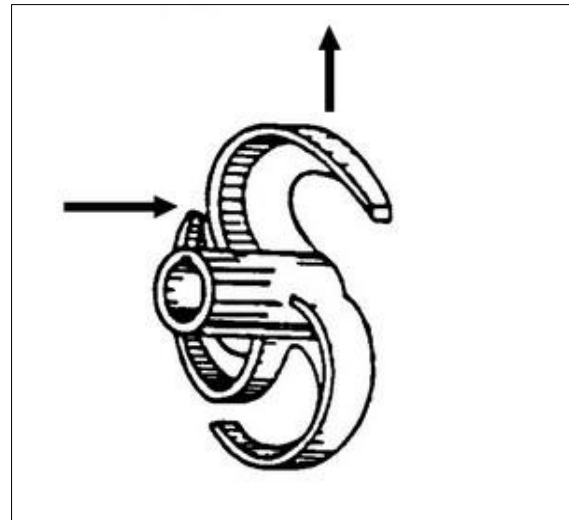
**Figure II.3:** Roue axiale ou hélice [24]



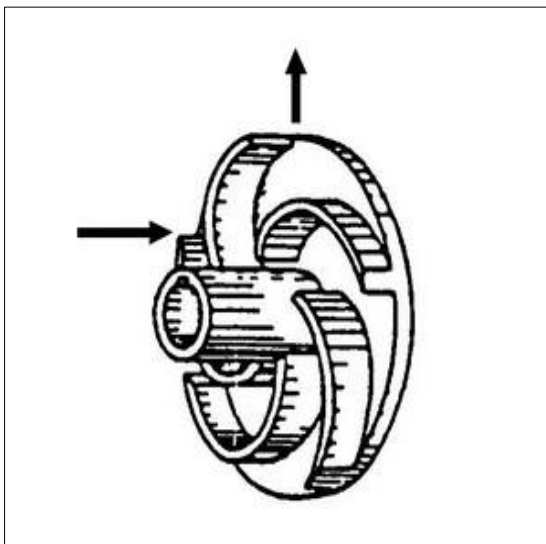
**Figure II.4:** Roue semi radiale ou hélico-centrifuge [24]



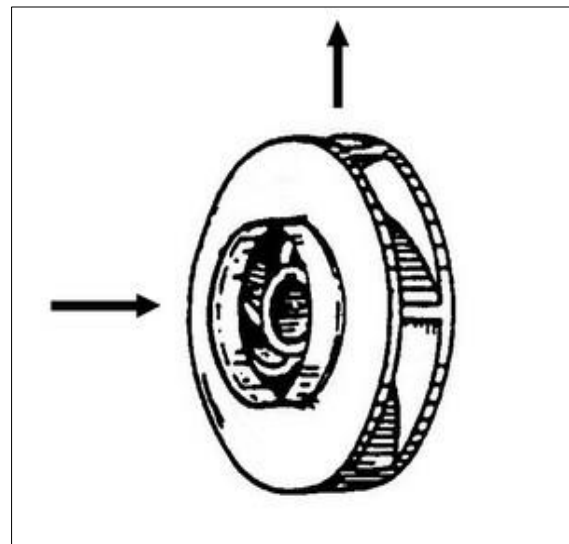
**Figure II.5:** Roue radiale ou centrifuge [24]



**Figure II.6:** Roue ouverte [24]



**Figure II.7:** Roue semi-ouverte [24]



**Figure II.8:** Roue fermée [24]

#### II.4.3 Flasques :

On appelle « flasques » les parois de l'impulseur qui enserrant les aubes. (Les roues à deux flasques dites aussi impulseur fermé sont les plus fréquentes. Il existe également des roues sans flasque, et des roues à une seule flasque (impulseur ouvert ou semi-ouvert).

#### II.4.4 Bouchon de remplissage :

Ce bouchon permet le remplissage à distance du réservoir grâce à son raccord  $\text{D}40 \text{ mm}$  sur lequel on fixe le tuyau annelé relié au réservoir. Sa fonction est donc comparable à une coupelle extérieure à la différence que l'on n'a pas besoin de percer la carrosserie. Une autre utilisation est celle d'un bouchon excentré, directement fixé sur le réservoir. C'est très utile

lorsque l'on met un réservoir sur la tranche et que l'on veut rapporter le bouchon à un endroit facilement accessible.



**Figure II.9:** Bouchon de remplissage [25]

#### II.4.5 Fond avec cloison anti vortex :

La bonde de fond est une pièce d'aspiration située dans la partie la plus profonde du bassin; dans les 2 cas, elle sert à la vidange partielle ou totale du bassin. Sur une filtration mixte, le rôle de la bonde de fond est d'assurer une bonne homogénéité du renouvellement de l'eau.

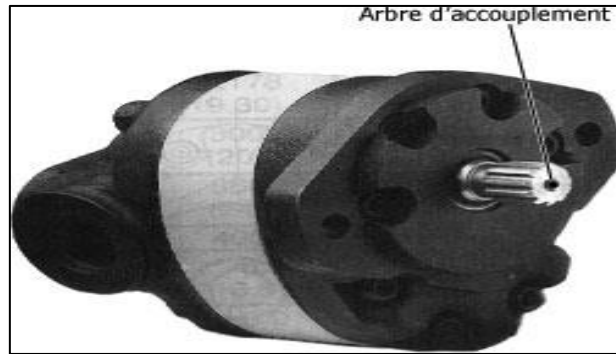


**Figure II.10:** Anti vortex [26]

#### II.4.6 Arbre en acier :

Les arbres de pompe sont généralement issus de bruts forgés puis usinés par tournage. L'extrusion est également un mode d'obtention courant pour ce type de pièce. Ils sont très rarement issus de bruts moulés, pour des raisons de résistance mécanique

L'arbre supporte généralement des engrenages, poulies, volants, manivelles, pignons de chaînes ou autres éléments qui transmettent une position angulaire ou une puissance. Il est donc l'un des éléments mécaniques les plus fréquemment utilisés.



**Figure II.11:** Arbres de pompe [27]

#### **II.4.7 Palier :**

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission.

#### **II.4.8 Goujon :**

Un Goujon est un organe mécanique en forme de tige, en partie fileté, permettant de réaliser une liaison « indirecte, complète, rigide, démontable » entre une pièce équipée du goujon et une ou plusieurs autres traversées par le goujon et verrouillée par un écrou.



**Figure II.12:** Goujon [28]

#### **II.4.9 Bouchon de vidange :**

Bouchon de vidange du pompe permet de mise en vidange du corps de pompe pour éviter le risque de gel pendant la période d'hivernage. Cette pièce détachée de piscine est commercialisée à l'unité.



**Figure II.13:** Bouchon de vidange [29]

### II.5 Phénomène de cavitation :

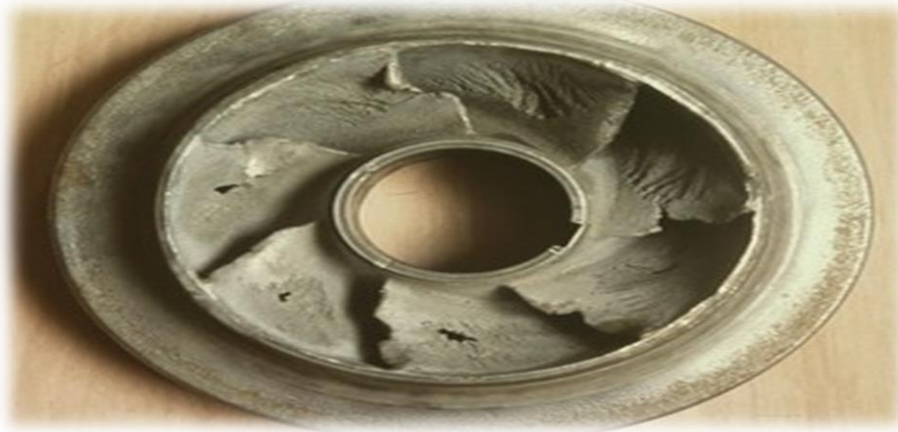
On appelle cavitation d'une pompe centrifuge la vaporisation, à l'entrée de la roue, d'une partie du liquide pompé. C'est en effet en ce point que la pression est en général la plus basse.

On considère en général que cette vaporisation est liée au fait que la pression statique tombe en dessous de la pression de vapeur saturante du fluide pompé. En réalité, il s'agit parfois de la création de bulles de gaz dissous dans le liquide (cas de l'eau notamment), on parle alors de cavitation apparente.

Les effets de la cavitation peuvent être très néfastes pour la pompe:

- la création de bulle de vapeur à l'aspiration s'accompagnant de leur condensation brutale dans ou en sortie de roue, lorsque la pression remonte,
- implosion des bulles de vapeur au niveau de la roue ,
- vibrations anormales,
- bruit anormal,
- destruction des garnitures d'étanchéité suite aux vibrations,
- arrachement de matière dans les zones d'implosion,
- chute du débit pompé lorsque apparaît le phénomène de cavitation.

La cavitation peut être prévue par le calcul du NPSH disponible à l'aspiration de la pompe, et sa comparaison avec le NPSH requis par la pompe. La cavitation apparaît pour  $NPSH_{dispo} = NPSH_{requis}$ . [11]



**Figure II.14:** Effet de la cavitation sur la roue d'une pompe centrifuge [30]

Pour éviter la cavitation, il faut par conséquent de préférence :

- Monter la pompe en charge (pour que la hauteur  $h$  soit négative et de valeur absolue maximale) ;
- Travailler à basse température (où la pression de vapeur saturante  $P_{vap}$  est plus faible) ;
- Limiter les pertes de charge sur le circuit d'aspiration (et notamment éviter d'y placer une vanne).

## II.6 Hauteur manométrique totale de la pompe :

La différence de pression totale  $H_{mt}$  (Hauteur manométrique totale) entre l'aspiration et le refoulement, en fonction du débit constitue la caractéristique de la pompe. **Hmt** est généralement exprimée en hauteur de colonne d'eau (mètre de colonne d'eau : m CE).

**Hmt** est calculé à partir de la formule suivante :

$$HMT = \frac{P_r - P_a}{\rho \times g} \dots\dots\dots II.1$$

Lorsque l'on ferme progressivement la vanne, le débit  $Q$  dans le circuit diminue mais la différence de pression HMT augmente.

**II.7 Puissance hydraulique :**

La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée de cette pompe. Cette puissance est exactement la puissance utile du moteur d'entraînement de la pompe.

La puissance transmise au fluide issue de la part de la pompe est appelée puissance hydraulique  $P_h$ . [4]

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots II.2$$

Avec :

$\rho$ : Masse volumique du liquide pompé.

$g$  : Accélération gravitaire.

$Q$  : Débit fourni par la pompe.

$H$  : Hauteur produite par la pompe.

**II.8 Courbe caractéristique d'une pompe centrifuge :**

Selon l'équation de Bernoulli généralisée, si les conduites d'aspiration et de refoulement d'une pompe ont le même diamètre, on peut écrire :

$$P_{ref} - P_{asp} = \rho \cdot g \cdot H_{mt}^{théorique} - \Delta P_{pompe} = \rho \cdot g \cdot H_{mt} \dots\dots\dots II.3$$

On en déduit que la hauteur manométrique totale (vraie) décroît avec le débit, du fait des pertes par frottement dans la pompe. La courbe donnant cette hauteur manométrique totale en fonction du débit est appelée caractéristique de la pompe et a l'allure représentée sur la figure ci-dessous.

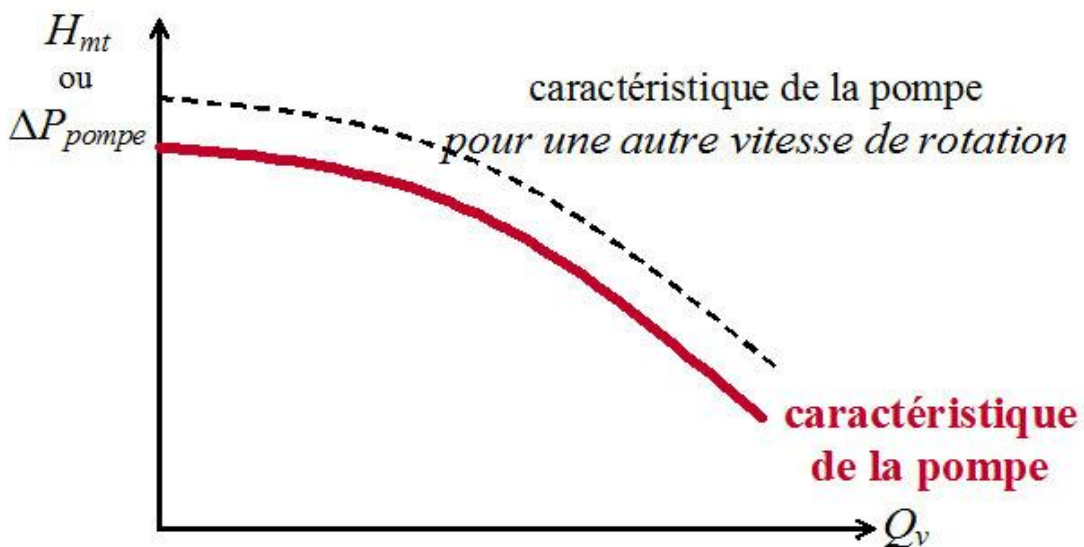


Figure II.15: Courbe caractéristique d'une pompe centrifuge

**II.9 Rendement :**

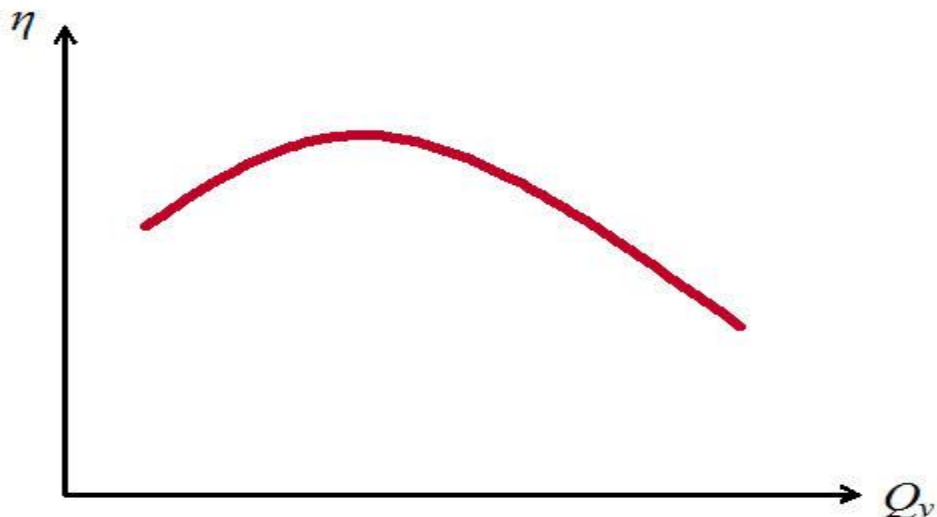
Le rendement ‘ $\eta$ ’ d'une pompe est défini comme le rapport de la puissance fournie au fluide ‘ $P_{hydro}$ ’ et de la puissance absorbée par la pompe ‘ $P_{abs}$ ’ :

$$\eta = \frac{P_h}{P_{abs}} \dots\dots\dots II.4$$

La puissance fournie au fluide étant la suivante :

$$P_{hydro} = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_{mt} = Q_v \cdot \Delta P_{pompe} \dots\dots\dots II.5$$

Puisque la hauteur manométrique totale **Hmt** décroît avec le débit  $Q_v$ , la courbe  $\eta$  vs  $Q_v$  présente un maximum, comme illustré sur la figure ci-dessous.



**Figure II.16:** Rendement d'une pompe centrifuge

**II.10 NPSH :**

Si l'on appelle  $\Delta$  la dépression locale maximale qui peut avoir lieu dans la pompe, pour éviter le phénomène de cavitation, il faut que la pression d'aspiration ‘ $P_{asp}$ ’ soit telle que

$$P_{asp} - \Delta > P_{vap}$$

( où  $P_{vap}$  est la pression de vapeur saturante, à la température considérée).

On définit le NPSH (net positive suction head) selon :

$$NPSH = \frac{P_{asp}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{vap}}{\rho \cdot g} \dots\dots\dots II.6$$

## II.11 Pertes de charge :

Pertes d'énergie dues au frottement du liquide le long des parois de la tuyauterie et proportionnelles à la longueur de celles-ci. Elles sont aussi proportionnelles au carré de la vitesse de circulation et variables en fonction de la nature du liquide pompé. Toute occasion de ralentissement de la circulation normale du fluide déplacé représente de toute façon une cause de pertes de charge, comme les brusques changements de direction ou de section des tuyauteries.

Pour un bon choix de la dimension de la pompe, la somme de ces pertes doit être ajoutée à la hauteur d'élévation initialement prévue.

## II.12 Couplage des pompes :

### II.12.1 Couplage en série :

On considère deux pompes  $P_1$  et  $P_2$ . Le couplage en série est obtenu en branchant la conduite d'aspiration de  $P_2$  sur la conduite de refoulement de la pompe  $P_1$ . Pour le même débit, la pompe  $P_1$  fournit la charge  $H_1$  et la pompe  $P_2$  fournit la charge  $H_2$ . Il en résulte que la caractéristiques globale de ce couplage s'obtient en sommant pour un débit donné, les hauteurs fournies par chacune des deux pompes.

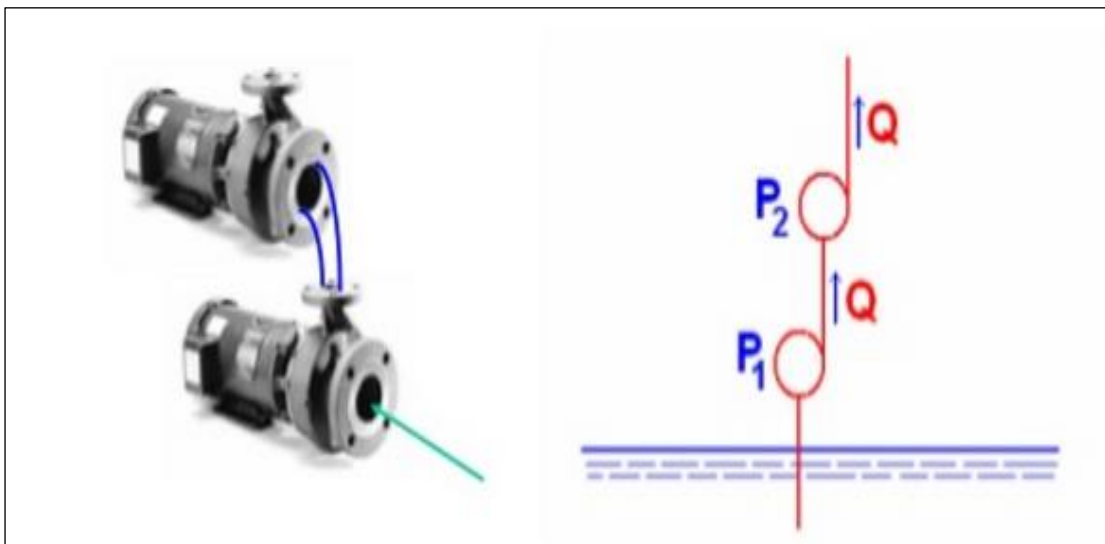


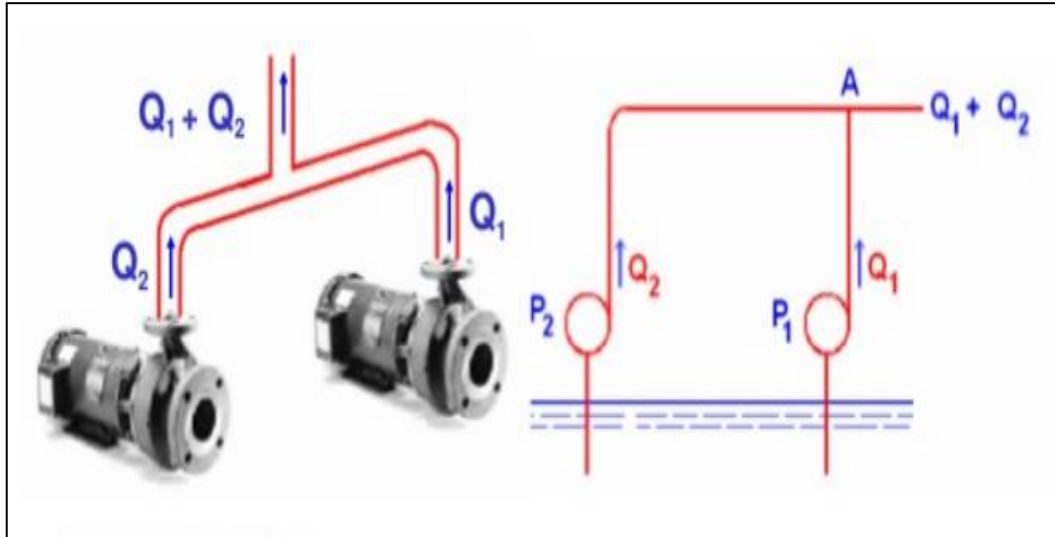
Figure II.17: Couplage des pompes en série

### II.12.2 Couplage en parallèle :

Les deux pompes aspirent isolement de l'eau, les deux Conduites de refoulement aboutissent sur une conduite de refoulement commune. Si on néglige les pertes de charge

entre les sorties des pompes et le point de jonction A, les débits  $Q_1$  et  $Q_2$  s'établissent de telle sorte qu'on ait l'égalité des charges au point de branchement A.

Donc la caractéristique globale du couplage s'obtient en sommant pour une charge  $H_a$  donnée ( $H_1=H_2=H_a$ )



**Figure II.18:** Couplage des pompes en parallèle

### Conclusion :

On a pu aborder dans ce chapitre à la fois la technologie des pompes, mais aussi le dimensionnement des pompes centrifuges par la présentation des méthodes de calcul c'est-à-dire le calcul de la hauteur manométrique totale qu'elles doivent fournir pour réaliser une opération donnée et de la puissance consommée pour ce faire.

Les pompes centrifuges permettent d'obtenir des débits élevés, pour un faible coût, avec un rendement moyen. Elles nécessitent un amorçage et il faut éviter de placer une vanne sur le circuit d'aspiration.

Le phénomène de cavitation sera détaillé dans le chapitre III.

---

*Chapitre III*

CAVITATION, SIMILITUDE ET  
ROGNAGE DANS LES POMPES  
CENTRIFUGES

---

**Introduction :**

Le rôle premier d'une pompe est d'aspirer et de refouler efficacement des fluides dans un système. Il est plus facile de maintenir une haute efficacité de pompage et de satisfaire aux exigences de la pompe en matière de débit, lorsque l'on comprend les exigences d'un procédé. L'ennemie majeure de la pompe est la cavitation, de ce fait il est impératif d'étudier ce phénomène.

**III.1 Cavitation dans les pompes :**

La cavitation reste aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes roto-dynamiques, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension de nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet.

**III.1.1 Description du phénomène de cavitation :**

On appelle cavitation le phénomène d'apparition, dans un liquide, de poches remplies de vapeur et de gaz provoquée par l'abaissement de la pression sans apport de chaleur. L'apparition de la cavitation dans un liquide est un problème complexe qui fait intervenir l'aspect de la germination. On appelle germes la micro bulle remplies de gaz dissous et de vapeur aussi bien que les impuretés qu'on peut rencontrer dans les fluides industriels. Ces germes, dont la taille est de quelque micron, fragilisent considérablement la cohésion du fluide et favorisent sa vaporisation. Ils constituent les maillons faibles de la chaîne. Ainsi, l'apparition de la cavitation dans un liquide dépend étroitement de sa teneur en germe. Une eau pure (dépourvu de germe) peut résister à une tension de plusieurs centaines de bar sans qu'il y ait vaporisation.



**Figure III.1:** Phénomène de cavitation [30]

### III.1.2 Causes de cavitation :

Les principales causes à l'origine de l'apparition de la cavitation sont :

- la dépression due à une survitesses locale de l'écoulement provoquée par exemple par des réductions géométriques.
- les fluctuations turbulentes de la pression, le cisaillement élevé et les vortex provoquées par des instabilités de l'écoulement.
- la rugosité de paroi et la présence de germes de cavitation.

### III.1.3 Classification de la cavitation :

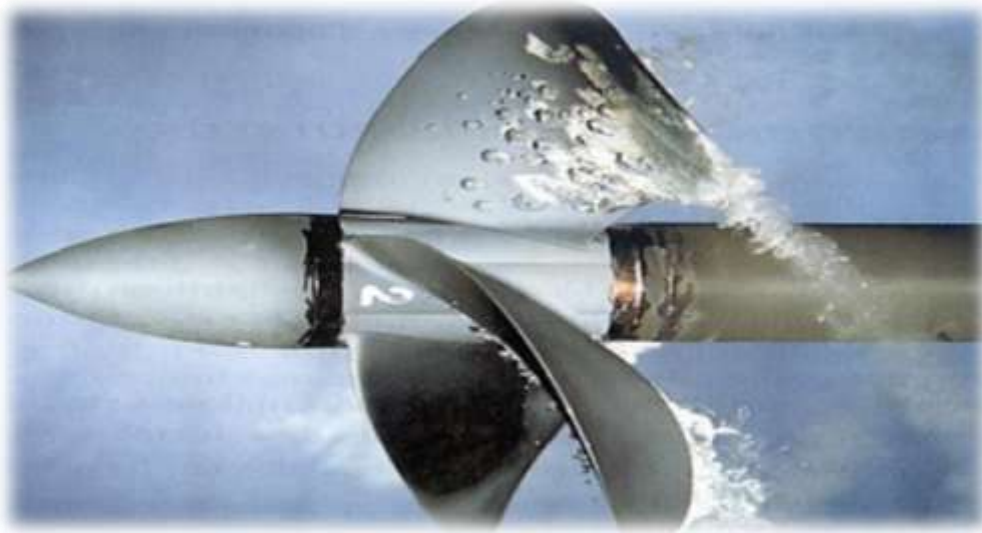
On peut différencier plusieurs types de régimes de cavitation. Elle prend divers formes, suivant la forme de paroi et les propriétés physiques du fluide véhiculé.

En ce qui concerne les hélices et l'impulseur de pompe on identifie plusieurs formes de cavitation : la cavitation à bulles, la cavitation à poche, la cavitation de tourbillon marginal, la cavitation de tourbillon d'ogive et la cavitation du tourbillon de coque.

#### III.1.3.1 Cavitation à bulle :

Les bulles ont pour origines des germes de cavitation contenus dans le fluide. Ces germes de cavitation sont des microbulles et il n'y a pas de milieu liquide qui n'en contienne. la teneur en germes (le nombre de germes de cavitation par unité de volume fluide) caractérise la

qualité de l'eau. Quand un germe de cavitation se déplace avec le fluide dans la zone de dépression à l'extrados de la pale, se déplace avec le fluide dans la zone de dépression à l'extrados de la pale, elle grossit et devient une bulle clairement visible. La bulle grossit jusqu'à ce qu'elle atteigne la zone de décompression. La rapidité du passage provoque une implosion de la bulle. L'implosion a pour première conséquence d'émettre une onde acoustique. Le bruit rayonné par la cavitation à bulles est très important et si la population de bulles n'est pas trop importante, le phénomène est facilement identifiable à l'oreille. Le phénomène est également assez violent pour que l'implosion arrache de la matière à la surface de la pale. Les implosions de bulles viennent donc grêler la surface de la pale. Cette érosion de la surface a de multiples conséquences néfastes pour le bon fonctionnement et la longévité de l'hélice. La pale est d'avantage exposée à la corrosion. La rugosité de l'état de surface en résultant vient bien sur augmenter le frottement ce qui se traduit par une baisse de rendement. On note une perte de performance. En effet, les bulles viennent affecter la distribution de pression car la pression dans et à la surface des bulles avoisinent la pression de vapeur saturante.



**Figure III.2:** Cavitation à bulle [7]

### III.1.3.2 Cavitation à poche :

La cavitation à poche est moins bruyante et moins destructive que la cavitation à bulles (pas d'implosion). Un des effets néfastes de la cavitation à poche est la perte de performances du propulseur. De plus, la cavitation à poche peut être à l'origine de problèmes de vibration

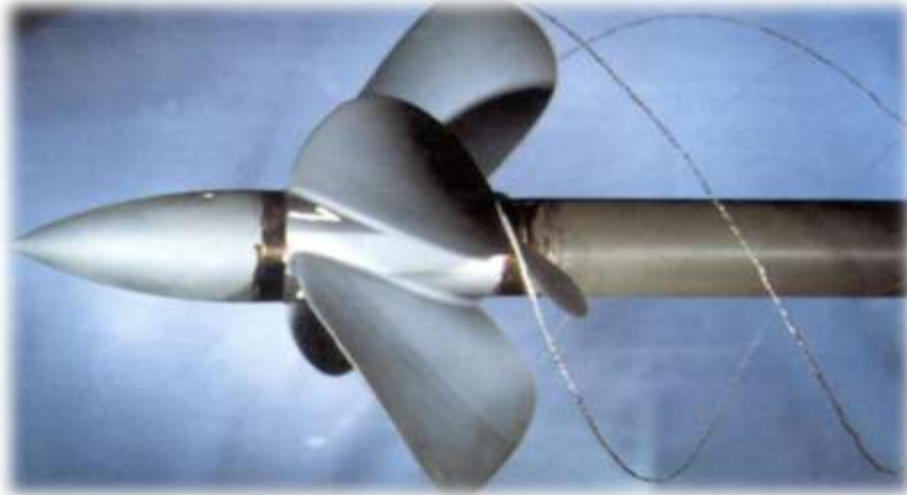
dont les conséquences peuvent aller jusqu'à l'endommagement de la structure. Ces vibrations peuvent avoir plusieurs causes comme la fluctuation temporelle des efforts sur les pales due au fait que la pale peut très bien ne caviter que lorsqu'elle est en position haute ou la pression ambiante est moins élevée ou être due au fait que la poche de cavitation est très instable. Dans les deux cas, les fréquences sont bien sûr très différentes.



**Figure III.3:** Cavitation à poche [7]

### III.1.3.3 Cavitation de tourbillon marginal :

La cavitation de tourbillon marginal est le type de cavitation qui apparaît généralement en premier. Le tourbillon marginal existe à cause de la portance développée sur la pale. Ce tourbillon s'explique assez facilement. Reprenons le cas d'une aile portante. Les pressions sous l'aile, soit à l'intrados (pressure Side), sont généralement supérieures à la pression de référence alors qu'au-dessus de l'aile, à l'extrados (suction side), elles sont inférieures à la pression ambiante. L'écoulement ne pouvant s'effectuer au travers de l'aile, les deux écoulements intrados et extrados se rejoignent au bord de fuite. C'est ce qui se passe tout le long de l'envergure. Mais à l'extrémité, le fluide peut contourner l'aile de l'intrados vers l'extrados. L'écoulement s'enroule et forme le tourbillon marginal dans l'eau, la dépression au cœur du tourbillon peut être assez importante pour que la cavitation apparaisse. De plus, on peut voir la trajectoire des pales d'hélice en observant la cavitation de tourbillon marginal.



**Figure III.4:** Cavitation de tourbillon marginal [7]

#### III.1.3.4 Cavitation de tourbillon d'ogive :

Le tourbillon d'ogive est le fruit de conjonction en rotation du tourbillon en emplanture de chaque pale. Le tourbillon d'emplanture est dû au fait que deux couches limites d'épaisseurs différentes, celle de la ligne d'arbre et celle de la pale, se côtoient avec un angle vif ( $90^\circ$ ). L'intersection des efforts de cisaillement cause l'enroulement de l'écoulement et la formation d'un tourbillon. Vient se combiner aux tourbillons des autres pales en extrémités de l'ogive qui peut alors cavités si la dépression est importante. Une des manières de limiter les risques d'apparition et de développement de ce type de cavitation est de relier les pales au moyeu par un congé de raccordement.



**Figure III.5:** Cavitation du tourbillon d'ogive [7]

### III.1.3.5 Cavitation du tourbillon de coque :

Ce type de cavitation est moins souvent observé mais s'il se manifeste il s'avère très dérangeant. Le tourbillon de coque prend son origine au sommet de l'hélice et va interagir avec la couche limite développée sur la voute de la coque. Le mécanisme n'a pas été étudié en détail mais on est sûr que le tourbillon ne se développe que si la couche limite de la voute est relativement proche de l'hélice. La dépression au sommet de l'hélice peut aspirer la couche limite si elle est assez proche. Le sens du tourbillon est alors probablement aléatoire mais une fois enclenché il se stabilise.



**Figure III.6:** Cavitation du tourbillon de coque [7]

### III.1.3.6 Super cavitation :

Ce phénomène se rencontre dans la cavitation par poche lorsque la poche de cavitation s'étend au-delà du bord de fuite. On évite ainsi l'érosion raide puisque la portion arrière de la poche, très active au point de vue érosion, se trouve reportée en dehors du profil.



**Figure III.7:** Super cavitation [7]

#### **III.1.4 Effet de la cavitation :**

##### **III.1.4.1 Bruit de cavitation :**

La première manifestation d'une pompe qui cavite est le bruit, qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement. Ce bruit hydraulique généré par la cavitation excite ensuite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci.

Les tuyauteries, à leur tour, rayonnent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. De cette façon, lorsque une pompe cavite de manière importante, on enregistre un bruit caractéristique de crépitements et claquement quelquefois assimilé au bruit d'agrégats dans une bétonnière ou de concasseur. Pour des machines de grand taille ou très vite, le bruit aérien généré par la cavitation peut être gênant pour l'utilisateur ou l'environnement. Cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit rayonné par les pompes.

##### **III.1.4.2 Pertes de performances :**

Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance) qui les rend inutilisables; ce phénomène est souvent décrit comme la chute de caractéristique ou improprement comme le  $NPSH_{req}$  de la pompe.

### III.1.4.3 Vibration :

Lorsque les poches de vapeur à l'entrée de la pompe atteignent une dimension importante vis-à-vis de la taille de la pompe, du niveau de pression ou du  $NPSH_{disp}$  à l'entrée de la roue, une augmentation de niveau vibratoire due à la cavitation peut se rencontrer. Parfois, on peut également avoir des interactions entre la pompe en régime de la cavitation et le circuit sur laquelle elle débite.

### III.1.4.4 Érosion :

L'érosion de cavitation se caractérise par un aspect rugueux de la surface attaquée. Elle est en fait le résultat d'un martèlement répété provoqué par des ondes de chocs issus de l'implosion de cavités de vapeur. Cette charge répétée du matériau va provoquer des microfissures, qui, lorsqu'elles se seront complètement développées, vont être responsable d'un arrachement de matière.

## III.1.5 Effet de la cavitation sur la roue de pompe centrifuge :

### III.1.5.1 Cavitation l'entrée de la roue :

On observe des cavitations de la fuite marginale provenant de la bague d'étanchéité d'aspiration de la pompe. Cette cavitation peut être à l'origine de bruit, mais elle est rarement érosive, car ces cavités implosent dans la zone de basse pression à l'entrée de la pompe. Une autre manifestation de la cavitation s'observe en sur débit dans la zone de l'arrondi du flasque intérieur de la roue, juste avant l'entrée dans le canal inter-aube. Comme précédemment, cette cavitation ne présente pas généralement de conséquence fâcheuse pour la roue.

### III.1.5.2 Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue :

Dans les zones de fonctionnement à débit réduit (au-dessous de  $0.7qv$ ) des écoulements de recirculation provenant de la roue remontent à l'amont. Pour des valeurs de  $NPSH$  très basses, on peut parfois observer des collapsés de ces cavités qui engendrent toujours bruits et vibration. Dans certains cas, des érosions par cavitation se produisent sur les composants amont de la pompe.

**III.1.5.3 Cavitation dans les diffuseurs :**

Cette cavitation s'observe principalement lorsque la pompe fonctionne au-dessus du débit d'adaptation des canaux du diffuseur. Comme les pompes à diffuseur sont utilisées dans les canaux des diffuseurs, alors alimentés par un fluide avec une forte sur incidence, sont élevés et le collapse des poches de cavitation provoquent des érosions souvent très fortes et rapides. Ces cavitations sont encore aggravées dans les cas où le constructeur est amené à utiliser le diffuseur comme un organe de réglage de la courbe hauteur /débit, en (désadaptant) son point de calcul vers les faibles débits, pour respecter des formes particulières de fonctionnement de la pompe rendent nécessaires.

**III.1.6 Utilisation de la cavitation :**

La cavitation trouve des applications dans certains procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur de petits domaines afin de produire localement des pics de pression élevés. La cavitation est ainsi utilisée plusieurs applications :

- Limitation de débit de liquide.
- Le dégazage des liquides.
- Aide forage pétrolier.
- Générateur de microbulles.
- Catalyseur de réaction chimique.
- Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants.

**III.1.7 NPSH :**

Le NPSH (Net Positive Suction Head) charge totale nette à l'aspiration, est défini par la différence entre la pression disponible à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur du liquide. Il est important de garder en mémoire que la pression de vapeur est différente en fonction des liquides et qu'elle varie en fonction de la température et de la pression atmosphérique. Il est indispensable de calculer toutes les pertes par frictions, les pertes d'entrée et sortie et les pertes du processus générées dans les canalisations pour définir la pression d'aspiration disponible à la pompe. Malheureusement, quand la pompe est installée nous subissons la pression nette disponible à la pompe.

$$\text{NPSH} = H_a - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a - \frac{P_v}{\rho g} \dots\dots\dots \text{III.1}$$

Avec:

$P_v$  : Pression de vapeur du liquide.

$P_a$  : Pression d'aspiration de la pompe.

$H_a$  : Hauteur d'aspiration.

$V_a$  : Vitesse d'aspiration.

$Z_a$  : Altitude.

$g$  : Accélération due à la pesanteur.

$\rho$  : Masse volumique.

**III.1.7.1 NPSH requis :**

Le  $\text{NPSH}_{\text{requis}}$  dépend seulement des caractéristiques de la pompe et non de celle de l'installation. Il est variable pour chaque pompe en fonction du débit et de vitesse de rotation. De plus il est toujours positif.  $\text{NPSH}_{\text{requis}}$  est indépendant de la nature du fluide transféré. Les valeurs de NPSH mentionnées sur la courbe des caractéristiques de chaque pompe résultent de mesures effectuées avec de l'eau froide.

Ces valeurs ont été obtenues sur un banc d'essai spécialement conçu pour mesurer le NPSH et peuvent être vérifiées à tout moment.  $\text{NPSH}_{\text{requis}}$  donne une indication sur la possibilité d'aspiration de la pompe en un point précis de la courbe.

**III.1.7.2 NPSH disponible :**

Est spécifiquement au site en question et est déterminée par le dimensionnement du système. Il est important de noter que la pression disponible à l'entrée de la pompe est ce que reste après soustraction de toutes les pertes décrites plus haut.

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (Z_a = 0 \text{ coté d'aspiration}) \dots\dots\dots \text{III.2}$$

En pratique, pour qu'une pompe fonctionne sans cavitation, il faut vérifier que le  $NPSH_{disp}$  est supérieure au  $NPSH_{req}$ .

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req} \rightarrow \text{sans cavitation}$$

$$NPSH_{disp} \leq NPSH_{req} \rightarrow \text{avec cavitation}$$

### III.1.8 Solutions de cavitation :

Pour limiter les effets nocifs de la cavitation et améliorer les plages d'utilisation des pompes, on peut agir de plusieurs façons :

- améliorer le NPSH des pompes en agissant au niveau du dessin de la roue et des organes d'alimentation.
- Limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibration) par une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats.
- Dans certains cas, utiliser un inducteur installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.
- Réduire l'aspiration de la pompe et augmenter la pression d'aspiration.
- Réduire la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration.
- Réduire le débit de la pompe.
- Augmenter la hauteur d'aspiration.

Si le phénomène persiste, choisissez une autre pompe.

### III.2 Similitude des pompes :

On a recours, dans bien des domaines, aux modèles réduits pour l'étude du comportement des objets réels dans le milieu où ils seront appelés à évoluer.

Pour cela, la maquette d'étude est placée dans le même milieu et, pour que son comportement soit identique à celui, futur, de l'objet réel, il faut que ses dimensions obéissent à certaines règles, établies selon la théorie propre à chaque cas particulier examiné.

Pour obtenir les dimensions finales de l'objet, on multiplie les dimensions de la maquette par un facteur K d'homothétie : L'objet est dit semblable à sa maquette.

Ces principes s'appliquent aux pompes centrifuges, dont les dimensions principales :

- Diamètre de la roue,
- Largeur de la roue,
- Diamètres des orifices d'entrée et de sortie de l'eau, présentent entre elles un rapport K constant, les angles  $\alpha$  et  $\beta$  étant, par ailleurs, conservés.

Les pompes ainsi obtenues sont dites semblables entre elles. [2]

#### III.2.1 Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges :

Considérons:

- Une première pompe, dont la roue, de diamètre extérieur  $D_2$  et de largeur  $b_2$ , tourne à une vitesse  $n_2$  et présente un débit  $Q$  pour une hauteur nette hydraulique  $H$ , et une puissance absorbée  $P$ ;
- Une deuxième pompe, semblable à la première, où les valeurs, correspondantes sont  $D'_2$ ,  $b'_2$ ,  $n'_2$ ,  $Q'$ ,  $H'$ , et  $P'$ .

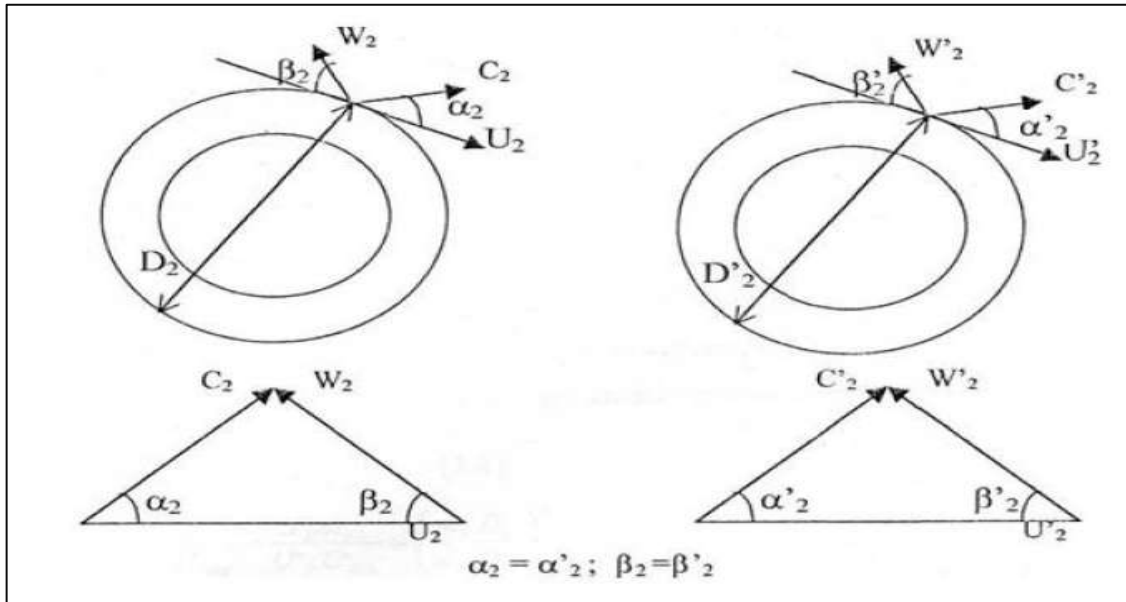
La similitude géométrique des deux pompes permet d'écrire le rapport suivant:

$$\frac{D_2}{D'_2} = \frac{b_2}{b'_2} \quad (\alpha_2 = \alpha'_2 ; \beta_2 = \beta'_2) \dots\dots\dots \text{III.3}$$

Le mouvement d'une particule liquide dans la roue est composé de deux mouvements :

- Mouvement relatif qui est le mouvement suivant les surfaces des aubes «  $\vec{W}$  ».

- Mouvement d'entraînement est le mouvement de rotation avec une vitesse de rotation «  $\dot{U}$  ».
- Donc la vitesse absolue de la particule est égale à  $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$  qu'on appelle triangle des vitesses. [2]



**Figure III.8:** Triangle des vitesses pour deux pompes semblables

$U$  : Vitesse d'entraînement, dirigée suivant la tangente à la roue au point considéré

$$U = \omega r ;$$

$W$  : Vitesse relative, dirigée suivant la tangente à la surface de l'aube de la roue au point considéré ;

$C$  : Vitesse absolue ;

$\alpha$  : Angle entre  $C$  et  $U$  ;

$\beta$  : Angle entre  $W$  et  $U$  ;

$b_1$  et  $b_2$  – Largeurs à l'entrée et à la sortie de la roue.

Les vitesses circonférentielles des roues mobiles sont proportionnelles aux produits des vitesses de rotation  $n$  par les diamètres  $D$  de ces roues.

La condition de similitude cinématique à la sortie des roues peut être écrite sous la forme de proportions suivantes :

$$\frac{U_2}{U'_2} = \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} = \frac{C_2}{C'_2} = \frac{C_{u2}}{C'_{u2}} = \frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = K \dots\dots\dots \text{III.4}$$

**III.2.1.1 Débit :**

En effet, le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie  $\pi D_2 b_2$  par la vitesse radiale  $C_{r2}$  :

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2} \dots\dots\dots \text{III.5}$$

D'après les considérations ci-dessus, le rapport des débits sera :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}}{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}} = \frac{D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}}{D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}} \dots\dots\dots \text{III.6}$$

Mais comme  $\frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2}$  et  $\frac{D_2}{D'_2} = \frac{b_2}{b'_2}$ , nous obtenons :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n_2 \cdot D_2^3}{n'_2 \cdot D'^3_2} \quad \text{soit } Q \approx n \cdot D^3 \dots\dots\dots \text{III.7}$$

On voit que, les débits sont proportionnels aux vitesses de rotation et aux cubes de dimensions. [2]

**III.2.1.2 Hauteur :**

Pour une pompe à nombre d'aubes finis, les hauteurs théoriques sont proportionnels aux produits des vitesses tangentielle et les composantes tangentielles de la vitesse absolue C et le coefficient d'influence, du nombre d'aubes  $\mu$ . Ce coefficient reste le même pour des roues géométriquement semblables. [2]

$$H_{th} = \mu \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g} \dots\dots\dots \text{III.8}$$

$$\frac{H_{th}}{H'_{th}} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{U'_2 \cdot C'_{u2}} = \left( \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \right)^2 \dots\dots\dots \text{III.9}$$

$$H = \eta_h \cdot H_{thz} \quad \text{comme } \eta_h = \eta'_h$$

$$\frac{H}{H'} = \frac{H_{th}}{H'_{th}} = \left( \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \right)^2 \dots\dots\dots \text{III.10}$$

Donc :  $H \approx (n_2 \cdot D_2)^2$

Les hauteurs engendrées sont proportionnelles, aux carrées des vitesses de rotation et des dimensions.

**III.2.1.3 Puissance :**

La puissance théorique fournie par une pompe assurant un débit Q d'un liquide de masse spécifique ρ sous une hauteur H est :

$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \dots\dots\dots \text{III.11}$$

On aura :

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\rho' \cdot g \cdot H' \cdot Q'} = \frac{\rho \cdot g}{\rho' \cdot g} \cdot \frac{n_2 \cdot D_2^3}{n'_2 \cdot D'^3_2} \cdot \left( \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \right)^2 \dots\dots\dots \text{III.12}$$

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho \cdot g}{\rho' \cdot g} \cdot \frac{n^3_2 \cdot D^5_2}{n'^3_2 \cdot D'^5_2} \dots\dots\dots \text{III.13}$$

Donc :  $P \approx \rho (n^3_2 \cdot D^5_2) \dots\dots\dots \text{III.14}$

La relation III.14 montre que la puissance d'une pompe varie comme la puissance troisième des vitesses de rotation et la puissance cinquième de ses dimensions.

On note que la masse volumique du liquide n'intervient que dans le terme de puissance et ne modifie ni la hauteur ni le débit. [2]

**III.2.2 Vitesse spécifique Ns :**

Pour illustrer commodément tout un groupe de pompes semblables entre elles, il est fait appel à la notion de vitesse spécifique, qui découle des considérations ci-dessus, et qui peut être définie comme suit :

La vitesse spécifique est le nombre de tours par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe centrifuge qui débiterait 1 m<sup>3</sup>/s à 1 mètre de hauteur,

Sa valeur résulte à partir des rapports des hauteurs et des débits, définis précédemment et donnée par :

$$\frac{n_2 \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{n'_2 \cdot Q'^{1/2}}{H'^{3/4}} = \text{cste} \dots\dots\dots \text{III.14}$$

Cette constante est appelée vitesse spécifique et est notée par :

$$N_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots \text{III.15}$$

n : est exprimé en tr/mn ; Q en m<sup>3</sup>/s ; H en m

La vitesse spécifique est utilisée pour caractériser le type de pompe; plus exactement l'aspect de la roue (radial, axial, mixte...). [2]

**III.2.3 Diamètre spécifique D<sub>s</sub> :**

C'est le diamètre de la pompe qui fournit une hauteur de 1m et délivre un débit de 1m<sup>3</sup>/s .

En utilisant les rapports respectifs des hauteurs et des débits, on obtient:

$$\frac{H^{1/4} \cdot D_2}{Q^{1/2}} = \frac{H'^{1/4} \cdot D'_2}{Q'^{1/2}} = \text{cste} \dots\dots\dots \text{III.16}$$

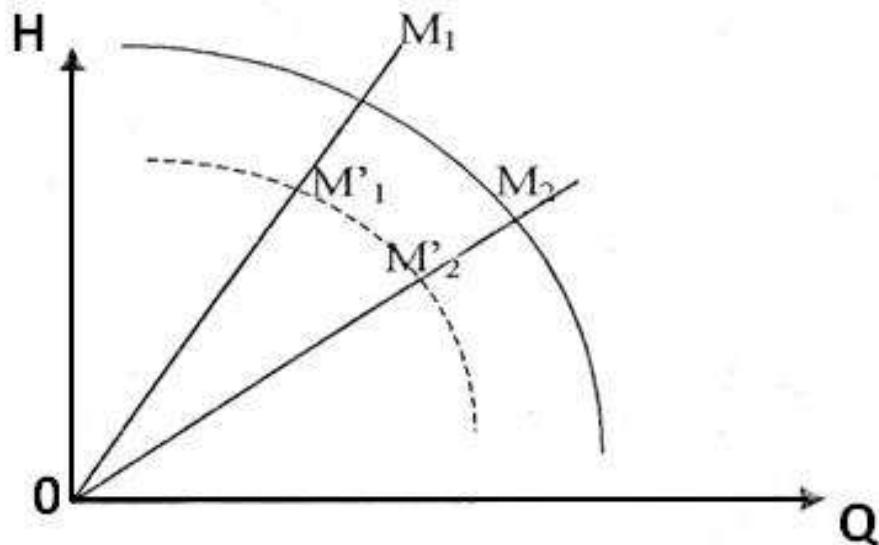
Cette constante est appelée diamètre spécifique et est représentée par :

$$D_s = D \cdot \frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \dots\dots\dots \text{III.17}$$

D : diamètre de la roue en m ; H en m ; Q en m<sup>3</sup>/s [2]

### III.3 Rognage des roues centrifuges :

Il peut arriver qu'une pompe centrifuge dont on dispose des caractéristiques un peu supérieures à celles qui sont nécessaires. Si l'on désire réduire ces caractéristiques (hauteur, débit), ne serait-ce que pour diminuer la puissance du moteur d'entraînement, il est possible de rogner la roue de la pompe, c'est à dire de réduire son diamètre. [2]



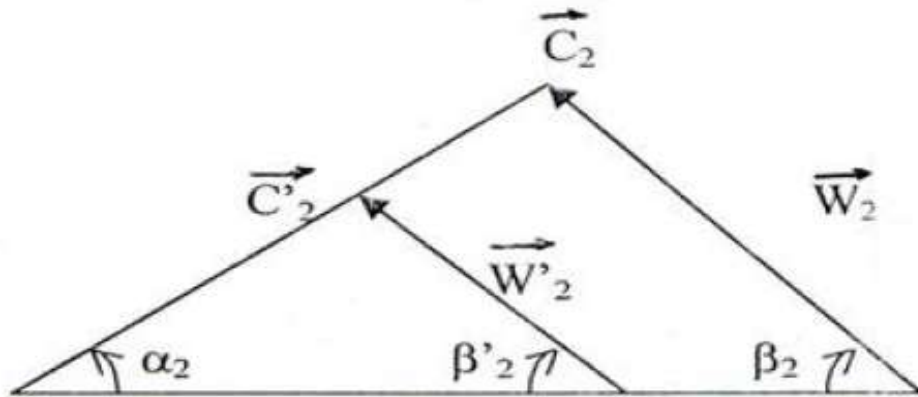
**Figure III.9:** Rognage d'une pompe centrifuge

Cette opération, facile à réaliser en atelier, est couramment effectuée par les constructeurs pour ajuster la pompe au voisinage des valeurs demandées par leurs clients.

Il peut donc être bon, à l'opposé, de savoir si une pompe dont on dispose est munie d'une roue rognée, ce que permettrait d'augmenter ses caractéristiques en changeant seulement la roue.

Considérons une roue dont la largeur de sortie est constante dans l'intervalle de coupure et dont l'angle de sortie ne change pas ou change peu avec la coupure. Lorsqu'on coupe une roue, on obtient un triangle des vitesses semblables à celui d'origine (Fig III.10).

$$\alpha_2 = \alpha'_2 \quad ; \quad \beta_2 = \beta'_2 \quad ; \quad b_2 = b'_2$$



**Figure III.10:** Coupure d'une roue : transformation d'un triangle des vitesses

D'après la condition de rognage précédente, les triangles des vitesses de la roue au diamètre  $D_2$  et  $D'_2$  sont semblables. [2]

Donc, on peut appliquer les lois de similitude sur les hauteurs et les débits avant et après rognage. Il en résulte :

**III.3.1 Pour le rapport des hauteurs :**

$$\frac{H'}{H} = \frac{U'_2 \cdot C'_{u2}}{U_2 \cdot C_{u2}} \dots\dots\dots \text{III.18}$$

$$\frac{H'}{H} = \left( \frac{n \cdot D'_2}{n \cdot D_2} \right)^2 = \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \dots\dots\dots \text{III.19}$$

La hauteur varie proportionnellement au carré du rapport des diamètres des roues.

**III.3.2 Pour le rapport des débits :**

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}} \dots\dots\dots \text{III.20}$$

$$\frac{C'_{r2}}{C_{r2}} = \frac{n \cdot D'_2}{n \cdot D_2} = \frac{D'_2}{D_2} \dots\dots\dots \text{III.21}$$

$b_2$  étant la largeur de la roue à la sortie (comptée parallèlement à l'arbre); elle est pratiquement constante pour des rognages de 10 à 12 %.

Donc :  $\frac{b'2}{b2} = 1$

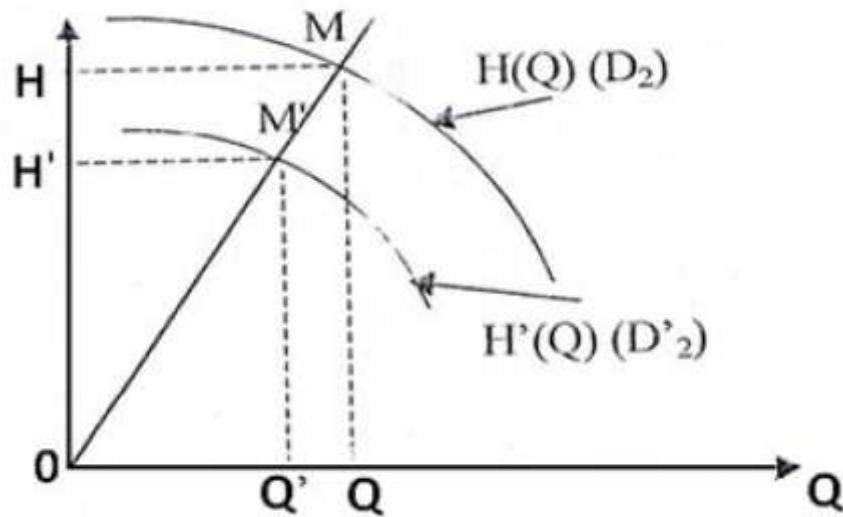
Par conséquent :  $\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'2}{D2}\right)^2$  ..... III.22

Le débit varie également proportionnellement au carré de ce rapport.

Le diamètre  $D_2$  désigne les conditions d'origine et le diamètre  $D'_2$ , celles après rognage. En combinant les relations précédentes, nous obtenons :

$$\frac{H'}{H} = \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'2}{D2}\right)^2 \text{ ..... III.23}$$

$$H' = A \cdot H \ ; \ Q' = A \cdot Q$$



**Figure III.11:** Déplacement d'un point de la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge par rognage de la roue

Pour réduire la courbe caractéristique après rognage d'une courbe de référence (Fig III.11), on procède en multipliant H et Q à chaque point par  $\left(\frac{D'2}{D2}\right)^2$

Le point d'origine (M) et le point transposé (M') se trouvent sur une même droite passant par l'origine.

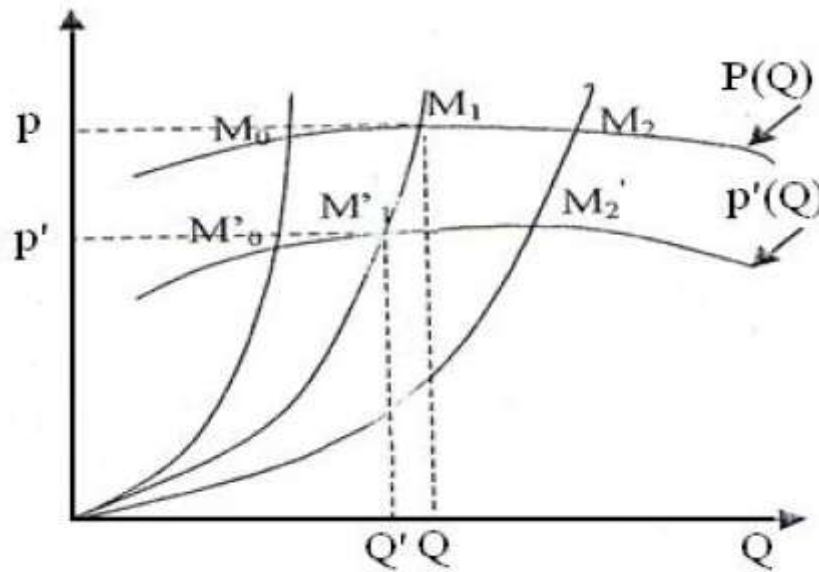
III.3.3 Pour le rapport des puissances :

En ce qui concerne la caractéristique de la puissance, on peut écrire au voisinage du rendement maximal, c'est-à-dire le fonctionnement de la pompe est considéré bon (rendement pratiquement constant) [2]

$$\frac{P'}{P} = \frac{H'.Q'}{H.Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^4 \quad \text{et} \quad \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad \dots\dots\dots \text{III.24}$$

Donc :  $\frac{P'}{P} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2$  Ou  $\frac{P}{Q^2} = \frac{P'}{Q'^2} = \alpha \rightarrow P = \alpha \cdot Q^2$  et  $P' = \alpha \cdot Q'^2$

La puissance varie suivant la quatrième puissance du rapport des diamètres des roues. Au point  $M_1$  de la caractéristique puissance  $P(Q)$  de la roue de diamètre  $D_2$  correspond le point  $M'_1$  de la caractéristique  $P'(Q')$  de la roue de diamètre  $D'_2$ , les Points  $M_1$  et  $M'_1$  étant situés sur la parabole  $P=a.Q^2$  passant par  $M_1$  ; l'abscisse  $Q'$  du point  $M'_1$  est telle que  $Q'/Q = D'^2_2/D^2_2$ . De même pour les autres points  $M_0, M_1\dots$ de la caractéristique  $P(Q)$  (Fig III.12),.



**Figure III.12:** Influence du rognage de la roue sur la caractéristique de la puissance absorbé par la pompe

Par conséquent les points homologues de la courbe caractéristique de la puissance se trouvent sur des paraboles ( $P = a \cdot Q^2$ ) qui passent par l'origine. Ces paraboles sont les courbes des équi-rendements des divers rognages des roues.

En toute rigueur, il conviendrait de tenir compte de la chute de rendement dans la prévision de hauteur d'une roue rognée.

Si l'on veut, limiter le rendement à 2% on devra limiter le niveau de coupure à 10 %. [2]

**Conclusion :**

Nous avons présenté dans ce chapitre tous ce qui concerne le phénomène de cavitation et les différents types qui existent. Et on à parler en détaille sur la similitude des pompes centrifuges et les lois qui régissent aux dimensionnements de ces derniers toutes en partant des triangles de vitesse.

---

*Partie II*

ÉTUDE EXPERIMENTALE

---

---

*Chapitre IV*

PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI

---

## Introduction :

La préparation des travaux pratiques théoriquement au cours de notre enseignement nous a conduits à penser et ensuite à décider de créer et de réaliser un dispositif qui va nous permet et nous faciliter la pratique et de voir concrètement les essais qui sont auparavant que de l'imagination.

Notre travail donc focus sur l'élaboration d'un banc d'essai de pompe centrifuge pour la réalisation d'un certain nombre d'essai.

Dans ce chapitre nous allons présenter les détails des différentes composantes de notre création.

### IV.1 Description de banc d'essai :

Ce banc d'essai comprend deux pompes centrifuges identiques, APOLO-QB 60, indépendantes entraînées par deux moteurs électriques. Conçu pour fonctionner en circuit fermé, il constitue un moyen expérimental complet pour l'étude des performances et des caractéristiques des pompes centrifuges. Avec son bac d'alimentation, il est autonome hydrauliquement et ne nécessite qu'une alimentation électrique. Une instrumentation presque complète avec manomètres et débitmètres permet de déterminer la puissance hydraulique et de tracer les courbes caractéristiques des pompes.

- Le banc est construit sur une table en acier et couverte par la Lico-bande et se compose de:
- Un bac d'alimentation en vert d'une capacité utile de 140 litres utiles avec vidange.
- Deux pompes centrifuges identiques, avec moteur asynchrone à cage monophasé
- Un débitmètre électronique
- Quatre manomètres, deux à l'aspiration et deux au refoulement des pompes
- Une armoire électrique pour la commande des pompes
- La tuyauterie et les vannes en PVC.

La figure IV.1 montre le banc d'essai que nous avons conçu dans le laboratoire du département de science et technique et la figure IV.2 présente la table dessinée par l'AUTOCAD sur laquelle les pompes et les conduites sont montées, les dimensions de cette table est de largeur de 0.60 m, une longueur de 1.5 m et une hauteur de 0.9 m.



Figure IV.1: Banc d'essai

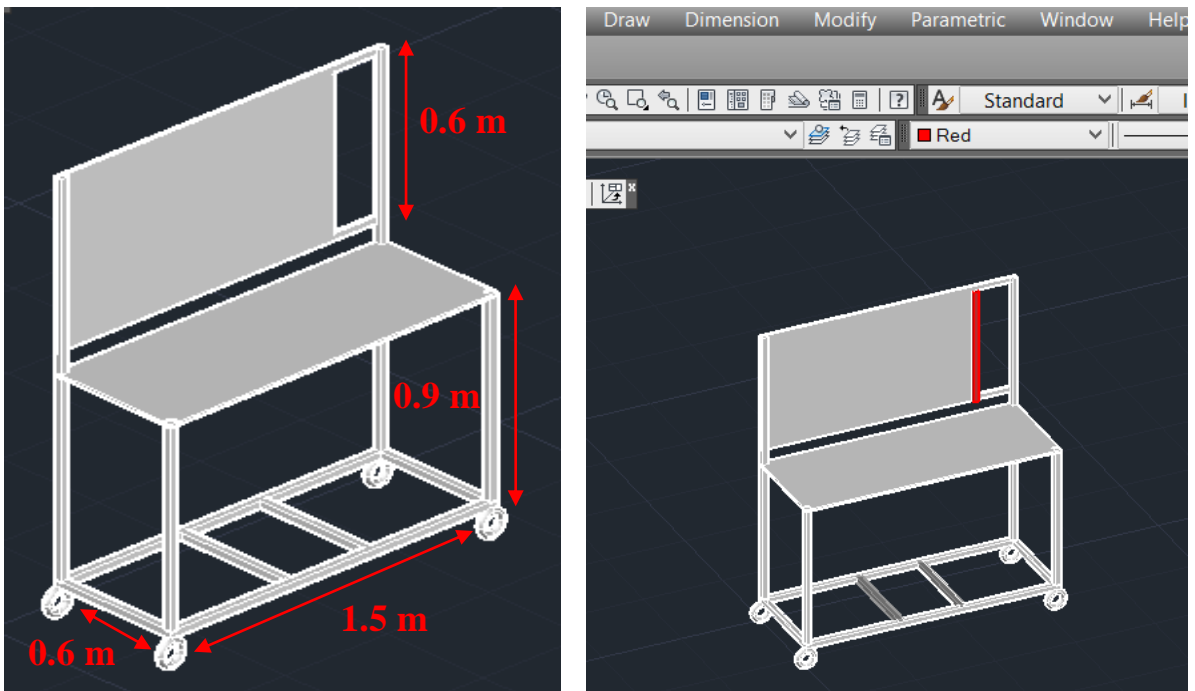
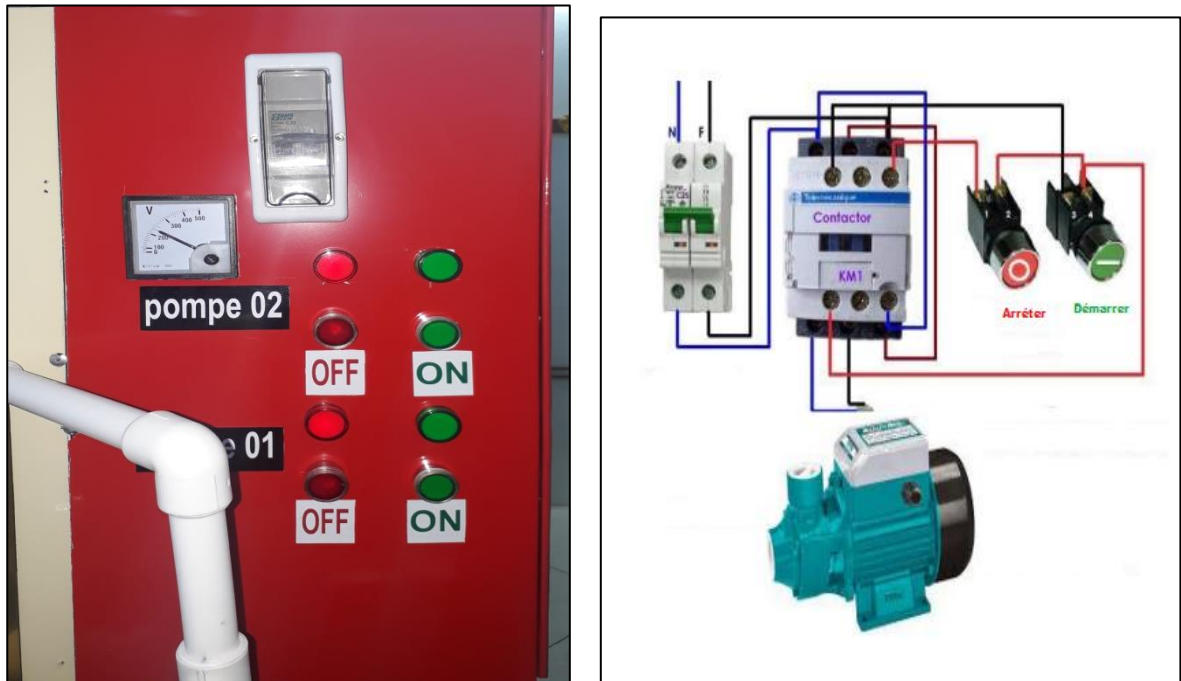


Figure IV.2: Conception de la table avec AUTOCAD

La partie électrique est assurée par une petite armoire électrique avec des boutons poussoirs marche et arrêt qui commande les pompes tandis que la boîte électrique contient un disjoncteur, un voltmètre et un contacteur.



**Figure IV.3:** Boîte électrique

La figure IV.4 présente un schéma de notre installation dont les différentes compositions sont définis comme suit :

- 1, 2, 3, 4, 5 et 6 Vannes de réglages.
- $M_1$  et  $M_2$  Manomètres verticale 6 bar pour la mesure des pressions positives.
- $V_1$  et  $V_2$  Manomètres verticale pour la mesure des pressions négatives (Vacuomètre).
- D est un débitmètre électronique.
- $P_1$  et  $P_2$  pompes centrifuges.

Des conduites de type ADARA en PVC relie le système et débouche dans un bac en vert.

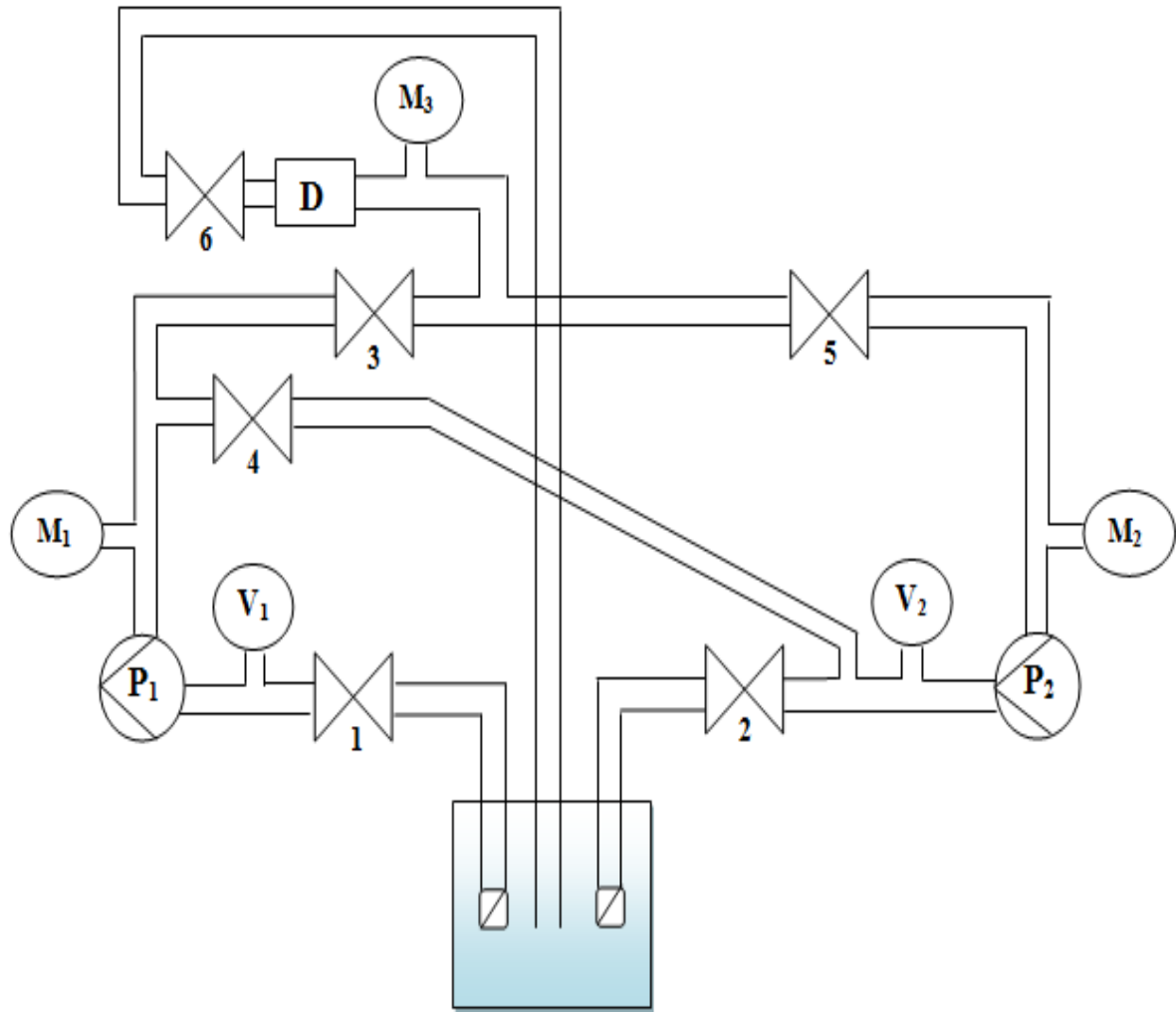








Figure IV.4 : Schéma de l'installation

Le tableau suivant illustre les différents symboles de schéma de l'installation

Tableau IV.1: Les symboles utilisé dans le schéma d'installation

	Pompe		Vanne
	Vacuomètre		Manomètre
	Débitmètre		Clapet anti-retour

## IV.2 Accessoires et les tuyaux :

### IV.2.1 Pompes :



**Figure IV.5:** Pompe et sa caractéristique

Comme la figure indique, les pompes utilisées est de types APOLO–QB 60 assurent l'élévation d'un débit individuellement de 40 L/min à une hauteur de 40 m avec une vitesse de rotation de 2850 tr/min, entraînées par un moteur électrique d'entraînement d'une puissance de 0.37 KW.

### IV.2.2 Manomètres :



**Figure IV.6:** Manomètre

Le manomètre est un instrument de mesure de la pression d'un fluide. Il est à noter que celle-ci ne peut être mesurée que par rapport à une pression de référence, en général la pression atmosphérique.

Il existe de nombreuses variantes de manomètres.

#### IV.2.3 Vacuomètre :



Figure IV.7: Vacuomètre

Le vacuomètre est un dispositif qui permet de mesurer la valeur de la pression des gaz résiduels (O<sub>2</sub>) dans un tube à vide. Le vacuomètre est aussi appelé indicateur de vide.

#### IV.2.4 Débitmètre :



Figure IV.8: Débitmètre

Le débitmètre est un appareil destiné à mesurer le débit d'un fluide, liquide ou gazeux. Le débitmètre utilisé dans notre banc d'essai est électronique qui nous affiche à chaque mesure le volume cumulé.

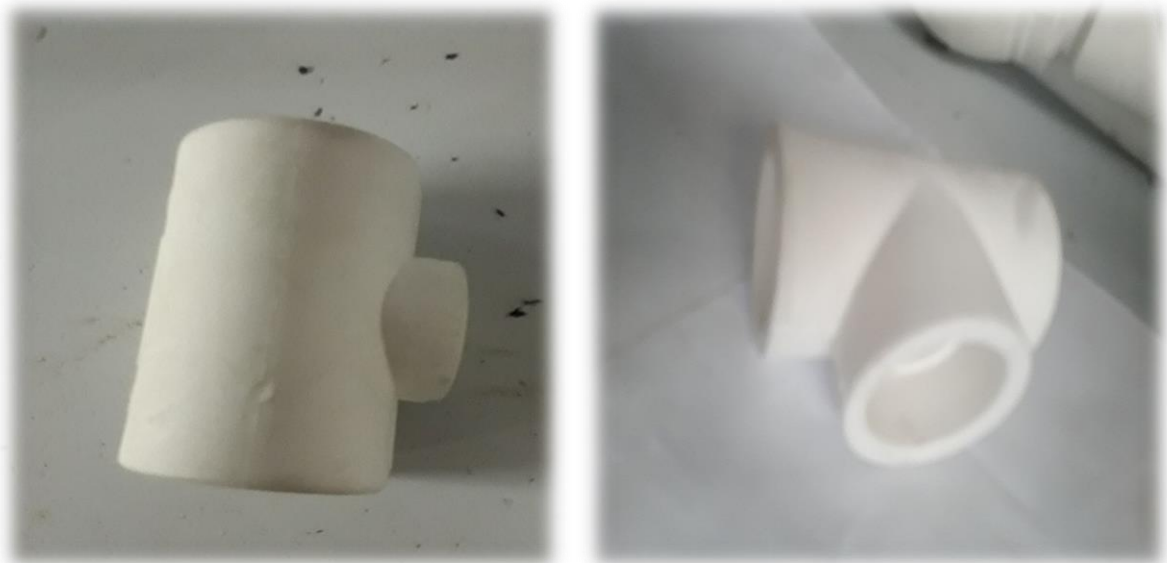
#### IV.2.5 Pièces de raccords :

Toutes les pièces utilisées dans notre dispositif sont de type PPRC (Polypropylène Random Copolymère) de la marque ADARA, cette matière qui présente une très grande résistance à des pressions très grandes assure une bonne étanchéité.

Les figures suivantes (10. 11. 12. 13. 14) présentent les types de Mamelon mâle et femelle.

Le mamelon par définition est une pièce tubulaire courte, comportant un filetage mâle usiné à chacune de ses extrémités. Il permet l'assemblage de sections de tuyauteries, de diamètres ou de matériaux différents. Le mamelon permet de connecter sans défauts d'étanchéité, des tuyauteries entre elles, à des appareils ou des accessoires.

Le Té est un instrument ayant la forme du T majuscule ou dont la section est en T sert à raccorder trois conduites de diamètres différents.



**Figure IV.9:** Té PPRC

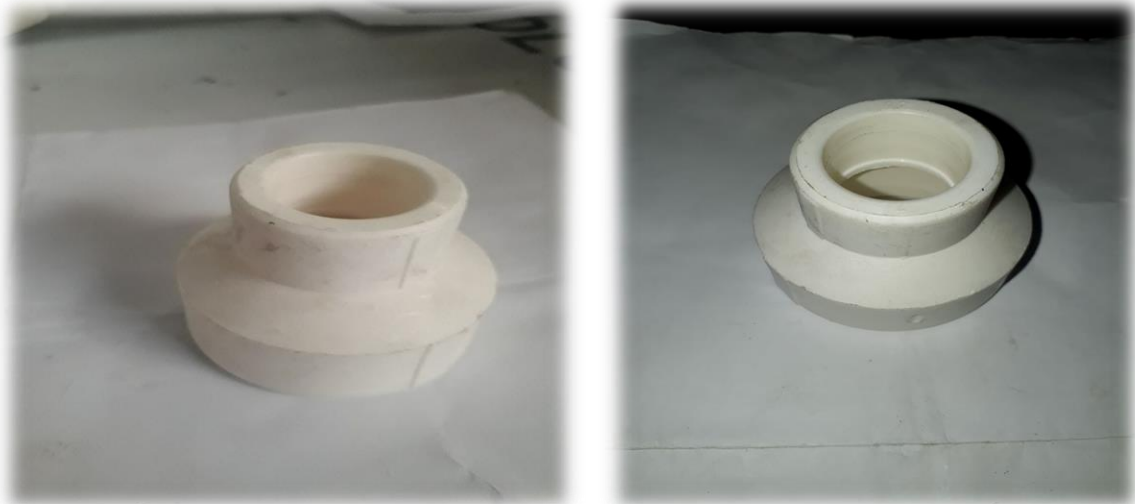


Figure IV.10: Manchon réduction PPRC

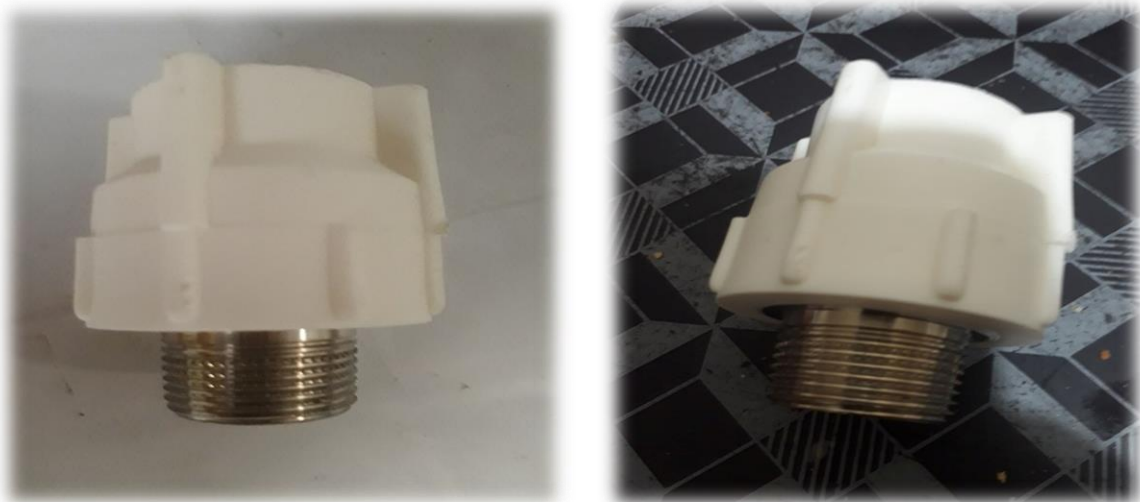


Figure IV.11: Mamelon male PPRC

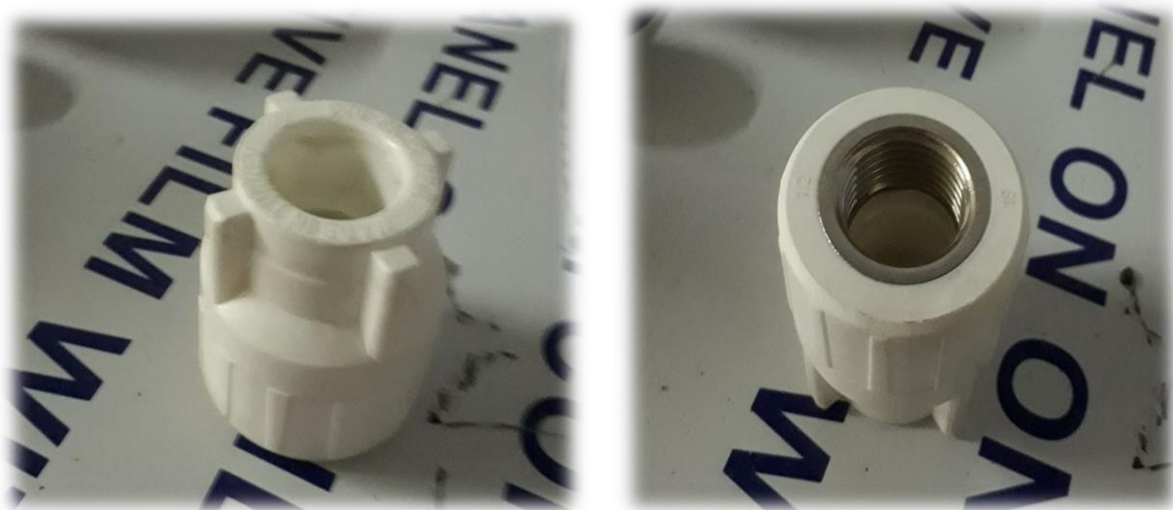
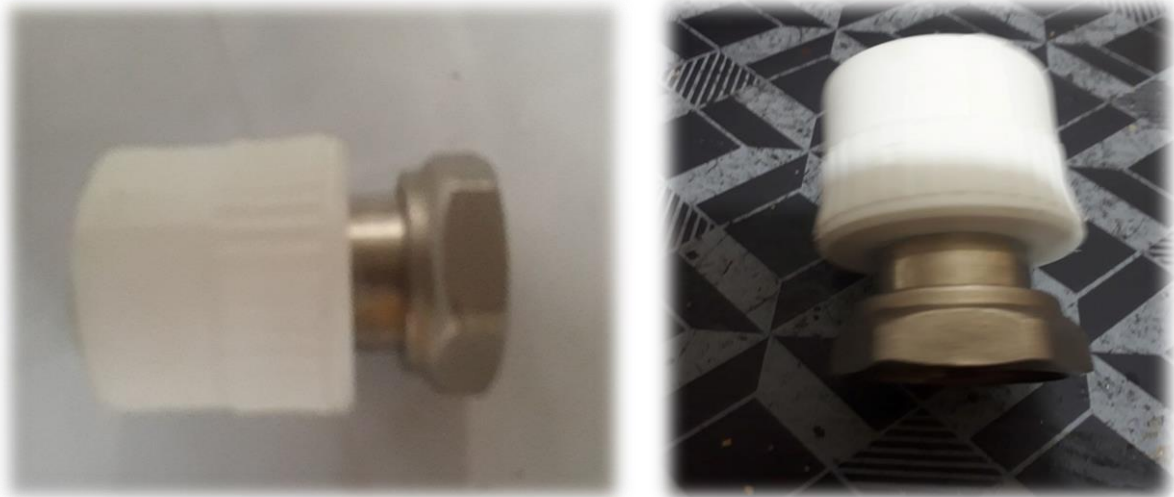
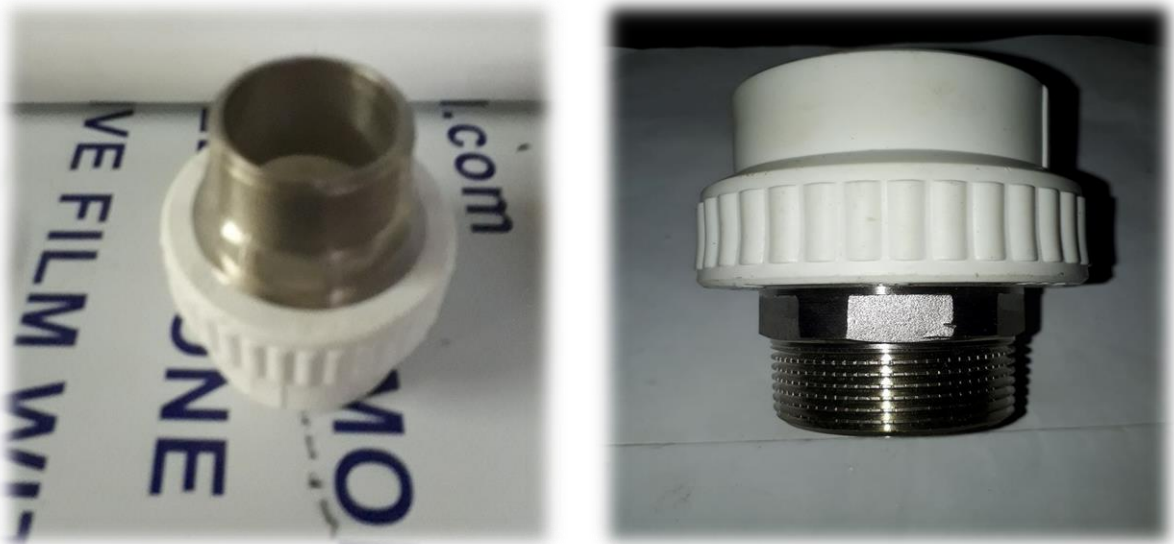


Figure IV.12: Mamelon femelle PPRC



**Figure IV.13:** Mamelon avec raccord PPRC



**Figure IV.14:** Mamelon male PPRC

Pour les coudes utilisés nous avons travaillé avec deux coudes d'angle  $45^\circ$  et  $90^\circ$ .  
Le coude est un raccord autrement dit une liaison mécanique entre deux tuyaux, permettant le passage du fluide sans fuite.



Figure IV.15: Coude 45° PPRC



Figure IV.16: Coude 90° PPRC

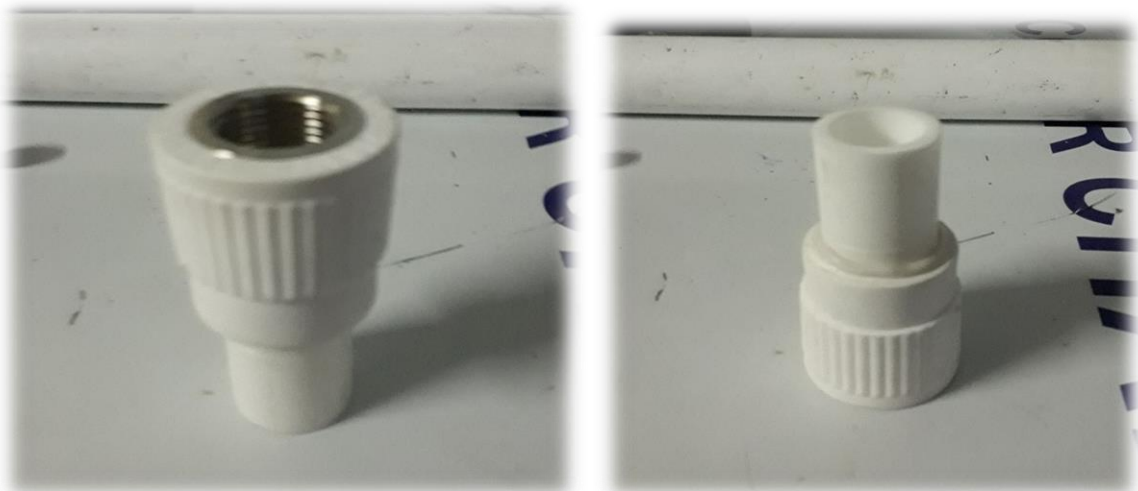


Figure IV.17: Mamelon femelle PPRC

Ce qui concerne les vannes, la figure suivante montre la vanne utilisée c'est une vanne sphérique qui nous permet de régler le débit.



**Figure IV.18 :** Vanne sphérique PPRC

Les tuyaux utilisés sont de PVC avec différents diamètres variant de 25-40 mm.



**Figure IV.19:** Tuyaux PPRC

Pour la protection conditionner de la pompe l'utilisation de la crépine et d'un clapet anti-retour demeure une nécessité, la matière des pièces est de Bronze.

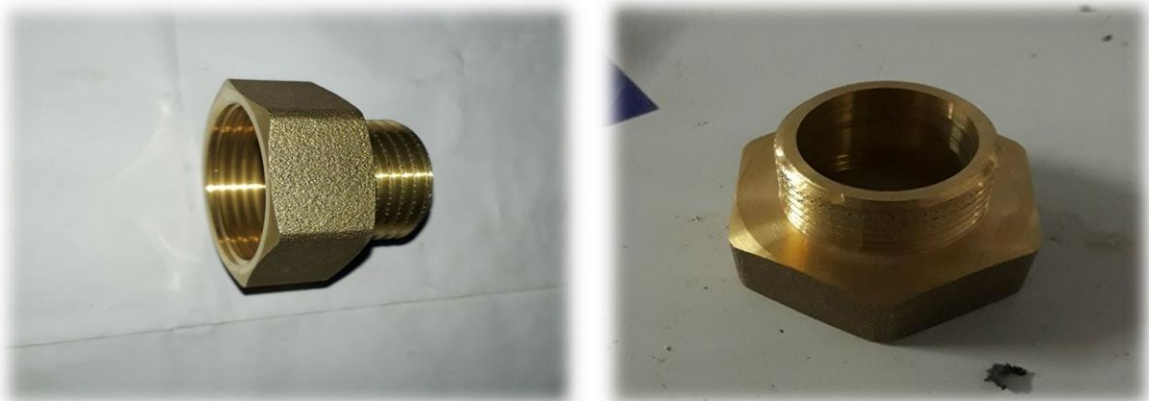


**Figure IV.20:** Clapet anti-retour crépine.

Nous avons utilisé dans notre dispositif deux modèles des raccords. Les raccords sont des pièces de jonctions se sont des éléments permettant de relier entre eux les différents organes d'une installation hydraulique.



**Figure IV.21:** Raccord model 1



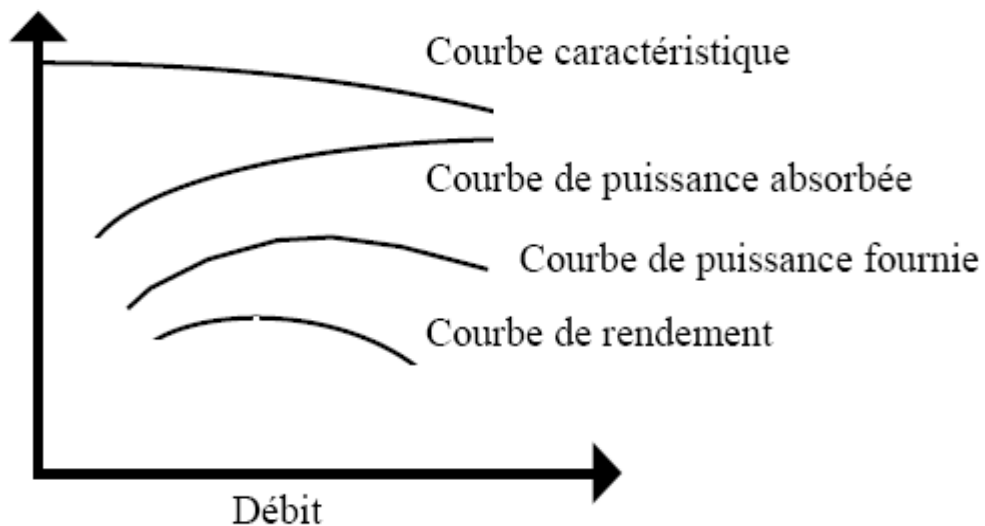
**Figure IV.22:** Raccord model 2

### IV.3 Objectifs de la réalisation du banc d'essai des pompes centrifuges :

L'objectif de notre réalisation est d'étudier les caractéristiques techniques d'une pompe centrifuge ainsi que les caractéristiques du couplage en série et en parallèle de deux pompes identiques.

### IV.4 Caractéristiques des pompes :

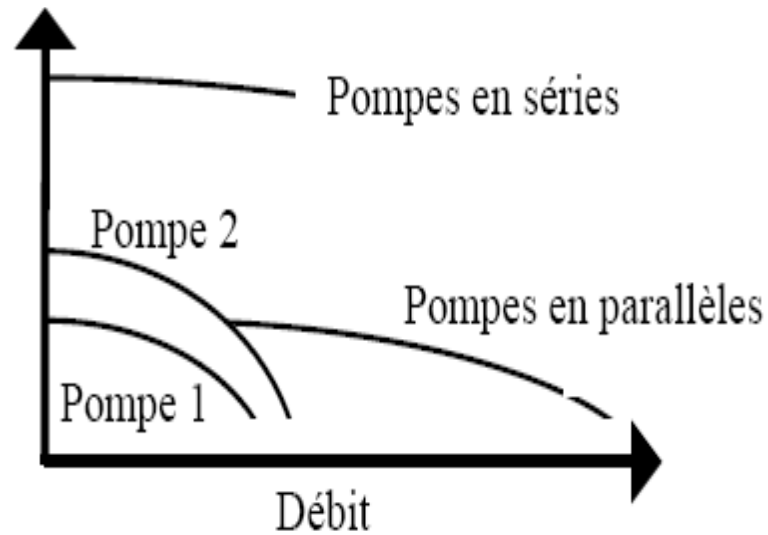
Les principales courbes qui caractérisent les performances d'une pompe pour une vitesse de rotation donnée sont: la courbe caractéristique  $H=f(Q)$  ( $H$  étant la hauteur manométrique), la courbe de puissance absorbée  $P_a=f(Q)$ , la courbe de puissance fournie  $P=f(Q)$  et la courbe de rendement  $\eta=f(Q)$ . Ces courbes peuvent être obtenues pour une pompe donnée, en faisant varier le débit à l'aide de la fermeture d'une vanne en aval de la conduite.



**Figure IV.23 :** Les principales courbes d'une pompe

Lorsque plusieurs pompes débitent l'une derrière l'autre, ces pompes fonctionnent en série. Chaque pompe passe le même débit et les hauteurs manométriques s'additionnent. En revanche quand les pompes sont installées en parallèle la hauteur manométrique reste inchangée et les débits s'ajoutent.

La figure IV.24 donne pour chacun des cas la caractéristique de la pompe équivalente.



**Figure IV.24 :** Courbes d'une pompe équivalente

Figure IV.25 donne un schéma de fonctionnement des vannes. Il s'agit d'une boucle fermée. A l'aide d'un jeu de vannes, on peut sectionner la pompe 1, la pompe 2, ou un couplage en série ou en parallèle (Tableau IV.4).



**Figure IV.25 :** Schéma de fonctionnement des vannes

**Tableau IV.2 :** Le système de fonctionnement des vannes dans le banc d'essai

	<b>Vanne 1</b>	<b>Vanne 2</b>	<b>Vanne 3</b>	<b>Vanne 4</b>	<b>Vanne 5</b>
<b>Pompe 1</b>	Ouverte	Fermée	Ouverte	Fermée	Fermée
<b>Pompe 2</b>	Fermée	Ouverte	Fermée	Fermée	Ouverte
<b>Pompes en série</b>	Ouverte	Fermée	Fermée	Ouverte	Ouverte
<b>Pompes en parallèle</b>	Ouverte	Ouverte	Ouverte	Fermée	Ouverte

**Conclusion :**

Nous avons essayé dans ce chapitre de présenter en détail notre travail proprement dit, le dispositif que nous avons conçu est un outil très important de point de vue matériel pédagogique qui va aider nos collègues et enseignants de travailler et de réaliser les travaux pratiques.

Les pompes, les tuyaux, les conduites et tous les constituants sont neufs et de bonne qualité.

Le manuel d'utilisation de ce banc sera présenté dans le chapitre V sous forme des essais.

---

*Chapitre V*

RÉSULTATS ET INTERPRÉTATION

---

**Introduction :**

Le but de notre travail est de réaliser un banc d'essai de pompes centrifuge vu l'absence du matériel pédagogique au sein de notre laboratoire du département, ce banc doit permettre aux étudiants de réaliser leurs travaux pratiques en toute sérénité et confiance, car la conception de ce banc est fait selon les normes de construction. Les essais que nous allons réaliser vont nous permettre de valider le bon fonctionnement de notre conception.

Dans ce chapitre, on va présenter les résultats obtenues par les essais et l'interprétation des différentes courbes, la courbe caractéristique de la pompe centrifuge et son rendement. Le couplage en série et en parallèle de deux pompes identiques et la courbe caractéristique du réseau.

Et on termine par l'étude du phénomène de la cavitation.

**V.1 Etude des caractéristiques des pompes :**

On va évaluer dans ce qui suit les caractéristiques de fonctionnement d'un banc composé de deux pompes centrifuges. Donc on va réaliser trois expériences :

- Une seule pompe en fonctionnement.
- Deux pompes couplées en série.
- Deux pompes couplées en parallèle.

**V.1.1 Une seule pompe :**

Nous préparons le circuit pour que la pompe à vitesse constante fonctionne seule.

Pour un débit donné, nous effectuons les relevés suivants :

- Position de la vanne de réglage ;
- Pression à l'aspiration ;
- Pression au refoulement ;
- Débit.

Nous faisons varier le débit à l'aide de la vanne de réglage afin d'effectuer d'autres séries de relevés. Les mesures dans le tableau V.1.

**V.1.1.1 Calcul le HMT :**

La hauteur manométrique totale est la différence de lecture sur les manomètres placés avant et après la pompe

$$\text{HMT} = \frac{P_{\text{ref}} - P_{\text{asp}}}{\rho g} \dots\dots\dots \text{V.1}$$

Avec :

HMT : Hauteur manométrique totale (mCE)

$P_{\text{asp}}$  : Pression d'aspiration (Pa)

$P_{\text{ref}}$  : Pression de refoulement (Pa)

1 bar =  $10^5$  Pa

$\rho$  : Masse volumique d'eau ( $1000 \text{ kg/m}^3$ )

$g$  : Accélération de la pesanteur ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

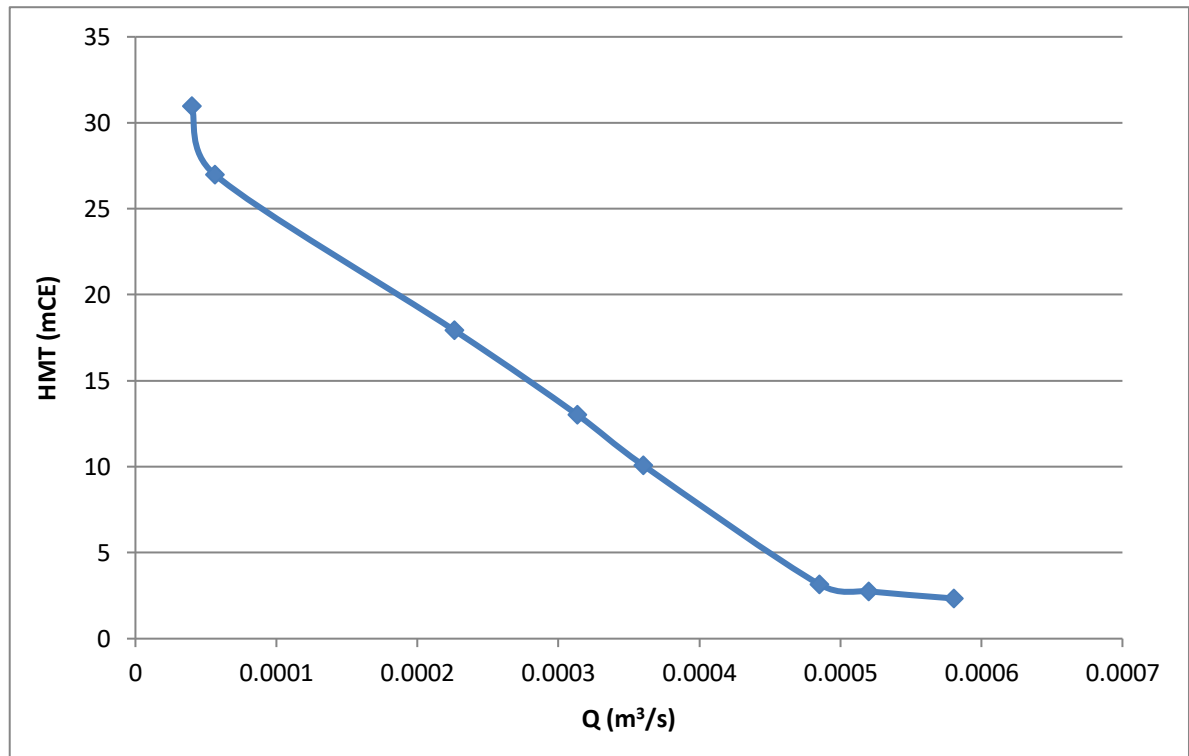
$v$  : Volume (l)

$t$  : Temps (s)

**Tableau V.1 : Valeurs expérimentales des débits et Hmt**

N°	Position de la vanne (°)	t (s)	v (l)	Q ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$P_{\text{asp}}$ (bar)	$P_{\text{ref}}$ (bar)	$\Delta P$ (bar)	HMT (mCE)
1	0	10	5.8	0.00058	-0.13	0.10	0.23	2.34
2	15	10	5.2	0.00052	-0.12	0.15	0.27	2.75
3	30	10	4.85	0.000485	-0.11	0.20	0.31	3.16
4	45	10	3.6	0.00036	-0.09	0.90	0.99	10.09
5	60	10	3.13	0.000313	-0.08	1.20	1.28	13.04
6	70	10	2.26	0.000226	-0.06	1.70	1.76	17.94
7	80	10	0.56	0.000056	-0.05	2.60	2.65	27.01
8	85	10	0.4	0.00004	-0.04	3	3.04	30.98

Position de vanne  $0^\circ$  = vanne ouverte



**Figure V.1 :** Courbe de HMT en fonction de débit d’une seule pompe

La figure V.1 représente l'évolution de la hauteur manométrique en fonction de débit. On remarque HMT décroît de façon légèrement parabolique en fonction de débit.

Les pertes de charge sont dues aux frottements et aux dissipations liées à l'écoulement. donc, plus le débit et important, plus les frottements sont élevés donc les pertes de charge aussi.

**V.1.1.2 Calcul la puissance et le rendement de la pompe :**

Le rendement d’une pompe se calcul par la formule :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{th} \dots\dots\dots V.2$$

Avec :

$P_h$  : Puissance hydraulique (watt)

$Q$  : Débit (m³/s)

$H_{th}$  : Hauteur théorique (m)

$$\begin{aligned}
 H_{th} &= \frac{P_{ref}}{\rho g} + \frac{v_{ref}^2}{2g} + Z_{ref} - \left( \frac{P_{asp}}{\rho g} + \frac{v_{asp}^2}{2g} + Z_{asp} \right) \\
 &= HMT + \frac{Q^2}{2g} \left( \frac{1}{S_{ref}^2} - \frac{1}{S_{asp}^2} \right) + Z_{ref} - Z_{asp} \dots\dots\dots V.3
 \end{aligned}$$

V : vitesse d'aspiration et de refoulement (m/s)

S : Section de conduite d'aspiration et de refoulement (m<sup>2</sup>)

$$S_{aspiration} = 12,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad ; \quad S_{refoulement} = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Z : Altitude en aspiration et en refoulement (m)

$$Z_{ref} - Z_{asp} = 0.55 \text{ m}$$

$$\eta = \frac{P_h}{P_{abs}} \times 100 \dots\dots\dots V.4$$

η : Rendement de la pompe (%)

$$P_{abs} = U \cdot I \dots\dots\dots V.5$$

D'où :

P<sub>abs</sub> : Puissance absorbée (watt)

U : La valeur de l'Ampérage (A)

I : Le voltage (V)

Cette formule est valable pour les moteurs monophasés et un courant électrique continu

$$P_{abs} = 230 \times 2.1 = 483 \text{ watt}$$

Tableau V.2 : Calcul de la puissance hydraulique et le rendement de la pompe

Q (m <sup>3</sup> /s)	HMT (mCE)	H <sub>th</sub> (m)	P <sub>h</sub> (watt)	η (%)
0.00058	2.34	2.95025	16.59364	3.43553
0.00052	2.75	3.34843	16.94214	3.50769
0.000485	3.16	3.75213	17.73939	3.67275
0.00036	10.09	10.66321	37.61212	7.78718
0.000313	13.04	13.60754	41.75209	8.64432
0.000226	17.94	18.49914	41.00232	8.48909
0.000056	27.01	27.56056	15.14049	3.13467
0.00004	30.98	31.53028	12.37242	2.56157

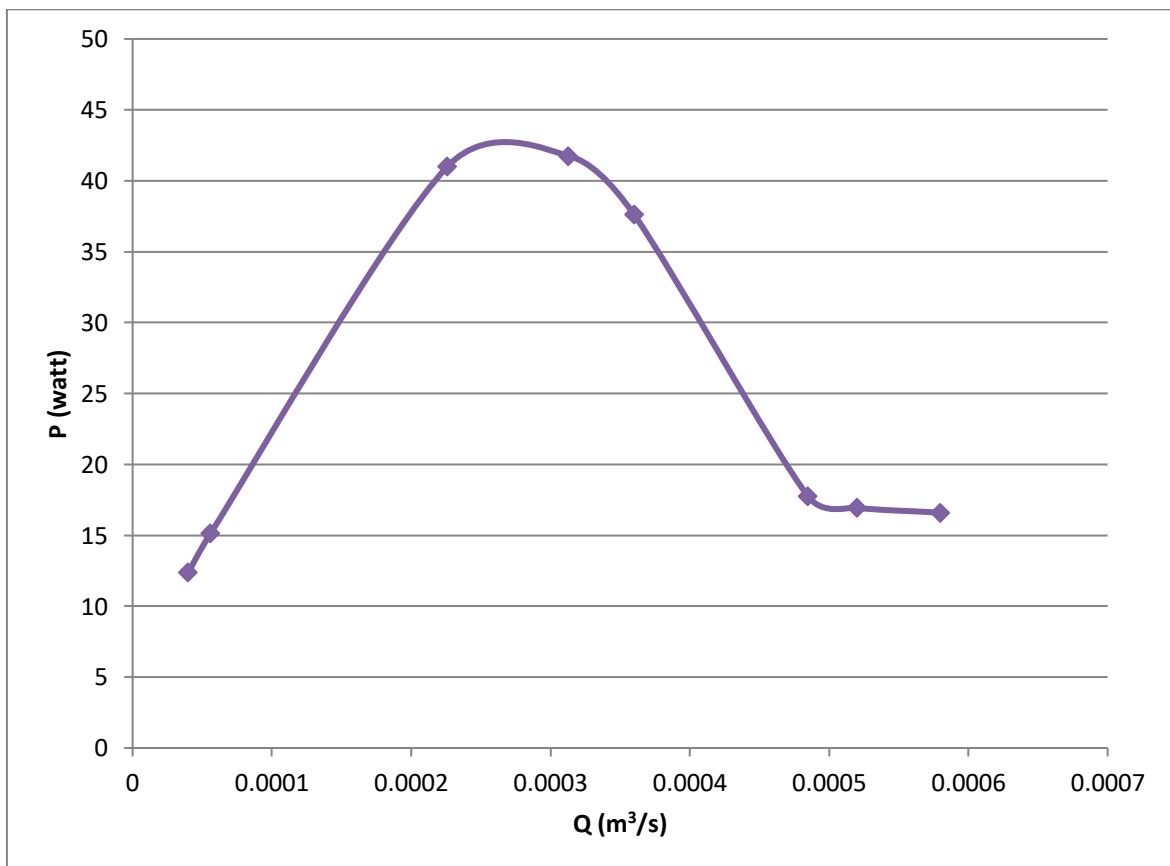
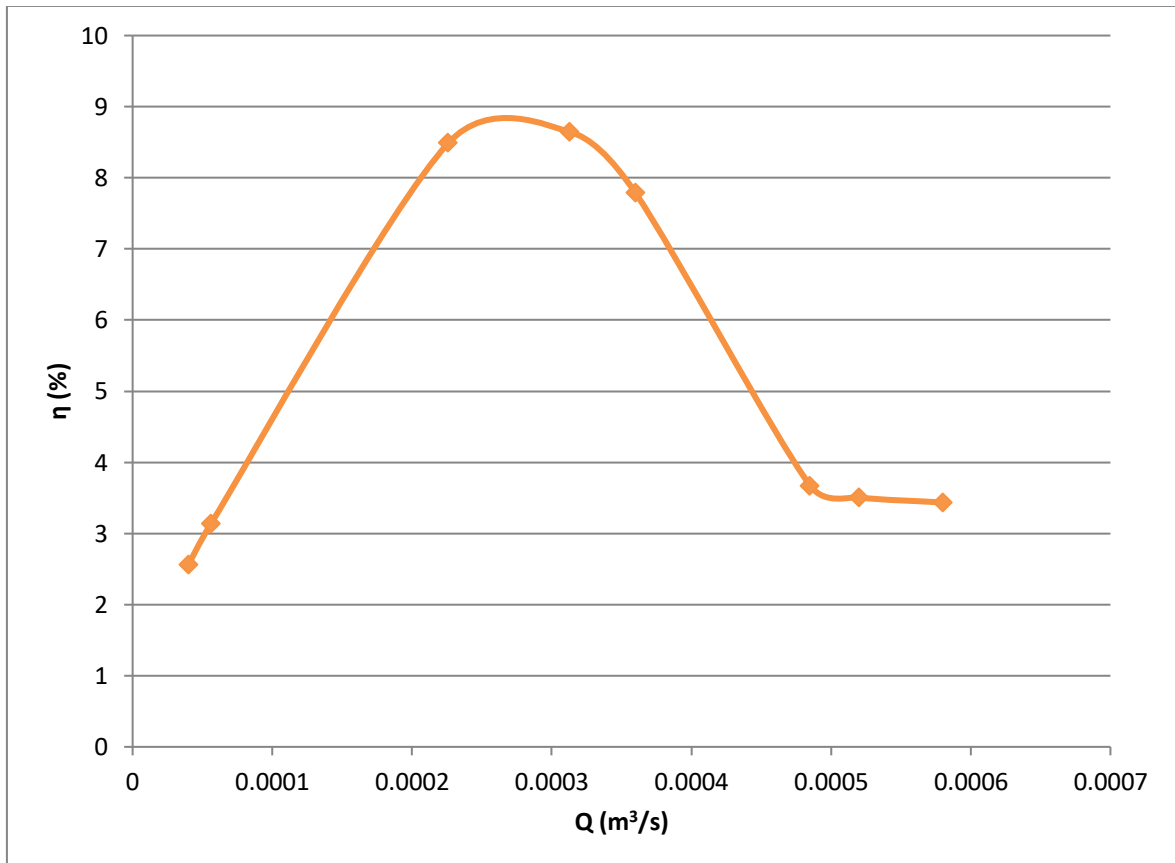


Figure V.2 : Courbe de puissance en fonction de débit

La figure V.2 représente la variation de la puissance hydraulique en fonction de débit.

La puissance hydraulique délivrée par la pompe subit une augmentation lorsque le débit augmente jusqu'à atteindre une certaine valeur "pic" (41.75 watt) puis diminue.

Ce pic est traduit par l'existence d'un certain débit optimal pour le quel la puissance hydraulique de la pompe est maximale



**Figure V.3 :** Courbe de rendement en fonction de débit

La figure V.3 est une courbe de rendement de la pompe en fonction de débit mesuré.

On remarque que cette courbe présente une partie croissante jusqu'à l'atteinte d'une certaine valeur optimale (8.64 %) puis diminue.

Ceci peut s'expliquer par :

- A faible débit, la pompe ne tourne pas assez vite donc l'eau n'est pas expulsée assez rapidement (stagnation) donc le régime de l'écoulement n'est pas tout à fait établi.

- A fort débit, la turbulence devient assez importante pour perturber l'écoulement puis si Q augmente, on a phénomène de cavitation (la pression descend en dessous de la pression de vapeur saturante et l'eau se met à bouillir, on a alors formation de bulles de vapeur d'eau).

**V.1.2 Deux pompes couplées en série :**

Dans le couplage en série la hauteur s'ajoute pour le même débit.

Les valeurs obtenues sont présentées dans le tableau V.3

$$HMT = \frac{P_{ref2} - P_{asp1}}{\rho g} \dots\dots\dots V.6$$

**Tableau V.3 :** Association des pompes en série

N°	Position de la vanne (°)	t (s)	v (l)	Q (m³/s)	P <sub>asp 1</sub> (bar)	P <sub>asp 2</sub> (bar)	P <sub>ref 1</sub> (bar)	P <sub>ref 2</sub> (bar)	ΔP (bar)	HMT (mCE)
1	0	10	5.8	0.00058	-0.14	0	0.09	0.10	0.24	2.44
2	15	10	5.2	0.00052	-0.13	-0.12	0.10	0.20	0.33	3.36
3	30	10	4.85	0.000485	-0.12	-0.11	0.30	0.50	0.62	6.32
4	45	10	3.6	0.00036	-0.10	-0.10	0.60	1.20	1.30	13.25
5	60	10	3.13	0.000313	-0.09	-0.08	0.80	1.50	1.59	16.20
6	70	10	2.26	0.000226	-0.08	-0.07	1.80	3.50	3.58	36.49
7	80	10	0.56	0.000056	-0.07	-0.06	2.30	4.50	4.57	46.58
8	85	10	0.4	0.00004	-0.06	-0.04	2.60	5.20	5.26	53.61

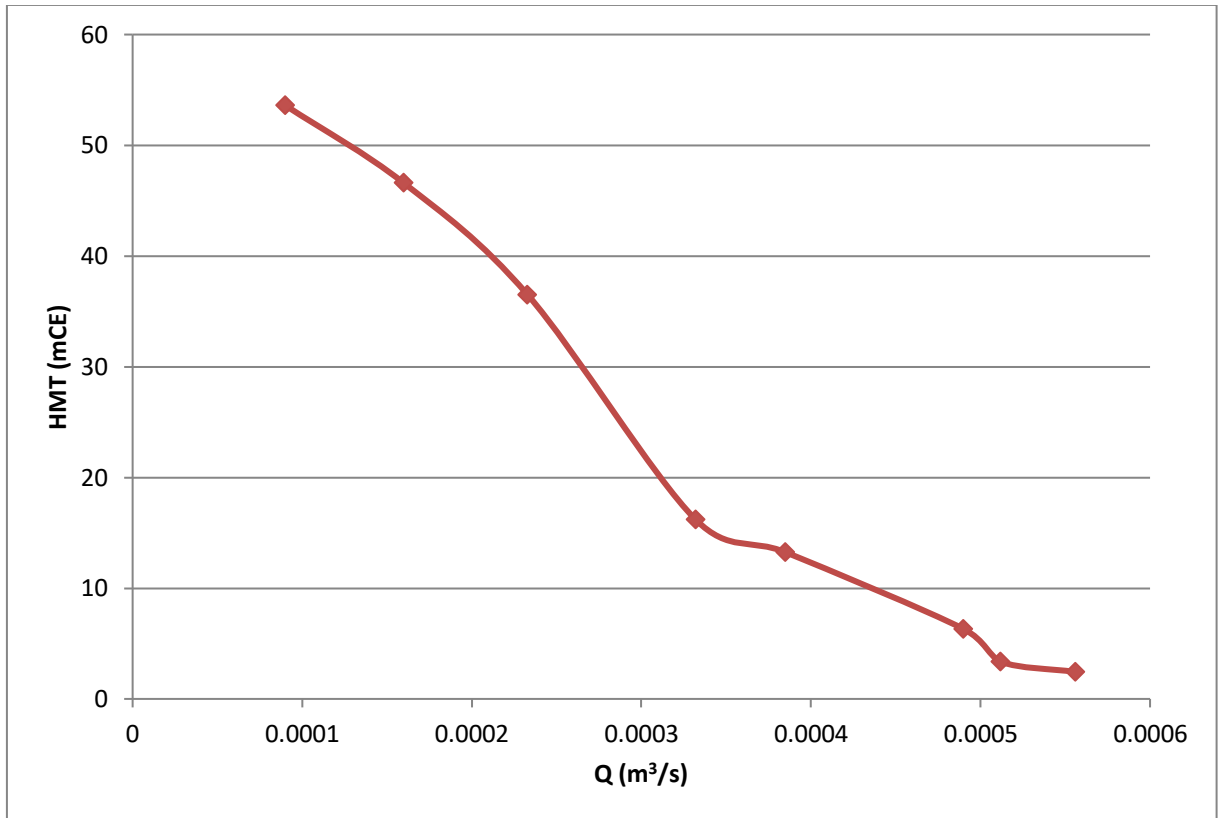


Figure V.4 : Courbe de HMT en fonction de débit de deux pompes en série

**V.1.3 Deux pompes couplées en parallèle :**

Dans le cas de couplage en parallèle. C’est le débit qui s’ajout pour la même hauteur et les valeurs affichées dans le tableau V.4 montre que les essais sont bien réussis

$$HMT = \frac{P_{outflow} - P_{asp1}}{\rho g} \dots\dots\dots V.7$$

Tableau V.4 : Association des pompes en parallèle

N°	Position de la vanne (°)	T (s)	v (l)	Q (m³/s)	P <sub>asp 1</sub> (bar)	P <sub>asp 2</sub> (bar)	P <sub>ref 1</sub> (bar)	P <sub>ref 2</sub> (bar)	P <sub>outflow</sub> (bar)	ΔP (bar)	HMT (mCE)
1	0	10	5.8	0.00058	-0.13	-0.12	0.10	0.11	0.10	0.23	2.34
2	15	10	5.2	0.00052	-0.12	-0.11	0.13	0.13	0.14	0.26	2.65
3	30	10	4.85	0.000485	-0.11	-0.10	0.30	0.30	0.30	0.41	4.17
4	45	10	3.6	0.00036	-0.10	-0.09	0.70	0.80	0.80	0.90	9.17
5	60	10	3.13	0.000313	-0.09	-0.08	0.90	0.90	1.10	1.19	12.13
6	70	10	2.26	0.000226	-0.08	-0.07	1.60	1.60	1.70	1.78	18.14
7	80	10	0.56	0.000056	-0.06	-0.05	2.40	2.50	2.50	2.56	26.09
8	85	10	0.4	0.00004	-0.03	-0.04	2.90	2.90	3	3.03	30.88

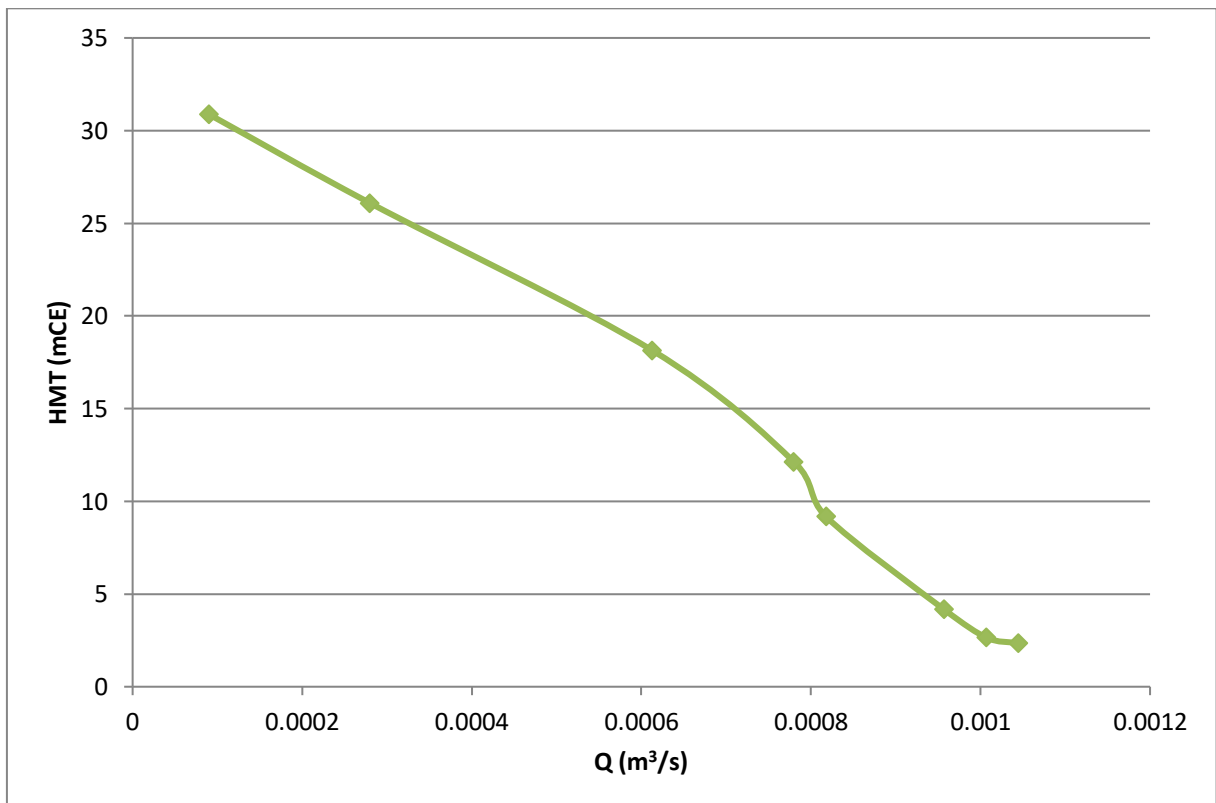
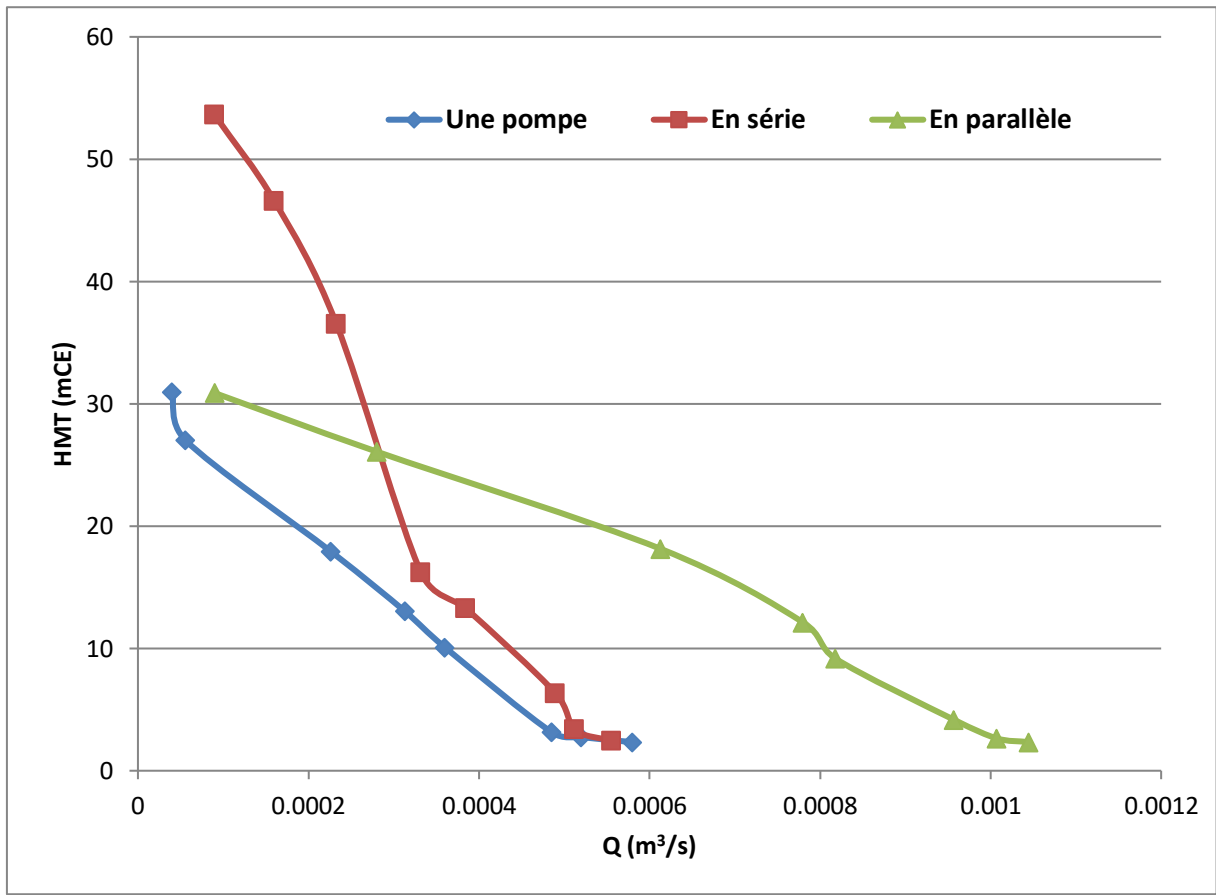


Figure V.5 : Courbe de HMT en fonction de débit de deux pompes en parallèle



**Figure V.6 :** Courbe de HMT en fonction de débit (les 3 cas)

Ces courbes (figure V.6) représentent la variation de HMT fonction de débit dans le cas d'une seule pompe, d'une association en série et une association en parallèle.

On observe que l'association en série des pompes augmente la HMT effective. ce type de couplage permet d'élargir la plage de possibilité de la HMT, créée par la pompe.

Dans le cas de l'association en parallèle des pompes, le débit obtenu est presque le double de celui d'une pompe unique. Le couplage des pompes en parallèle peut être favorable dans le cas où la hauteur manométrique totale ou la pression à créer est constante, mais le débit doit être variable ou adapté à plusieurs situations de travail. De plus ce type de couplage des pompes assure en cas de panne la facilité de la maintenance et permet au montage de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

## V.2 Calcul de la caractéristique du circuit :

### V.2.1 Calcul des pertes de charge :

Le calcul de la perte de charge totale singulière et linéaire dans l'aspiration et le refoulement nous a permis de tracer la courbe caractéristique du réseau.

#### V.2.1.1 En refoulement :

Le premier paramètre qu'il faut calculer c'est le nombre de Reynolds qui va nous donner une idée sur le régime de l'écoulement.

$$\text{Re} = \frac{V \times D}{\vartheta} \dots\dots\dots \text{V.8}$$

Re : Nombre de Reynolds

V : vitesse (m/s)

D : Diamètre (m)

$D_{\text{ref}} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$

$\vartheta$  : Viscosité cinématique de l'eau (m<sup>2</sup>/s)

On prend :  $\vartheta = 1,01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (T = 20°C ; Annexe 1)

$$K_1 = \lambda \frac{V^2 \times L}{2g \times D} \dots\dots\dots \text{V.9}$$

$K_1$  : Pertes de charge linéaire (m)

L : Longueur = 1.3 m

$$\frac{\varepsilon}{D} = 6 \times 10^{-5} \dots\dots\dots \text{V.10}$$

$\varepsilon$  : Rugosité de la canalisation =  $1,5 \times 10^{-6} \text{ m}$  (Annexe 3)

$\lambda$  : Coefficient de pertes de charge linéaire (d'après le diagramme de Moody ; Annexe 4)

$$K_s = \xi \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots V.11$$

$K_s$  : Pertes de charge singulière (m)

$\xi$  : Coefficient de pertes de charge singulière (Annexe 5+6)

$K_t$  : Pertes de charge totale  $K_t + K_s$  (m)

**Tableau V.5 :** Coefficients de pertes de charge singulière (refoulement)

$\xi$ coude 45°	$\xi$ coude 90°	$\xi$ Té (passage droite)	$\xi$ Té (passage 90°)	$\xi$ vanne
0.15	0.4	0.5	1.5	0.3

Les valeurs de la perte de charge singulière, linéaire et totale nous permet de tracer la courbe de la conduite. Les résultats sont présentées dans le tableau V.6.

$$H_c = H_g + K.Q^2 \dots\dots\dots V.12$$

$H_g$  : Hauteur géométrique = 0.5 m

**Tableau V.6 :** Les caractéristiques du réseau

Q (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)	Re	$\lambda$	$K_t$ (m)	$K_s$ (m)	$K_t$ (m)	Hc (m)
0.00058	1.18126	29239.17	0.024	3.55032	0.30226	3.85259	17.29631
0.00052	1.05906	26214.43	0.025	2.97267	0.24295	3.21563	11.76883
0.000485	0.98778	24450	0.026	2.68941	0.21135	2.90077	9.34304
0.00036	0.73319	18148.45	0.027	1.53875	0.11644	1.65521	3.28011
0.000313	0.63747	15779.07	0.028	1.20627	0.08802	1.29431	2.14335
0.000226	0.46028	11393.19	0.031	0.69627	0.04589	0.74216	0.99127
0.000056	0.11405	2823.09	0.045	0.06205	0.00281	0.06487	0.50263
0.00004	0.08146	2016.49	0.03	0.02111	0.00143	0.02254	0.50046

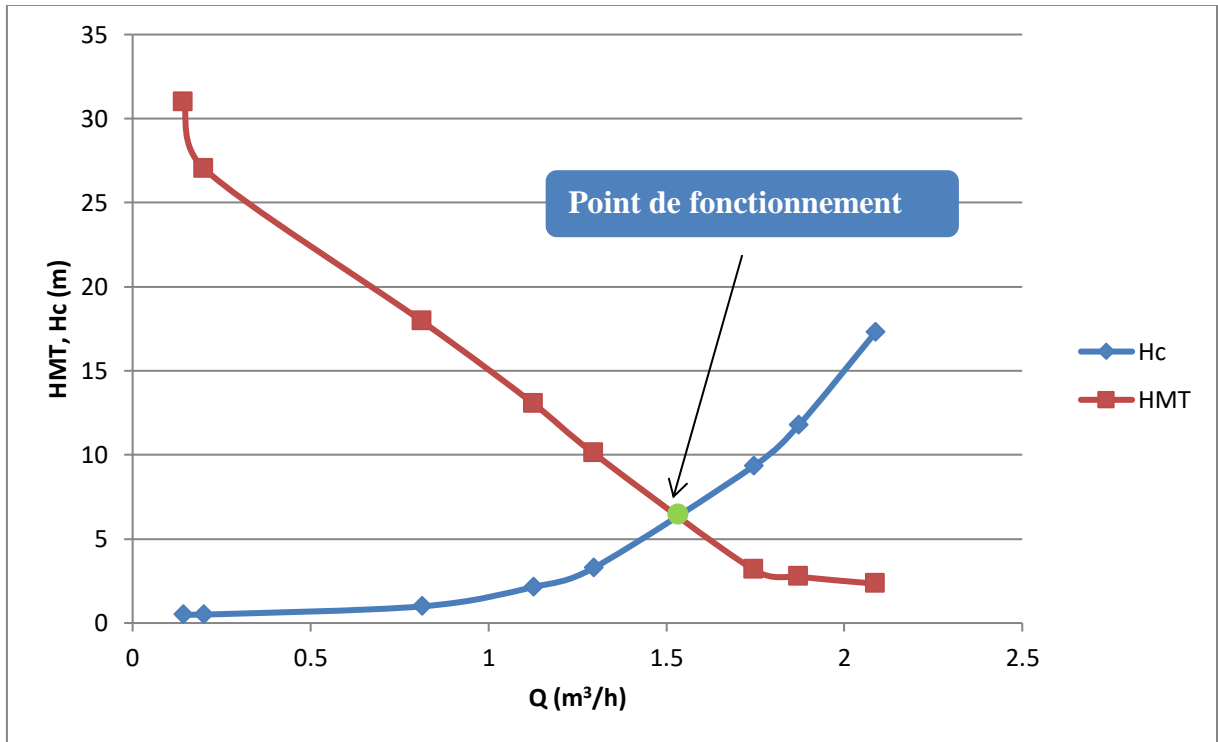


Figure V.7 : Courbe HMT = f(Q) et Hc = f(Q)

D’où: le point de fonctionnement de la pompe est (1.6 m³/s; 6 m)

V.2.1.2 En aspiration :

$$D_{asp} = 4 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 3.75 \times 10^{-5}$$

Tableau V.7 : Coefficients de pertes de charge singulière (aspiration)

$\xi$ coude 90°	$\xi$ Té (passage droite)	$\xi$ vanne
0.4	0.5	0.3

Tableau V.8 : Calcul les pertes de charge en aspiration

Q (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)	Re	λ	K <sub>l</sub> (m)	K <sub>s</sub> (m)	K <sub>t</sub> (m)
0.00058	0.46178	18288.45	0.027	0.18340	0.01304	0.19645
0.00052	0.41401	16396.54	0.028	0.15288	0.01048	0.16336
0.000485	0.38614	15292.93	0.029	0.13774	0.00911	0.14686
0.00036	0.28662	11351.45	0.031	0.081127	0.00502	0.08615
0.000313	0.24920	9869.45	0.032	0.06330	0.00379	0.06710
0.000226	0.17993	7126.19	0.035	0.03609	0.00198	0.03807
0.000056	0.04458	1765.78	0.042	0.00265	0.00012	0.00278
0.00004	0.03184	1261.27	0.056	0.00181	6.203×10 <sup>-5</sup>	0.00187

**V.3 La cavitation :**

La cavitation est la vaporisation d’un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l’écoulement, de bulles et cavités remplies de vapeur d’eau.

**V.3.1 Calcul de l’NPSH<sub>d</sub> :**

$$NPSH_d = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} - K_{asp} - Hg_{asp} \dots\dots\dots V.13$$

NPSH<sub>d</sub> : NPSH disponible (mCE)

P<sub>atm</sub> : Pression atmosphérique = 101325 Pa

P<sub>v</sub> : Pression de vapeur = 2337 Pa ( à 20°C ; Annexe 7)

Hg<sub>asp</sub> : Hauteur géométrique d’aspiration = 0.55 m

K<sub>asp</sub> : Pertes de charge à l’aspiration (m)

Les résultats de NPSH<sub>d</sub> sont représentés dans le tableau V.9.

V.3.2 Calcul de l’NPSH<sub>r</sub> :

$$\begin{aligned}
 \text{NPSH}_r &= \frac{V_b^2 - V_a^2}{2g} + h \\
 &= \frac{Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_b^2 \cdot b_b^2} - \frac{Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_a^2 \cdot b_a^2} = 93436.17 Q^2 \dots\dots\dots \text{V.14}
 \end{aligned}$$

NPSH<sub>r</sub> : NPSH requis (mCE)

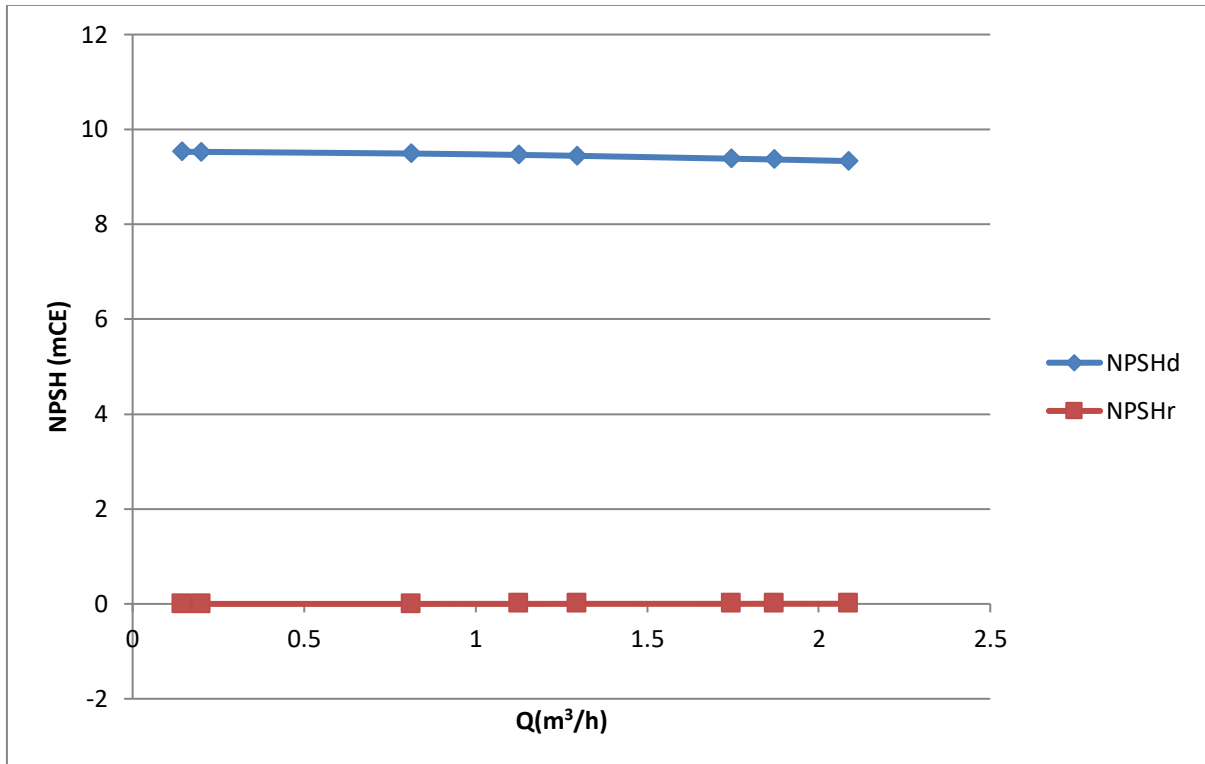
D : Diamètre de la roue (m)

b : Largeur de la roue (m)

Q : Débit (m<sup>3</sup>/s)

**Tableau V.9** : Calcul de l’NPSH<sub>d</sub> et l’NPSH<sub>r</sub>

Q (m <sup>3</sup> /s)	K <sub>t</sub> (m)	NPSH <sub>d</sub> (mCE)	NPSH <sub>r</sub> (mCE)
0.00058	0.19645	9.33354	0.00314
0.00052	0.16336	9.36663	0.00252
0.000485	0.14686	9.38313	0.00219
0.00036	0.08615	9.44384	0.00121
0.000313	0.06710	9.46289	0.00091
0.000226	0.03807	9.49192	0.00047
0.000056	0.00278	9.52721	2.93×10 <sup>-5</sup>
0.00004	0.00187	9.52812	1.5 ×10 <sup>-5</sup>



**Figure V.8 :** Courbe de NPSH en fonction de débit

La figure V.8 représente la variation de NPSH disponible et le NPSH requis en fonction de débit.

On observe que le NPSH<sub>d</sub> est supérieur à L'NPSH<sub>r</sub>, donc la pompe marche sans cavitation.

### Conclusion :

Les essais réalisés par notre banc nous a donnés des résultats satisfaisants et nous a permis d'assurer le bon fonctionnement de notre dispositif.

La courbe caractéristique de la pompe décroît avec le débit et l'intersection avec la courbe caractéristique du circuit à donner un point de fonctionnement de débit de 1.6 m³/s et une hauteur de 6 m.

Les essais de couplage en série et en parallèle coïncide avec la théorie en vois directement sur les courbes que pour le couplage en série le débit reste le même mais la hauteur augmente tandis que dans le couplage en parallèle la hauteur reste constante et le débit augmente.

La courbe de rendement est un élément essentiel au bon fonctionnement d'un système, il présente un maximum de 8.64 %.

Vue l'importance de phénomène de la cavitation, son calcul demeure nécessaire.

On observe sur les courbes représentatives de  $NPSH_d$  des mesures réalisées que cette dernière varie en fonction du débit ainsi que de la hauteur d'aspiration.

Pour que la pompe marche en toute sécurité et sans cavitation il faut que  $NPSH_d$  soit supérieur à l' $NPSH_r$ .

---

# CONCLUSION GÉNÉRALE

---

## Conclusion générale

---

Dans ce présent travail, nous avons étudié les caractéristiques d'une pompe centrifuge du point de vue théorique et pratique.

Théoriquement, nous sommes intéressés à la théorie des pompes centrifuges, leurs fonctionnements, l'association de ces pompes, ainsi que le phénomène de cavitation, les lois de la similitude et le rognage qui font la première partie de ce mémoire

En ce qui concerne la partie expérimentale, l'étude que nous avons menée est basée sur la conception d'un banc d'essai de pompes centrifuges. C'est la partie la plus importante de notre mémoire car nous avons consacré tous notre temps dans la conception de ce banc avec des certitudes que notre travail sera réussi est c'est ce que nous avons arrivé à le prouver par les expériences que nous avons réalisées par notre banc tel que le couplage de nos pompes centrifuges identiques en série et en parallèle.

Les résultats des essais effectués nous a permis d'assurer que notre banc d'essai fonctionne correctement et que nos collègues peuvent l'utiliser dans les différentes travaux pratiques en toute confiance.

Les essais que nous avons effectués par notre banc d'essai, nous a permis de tracer la courbe caractéristique de la pompe et celle de la conduite et de trouver le point de fonctionnement, le couplage en série et en parallèle de deux pompes identiques et de tracer leur courbe de rendement et de calculer la hauteur nette à l'aspiration disponible et la comparer avec celle 'requis' pour prévenir la cavitation.

Notre but est achevé par cette création, nous espérons que notre travail sera une référence pour nos collègues dans l'élaboration de leur mémoire et notre dispositif sera un plus pour notre laboratoire pédagogique de département.

---

# RÉFÉRENCE BIBLIOGRAPHIQUES

---

## Références bibliographiques

---

- [1] **AMOR A.**, 2011, Contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel CFX, Mémoire de Magister en Mécanique, Option: Simulation Mécanique, Université Hassiba Benbouali Chlef, 17 p
- [2] **DALI R.**, 2013, Etude d'un écoulement dans une conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge, Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Hydraulique, Université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen, 18 p
- [3] **HADJADJ-AOUL M., KEBIR M.**, 2014, Etat des lieux de la station de pompage pour alimentation des pipe-lines région HAOUUD BERKAOUI (HASSI MESSAOUD), Mémoire pour l'obtention d'un diplôme de Master en GTER, Université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen, 18 p
- [4] **HAMMAD M., MADOUNI C.**, 2016, Etude de système de refoulement TAFNA-DZIOUA, Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du Diplôme de Master en Hydraulique, Option: Eau Sol et Aménagement, Université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen, 11 p
- [5] **LAUNAY J., PERROTIN G.**, Stations de pompage, Liquides à pression moyenne, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique. Edition PYC, France.
- [6] **TAIBI**, Mohamed (2014). Machines hydrauliques et compresseurs : Office des publications universitaires, 184p.
- [7] **SAYAH L., KOULED S.**, 2011, Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes, Mémoire pour l'obtention d'un diplôme de Master en Génie mécanique, Option: Maintenance Industrielle, Université Kasdi Merbah–Ouargla, P33
- [8] Econologie, 2005, Pompe centrifuge,  
< <http://www.econologie.info/share/partager3/1316772563esXgEb.pdf> >  
Consulté le (21/03/2018)
- [9] Groupe F.L.D.I, La pompe hydraulique,  
< [http://www.groupe-fldi.com/la-pompe-hydraulique\\_ar403.html](http://www.groupe-fldi.com/la-pompe-hydraulique_ar403.html) >  
Consulté le (18/03/2018)
- [10] <https://www.matevi-france.com/oenologie/transfert-de-la-vendange-et-du-vin/objectifs-des-pompes-volumetriques/1817-pompes-volumetriques-rotatives-a-1-arbre.html>  
Consulté le (03/04/2018)
- [11] [http://www.azprocede.fr/Cours\\_GC/pompe\\_introduction.html](http://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_introduction.html)  
Consulté le (15/04/2018)
- [12] <https://www.pcm.eu/fr/agroalimentaire/solutions-pcm/pompes-a-vis-excentree>

## Références bibliographiques

---

- Consulté le (15/04/2018)
- [13] <https://www.verderliquids.com/fr/fr/pompes-par-principe/comment-fonctionnent-pompes-a-engrenages-rotatifs/>  
Consulté le (28/04/2018)
- [14] <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10952#c1947>  
Consulté le (15/04/2018)
- [15] <https://www.forum-pompier.com/sujet37446.html>  
Consulté le (16/04/2018)
- [16] [http://www.vitiviniservice.fr/vitiviniservice\\_materiel/materiel\\_professionnel/professionnel\\_pompes.php](http://www.vitiviniservice.fr/vitiviniservice_materiel/materiel_professionnel/professionnel_pompes.php)  
Consulté le (16/04/2018)
- [17] [http://gpip.cnam.fr/ressources-pedagogiques%20ouvertes/hydraulique/co/palettesExcentrees\\_png.html](http://gpip.cnam.fr/ressources-pedagogiques%20ouvertes/hydraulique/co/palettesExcentrees_png.html)  
Consulté le (16/04/2018)
- [18] <http://www.ctri.fr/nouveaute1/hd.html>  
Consulté le (16/04/2018)
- [19] <http://www.axflow.com/fr/site/produits/categorie/pompe-volumetrique/pompe-pneumatique/pompe-a-membrane/>  
Consulté le (18/04/2018)
- [20] <http://slideplayer.fr/slide/12140407/>  
Consulté le (20/04/2018)
- [21] <http://www.fao.org/docrep/010/ah810f/AH810F07.htm>  
Consulté le (20/04/2018)
- [22] [http://gpip.cnam.fr/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/pompe-centrifuge-les-composants\\_jpg.html](http://gpip.cnam.fr/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/pompe-centrifuge-les-composants_jpg.html)  
Consulté le (18/04/2018)
- [23] <https://fr.wikipedia.org/wiki/Pompe-centrifuge>  
Consulté le (24/04/2018)
- [24] [http://www.azprocede.fr/Cours\\_GC/pompe-centrifuge-roue.html](http://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe-centrifuge-roue.html)  
Consulté le (29/03/2018)
- [25] <http://www.carflo.fr/bouchon-de-remplissage-exterieur>  
Consulté le (27/04/2018)
- [26] <https://www.piscinesdumonde.com/modele/bonde-de-fond-anti-vortex/3783.html>  
Consulté le (27/04/2018)
- [27] <https://www.ocgf.fr/fr/2420-pompe-simple-engrenages-groupe-1-arbre-tournevis>  
Consulté le (28/04/2018)
- [28] <http://socomhy.com/piece-agricole/goujon-pompe-hydraulique-massey-ferguson-serie-pre-100-765>

## Références bibliographiques

---

- Consulté le (27/04/2018)
- [29] <https://www.cdiscount.com/electromenager/tous-nos-accessoires/bouchon-de-pompe-de-vidange/f-1102901-ved2009997936437.html>  
Consulté le (28/04/2018)
- [30] [http://www.azprocede.fr/Cours\\_GC/pompe\\_cavitation.html](http://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_cavitation.html)
- [31] Consulté le (28/04/2018)
- [32] <http://www.marc-andre-dubout.org/cf/lvdc/lvdc0214/carnet2.htm>  
Consulté le (26/03/2018)
- [33] [http://www4.ac-nancy-metz.fr/physique/ancien\\_site/Tp-phys/Term/TP-fluid/visco-eau.htm](http://www4.ac-nancy-metz.fr/physique/ancien_site/Tp-phys/Term/TP-fluid/visco-eau.htm)  
Consulté le (03/05/2018)
- [34] [https://www.thermexcel.com/french/ressourc/calcul\\_perte\\_de\\_charge\\_lineaire.htm](https://www.thermexcel.com/french/ressourc/calcul_perte_de_charge_lineaire.htm)  
Consulté le (03/05/2018)
- [35] <https://www.climandsoft.com/calcul-perde-de-charge.php>  
Consulté le (05/05/2018)
- [36] [http://www.kaeser.fr/Online\\_Services/Toolbox/Pressure\\_drop/default.asp](http://www.kaeser.fr/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp)  
Consulté le (05/05/2018)
- [37] <https://fr.scribd.com/document/229631340/Calcul-Du-NPSH-Disponible>  
Consulté le (06/05/2018)
- [38] [http://eduscol.education.fr/rnchimie/gen\\_chim/triboulet/rtf/typepompe.pdf](http://eduscol.education.fr/rnchimie/gen_chim/triboulet/rtf/typepompe.pdf)  
Consulté le (20/03/2018)

---

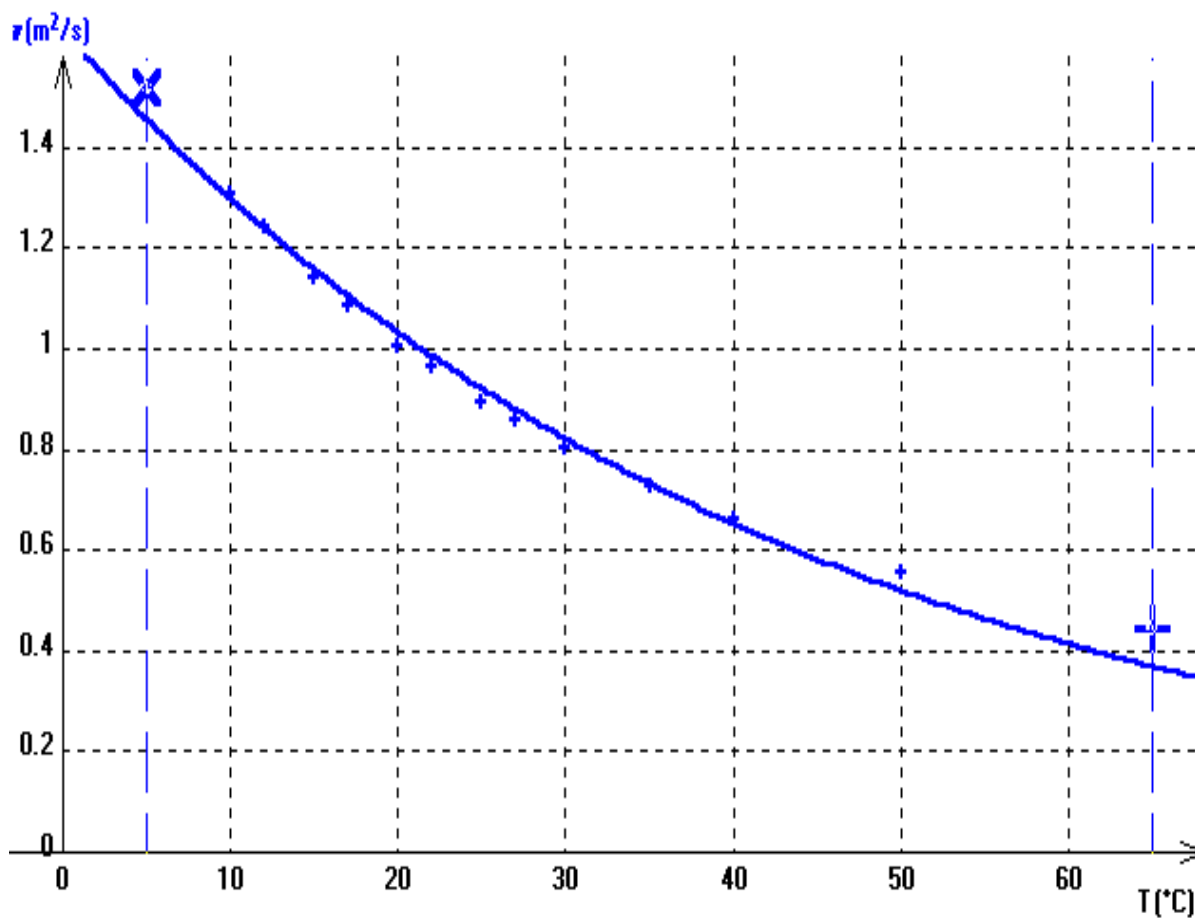
# ANNEXE

---

**Annexe 1 :** Variation de la viscosité cinématique de l'eau avec la température [33]

<b>T (°C)</b>	5	10	11	12	13	14	15	16	17
<b><math>\nu</math> (<math>\times 10^{-6}</math>) (m<sup>2</sup>/s)</b>	1.520	1.308	1.275	1.241	1.208	1.174	1.141	1.115	1.088
<b>T (°C)</b>	18	19	20	21	22	23	24	25	26
<b><math>\nu</math> (<math>\times 10^{-6}</math>) (m<sup>2</sup>/s)</b>	1.061	1.034	1.01	0.985	0.963	0.941	0.919	0.896	0.878
<b>T (°C)</b>	27	28	29	30	35	40	50	65	-
<b><math>\nu</math> (<math>\times 10^{-6}</math>) (m<sup>2</sup>/s)</b>	0.856	0.841	0.823	0.804	0.727	0.661	0.556	0.442	-

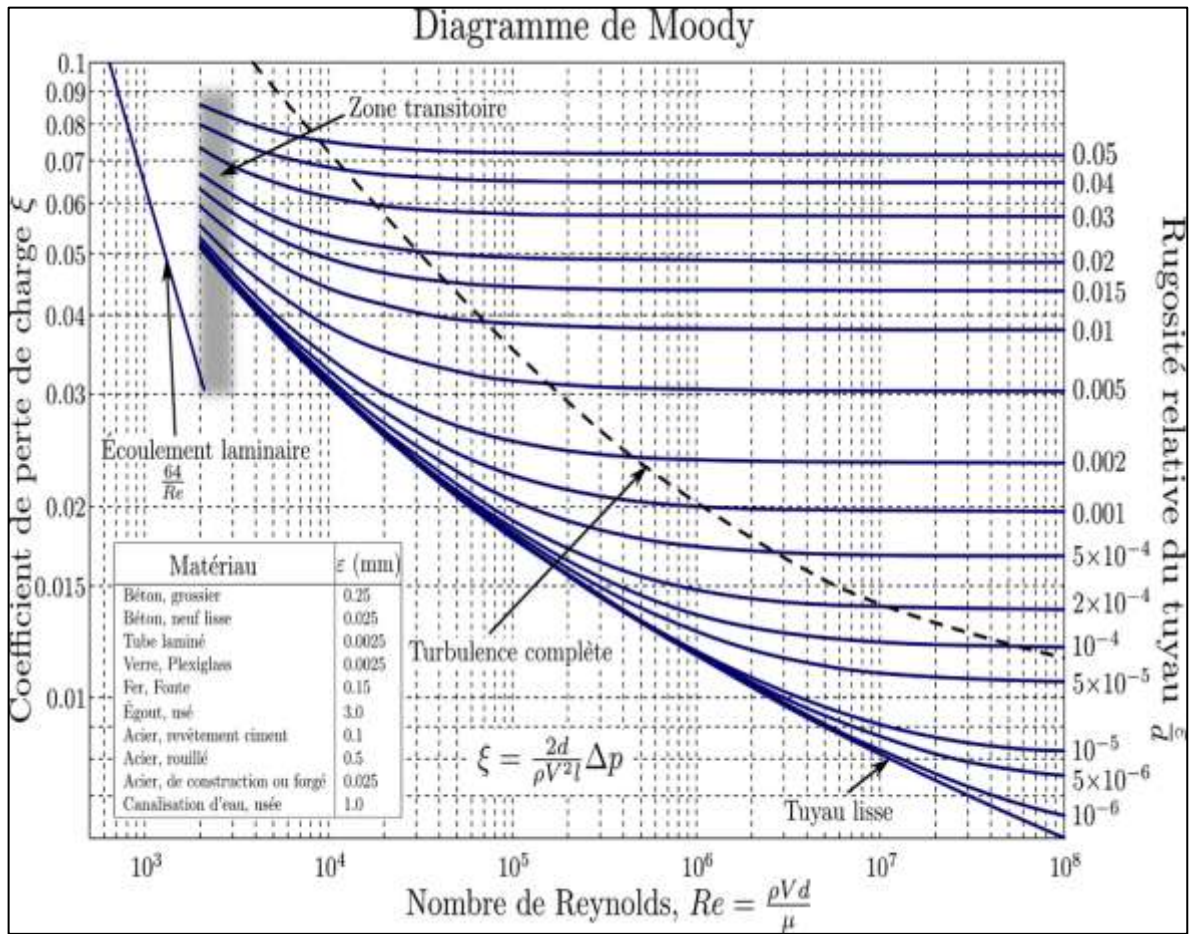
**Annexe 2 :** Courbe de viscosité cinématique de l'eau en fonction de température [33]



Annexe 3 : Valeurs usuelles indices de rugosité [34]

Nature de la surface intérieure	Indice de rugosité $\epsilon$ (mm)
Cuivre, plomb, laiton, inox	0.001 à 0.002
Tube PVC, PPRC	0.0015
Acier inox	0.015
Tube acier du commerce	0.045 à 0.09
Acier étiré	0.015
Acier soudé	0.045
Acier galvanisé	0.15
Acier rouillé	0.1 à 1
Fonte neuve	0.25 à 0.8
Fonte usagée	0.8 à 1.5
Fonte incrustée	1.5 à 2.5
Tôle ou fonte asphaltée	0.01 à 0.015
Ciment bien lissé	0.3
Béton ordinaire	1
Béton grossier	5
Bois bien raboté	5
Bois ordinaire	1

Annexe 4 : Diagramme de Moody




Annexe 5: Coefficient des pertes de charge singulières des coudes «logiciel réseauxion» [35]

### Valeurs du coefficient C pour coudes de conduite d'eau.

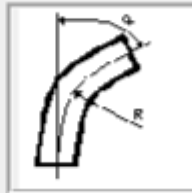
Ci-dessous quelques coefficients pour les coudes.  
S'agissant des organes tel que les vannes, robinets, filtres, ext., il apparait plus judicieux de se référer aux documents techniques des fabricants.  
En matière de calcul de perte de charge singulière, seule une bonne expérience de leurs détermination théorique mise en contradiction avec des relevés techniques in situ permet "d'engranger" quelques certitudes personnelles

**Coude vif**




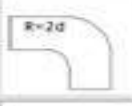
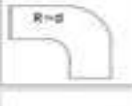

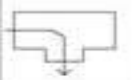

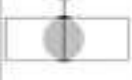
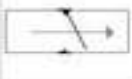

Angle	C
30°	0.12
45°	0.24
60°	0.50
90°	1.25

**Coude doux**



Angle	C
30°	0.10
45°	0.15
60°	0.22
90°	0.38

**Annexe 6 : Coefficient des pertes de charge singulières [36]**

Coude		1.5
Coude R=2d		0.3
Coude R=d		0.4
Té ( passage droit )		0.5
Té ( passage 90° )		1.5
Robinet à soupape		5
Vanne papillon / Boiseau sphérique		0.3
Clapet		2
Réduction (DN): 20		0.5

**Annexe 7 : Variation de pression de vapeur de l'eau avec la température [37]**

<b>T (°C)</b>	20	21	22	23	24	25	26
<b>P<sub>vap</sub> (Pa)</b>	2337	2486	2642	2808	2982	3166	3360
<b>T (°C)</b>	27	28	29	30	31	31	33
<b>P<sub>vap</sub> (Pa)</b>	3564	3779	4004	4242	4491	4754	5029
<b>T (°C)</b>	34	35	36	37	38	39	40
<b>P<sub>vap</sub> (Pa)</b>	5318	5622	5940	6274	6624	6991	7375

Annexe 8 : Photos de la réalisation de banc d'essai



Annexe 9 : Les factures d'achat

**ETP BRIK BROTHERS**

---

Client .....: **Bon Pour N° : 25206**

Du : 29/04/2018 0:00:00

تجارة بالتجزئة للعقاقير الدهن الخردوات  
 الآلات السحبية والتدفئة ومواد البناء  
 الحاسن بريك  
 طريق القدارم فوفة رقم 01 - ميله  
 رقم: 43/00-1568130/17

Vendeur(se): TEST

N°	Désignation produit	Qtye	P.U	Montant
1	RACCORD UNION 40/33F ADARA	2	980.00	1 960.00
2	MEMLON 33/26 BRANZ	2	350.00	700.00
3	Y 50 PVC	2	80.00	160.00
4	COUDE 50 /45 DEG	1	50.00	50.00
5	COLLE PVC 125 G D4ORIGINE AMERIQUE	1	400.00	400.00
6	TE 40/25 PPRC ADARA	1	120.00	120.00
7	COUDE 40 PPRC FIRAT	1	110.00	110.00
Réimprimer le 29/04/2018 17:22:15			Total vente-->	3 500.00

Nbr Article: 7    NbrExemplaires : 10

Versement Client    Remise Client    Monnaie Client

3 500.00                      0.00

Toute réclamation sera faite le jour même, avec présentation de ce ticket de caisse, autrement aucun remboursement ne sera accor

**QUINCAILLERIE BRIK**

---

Client .....: **Bon Pour N° : 2081**

Du : 03/04/2018 0:00:00

Vendeur(se): TEST

N°	Désignation produit	Qtye	P.U	Montant
1	MANCHON RACCORD 25/20 ADARA	1	350.00	350.00
2	RACORD INTERMEDIARE 25X20X27 MAL ADARA	1	180.00	180.00
Réimprimer le 03/04/2018 17:02:55			Total vente-->	530.00

Nbr Article: 2    NbrExemplaires : 2

Versement Client    Remise Client    Monnaie Client

530.00                      0.00

Toute réclamation sera faite le jour même, avec présentation de ce ticket de caisse, autrement aucun remboursement ne sera accor

2 25/20 350,00 = 700,00  
 1 20x25 180,00 = 180,00  
**TOTAL 880,00**

**GENTEK Elektronik SANAYİ TİCARET A.Ş.**  
 Dudullu OSB Mh. DES San. Sit. 102 Sk.  
 B-06 Blok No: 6 Ümraniye / İstanbul  
 Tel: (0216) 599 01 23 - 0950 885 12 21  
 Fax: (0212) 438 58 63  
 Web: www.gentekelektronik.com.tr  
 E-mail: info@gentekelektronik.com.tr  
 Sarıgazi V.D.: 394 048 3950  
 Tic. Sic. No.: 226788  
 Mersis No.: 0394045397200017

**TAHSİLAT MAKBUZU**  
 No.: **00377** Tarih: **25.04.2018**

Çek  
 Nakit **110 \$**  
 Kredi kartı  
 Toplam **110 \$**

Sayın: **SOUFYANE KHELLAF**  
 Cari hesabına mahsuben yukarıda yazılı yalnız **#Kilisa diler #**  
 TL Tahsil edilmiştir.

BANKA	ŞUBE	HESAP NO	ÇEK NO	VADE	MİKTAR	TAHSİL EDEN

**GENTEK Elektronik SANAYİ TİCARET A.Ş.**  
 Dudullu OSB Mh. DES San. Sit. 102 Sk.  
 B-06 Blok No: 6 Ümraniye / İstanbul  
 Tel: (0216) 599 01 23 - 0950 885 12 21  
 Fax: (0212) 438 58 63  
 Web: www.gentekelektronik.com.tr  
 E-mail: info@gentekelektronik.com.tr  
 Sarıgazi V.D.: 394 048 3950  
 Tic. Sic. No.: 226788  
 Mersis No.: 0394045397200017

**İMALİYE T.C. İNŞAAT**  
 İİ Kodu: **34**  
**FATURA**  
 SERİ A SIRA NO  
**034794**

SOUFYANE KHELLAF  
 MİLA

CEZAYİR  
 VERGİ ADRESİ :  
 VERGİ NUMARASI : 3222222222

Fatura Tarihi : 25.04.2018  
 Fatura Vadesi : 04.25.2018  
 İrsaliye Tarihi : 25.04.2018  
 İrsaliye No : 034794

STOK KODU	AÇIKLAMA	MİK.BİTİM	BİRİM FİY.	TUTAR
MODUL-1-METER	ELECTRONIC PULS METER DN25 1"	1ADET	93,22USD	93,22 USD

Brüt Fatura Toplamı: 93,22USD  
 İskonto: 0USD  
 Ara Toplam : 93,22USD  
 Kdv (%18) : 16,78USD  
 Genel Toplam : 110,00USD

Tarih: 2018-04-25  
 USD - Dolar Kuru: 4,9962

Art of Management

## VENTE QUINCAILLERIE ET CHAUFFAGE

**BRİK HALİM**

ROUTE DE GRAREM MILA

Tél /

Fax /

Contact /

**Bon de Livraison N° 682 / 2018**

Date : 29-03-2018

Client N° 520

Nom/R.S : SOUFYAN

Tél :

Fax :

Email :

N° RC ....:

Id Fiscal :

Art imp ...:

N.I.S .....:

Ref Commande

0

Référence	Désignation produit	U.M	Colis / Qtité	Prix Unit HT	Montant HT
852	RACCORD UNION 40/33 MAL ADARA	Unt	- 2	900.00	1 800.00
1837	RACCORD MIX 33/26 BRONZE	Unt	- 2	400.00	800.00
521	MANCHON RACCORD 25/20 ADARA	Unt	- 2	350.00	700.00
78	MAMELON 26X20 REDUIT BRANZE	Unt	- 2	180.00	360.00
1202	VANNE ECAIRE 20 TIEMME	Unt	- 2	950.00	1 900.00
1056	COUDE 20/15 MAL AVISIA MTC	Unt	- 2	470.00	940.00
1091	RACCORD 20/20 MAL AVISIA MTC	Unt	- 1	300.00	300.00
1006	MANCHON 20/15 BRANZE	Unt	- 1	150.00	150.00
244	PERGEUR AUTOMATIQUE 15/21 COUDI	Unt	- 1	800.00	800.00
11	BOUCHON 20/27 M BRANZE	Unt	- 1	90.00	90.00
190	MANCHON 40/25 ADARA	Unt	- 1	70.00	70.00
94	TE 25/25 ADARA	Unt	- 2	25.00	50.00
86	COUDE 40/45 ADARA	Unt	- 1	120.00	120.00
509	COLLE PVS 118G	Unt	- 1	400.00	400.00
1531	MANOMETRE 6 BAR VERTICALE	Unt	- 1	650.00	650.00
270	COLIER 40 AJOINT GALVA	Unt	- 3	85.00	255.00

تجارة بالتجزئة للعقار والدهن الخضروات  
الألات الصحية والتنظيفية ومواد البناء  
الحاسنين بمرصتك  
طريق القدارية بوقتة رقم 01 - ميله  
مر. د. رقم 17 | 30 | 43/00-1 668

Arrêté le présent bon de livraison à la somme de:

**NEUF MILLE TROIS CENT QUATRE-VINGT CINQ DA 0 Cts**

Total HT.....	9 385.00
Remise 0.00 %	0.00
Total TVA.....	0.00
<b>Total TTC.....</b>	<b>9 385.00</b>

Créances de l'exercice en cours

9 385.00

Pour cette livraison

Mt Verser

0.00

Solde

9 385.00

N° RC :

Art Imp :

N° MF :

N° Cpt Bnq : 000000

NIS :

VENTE QUINCAILLERIE ET CHAUFFAGE  
**BRIK HALIM**  
 ROUTE DE GRAREM MILA

فاتورة نموذجية  
 Facture Proforma

التاريخ Date  
 10-03-2018

Doit الزبون  
 SOUFYAN

RC N° :  
 Mat.F N° :  
 Art.I N° :  
 NIS N° :

ROUTE DE GRAREM MILA  
 Mila 43000

Tél :  
 RC N° :  
 MF N° :  
 NIS N° :  
 Art.I N° :  
 Cpt N°: AUCUN 000000

Quant الكمية	Désignation التعيين	P.U سعر الوحدة	Montant المبلغ
2	POMPE D'EAU PK60 PEDROLLO	6 200.00	12 400.00
5	MANOMETRE 6 BAR VERTICALE	650.00	3 250.00
3	VANNE SPHERIQUE 40/49 ACIE	1 800.00	5 400.00
3	VANNE SPHERIQUE 26/34 ACIE	780.00	2 340.00
4	COUDE 40/90 ADARA	120.00	480.00
1	TE 40/40 ADARA	125.00	125.00
1	COUDE 40/45 ADARA	120.00	120.00
1	TE 40/32 ADARA	120.00	120.00
2	COUDE 32/90 ADARA	55.00	110.00
1	TE 32/32 ADARA	80.00	80.00
2	CRIPINE 33/42 BRANZE	900.00	1 800.00
4	COLIER 32 ADARA	35.00	140.00
4	COLIER 40 ADARA	35.00	140.00

Arrêté la présente facture à la somme de  
 حدد مبلغ هذه الفاتورة -

VINGT SIX MILLE CINQ CENT CINQ DA 0 Cts

Total TTC المجموع	Tmbre Fisc الطابع	Total Gle TTC المجموع العام
26 505.00		26 505.00

تجارة بالعمولة للعقار 30 jours بالزبون  
 الألات الصحية والتنظية ومعدات التكييف لمعالجة صالحة لمدة 30 أيام  
 الحساسون بمرمبات  
 طريق القوارب قرقنة رقم 01 - مدينة  
 ص.ن. رقم 43/00-1558130117

2018-06-08 12:29

Date 10/05/2018

Bon de Livraison N°:

Quantité	Designation	Prix U	Total
02	نابو 461091C Vertical	3600,00	7200,00
		TOTAL = 7200,00	

المجموع  
Total

نشكركم على زيارتنا

BON DE LIVRAISON

وصيل تسليم

date: 02/05/2018

N°: 1006

Fournisseur: KHELLAF SOUFYANE

Quantité	Désignation	Prix U.	Montant
02	Contact em ON (CHM)	275000	550000
04	Pot pour contact	45000	180000
01	Railler	30000	30000
04	Lamp	18000	72000
01	Disjoncteur	95000	95000
01	Boite disjoncteur	35000	35000
08(m)	Cable 2.1 x 3	18000	144000
08(m)	Cable 2.1 x 1	4000	32000
01	M AP	12000	12000
01	Volte Metre	18000	18000
			1168000

R.G.N°: 011A

LE: 20 N°: 1003/003

**BON POUR** 109

M<sup>r</sup> KHELLAF SOUFYANE السيد

Titre Banque d'essai (3D) / 2500,00 DA

Page du garde laisire / 2500,00 DA

Autocolante (écriture) / 800,00 DA

Σ = 580,000 DA

شكرا على زيارتكم Total:

LE: N°: 1004

**BON POUR**

Mellal Soufyane

la peinture (3 boites W=35000) = 1050,00

les balais = 40000 DA

les écrous = 40000 DA

bras + clé + pannelle = 50000 DA

Σ = 1350,00 DA

A

LE: N°: 1002

**BON POUR**

Mellal Soufyane

La lechime de 1/2 plaque

11; 750000 DA

Σ = 15000,00 DA

Colo rapide = 75000 DA

Salesome = 110000 DA

A 1620000 DA

LE: N°: 001

**BON POUR**

خزان الماء (زجاج) 380000

A

**Annexe 10 : Devis ESTIMATIF ET QUANTITATIF****DANS LE CADRE DE LA PREPARATION DE L'ÉTUDE ET LA CONCEPTION  
D'UN BANC D'ESSAI DES POMPES CENTRIFUES**

N°	Désignation	U	Quantité	Prix Unitaire (DA)	Montant (DA)
<b>1. Facture n° : 25206</b>					
1.1	RACCORD UNION 40/33F ADARA	U	02	980.00	<b>1 960.00</b>
1.2	MEMLON 33/26 BRANZ	U	02	350.00	<b>700.00</b>
1.3	Y50PVC	U	02	80.00	<b>160.00</b>
1.4	COUDE 50/45 DEG	U	01	50.00	<b>50.00</b>
1.5	COLLE PVC 125 G D4 ORIGINE AMERIQUE	U	01	400.00	<b>400.00</b>
1.6	TE 40/25 PPRC ADARA	U	01	110.00	<b>120.00</b>
1.7	COUDE 40 PPRC FIRAT	U	01		<b>110.00</b>
<b>02. FACTUR N° :2081</b>					
2.1	MONCHON RACCORD 25/20 ADARA	U	01	350.00	<b>350.00</b>
2.2	RACCORD INTERMEDIARE 25*20*27 MAL ADARA	U	01	180.00	<b>180.00</b>
2.3	CODE ADARA 40/45	U	01	240.00	<b>240.00</b>
2.4	T 40 ADARA	U	01	120.00	<b>120.00</b>
<b>03. FACTUR N° :00377</b>					
3.1	ELECTRONIKC FUEL METRE DN 25	U	01	110.00 USD=2 500 0.00 DA	<b>2 500 0.00</b>
<b>04. FACTUR N° :682</b>					
4.1	RACCORD UNION 40/33 MAL ADARA	U	02	900.00	<b>1 800.00</b>
4.2	RACCORD MIX 33/26 BRONZE	U	02	400.00	<b>800.00</b>
4.3	MANCHON RACCORD 25/20 ADARA	U	02	350.00	<b>700.00</b>
4.4	MEMELON 26*20 REDUIT BRANZE	U	02	180.00	<b>360.00</b>
4.5	VANNE ECARE 20 TIEMME	U	02	950.00	<b>1 900.00</b>
4.6	COUDE 20/15 MAL AVISIA MTC	U	02	470.00	<b>940.00</b>
4.7	RACCORD 20/20 MAL AVISIA MTC	U	01	300.00	<b>300.00</b>
4.8	MONCHON 20/15 BRANZE	U	01	150.00	<b>150.00</b>
4.9	PERGEUR AUTOMATIQUE 15/21 COUDI	U	01	800.00	<b>800.00</b>
4.10	BOUCHON 20/27 M BRANZE	U	01	90.00	<b>90.00</b>

## Annexe

<b>4.11</b>	MANCHON 40/25 ADARA	U	01	70.00	<b>70.00</b>
<b>4.12</b>	TE 25/25 ADARA	U	02	25.00	<b>50.00</b>
<b>4.13</b>	COUDE 40/45 ADARA	U	01	120.00	<b>120.00</b>
<b>4.14</b>	COLLE PVS 118 G	U	01	400.00	<b>400.00</b>
<b>4.15</b>	MANOMETRE 6 BAR VERTICALE	U	01	650.00	<b>650.00</b>
<b>4.16</b>	COLIER 40 AJOINT GALVA	U	03	85.00	<b>255.00</b>
<b>05. FACTUR : BRIK HALIM</b>					
<b>5.1</b>	POME D EAU PK60 PEDROLLO	U	02	6 200.00	<b>12 400.00</b>
<b>5.2</b>	MANOMETRE 6 BAR VERTICAL	U	05	650.00	<b>3 250.00</b>
<b>5.3</b>	VANNE SPHERIQUE 40/49 ACIE	U	03	1800.00	<b>5 400.00</b>
<b>5.4</b>	VANNE SPHERIQUE 26/34 ACIE	U	03	780.00	<b>2 340.00</b>
<b>5.5</b>	COUDE 40/90 ADARA	U	04	120.00	<b>480.00</b>
<b>5.6</b>	TE 40/40 ADARA	U	01	125.00	<b>125.00</b>
<b>5.7</b>	COUDE 40/45 ADARA	U	01	12.00	<b>12.00</b>
<b>5.8</b>	TE 40/32 ADARA	U	01	12.00	<b>12.00</b>
<b>5.9</b>	COUDE 32/90 ADARA	U	02	55.00	<b>110.00</b>
<b>5.10</b>	TE 32/32 ADARA	U	01	80.00	<b>80.00</b>
<b>5.11</b>	CRIPINE 33/42 BRANZE	U	02	900.00	<b>1 800.00</b>
<b>5.12</b>	COLIER 32 ADARA	U	04	35.00	<b>140.00</b>
<b>5.13</b>	COLIER 40 ADARA	U	04	35.00	<b>140.00</b>
<b>06. FACTUR N° : 001</b>					
<b>6.1</b>	RESERVOIR D'EAU (VERRE)	U	01	3 800.00	<b>3 800.00</b>
<b>07. FACTUR N° : 002</b>					
<b>7.1</b>	VACUOMETRE	U	02	3 500.00	<b>7 000 .00</b>
<b>08. FACTUR N° : 003</b>					
<b>8.1</b>	TITRE BANQUE D'ESSAIS 03D	U	01	2500.00	<b>2500.00</b>
<b>8.2</b>	PAGE DE GARDE LASAIRE	U	01	2500.00	<b>2500.00</b>

## Annexe

<b>8.3</b>	AUTOCOLANTE (ECRITURE)	U	01	800.00	<b>800.00</b>
<b>09. FACTUR N° : 004</b>					
<b>9.1</b>	LA PENTURE	U	03	350.00	<b>1 050.00</b>
<b>9.2</b>	LES BOLONS	F	01	400.00	<b>400.00</b>
<b>9.3</b>	LES ECROUS	F	01	400.00	<b>400.00</b>
<b>9.4</b>	BRAS+CLE+PAUMELLE	U	01+01+0 1	500.00	<b>500.00</b>
<b>10. FACTUR N° : 005</b>					
<b>10.1</b>	LA LECOBANDE	U	02	7 500.00	<b>15 000.00</b>
<b>10.2</b>	COLA RAPIDE	U	01	750.00	<b>750.00</b>
<b>10.3</b>	SILICONE	U	01	450.00	<b>450.00</b>
<b>11. FACTUR N° : 006</b>					
<b>11.1</b>	CONTACTEUR 018/CHM/	U	02	2750.00	<b>5 500.00</b>
<b>11.2</b>	BOUTON-POUSSOIR	U	04	450.00	<b>1 800.00</b>
<b>11.3</b>	RAILLE	U	01	300.00	<b>300.00</b>
<b>11.4</b>	LAMPE	U	04	180.00	<b>720.00</b>
<b>11.5</b>	DISJONCTEUR	U	01	950.00	<b>950.00</b>
<b>11.6</b>	BOITE DISJONCTEUR	U	01	350.00	<b>350.00</b>
<b>11.7</b>	CABLE 2.5*3	M	08	180.00	<b>1 440.00</b>
<b>11.8</b>	CABLE 2.5*1	M	08	40.00	<b>320.00</b>
<b>11.9</b>	BMS (PRISE)	U	01	120.00	<b>120.00</b>
<b>11.10</b>	VOLTEMETRE	U	01	1800.00	<b>1800.00</b>
<b>MONTANT TOTAL</b>					<b>113730.00</b>

**NB : Le prix total ne représente pas le prix réel car nous avons emprunte des outils pour notre travail (soudure et le transport ...).**