



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique Et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique
جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة
Université Echahid Cheikh Larbi Tebessi – Tébessa
معهد المناجم
Institut des Mines
قسم الإلكتروميكانيك
Département Electromécanique



MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention d'un diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Option : Maintenance Industrielle

Contribution à l'étude énergétique d'un groupement Des pompes en série et parallèles

ALLOUANE MOUNIR et HACENE SLIMANE

Devant le jury :

MOUSSA ATTIA	MCB	Président	Université Larbi TebessiTébessa
RABAH DAOUADI	MCB	Encadreur	Université Larbi TebessiTébessa
CHAOUKI MELKIA	MAA	Examineur	Université Larbi TebessiTébessa

Promotion 2022-2023

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



Année universitaire : 2022-2023

Tébessa le :08/06/2023

Lettre de soutenabilité

Noms et prénoms des étudiants :

1 Allouane Mounir

2 Hacene slimane

Niveau : 2^{ème} Master Option : Maintenance industrielle

Thème : **Contribution à l'étude énergétique d'un groupement Des pompes en série et parallèles**

Nom et prénom de l'encadreur : Daouadi Rabah

Chapitres réalisés	Signature de l'encadreur
Chapitre 1 : Généralités sur la maintenance	
Chapitre 2 : équations fondamentale des pompes centrifuges	
Chapitre 3 : calcul d'une station de pompage	
Chapitre 4 : couplage des pompes et calcul	



Année universitaire : 2022-2023

Tébessa le :

Fiche de critique

Noms et prénoms des étudiants :

- 1-----
- 2-----
- 3-----

Niveau : ----- Option : -- -----

Thème :-----

Concernant la forme :-----

Concernant le fond :-----

Décision :-----

Signature de l'enseignant-----

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
مؤسسة التعليم العالي : جامعة العربي التبسي – تبسة

تصريح شرفي
خاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لانجاز بحث

أنا الممضي أدناه،

السيد (ة) : علوان منير الصفة : طالب
الحامل لبطاقة التعريف الوطنية رقم: 205224156 و الصادرة بتاريخ: 2019/10/24
المسجل بـ: معهد المناجم قسم: الكتروميكانيك
و المكلف بإنجاز أعمال بحث (مذكرة التخرج، مذكرة ماستر)، عنوانها :

**Contribution à l'étude énergétique d'un groupement de pompes en série et
parallèle**

أصرح بشرفي أنني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية و المنهجية و معايير الأخلاقيات المهنية و
النزاهة الأكاديمية المطلوبة في انجاز البحث المذكور أعلاه.

07 جوان 2023

التاريخ:

إمضاء المعني
بالتصريح
مؤيد النور
مدير المعهد
مؤيد النور
مدير المعهد

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
مؤسسة التعليم العالي : جامعة العربي التبسي – تبسة

تصريح شرفي
خاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لانجاز بحث

أنا الممضي أدناه،

السيد (ة) **حسان سليمان** الصفة : طالب
الحامل لبطاقة التعريف الوطنية رقم: **121062818** و الصادرة بتاريخ 2021/08/04
المسجل ب: **معهد المناجم** قسم: **الكتروميكانيك**
و المكلف بإنجاز أعمال بحث (مذكرة التخرج، مذكرة ماستر)، عنوانها :

**Contribution à l'étude énergétique d'un groupement de pompes en série et
parallèle**

أصرح بشرفي أنني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية و المنهجية و معايير الأخلاقيات المهنية و
النزاهة الأكاديمية المطلوبة في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 07. جويل 2023

رقم 06
إمضاء المعني بق
الموافق أسفله

وزارة تبسة للتعليم العالي والبحث العلمي
مؤسسة التعليم العالي : جامعة العربي التبسي
مندوب الضرع العلمي طريق بكارية
أخري طريق بكارية
45

REMERCIEMENT

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

Ce présent mémoire de fin d'étude, n'aurait pu avoir le jour sans contribution de nombreuses personnes, dont nous faisons aujourd'hui un plaisir et un devoir de les remercier Avant tout, nous tenons à remercier messieurs les membres du jury pour leurs collaborations durant l'examen de ce travail et leurs participations à la soutenance.

Nous adressons tout particulièrement notre reconnaissance à notre promoteur Dr. Daoudi Rabah: pour la direction de cette thèse, pour ses conseils et son aide. Sans oublier les enseignants de l'institut des mines en particulier le département : électromécanique

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce présent mémoire, trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude et respect.

Dédicaces

Je dédie ce modeste mémoire :

*A ma mère, qui m'a encouragé d'aller en avant
et qui m'a donnée tout son amour pour
reprendre mes études ;*

*A mon père qui m'a donné son soutien
permanent durant toutes mes années d'études ;*

A mon frère : HAMA

A mon collègue ; MO NIR

A mes sœur : SAFA et Marwa

*A tous mes amis sans exception en particulier :
islem, kaki, ahmed, wassim, ramzi, samir,
youcef, salim, asma, aymen, khaled, lina, omnia,
khadija, ishak, hako,....etc*

Slimane

Dédicaces

Je dédie ce modeste mémoire :

*A ma mère, qui m'a encouragé d'aller en avant et
qui m'a donnée tout son amour pour reprendre
mes études ;*

*A mon père qui m'a donné son soutien permanent
durant toutes mes années d'études ;*

*A mes frères ; Djamel. Mahmoud. Yasin. Abd
Lghani*

A mon collègue ; Slimane

*A mes sœur : Warda. Aycha. Thouraya. Naima.
Malika. Samira*

*A tous mes amis sans exception en particulier :
islem, hicham, feteh, tayeb, sami, aymen, sofyan, nour, n
awel, halim, takwa, malek,, samir, youcef, asma, aymen
, khaled, lina, omnia, khadija, khoulod,,...etc*

Mounir

Abstract:

My work focuses on studying the performance of a pumping system in the context of the ELMA LBIOD cement plant in Tébessa. During your internship at the plant, you collected data on the pumping station, including the piping network, accessories, pump systems, and instrumentation equipment.

The pumping station consists of three parallel networks:

1. Potable water network
2. Industrial water network
3. Firefighting network

In your thesis, you covered various topics related to industrial maintenance in the first chapter. The second chapter is dedicated to the fundamental equation of centrifugal pumps. The third chapter focuses on the calculation of the industrial water network and its verification against the station's operating conditions. Finally, in the fourth chapter, you compared the series and parallel coupling of pumps and performed relevant calculations.

Overall, your study contributes to understanding the performance of the pumping system and its maintenance in the specific context of the ELMA LBIOD cement plant in Tébessa.

Keywords: Maintenance,- Centrifugal pump - Parallel operation - Series operation

Résumé :

Mon travail s'intéresse à la contribution à l'étude des performances d'un système de pompage. Condition de l'usine de ciments (ELMA LBIOD) Tébessa.

A cet effet, nous avons relevé tous les paramètres concernant la station de pompage durant notre stage à l'usine de ciments (ELMA LBIOD) Tébessa. Le réseau de conduite, les accessoires, les réseaux de pompes et les équipements, d'instrumentation.

La station se compose de 03 réseaux fonctionnant en parallèle.

- Réseaux eau potable
- Réseaux eau industrielle
- Réseaux incendie.

Dans ce mémoire nous avons fait généralités sur la maintenance industrielle dans le 1er chapitre. Le 2ème chapitre est réservé à l'équation fondamentale des pompes centrifuge. Pour le 3ème chapitre en fait le calcul de réseau de l'eau industrielle et la vérification avec les conditions de fonctionnement de la station. Finalement dans le 4ème en a fait une comparaison entre le couplage en série et parallèles et calcul.

Mot clés : Maintenance - Pompe centrifuge - Opération en parallèle -Opération en série

ملخص

عملي يركز على دراسة أداء نظام الضخ في سياق مصنع الأسمنت في تبسة. وفي هذا السياق، قمنا بتسجيل جميع المعلومات المتعلقة بمحطة الضخ أثناء فترة التدريب لدينا في مصنع الأسمنت في تبسة، بما في ذلك شبكة الأنابيب والملحقات وأنظمة الضخ ومعدات القياس.

تتألف المحطة من ثلاث شبكات تعمل بشكل متوازن

شبكة المياه الصالحة للشرب

شبكة المياه الصناعية

شبكة الحماية من الحرائق

في هذه الرسالة، قمنا بتغطية الموضوعات المختلفة المتعلقة بصيانة الصناعات في الفصل الأول. وفي الفصل الثاني، قمنا بتفصيل المعادلة الأساسية لمضخات الطرد المركزي. وفي الفصل الثالث، قمنا بحساب شبكة المياه الصناعية والتحقق منها وفقًا لشروط تشغيل المحطة. وأخيرًا في الفصل الرابع، قمنا بمقارنة ربط المضخات بالتوالي وبالتوازي وأجرينا الحسابات المناسبة.

بشكل عام، يساهم عملي في فهم أداء نظام الضخ وصيانته في سياق مصنع الإسمنت في تبسة

الكلمات المفتاحية: صيانة - مضخة الطرد المركزي - التشغيل المتوازي - التشغيل المتسلسل

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Listes des figures

Liste des tableaux

Abréviations

Introduction générale..... 1

PARTIE THÉORIQUE

Chapitre I : Généralité sue la maintenance

Introduction..... 3

I.1. Historique 3

I.2. Définition et rôle de la maintenance 4

I.2.1. Définition normalisée de la maintenance 4

I.2.2. Rôle de la maintenance 4

I.3. Quelques définitions..... 5

I.4. Les objectifs de la maintenance 5

I.4.1. Objectifs financiers 6

I.4.2. Objectifs opérationnels 6

I.5. Différents types de maintenance 6

I.5.1. La maintenance préventive..... 7

I.5.2. La maintenance corrective..... 8

I.6. Les opérations de maintenance 8

I.6.1. Les opérations de maintenance préventive..... 9

I.6.2. Les opérations de maintenance corrective..... 9

I.7. But de la maintenance..... 9

I.8. Choix d'un type de maintenance..... 9

I.9. Les coûts de maintenance..... 10

I.9.1. Les coûts directs..... 10

I.9.2. Coûts indirects « coût de défaillance » 10

I.10. Les niveaux de maintenance.....	11
I.11. Diagnostique Industrielle.....	11
I.11.1. Méthode de diagnostic.....	12
I.11.2. L'analyse de Défaillance.....	12
I.11.2.1. Analyse quantitative.....	12
I.11.2.2. Analyse qualitative.....	14
I.12.3. Analyse AMDEC (Analyse des Modes de Défaillances de leur Effet et de leur Criticité)	17
I.13. Conclusion.....	18

CHAPITRE II : EQUATION FONDAMENTALE DES POMPES CENTRIFUGE

II.1. Introduction.....	20
II.2. Historique.....	20
II.3. Définition	21
II.4. Différents types des pompes.....	22
II.4.1. Les pompes volumétriques	24
II. 4. 1. 1. Les pompes volumétriques rotatives.....	25
II.4.1.1.1. Pompes à palettes	25
II.4.1.1.2. Pompes à engrenages extérieurs.....	26
II. 4.1.1.3. Pompes à vis.....	27
II.4.1.2. Les pompes volumétriques alternatives.....	27
II.4.1.2.1. Pompe à membrane.....	28
II.4.1.2.2. Pompes à piston.....	28
II.4.2. Les turbopompes ou pompes centrifuges.....	29
II-4.2.1. Mode de fonctionnement.....	30
II-4.2.2. Classification des pompes centrifuges.....	31
II.4.2.3. Caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	32
II.4.2.3.1. Les courbes caractéristiques de la pompe.....	32

II-4.2.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	34
II-4.2.5. Equation fondamentale des pompes centrifuge.....	34
II-4.2.5.1. Hauteur Géométrique d'Aspiration	39
II-4.2.5.2. Hauteur Géométrique de Refoulement	39
II-4.2.5.3. Hauteur totale d'aspiration	39
II-4.2.5.4. Hauteur totale de Refoulement	39
II-4.2.5.5. Hauteur Totale d'Elévation	40
II-4.2.5.6. Puissance Fournie par la Pompe	40
II-4.2.5.7. Rendement de la pompe	40
II-4.2.5.8. Le rendement de la pompe –Moteur	40
II-4.2.5.9. Courbe caractéristique du système	41
II-4.2.5.10. Point de Fonctionnement de la pompe sur un réseau donné.....	41
II-4.2.6. Hauteur nette absolue à l'aspiration (NPSH)	42
II-4.2-7. Relation similitude dans les pompes centrifuges	42
II-4.2.7.1. Variation de diamètre	43
II-4.2.7.2. Variation de vitesse	43
II-5. CONCLUSION	43

CHAPITRE III CALCUL D'UNE STATION DE POMPAGE

III.1. INTRODUCTION	45
III.2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF.....	46
III.3. COURBES CARACTERISTIQUES DE LA POMPE.....	47
III.3.1. Charge HMT en fonction du débit.....	47
III.3.2. Puissance hydraulique en fonction du débit.....	48
III.3.3. Puissance électrique consommée en fonction du débit.....	48
III.3. 4. Puissance mécanique en fonction du débit.....	49
III.3. 5. Rendements en fonction du débit.....	49
III.4. ANALYSE DE LA DEPENDANCE DE HMT, DU DEBIT ET DE PH AVEC LA VITESSE DU MOTEUR.....	50

III.4.1. Théorie de la similitude.....	50
III.4.2. Hauteur Manométrique Totale en fonction de la vitesse de rotation du moteur.....	50
III.4.3. Débit en fonction de la vitesse de rotation du moteur.....	52
III.4.4. Puissance hydraulique en fonction de la vitesse de rotation du moteur.....	52
III.5. PARTIE CALCUL	53
III.5.1. Pompe en dépression	53
III.5.2. Pompe en charge.....	53
III.6. COURBE DE RESEAU.....	55
III.6.1. Calcule Nombre de Reynolds.....	58
III.6.2. Calcule des coefficients des pertes de charge singulières K_a et K_r	59
III.7. PHENOMENE DE CAVITATION	61
III.8. CONCLUSION	63

CHAPITRE IV : COUPLAGE DES POMPES ET CALCUL

IV.1. Introduction.....	64
IV.2 Couplage des pompes (montage)	65
IV.2.1. Couplage des pompes en série	65
IV.2.1.1 La caractéristique d'un couplage de deux pompes en série	65
IV.2.1.2 Avantages	66
IV.2.1.3. Inconvénients	66
IV.2.2 Couplage des pompes en parallèle	67
IV.2.2.1. la courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle	67
IV.2.2.2. Avantages	68
IV.2.2.3. Inconvénients	68
IV.3. Conditions de couplage en série et en parallèle des pompes	69
IV-4. Organigramme des étapes de calculs sous le logiciel MATLAB.....	71
IV.5. calcul.....	72
IV.5.1 Montage en série	72

IV.5.2- Montage en parallèle	75
IV.6. Cas général.....	77
IV.7. LA CAVITATION.....	79
IV-8 PHENOMENA DU COUP DE BELIER.....	80
IV-8.1 Généralités	80
VI.8.2. L'analyse physique du phénomène de coup de bélier	81
IV-8.3. Conséquences du coup de belier	82
IV-8.4. Répartition de coup de bélier.....	82
IV-8.5. Moyens de protection de l'installation contre le coup de bélier	82
IV.9- Conclusion.....	83
CONCLUSION GENERALE.....	86
BIBLIOGRAPHIE.....	88

Liste des figures

Figure I.1 : Méthodes de maintenance	7
Figure I.2 : Organigramme de la maintenance.	8
Figure I.3 : Démarche suivi pour le choix d'un type de maintenance.	10
Figure I.4 : Diagramme de la méthode ABC	13
Figure I.5 : méthode d'ISHIKAWA (5 M)	15
Figure I.6 : Symboles de l'arbre de défaillance	16
Figure I.7 : Arbre de défaillance	16
Figure II.1 : Illustration d'une roue à godets chinoise.	21
Figure II.2 : schéma d'une pompe hydraulique	22
Figure II.3 : Gamme d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques	23
Figure II.4 : Classification des pompes.	23
Figure II.5 : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique	24
Figure II.6 : Pompes à palettes a rotor non équilibré	25
Figure II.7 : Pompes à palettes a rotor équilibré	26
Figure II.8 : Pompes à engrenages extérieurs	27
Figure II.9 : Pompes à vis.	27
Figure II.10 : Pompes à membrane	28
Figure II.11 : pompe à piston.	29
Figure II.12 : Types de roue de turbopompe	30
Figure II.13 : Schéma d'une pompe centrifuge	30
Figure II.14 : Différents types de roue	31
Figure II.15 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit	33
Figure II.16 : Courbes caractéristiques : rendement et puissance en fonction de débit	33
Figure II.17 : Courbes caractéristiques de NPSH en fonction de débit	34

Figure III.18 : diagramme de vitesse	35
Figure II .19 : composantes de la vitesse dans une pompe moment quantité de mouvement	36
Figure II.20 : schéma pour l'analyse de la vitesse dans une pompe centrifuge.	38
Figure II.21 : Relation perte de charge – Débit	41
Figure II.22 : Point de fonctionnement de la pompe	41
Figure III.1 : Schéma d'installation du banc d'essai.	45
Figure III.2 : Différence de pression totale (HMT) en fonction du débit Q à vitesse maximale N=2900trs/min	47
Figure III.3 : Puissance hydraulique en fonction du débit Q à vitesse maximale N=2900trs/min	48
Figure III.4 : Puissance électrique consommée en fonction du débit Q à vitesse maximale N=2900 tr/min	48
Figure III.5 : Puissance mécanique en fonction du débit Q à vitesse maximale N=2900 tr/min	49
Figure III.6 : Rendement pompe en fonction du débit à vitesse maximale	50
Figure III.7 : HMT en fonction de la vitesse de rotation du moteur)	51
Figure III.8 : Débit Q à différentes vitesses de rotation	52
Figure III.9 : Puissance hydraulique à différentes vitesses de rotation moteur	52
Figure III.10 : Pompe en dépression	53
Figure III.11 : Pompe en charge	54
Figure III.12 : Diagramme de Moody : diagramme permettant d'établir la valeur du facteur de rugosité	57
Figure III.13 : point de fonctionnement d'une pompe.	59
Figure III.14 : Variation du rendement en fonction de débit.	60
Figure (IV.1) : schémas d'un couplage des deux pompes en série	65
Figure (IV-02) : courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série	66
Figure (IV-03) : Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle.	67

Figure (IV-04) : courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle	68
Figure (IV-05): Organigramme des étapes de calculs	71
Figure (IV.6): la Relation H_m en fonction de q_v $n = 4$, $N = 2900$ tr/min	77
Figure (IV.7): la relation Ph en fonction de q_v $n = 4$, $N = 2900$ tr/min	78
Figure (IV.8): la relation NPSH en fonction de q_v $n = 4$, $N = 2900$ tr/min	79
Figure (IV.9): cavitation de pompe centrifuge	80

Liste des tableaux

Tableau I.1: les niveaux de maintenance	11
Tableau III.1 Caractéristiques fondamentales de la pompe centrifuge à 2900 tr/mn	46
Tableau III.2 Théorie de la similitude	51
Tableau III-3 Pertes de charge dans les accessoires	58

Liste d'abréviations

D	: diamètre en mètre (m)
h ou Z	: hauteur en mètre (m)
g	: accélération due à la pesanteur (m/s ²)
V ou C	: vitesse en mètre sur seconde (m/s)
qv	: Débit volumique en mètre cube par seconde (m ³ /s)
N	: vitesse de rotation en tours par minute (tr/min)
Ns	: la vitesse spécifique de rotation en tour par minute (tr/min)
P	: pression en bar ou en Pascale (Pa)
ΔP	: la différence de pression en Pascale (Pa)
Hm	: hauteur manométrique en mètre (m)
Hmt	: hauteur manométrique total en mètre de colonne de liquide (mL)
L	: longueur en mètre (m)
ΔH	: les pertes de charge en mètre (m)
ρ	: la masse volumique en kilogramme par mètre cube (kg/m ³)
NPSH	: Net Positive Suction Head
λ	: le coefficient de perte de charge linéaire
k	: le coefficient de perte de charge singulière
Re	: le nombre de Reynold
Ph	: la puissance hydraulique (W)
ν	: la viscosité cinématique (m ² /s)
Vr	: la projection sur le rayon en (m).
r₁	: rayon à l'entrée du filet de la circonférence du point en (m).
r₂	: rayon à la sortie du filet de la circonférence du point (m).
Y_w	: poids spécifique du liquide (kg/m ³).

W : vitesse angulaire (Tour/m).

U : vitesse d'entraînement.

V₁ : vitesse absolue à l'entrée $\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1$

V₂ : vitesse absolue à la sortie $\vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$

V_u : projection de la vitesse absolue sur la tangente à la roue
vitesse circonférentielle.

V_r : projection de la vitesse absolue sur le rayon, vitesse radiale

Introduction

Générale

L'évolution de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les domaines de la technologie. Particulièrement, dans de la dynamique des fluides comme le secteur du transport et de la production d'énergie (pompes centrifuges, compresseurs, réacteurs, etc.).

Les pompes centrifuges sont aux cœurs des installations industrielles plus particulièrement les installations hydrauliques. Le rôle important que possède est de transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Lorsque l'on doit faire le choix d'une pompe pour une installation, il est nécessaire de la dimensionner en utilisant les notions de hauteur manométrique totale, puissance et rendement de la pompe. Afin d'approfondir nos connaissances dans les applications des pompes centrifuges, nous avons effectué un stage au niveau complexe.

Dans ce travail, nous avons pour objectif de faire une étude comparative entre un montage série et un montage parallèle de deux pompes centrifuges. La pompe facilite le transport d'un fluide d'un point A vers un point B. Dans la pratique de l'hydraulique, il arrive souvent qu'une seule pompe ne soit pas en mesure de fournir, en fonctionnement normal, les valeurs spécifiques de pression et de débit. Pour obtenir ces valeurs typiques, on doit monter deux ou plusieurs pompes en série. Ceci est comparable à une mise en série ou en parallèle

Le présent travail comprend quatre chapitres en dehors de l'introduction et la conclusion générale.

Les deux premiers constituent ce que nous venons d'appeler l'étude bibliographique.

Le premier chapitre donne les généralités sur la maintenance, le deuxième consiste la théorie sur les pompes, leurs caractéristiques, leur structure, leur principe de fonctionnement et les courbes qui les caractérisent. Le troisième chapitre présente les résultats de calcul avec une seule pompe. Le dernier chapitre, étude comparative entre un montage série et un montage parallèle de deux pompes centrifuges.

Chapitre I

Généralité sur la maintenance

Introduction

La maintenance s'inscrit parmi les contraintes que rencontre tout exploitant d'une installation industrielle. Plus généralement, une installation de production nécessitant un ensemble de moyens matériels et humains n'est en mesure d'assurer le service qu'on lui demande qu'après avoir surmonté diverses contraintes, dont la maintenance des équipements de production utilisés. Construire une usine ou un atelier ne sert à rien en l'absence de production significative, ou de personnel qualifié, ou d'un système d'organisation permettant le maintien en état des installations.

La maintenance joue un rôle de plus en plus important dans la productivité de l'entreprise. La maintenance n'a plus pour seule vocation d'assurer le bon fonctionnement. [1]

I.1. Historique

Jusqu'à la fin des années 70, l'entretien était souvent le parent pauvre des services de l'entreprise. Les dirigeants le considéraient uniquement comme un poste de dépenses et ne pensaient qu'à réduire ses coûts. L'entretien se contentait d'intervenir sur un système défaillant pour relancer la production et effectuait les opérations courantes préconisées par le constructeur. Il n'y avait donc pas de prise en compte des caractéristiques spécifiques et des conditions de fonctionnement (cadence, ancienneté, température ambiante, etc.) des matériels. On pouvait donc être conduit à effectuer (sans évaluation a priori ou a posteriori) trop ou pas assez d'entretien. Les choses ont évolué : la part du coût machine dans le coût de production ne cesse d'augmenter aux dépens de celui de la main-d'œuvre. Ceci est dû à l'automatisation presque systématique des procédés, et à leurs coûts croissants. Ainsi les arrêts inopinés coûtent cher. Dans ces conditions, la fonction maintenance est devenue stratégique. Entretien, c'est subir alors que maintenir, c'est prévoir et anticiper. Les coûts directs de maintenance sont devenus secondaires voire négligeables par rapport aux coûts indirects (non production, conséquences de la panne). Pour le gestionnaire, la disponibilité des machines est devenue l'indicateur clé. Parallèlement à cette évolution, la maintenance s'est dotée de méthodes de gestion, d'organisation, d'aide au diagnostic des pannes, de stratégies. Des techniques d'auscultation sophistiquées se sont développées (analyse vibratoire, analyse des huiles, thermographie IR, etc.). La qualification des techniciens s'est accrue. La gestion de la maintenance requiert aujourd'hui une spécialisation professionnelle (STS, IUT, écoles d'ingénieurs). [2]

I.2 Définition et rôle de la maintenance

I.2.1 Définition normalisée de la maintenance

L'afnor, par la norme **NFX 60-010**, définit la maintenance comme : «l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ». [3]

La définition de la maintenance fait donc apparaître trois notions :

- Maintenir qui suppose un suivi et une surveillance
- Rétablir qui sous-entend l'idée d'une correction de défaut
- Etat qui précise le niveau de compétences et les objectifs attendus de la maintenance

Dans une entreprise, quel que soient son type et son activité, le rôle de la fonction maintenance est d'assurer la plus grande disponibilité des équipements au meilleur rendement tout en respectant le budget alloué.

I.2.2 Rôle de la maintenance

La maintenance doit assurer la rentabilité des investissements matériels de l'entreprise, en maintenant le potentiel d'activités en tenant compte de la politique de maintenance définis par l'entreprise. [4]

a. Court terme

Objectifs essentiels :

- Réduire les durées d'immobilisations.
- Réduire les coûts des interventions.

b. Moyen terme

Elaboration d'un plan de prévisions des interventions à l'immobilisation des équipements.

c. Long terme

Réalisation d'opérations directement liées à la politique générale de l'entreprise et fin de minimiser l'ordonnancement :

- Des charges.
- Des stocks.
- Des investissements

I.3. Quelques définitions

Les définitions de base dans la fonction de maintenance sont [5] :

La défaillance : Est l'altération ou la cessation de l'aptitude d'une entité à accomplir une fonction requise. Après défaillance d'une entité, celle-ci est en état de panne.

Les définitions complémentaires suivantes sont selon la norme AFNOR, 2001 [6] :

La sûreté de fonctionnement : Est « un ensemble des propriétés qui décrivent la disponibilité et les facteurs qui la conditionnent : fiabilité, maintenabilité, et logistique de maintenance ».

La disponibilité : Est « une aptitude d'un bien à être en état d'accomplir une fonction requise dans des conditions données, à un instant donné ou durant un intervalle de temps donné, en supposant que la fourniture des moyens extérieurs nécessaires est assurée ». Cette aptitude dépend de la combinaison de la fiabilité, de la maintenabilité et de la sup portabilité de maintenance.

La fiabilité : Est « une aptitude d'un bien à accomplir une fonction requise, dans des conditions données, durant un intervalle de temps donné ».

La maintenabilité : Est « dans des conditions données d'utilisation, une aptitude d'un bien à être maintenu ou rétabli dans un état où il peut accomplir une fonction requise, lorsque la maintenance est accomplie dans des conditions données, en utilisant des procédures et des moyens prescrits ».

I.4. Les objectifs de la maintenance

L'objectif des équipes de maintenance est de maintenir les installations de production en parfait état et d'assurer le rendement global maximum tout en optimisant le coût.

L'obtention du meilleur rendement passe par la prévention des pannes, le respect des cadences de production et l'amélioration continue de la qualité des produits. Maintenir, ce n'est plus subir les pannes mais maîtriser les défaillances par l'optimisation de la politique de maintenance, par une bonne prévention, par des réparations rapides et efficaces, enfin par l'amélioration du matériel [7]

Pour assurer correctement cette mission, il est nécessaire de se doter en plus de la compétence technique des hommes, d'une organisation efficace et d'outils adéquats. C'est la nature de l'entreprise qui fixe les l'objectifs, des services de la maintenance. On peut classer les objectifs de la maintenance on deux catégories :

1. Les objectifs financiers,
2. Les objectifs opérationnels.

Le fait que ces deux objectifs sont différents expliquera pourquoi la production et la maintenance sont souvent à couteau tirés et pourquoi les deux attitudes sont apparemment opposées

I.4.1. Objectifs financiers

- Réduire au minimum les dépenses de la maintenance.
- Augmenter au maximum les profits.
- Avoir des dépenses de maintenance en fonction de l'âge des installations et de son taux d'utilisation.

I.4.2. Objectifs opérationnels

- Maintenir les équipements.
- Assurer la disponibilité maximale des installations et des équipements.
- Fournir un service qui élimine la panne à tous les moments à tout prix.
- Pousser à la dernière limite la durée de vie de l'installation.
- Assurer une performance (rendement) de haute qualité.

Les objectifs peuvent changer avec le temps, une révision des objectifs et de la politique de l'entreprise doit avoir lieu tous les deux ans.

I.5 Différents types de maintenance

a- Concepts de maintenance

L'analyse des différentes formes de maintenance repose sur quatre concepts :

- Les événements qui sont à l'origine de l'action : référence à un échéancier, la subordination à un type d'évènement (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, etc.).
- Les méthodes de maintenance qui leur seront respectivement associées : maintenance préventive systématique, maintenance préventive conditionnelle, maintenance corrective.
- Les opérations de maintenance proprement dites : inspection, contrôle, dépannage, réparation, etc.
- Les activités connexes : maintenance d'amélioration, rénovation, reconstruction, modélisation, travaux neufs, sécurité, etc. Cette réflexion terminologique et conceptuelle représente une base de référence pour :

- L'utilisation d'un langage commun pour toutes les parties (conception, production, prestataires de services, etc.)
- La mise en place de systèmes informatisés de gestion de la maintenance.

b- Les méthodes de maintenance

Le choix entre les méthodes de maintenance s'effectue dans le cadre de la politique de la maintenance et doit s'opérer en accord avec la direction de l'entreprise.

Pour choisir, il faut donc être informé des objectifs de la direction, des directions politiques de maintenance, mais il faut connaître le fonctionnement et les caractéristiques des matériels, le comportement du matériel en exploitation, les conditions d'application de chaque méthode, les coûts de maintenance et les coûts de perte de production.[8]

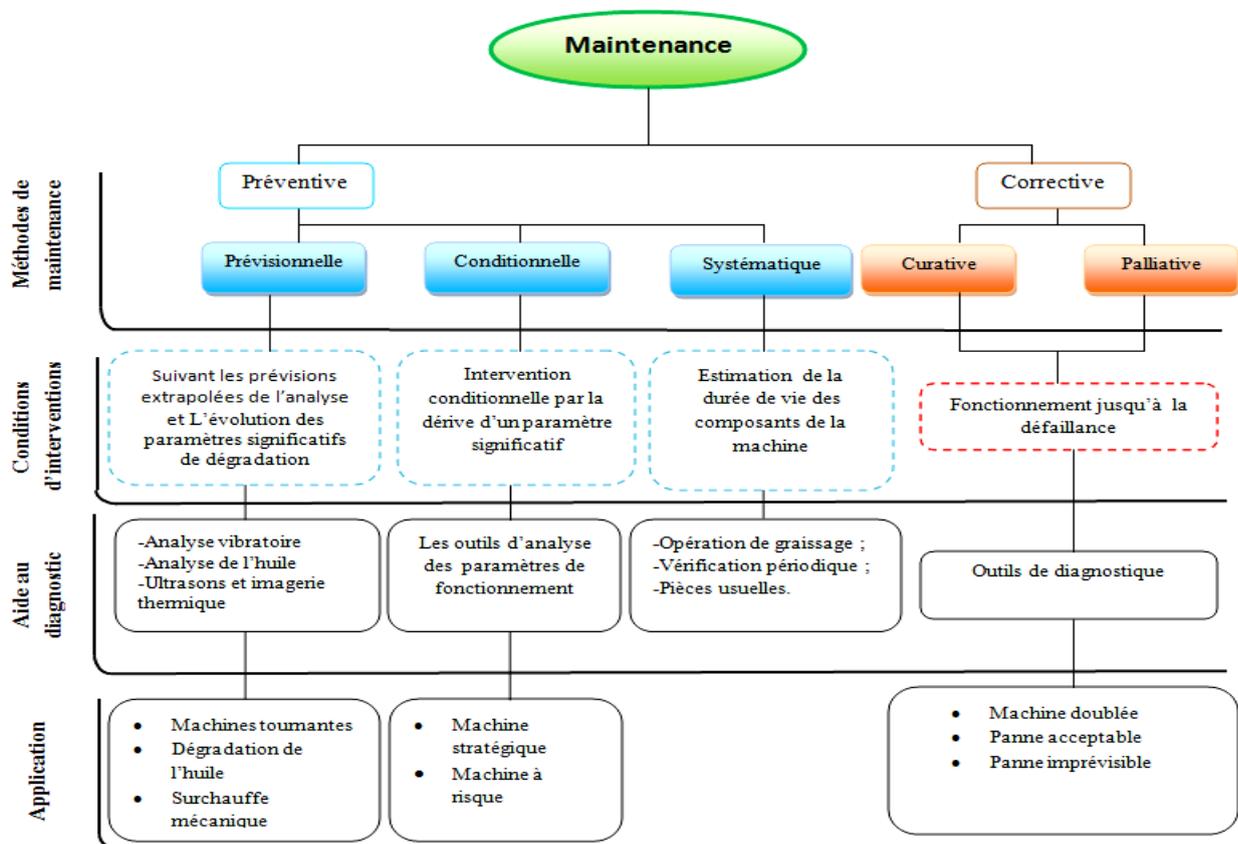


Figure I.1 : Méthodes de maintenance [9].

I.5.1 La maintenance préventive :

C'est la maintenance exécutée à des intervalles déterminés ou selon des critères prescrits et Destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien.

On peut subdiviser la maintenance préventive en Trois types :

- **La maintenance préventive systématique** : Maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état du bien.
- **La maintenance préventive conditionnelle** : C'est la maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce Fonctionnement et intégrant les actions qui en découlent.
- **La maintenance préventive prévisionnelle** : C'est la maintenance préventive conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien. [10]

I.5.2 La maintenance corrective :

C'est la maintenance exécutée après détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise.

Il Y a deux types :

- **Maintenance palliative** : caractérise les actions de dépannage : remise en état Provisoire.
- **Maintenance curative** : caractérise les actions de réparation au sens de « guérir ». [10]

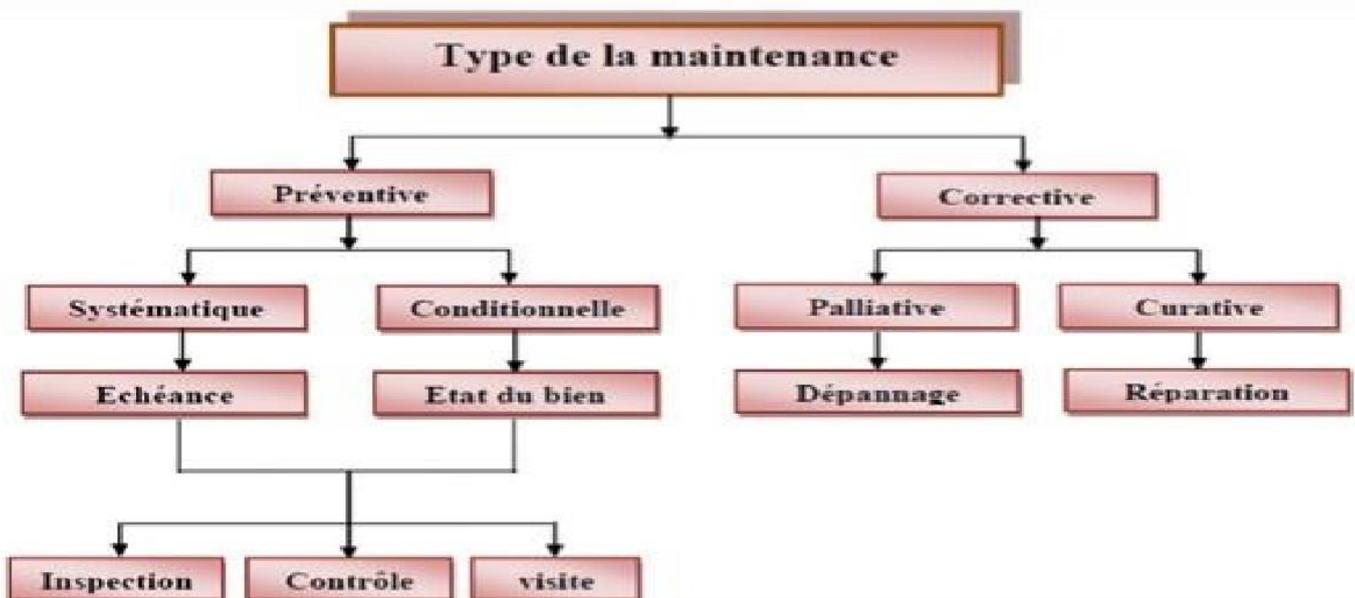


Figure I.2: Organigramme de la maintenance. [11]

I.6 Les opérations de maintenance :

Ces opérations trouvent leur définition dans la norme NF X 60-010 et NF EN 13306).

I.6.1 Les opérations de maintenance préventive :

- **Les inspections :** Ce sont des activités de surveillance consistant à relever périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillage spécifique ni d'arrêt de l'outil de production ou des équipements.
- **Les visites :** Ce sont des opérations de surveillance qui dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité prédéterminée.
- **Les contrôles :** Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivis d'un jugement. [12]

I.6.2 Les opérations de maintenance corrective :

- **Le dépannage :** C'est une action ou opération de maintenance corrective sur un équipement en panne en vue la remettre en état de fonctionnement.
- **La réparation :** C'est une intervention définitive et limitée de maintenance corrective après panne ou défaillance. L'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquelles il a été conçu. [12]

I.7 But de la maintenance

La maintenance à pour but :

- Le maintien du capital machine.
- Minimiser les arrêts et les chutes de production.
- Améliorer la sécurité de personnel et la protection de l'environnement [13]

I.8.Choix d'un type de maintenance

La mise en place d'une politique de maintenance nécessite une analyse rigoureuse du système de production, des modes de dégradation, des paramètres physiques pertinents, des moyens à mettre en œuvre, des coûts induits, des objectifs en disponibilité et en gain économique, des qualifications du personnel, des réticences des personnels et des conséquences sur l'organisation générale du service. L'organigramme suivant représente ladémarche suivie pour le choix d'un type de maintenance [14]

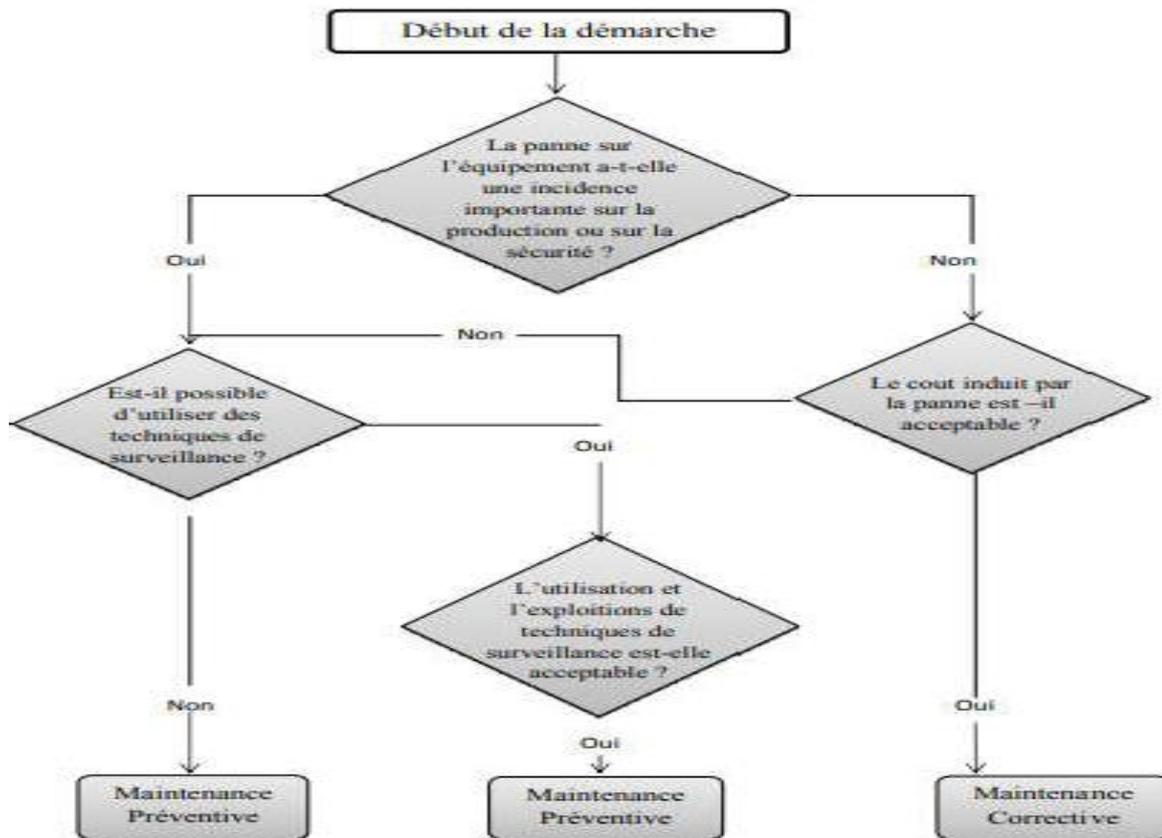


Figure.I.3. Démarche suivi pour le choix d'un type de maintenance.[14]

I.9.Les coûts de maintenance

Les coûts de maintenance peuvent être divisés en deux grandes familles : les coûts directs qui conditionnent l'activité même de maintenance, ils sont quantifiables et les coûts indirects correspondant au « manques à gagner » résultat de l'indisponibilité de l'équipement de production, certains sont quantifiables d'autres non. [15]

I.9.1.Les coûts directs

- Coût de main d'œuvre
- Coût de formation du personnel
- Coût de consommables
- Coût d'équipement (équipement, instruments ou outils facilitant l'intervention)
- Coût de cotraitance

I.9.2.Coûts indirects « coût de défaillance »

- Réduction de la production (manque à gagner suite à l'arrêt de l'outil de production)
- Diminution de la quantité de production
- Charges financières d'amortissement
- Pénalités de retard

I.10. Les niveaux de maintenance

Tableau I.1: les niveaux de maintenance [16]

Niveau	Caractéristique	Personnel d'intervention	Moyens
1	Réglages simples sans démontage, rondes et surveillance pendant la marche.	Exploitant sur place	Outillage léger défini dans les instructions d'utilisation.
2	Dépannage par échange standard d'éléments prévus à cet effet et opérations mineures.	Technicien habilité, sur place.	Idem, plus pièce de rechange trouvées à proximité sans délai.
3	Identification et diagnostic de pannes, réparation ou remplacement d'éléments fonctionnels.	Technicien spécialisé, sur place ou en local de maintenance.	Outillage prévu plus appareils de mesure, banc d'essai, contrôle, ...etc.
4	Travaux de maintenance corrective ou préventive nécessitant des démontages importants.	Equipe encadrée par un technicien spécialisé ou en atelier central.	Outillage général plus spécialisé, matériel d'essais, de contrôle, ...etc.
5	Rénovation, reconstruction, modifications importantes faisant appel à une main d'œuvre qualifiée	Equipe encadrée par un technicien spécialisé ou en atelier central.	Moyens proches de la fabrication par le constructeur.

I.11. Diagnostic Industrielle

La norme NF EN 13306 va plus loin, puisqu'elle indique que le diagnostic d'une panne est <<L'ensemble des actions menées pour la détection de la panne, sa localisation et l'identification de la cause >>

I.11.1. Méthode de diagnostique

Si la prise de décision conduit à déclarer le processus défaillant, il convient alors de sélectionner une méthode de diagnostique

Les méthodes de diagnostic sont :

- Les méthodes internes
- Les méthodes externes
- Les méthodes inductives
- Les méthodes déductives

I.11.2 L'analyse de Défaillance

I.11.2.1. Analyse quantitative

L'analyse quantitative d'un historique va permettre de dégager des actions d'amélioration, donc d'identifier les défaillances à approfondir afin de les corriger et les prévenir, analyser quantitativement les résultats des diagnostics constitue ainsi un axe de progrès, les données chiffrées à saisir deviennent les suivantes :

- Dates des interventions correctives (jour/ heure) et nombre de défaillances
- Temps d'arrêt de production, tous les événements sont systématiquement consignés, même les plus anodins
- durées d'intervention maintenance (TTR = Time To Repair) et leur moyenne (MTTR)

a- Méthode ABC (Diagramme de Pareto)

La méthode ABC apporte une réponse. Elle permet l'investigation qui met en évidence les éléments les plus importants d'un problème afin de faciliter les choix et les priorités. On classe les événements (pannes par exemple) par ordre décroissant de coûts (temps d'arrêts, coût financier, nombre, etc..), chaque événement se rapportant à une entité. On établit ensuite un graphique faisant correspondre les pourcentages de coûts cumulés aux pourcentages de types de pannes ou de défaillances cumulés. Sur le schéma figure 6.2, on observe trois zones [17]

- **Zone A** : 20% des pannes occasionnent 80% des coûts
- **Zone B** : les 30% de pannes supplémentaires ne coûtent que 15% supplémentaires
- **Zone C** : les 50% de pannes restantes ne concernent que 5% du coût global

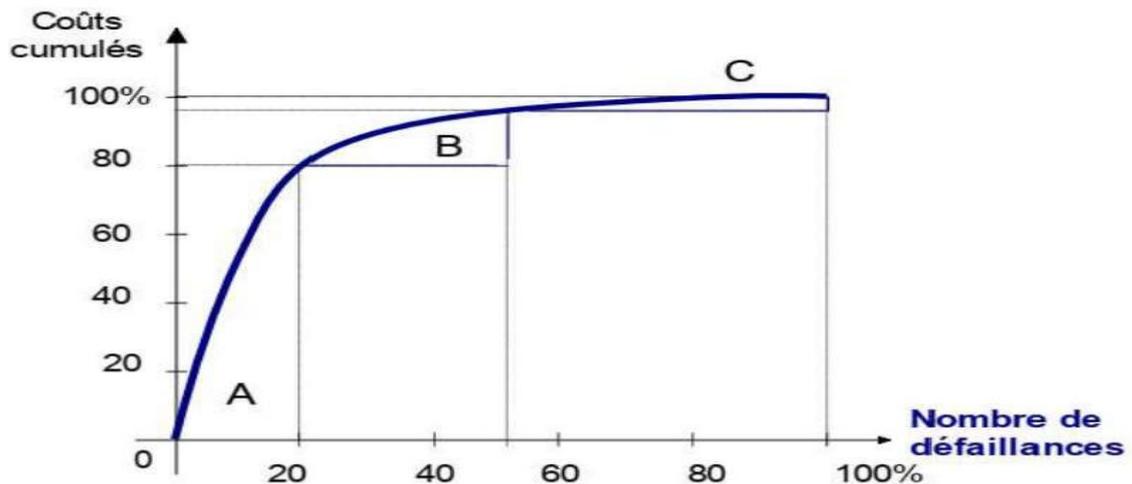


Figure.I.4. Diagramme de la méthode ABC

En maintenance cette méthode est très utile pour déterminer les urgences ou les tâches les plus rentables, par exemple : [18]

- S'attacher particulièrement à la préparation des interventions sur les défaillances les plus fréquentes et/ou les plus coûteuses (documentation, gammes opératoires, contrats, ordonnancement, etc..),
- Rechercher les causes et les améliorations possibles pour ces mêmes défaillances,
- Décider de la politique de maintenance à appliquer sur certains équipements en fonction des heures et des coûts de maintenance.

But : Le diagramme **A.B.C(PARETO)** permet de visualiser l'importance relative des différentes parties ou catégories d'un ensemble précédemment analysé et chiffré sous la forme d'un classement et d'une hiérarchisation. [19]

b- Abaque de Noiret

L'abaque de Noiret est un outil de calcul scientifique qui permet d'orienter le choix de la politique de maintenance en fonction

- Des caractéristiques de l'équipement
- De son utilisation

Le résultat en est une recommandation offrant trois options possibles :

- Préventif recommandé
- Préventif possible
- Préventif non nécessaire

Principe :

L'abaque de Noiret est basé sur les critères suivants :

- L'âge de l'équipement
- Son l'interdépendance : dans quelle mesure est-il vital pour la production
- Son coût
- Sa complexité et son accessibilité
- Sa robustesse et sa précision
- Son origine : France ou étranger
- Son utilisation dans le temps
- Les conséquences de ses défaillances sur les produits
- Les délais de production qui lui sont liés

c- Tableau à coefficient

Basé sur les mêmes critères que l'abaque de noiret mais avec des points coefficients en considérant que le total des points obtenus se situait dans trois zones :

- **Première zone** en dessous de 500 points : pas de nécessité du préventif
- **Deuxième zone** entre 500 et 540 points : possibilité du préventif
- **Troisième zone** au-dessous de 540 points : le préventif est nécessaire

I.11.2.2. Analyse qualitative

a- Diagramme Cause-Effets

Cet outil a été créé par **Ishikawa**, professeur à l'Université de TOKYO dans les années 60 et concepteur d'une méthode de management de la qualité totale. Le diagramme causes-effet est une représentation graphique du classement par familles de toutes les causes possibles pouvant influencer un processus. Ces familles de causes au nombre de 5 engendrent la non qualité dans un processus de fabrication. Leur nom commence par la lettre M d'où l'appellation 5M. Ishikawa a proposé une représentation graphique en « arête de poisson »

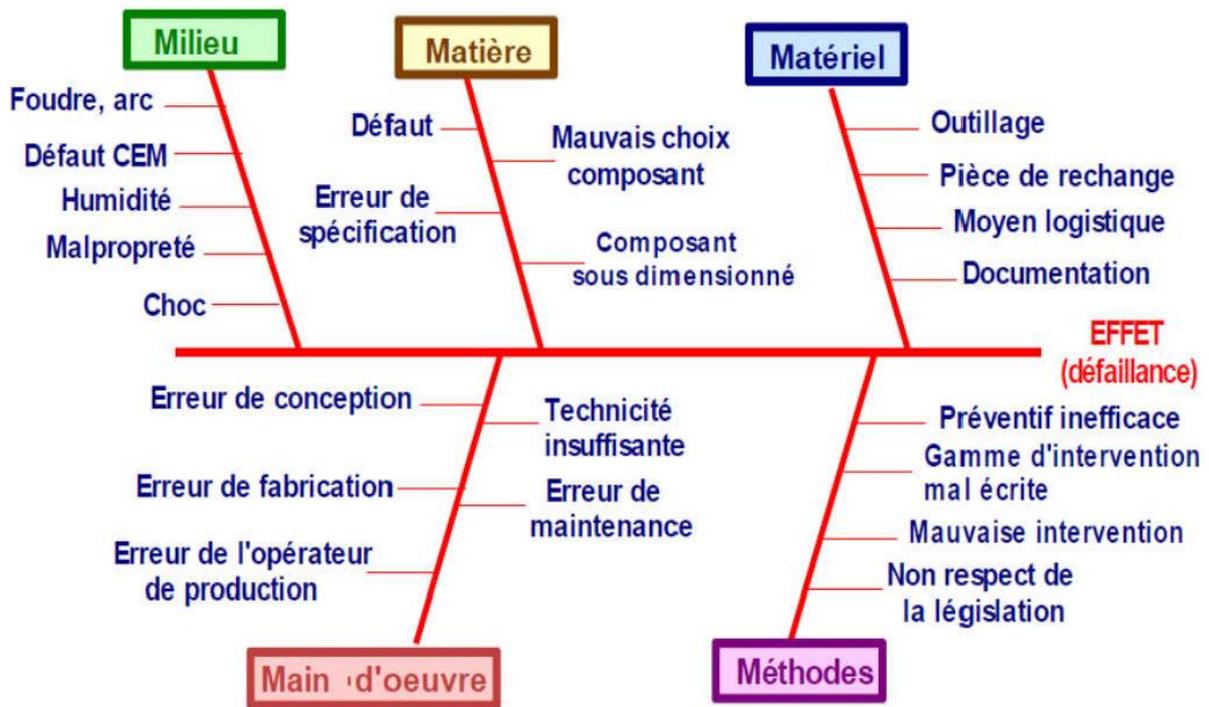


Figure.I.5. méthode d'ISHIKAWA (5 M)

On peut adapter cet outil à l'aide au diagnostic de la manière suivante: [20]

- définition de l'effet étudié en regroupant le maximum de données.
- recensement de toutes les causes possibles ; le brainstorming¹ est un outil efficace pour cette phase de recherche.
- classement typologique des causes.
- hiérarchisation des causes dans chaque famille par ordre d'importance

But : Analyser et visualiser le rapport existant entre un problème (effet) et toutes ses causes possibles.

Le diagramme d'Ishikawa est un outil graphique qui sert à comprendre les causes d'un défaut de qualité [19]

b- Arbre de défaillances

C'est un diagramme déductif qui va de l'effet vers la cause et qui a pour objet de rechercher toutes les combinaisons de défaillances élémentaires (primaires) pouvant déboucher vers une panne.

- **Symbolisme :** Cet outil utilise un symbolisme qu'on utilise également sur les circuits logiques. On parle aussi de logigramme de dépannage. Ce symbolisme est donné à la figure

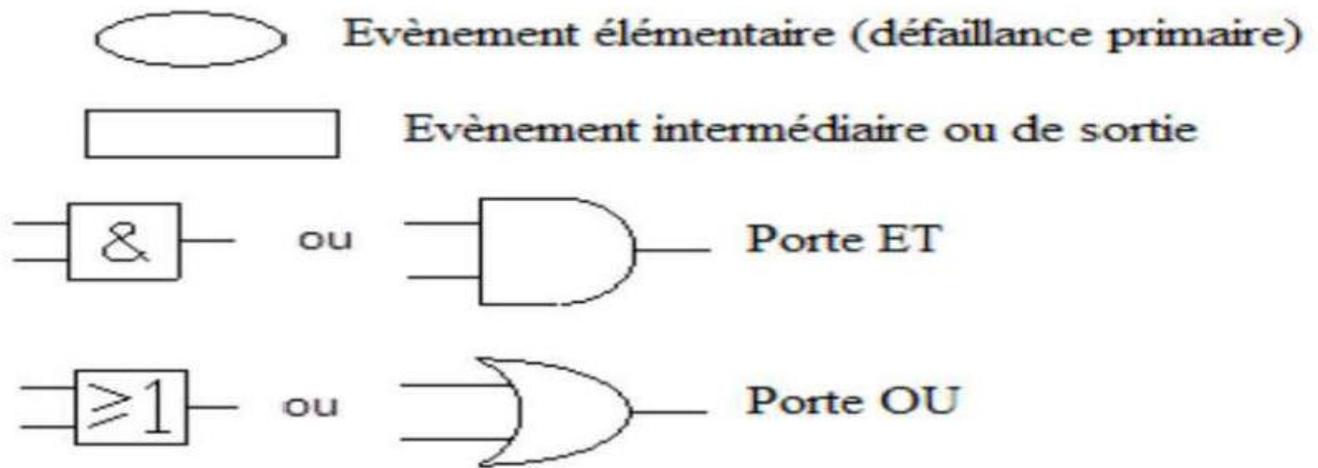


Figure.I.6. Symboles de l'arbre de défaillance

➤ **Construction de l'arbre de défaillances :** Pour construire un arbre de défaillance, on peut utiliser l'organigramme de la **Fig.1.6**. Notons que cette construction est tout à fait qualitative [20]

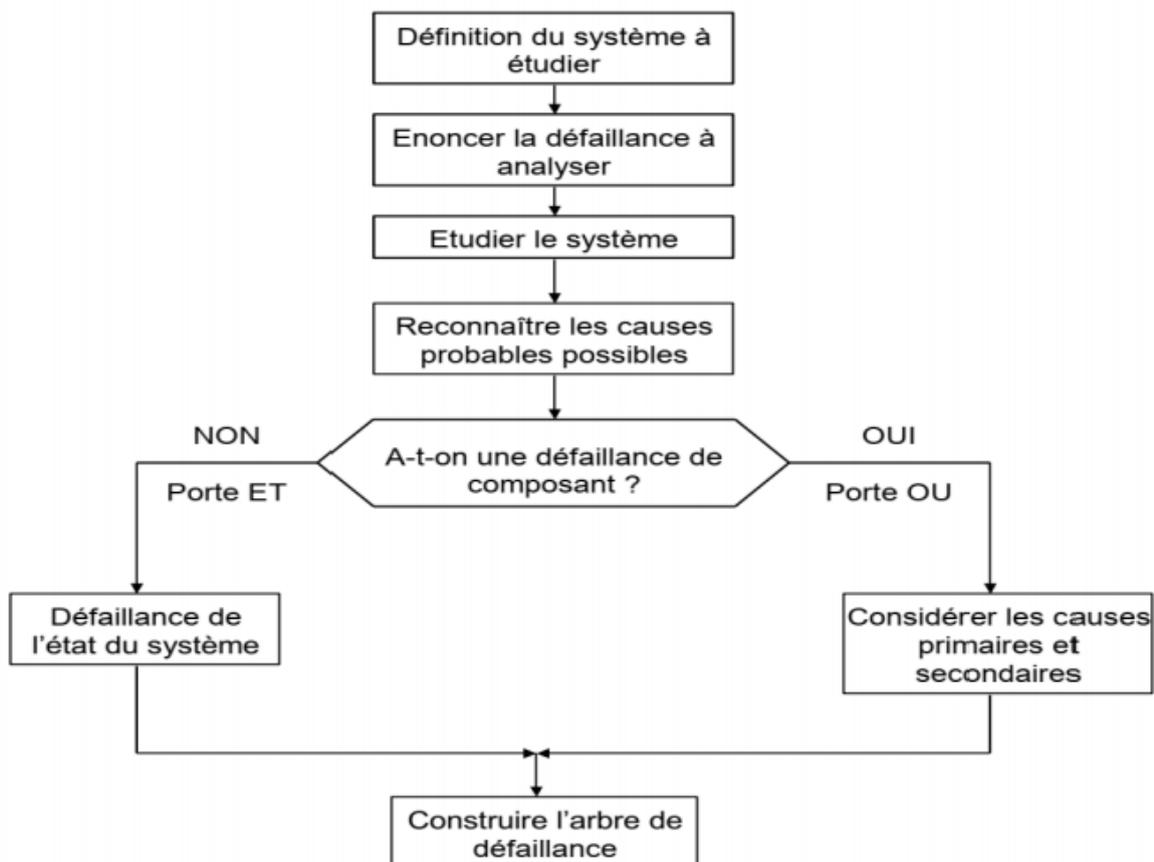


Figure.I.7. Arbre de défaillance

I.12.3 Analyse AMDEC (Analyse des Modes de Défaillances de leur Effet et de leur Criticité)

L'AMDEC est une méthode qualitative et inductive qui définit une règle ou une loi à partir de l'expérience : un raisonnement inductif visant à identifier les risques de pannes potentielles contenues dans un avant-projet de produit ou du système, quelles que soient les technologies, de façon à les supprimer ou à les maîtriser (norme AFNOR X 60-510 de décembre 1986). [21]

a- Les mots relatifs à l'AMDEC : sont

- **Fréquence (F) :** Fréquence d'apparition de la défaillance : elle doit représenter la probabilité d'apparition du mode de défaillance résultat d'une cause.
- **Détection (D) :** Fréquence de non détection de la défaillance : elle doit représenter la probabilité de ne pas détecter la cause ou le mode de défaillance avant que l'effet survient.
- **Gravité (G) :** Gravité des effets de la défaillance : la gravité représente la sévérité relative à l'effet de la défaillance.
- **Criticité (C) :** Elle est exprimée par l'indice de priorité risque.

$$C = F.G.D$$

(I.1)

But: L'AMDEC doit analyser la conception du moyen de production pour préparer son exploitation afin qu'il soit fiable et maintenable dans son environnement opérationnel pour parvenir à ce but, le propriétaire de l'installation exige : [22]

- Quelle soit intrinsèquement fiable
- De disposer des pièces de rechange et des outillages adaptés
- De disposer des procédures ou aides minimisant les temps d'immobilisation du moyen par la diminution du temps d'intervention (diagnostique, réparation ou échange, et remise en service).
- Que les personnels (d'exploitation et de maintenance soient formés, qu'une maintenance préventive adaptée soit réalisée, afin de réduire la probabilité d'apparition de la panne.

b- Types d'AMDEC

Il existe globalement trois types d'AMDEC suivant que le système analysé est : [23]

- Le produit fabriqué par l'entreprise ;
- Le processus de fabrication du produit de l'entreprise ;

Le moyen de production intervenant dans la production du produit de l'entreprise. Ce sont :

1. AMDEC- Produit
2. AMDEC- Procès
3. AMDEC- Moyen de production

c- Les étapes nécessaires pour une méthode AMDEC complète

La méthode s'inscrit dans une démarche en huit étapes comme suit

- **Étape 1** : La constitution d'une équipe de travail
- **Étape 2** : Analyse fonctionnelle.
- **Étape 3** : L'étude qualitative des défaillances.
- **Étape 4** : L'étude quantitative.
- **Étape 5** : La hiérarchisation.
- **Étape 6** : La recherche des actions préventives/correctives.
- **Étape 7** : Le suivi des actions prises et la réévaluations de criticité.
- **Étape 8** : La présentation des résultants

I.13. Conclusion

Ce chapitre comprends une généralité sur la maintenance industrielle, ses étapes et principes pour détecter la panne, ainsi que les diagnostics des installations industrielles.

Dans toute entreprise bien structurée, le service maintenance accomplisse avec un maximum d'efficacité et au coût minimum, l'ensemble des travaux inhérents à sa fonction

La maintenance doit assurer la rentabilité des investissements matériels de l'entreprise en maintenant le potentiel d'activité et en tenant compte de la politique définie de l'entreprise.

Chapitre II :
Equation fondamentale
des pompes centrifuge

II.1. Introduction

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe.

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est appelée :

➤ Génératrice : lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide (Ex : pompe centrifuge), donc elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de moteur (moteur électrique, moteur diesel, turbomachine réceptrice).

➤ Motrice : lorsqu'elle en reçoit de l'énergie du fluide (Ex : turbine à vapeur) pour entraîner une machine génératrice (alternateur ou turbomachine génératrice).

Les turbomachines se subdivisent en : pompes, compresseurs, ventilateurs ou soufflantes, selon la nature liquide ou gazeuse du fluide véhiculé et sa compressibilité. Dans le cas des pompes et des ventilateurs, la variation de son volume massique est nulle ou négligeable au cours de la traversée de la machine et l'on dit alors que le fluide se comporte de manière incompressible ; il n'en est pas de même dans le cas des soufflantes, où sa compressibilité intervient.

Les pompes sont, après les moteurs électriques, les machines le plus banalement utilisées aussi bien sur le plan industriel que dans le domaine domestique. Dans la plupart des cas, il s'agit de pompes de construction courante pour lesquelles l'utilisateur peut trouver les renseignements et les indications concernant ce matériel dans les catalogues de constructeurs.

Cependant l'utilisation doit avoir une connaissance générale du fonctionnement des pompes afin d'effectuer le bon choix de la machine.

Il faut surtout éviter le gaspillage d'énergie qui dû à l'utilisation des pompes mal adaptées aux installations.

II.2. Historique:

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux.

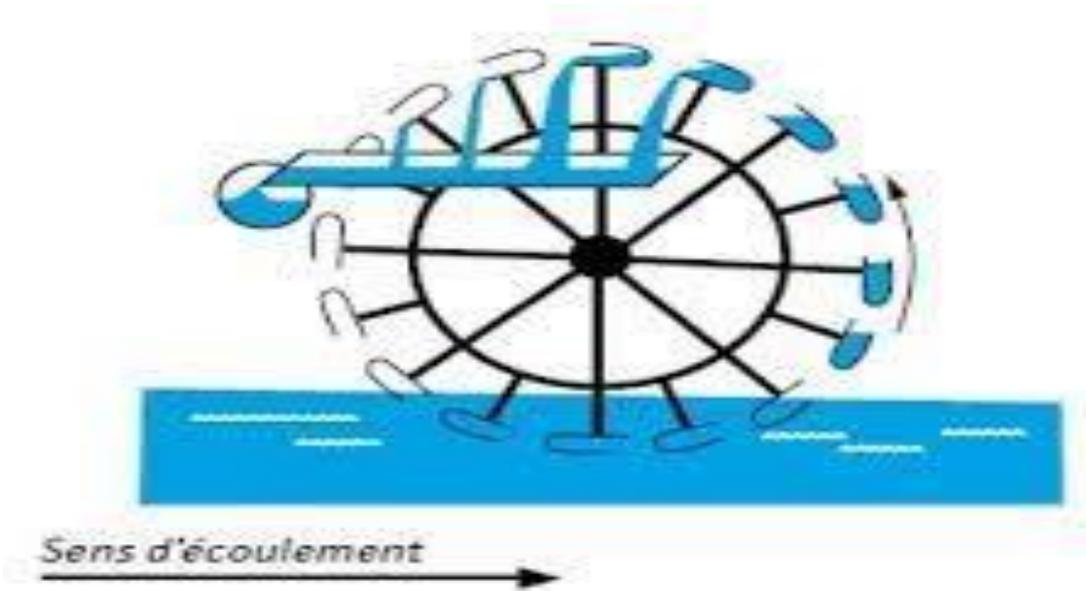


Figure. II.1: Illustration d'une roue à godets chinoise. [24]

Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue. Les hommes ou les animaux utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Égypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC. L'illustration suivante est une reconstitution d'une roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau lorsqu'ils atteignent le sommet.

II.3. Définition :

Une pompe est une machine hydraulique qui aspire et refoule un liquide (l'eau, l'huile, l'essence, les liquides alimentaires, etc...) D'un point à un endroit voulu [25].

La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé.

La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- Energie cinétique.
- Energie potentielle.
- Energie de pression.

C'est donc un appareil génère une différence de pression entre l'entrée et la sortie de la machine.

L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- Des propriétés du fluide : la masse volumique, la viscosité dynamique,
- Des caractéristiques de l'écoulement : la pression, la vitesse, le débit volume, la hauteur,

- Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites, le diamètre et la rugosité absolue [25].

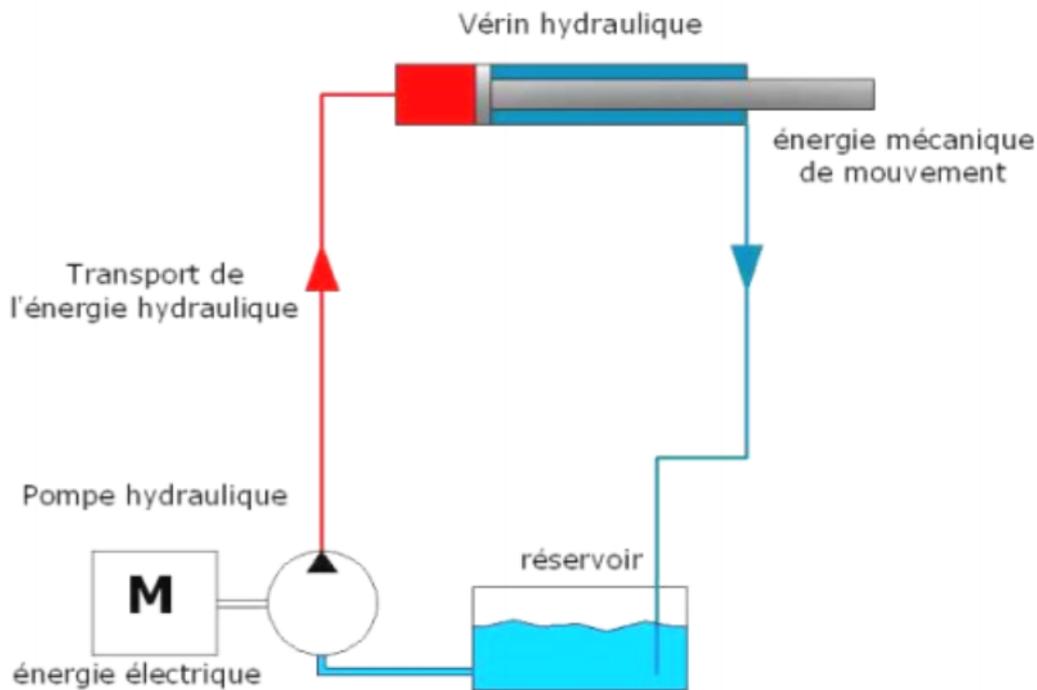


Figure II.2 : schéma d'une pompe hydraulique

II.4. Différents types des pompes

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression ...

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes:

Chapitre II. Equation fondamentale des pompes centrifuge

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

L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide. De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges.

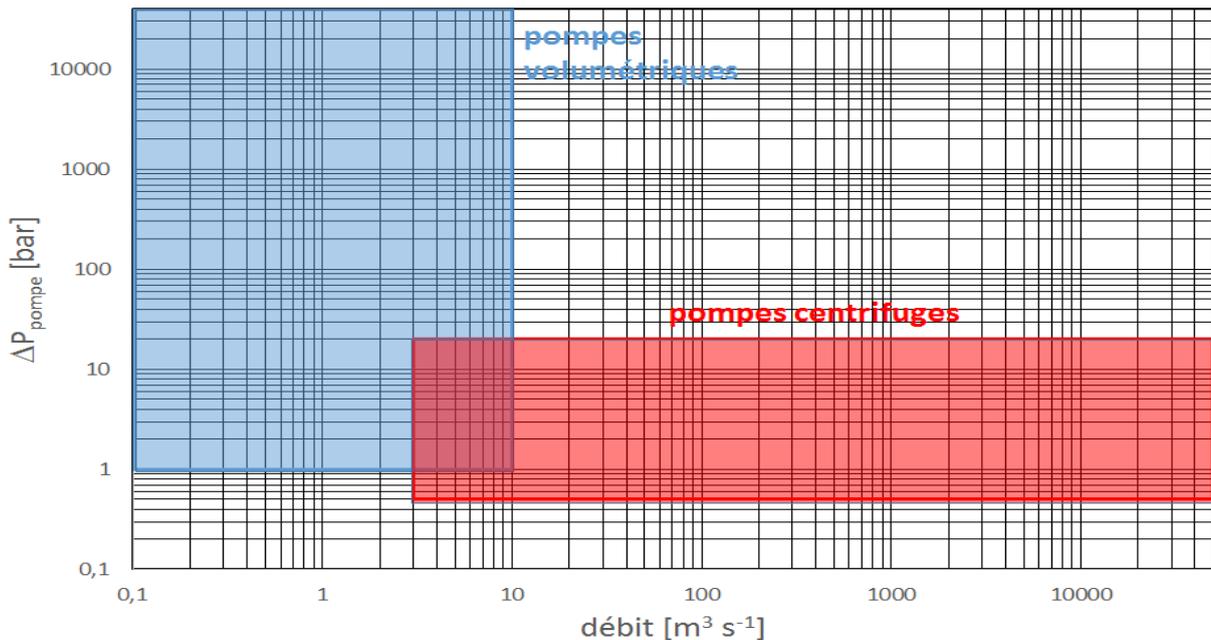


Figure II.3 : Gamme d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques

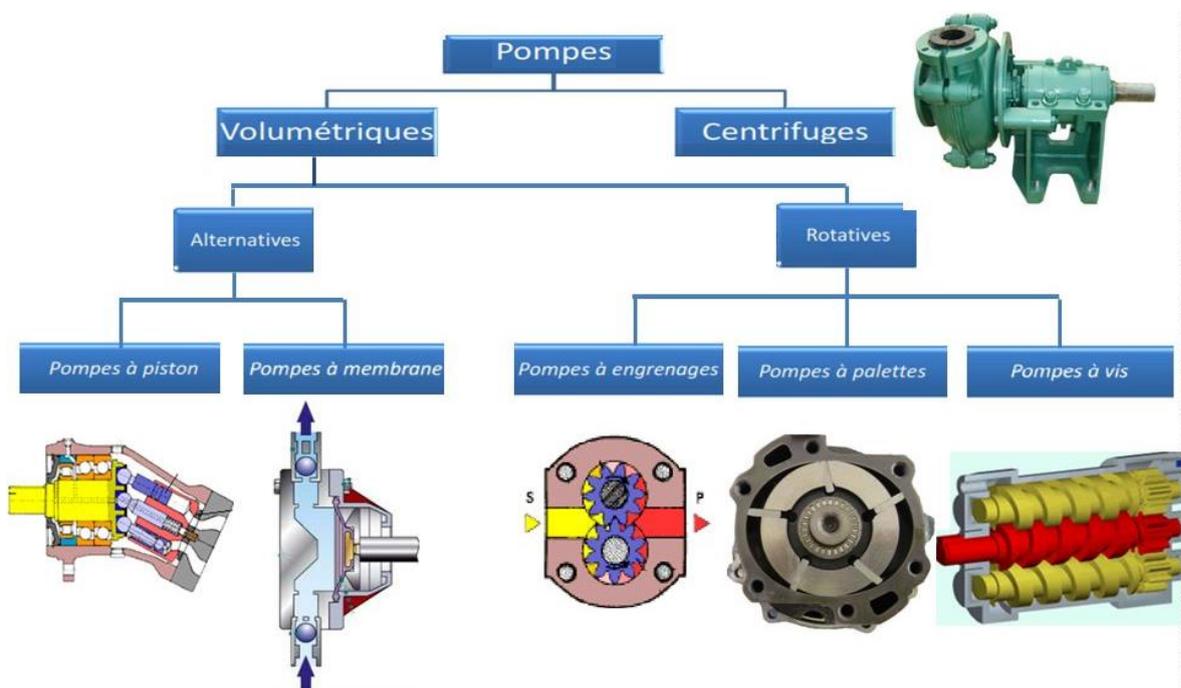


Figure II.4: Classification des pompes. [26]

II.4.1. Les pompes volumétriques:

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Ce déplacement est cyclique.

Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé.

Une pompe volumétrique est constituée :

- D'un corps fixe ou stator.
- D'un ou de plusieurs éléments mobile participant au déplacement de fluide à l'intérieur de la pompe.
- D'autres éléments mobiles destinés à mettre en mouvement les éléments précédents.

Pour ce type de pompe l'entrée et la sortie sont non communicantes grâce à une étanchéité

Interne, ainsi les fuites seront minimales et les pressions importantes.

Une pompe volumétrique fonctionne en prélèvement en un volume V_0 du fluide contenu dans la conduite d'arrivée pour l'emprisonner dans un espace avant de le pousser vers la sortie de pression. La dépression que se prélèvement provoque fait que le fluide se met en mouvement vers la pompe et fait de la pompe volumétrique une pompe auto amorçante [27].



Figure II.5 : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique [27]

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement. En distingue généralement :

- les pompes volumétriques rotatives.
- les pompes volumétriques alternatives

II. 4. 1. 1. Les pompes volumétriques rotatives:

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

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages et à vis.

II.4.1.1.1. Pompes à palettes :

a- A rotor non équilibré Description - Fonctionnement

Constituée d'un stator pourvu de lumières d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur tourne un rotor (2) excentré qui porte sur sa périphérie une série d'éléments mobiles nommés palettes (3) de forme trapézoïdale et de faible épaisseur.

Ces palettes se meuvent radialement dans les rainures. Elles délimitent un certain nombre de cellules à volume variable entre rotor et stator.

Elles sont appliquées contre le stator, par des ressorts, par réaction hydraulique et en rotation par la force centrifuge.

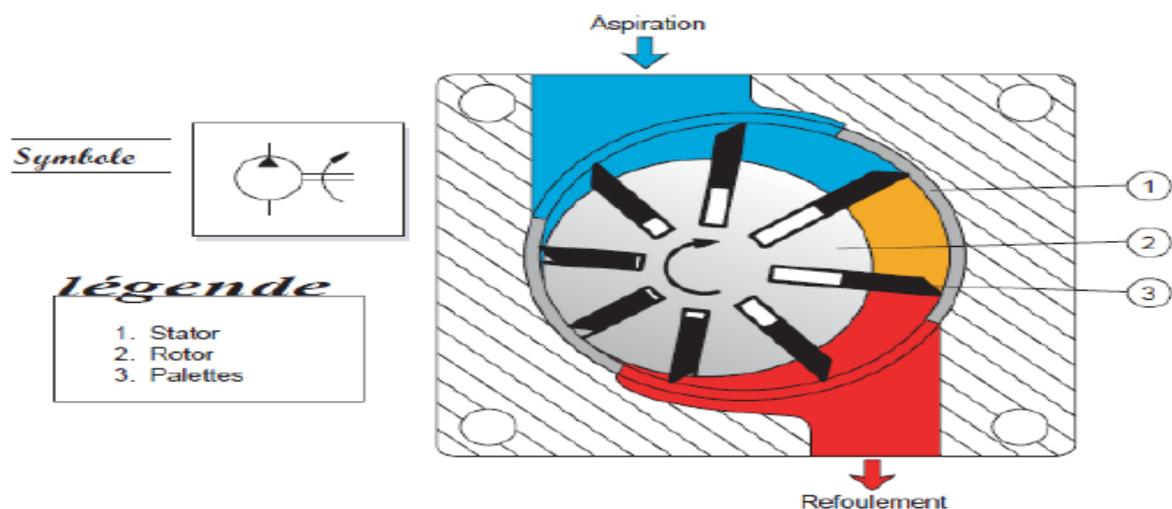


Figure II.6 : Pompes à palettes à rotor non équilibré

b- A rotor équilibré

Description - Fonctionnement

Le rotor (2), comportant les palettes (1) tourne à l'intérieur du stator à piste ellipsoïdale (3). Cet ensemble est appelé cartouche. Il peut être changé en cas d'usure. Pendant la rotation du rotor, les palettes suivent le profil ellipsoïdal du stator, ainsi le volume des cellules est soit augmenté (phase aspiration) soit diminué (phase refoulement).

Pour une rotation on remarque que les palettes sortent deux fois de leurs rainures. On a donc deux aspirations et deux refoulements par tour. De plus ici, il y a deux palettes par rainure.

Leur contact sur le stator améliore l'étanchéité entre les cellules. L'effort d'appui axial FA entre le flasque de poussée(4) et l'ensemble (Rotor/Stator) est réalisé par l'application de la pression de refoulement limitant ainsi le jeu axial.

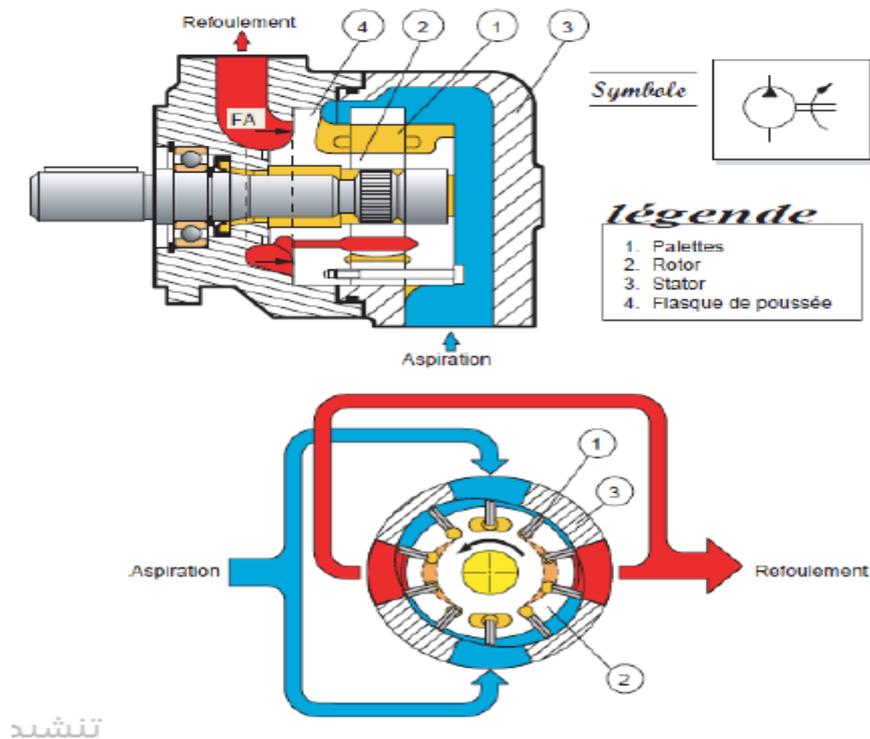


Figure II.7 : Pompes à palettes à rotor équilibré

II.4.1.1.2. Pompes à engrenages extérieurs:

Description - Fonctionnement

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

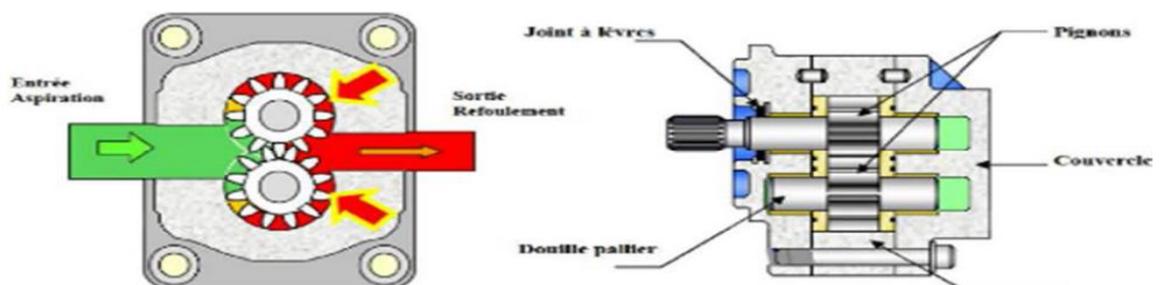


Figure II.8: Pompes à engrenages extérieurs [24]

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bars. Par contre, elles nécessitent d'avoir quatre coussinets, et deux ou quatre boîtiers d'étanchéité suivant le principe d'entraînement des engrenages.

Enfin, elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale.

II. 4.1.1.3. Pompes à vis:

Description - Fonctionnement

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première.

Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides

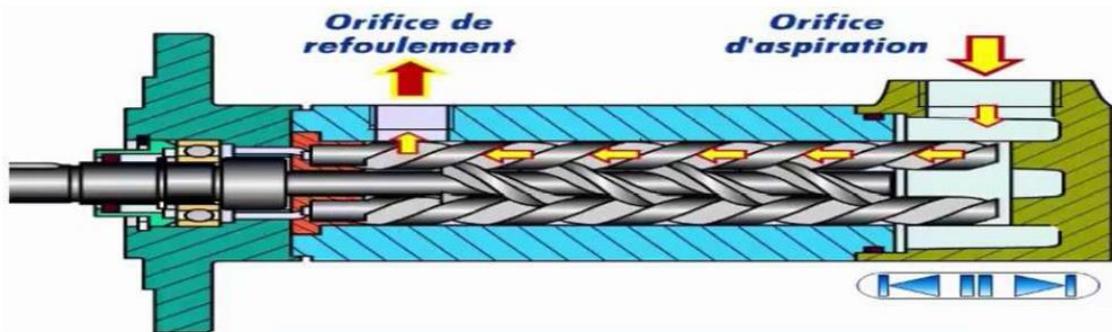


Figure II.9: Pompes à vis. [24]

II.4.1.2. Les pompes volumétriques alternatives:

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

II.4.1.2.1. Pompe à membrane:

Description - Fonctionnement

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

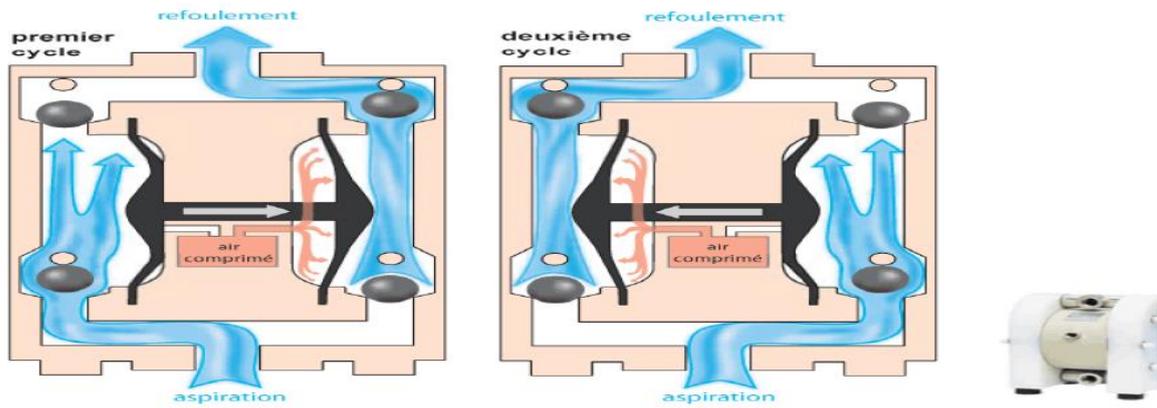


Figure II.10: Pompes à membrane [24]

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet. Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide : chargé, abrasif, acide, visqueux ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de 80 m³/h, pour des températures inférieures à 150° et des viscosités faibles.

II.4.1.2.2. Pompes à piston:

Description - Fonctionnement

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement.

Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe. Une membrane est parfois liée au piston.

Caractéristiques et utilisation:

Elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de 80 m³.h-1. L'intérêt des membranes est l'utilisation avec des produits chimiques corrosifs, abrasifs ou acides. La pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

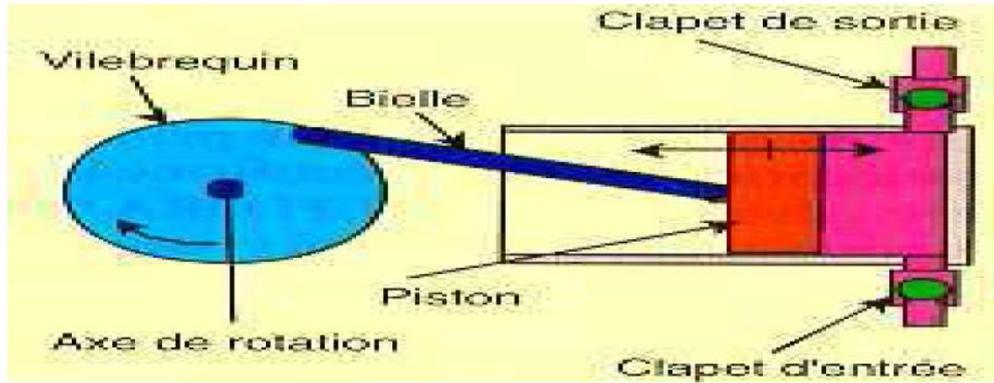


Figure II.11: pompe à piston. [24]

II.4.2. Les turbopompes ou pompes centrifuges

Les pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant).

Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes roto dynamique constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à 105 m³/h. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables, s'il y avait un appel du marché dans ce sens.

Une turbo pompe est constituée d'une *partie tournante* et d'une autre *partie fixe* :

- La partie tournante comprend l'arbre avec l'impulser.
- La partie fixe comprend le corps avec les supports de palier.

a- Pompes centrifuges

Le rotor entraîne dans son mouvement un liquide qui est rejeté à la périphérie par la force centrifuge. Une particule du liquide prise isolément suit une trajectoire constamment située dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation.

b- Pompes hélices (axiale)

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

c- Pompes hélico-centrifuges

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une courbe tracée sur un cône de révolution.

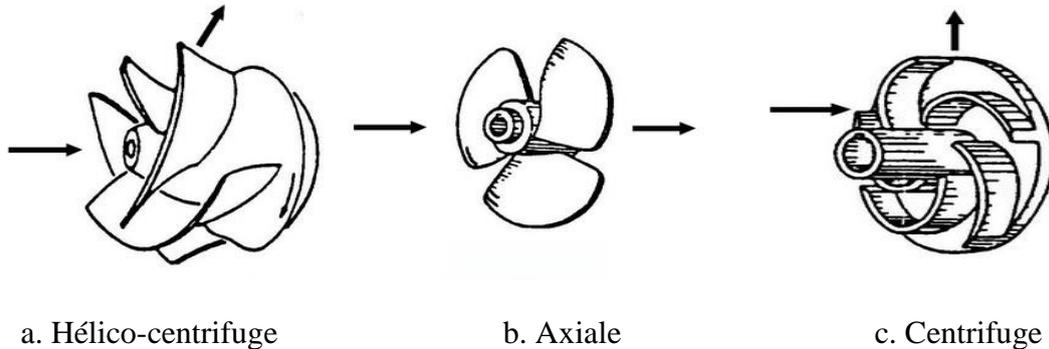


Figure II.12 -Types de roue de turbopompe [25]

II.4.2.1. Mode de fonctionnement

Toutes les pompes n'ont pas le même principe de fonctionnement. Celles qui transmettent au liquide l'énergie de leur moteur par l'intermédiaire de la force centrifuge sont appelées pompes centrifuges.

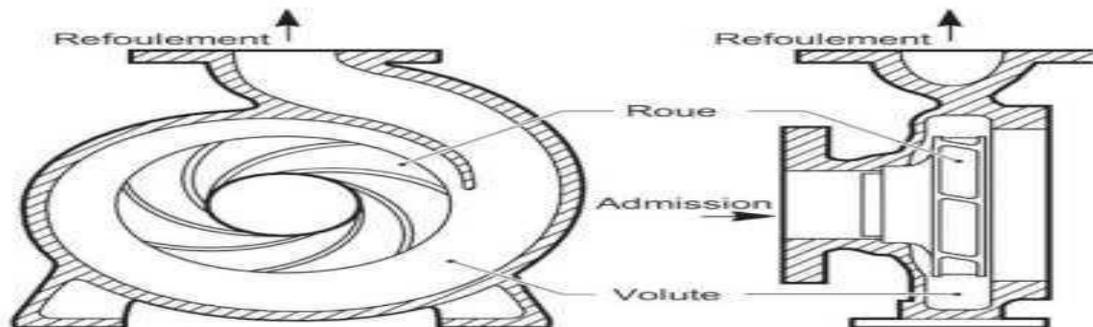


Figure II.13- Schéma d'une pompe centrifuge [26]

L'élément principal de la pompe est la roue (1). Elle est logée dans la volute (2) et rigidement fixée sur un arbre relié directement à l'arbre du moteur. La roue tourne à grande vitesse et rejette le liquide dans la volute. Le refoulement est dû à l'interaction des aubes et du courant liquide. La volute a deux fonctions, elle collecte le liquide envoyé par la roue et transforme une partie de l'énergie cinétique du courant en énergie potentielle.

Le liquide pénètre dans la roue de la pompe parallèlement à son axe et passe dans l'espace compris entre les aubes. Puis il sort de la roue par les fentes formées par les deux disques de la roue. Les particules liquides sortent de la roue en libérant les espaces occupés par les particules voisines.

De ce fait elles provoquent un mouvement. Dans l'espace d'entrée de la roue, la pression diminue et le liquide, sous l'action de la pression atmosphérique ouvre le clapet de retour et monte dans le tuyau d'aspiration.

II.4.2.2. Classification des pompes centrifuges

- Fermée
- Unilatéralement ouverte
- Double

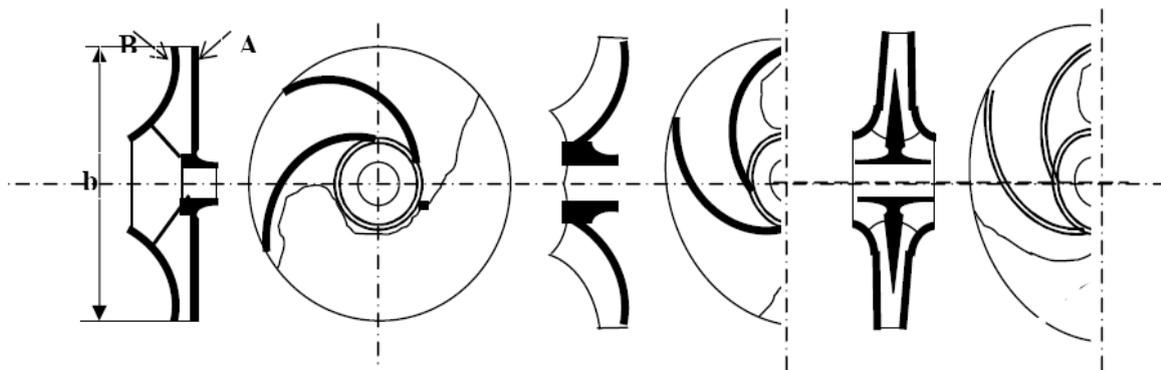


Figure II.14- Différents types de roue [26]

Les pompes centrifuges sont des turbomachines à une ou plusieurs roues, à écoulement radial engendré par l'action de la force centrifuge et des forces de Coriolis.

Les pompes centrifuges se divisent en deux classes fondamentales :

- Pompes à écoulement forcé par les canaux de roue.
- Pompes à écoulement libre avec un propulseur ouvert, dont les aubes radiales mettent en mouvement les particules liquides dans l'espace sans aubes entre le couvercle du corset et le propulseur.
- Les pompes centrifuges à liquides purs et légèrement chargées sont parmi les turbomachines les plus répandues.

Étant donné la très large gamme de débit Q et de hauteur d'élévation H demandés et la diversité des conditions d'installation, le développement des pompes centrifuges a abouti à des formes constructives extrêmement variées.

- a- **Le nombre de roues.** On distingue les pompes à une roue, appelées également pompes à un étage, et les pompes à plusieurs roues appelées multicellulaires.
- b- **La disposition de l'axe de l'arbre.** Qu'elles soient à un ou plusieurs étages, les pompes centrifuges peuvent être construites avec un arbre d'axe horizontal ou vertical ; suivant le cas, ce sont des pompes horizontales ou verticales.

II.4.2.3. Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Les constructeurs fournissent les caractéristiques des pompes en fonction du débit (souvent m^3/h) pour des conditions données (nature du liquide, vitesse du moteur pour une pompe centrifuge ou fréquence et course du piston pour une pompe à membrane).

Une caractéristique de pompe dépend uniquement de la construction de la pompe.

Les caractéristiques fournis sont la hauteur manométrique totale, la puissance consommée par le moteur (kW), le rendement et le N.P.S.H._{req}.

La hauteur manométrique (Hmt) permet le choix de la pompe pour une courbe de réseau imposée.

Le N.P.S.H._{req} permet en fonction des caractéristiques du circuit d'aspiration de connaître la valeur limite de débit avec laquelle la pompe peut fonctionner sans risque de cavitation.

Le rendement renseigne sur la zone de débit où le rendement est plus élevé : ainsi, il peut être économiquement avantageux de se placer à un débit plus faible (si bien sûr celui-ci n'est pas imposé par le procédé) en augmentant artificiellement la perte de charge sur le circuit de refoulement (utilisation d'une vanne de réglage).

La puissance consommée pour un débit donné permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe [28].

II.4.2.3.1. Les courbes caractéristiques de la pompe

Une pompe est toujours fournie par le constructeur avec une série de courbes caractéristiques pour une vitesse de rotation donnée. On cite: Courbe caractéristique : Hauteur - Débit.

- Courbe caractéristique : Rendement, Puissance - Débit.
- Courbe caractéristique : NPSH – Débit [29].

a- Courbe caractéristique hauteur – débit :

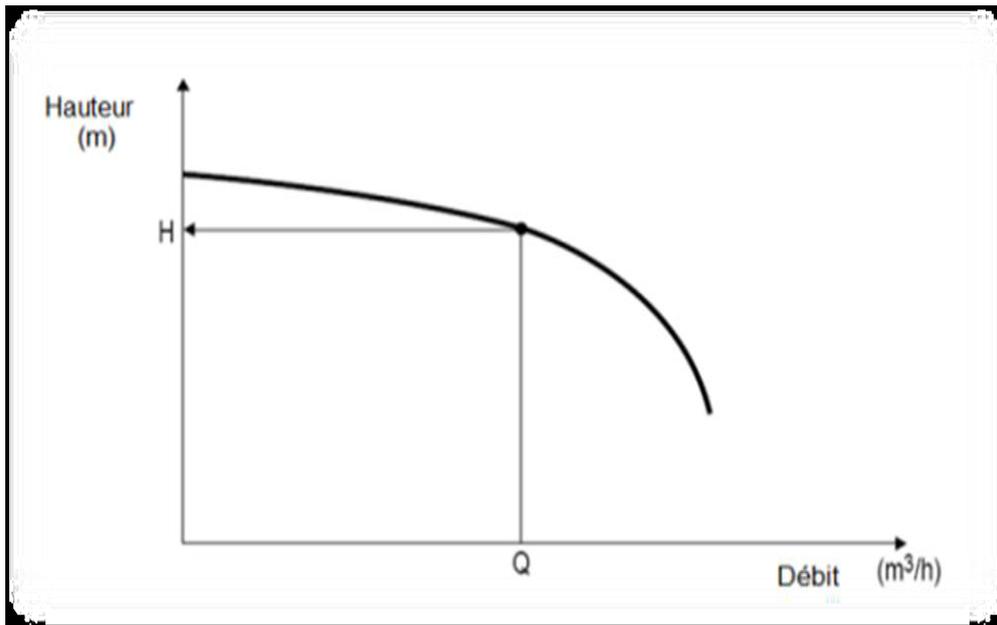


Figure (II.15) : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit [29]

b- Courbe caractéristique : rendement, puissance-débit :

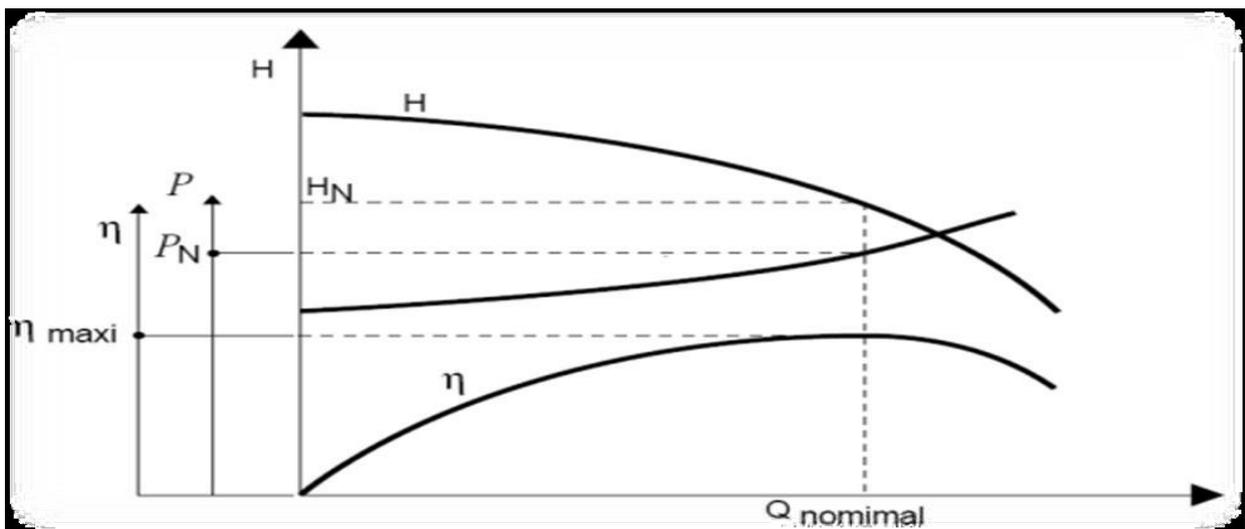


Figure (II.16) : Courbes caractéristiques : rendement et puissance en fonction de débit [29].

c- Courbe caractéristique : NPSH-Débit :

Le **NPSH** est la hauteur totale de charge à l'entrée de la pompe.

NPSH: (net positive section head), abbreviation anglaise.

Le **NPSH** est défini comme étant la charge minimale requise à l'entrée de la bride d'aspiration pour assurer le fonctionnement correct de la pompe ; il s'agit du NPSH requis. L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du NPSH disponible [29].

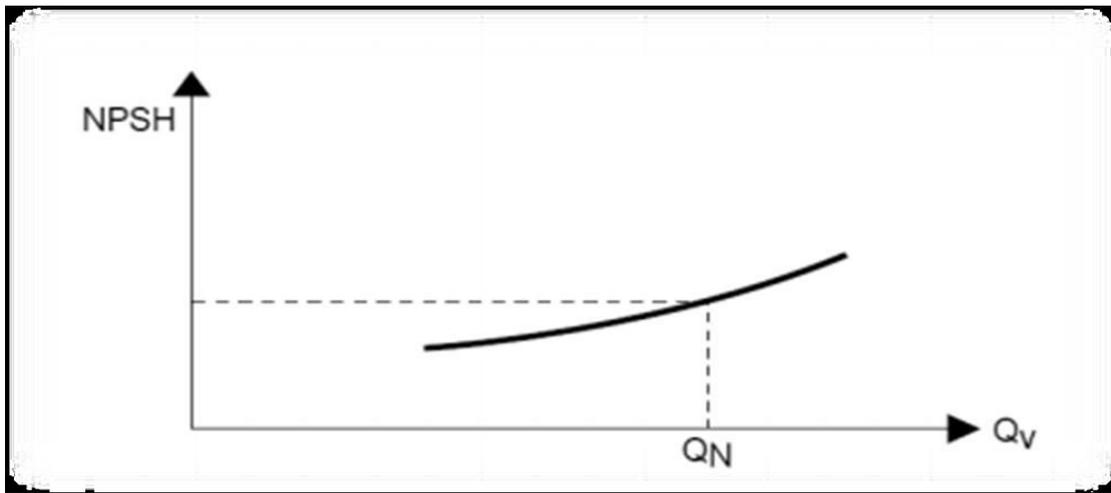


Figure (II.17) : Courbes caractéristiques de NPSH en fonction de débit [29].

II.4.2.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes :

a- Aspiration

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor. La pompe étant amorcée c'est à dire pleine de liquide la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

b- Accélération

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

c- Refoulement

Dans l'élargissement en sorte qui se comporte comme un divergeant le liquide perd de la vitesse. Au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression [30].

II.4.2.5. Equation fondamentale des pompes centrifuge :

Le mouvement du liquide à l'intérieur de la roue peut être considéré comme étant le résultat de deux mouvements distincts : un mouvement d'entraînement par la rotation de la roue autour de son axe ; un mouvement relatif par le déplacement du liquide par rapport à la roue. Une particule de liquide se déplaçant à l'intérieur de la roue est soumise à une vitesse d'entraînement u et à une vitesse relative w . Ces deux vitesses se combinent pour donner la vitesse absolue v de la particule.

Chapitre II. Equation fondamentale des pompes centrifuge

Nous allons supposer, pour le raisonnement, une roue de pompe idéale avec une infinité d'aubes d'épaisseur négligeable et dans laquelle la trajectoire de chaque particule de liquide suit la surface d'une aube.

Construisons le parallélogramme des vitesses d'une particule à l'entrée et à la sortie de la roue.

La vitesse d'entraînement u sera tangente à la circonférence de la roue passant en ce point ; la vitesse d'entraînement w sera tangente à l'aube en ce point. La composition des deux vitesses donne la vitesse absolue. Les vitesses à l'entrée ainsi que les grandeurs qui s'y rapportent seront affectées de l'indice 1 et pour la sortie de l'indice 2.

Désignons par α l'angle formé par les vecteurs, vitesse absolue et vitesse d'entraînement et par β l'angle du vecteur, vitesse relative avec la tangente à la circonférence du point dans le sens contraire à la rotation. [31]

Affectons les deux indices 1 et 2.

Appelons de plus :

V_u : la projection de la vitesse absolue sur la tangente à la circonférence du point on aura :
 $V_u = V \cdot \cos(\alpha)$

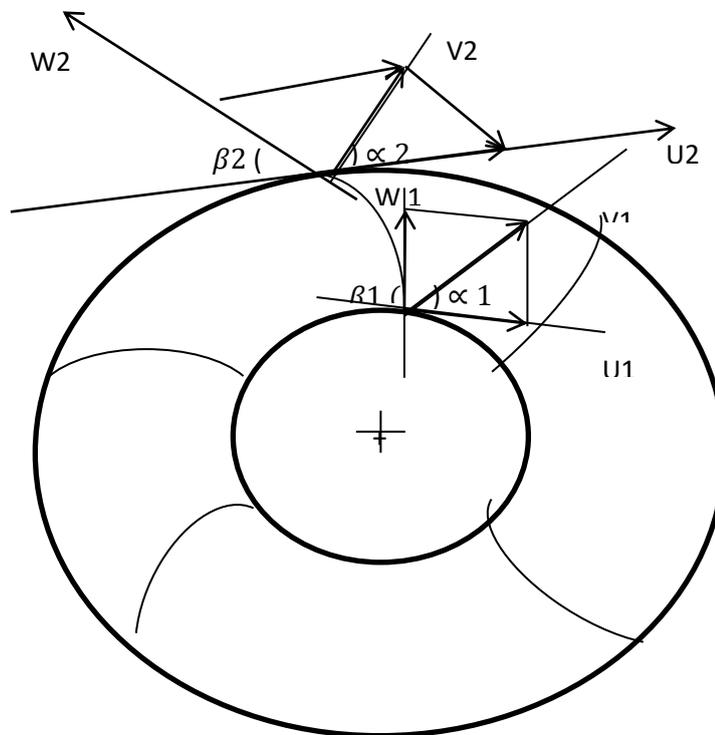


Figure II-18 diagramme de vitesse [31]

V_r : la projection sur le rayon en (m).

r_1 : rayon à l'entrée du filet de la circonférence du point en (m).

r_2 : rayon à la sortie du filet de la circonférence du point (m).

γ_w : poids spécifique du liquide (kg/m^3).

W : vitesse angulaire (Tour/m).

U : vitesse d'entraînement.

V_1 : vitesse absolue à l'entrée $\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1$

V_2 : vitesse absolue à la sortie $\vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$

V_u : projection de la vitesse absolue sur la tangente à la roue vitesse circonférentielle.

V_r : projection de la vitesse absolue sur le rayon, vitesse radiale.

Considérons notre pompe qui tourne à la vitesse angulaire w constant, le théorème du moment cinétique : la variation par rapport au temps du moment de quantité de mouvement d'un système par rapport à un axe est égale à la somme des moments par rapport au même axe des forces extérieures agissant sur le système .pour un débit 0 de la pompe nous avons :

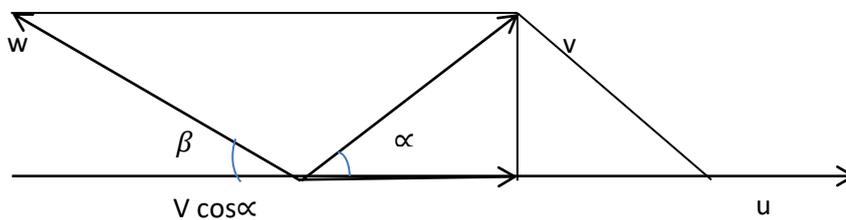


Figure II-19 composantes de la vitesse dans une pompe moment quantité de mouvement

Entrée :

$$\text{Quantité de mouvement } M_{v_1} = \frac{\gamma_w}{g} Q v_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{II-1})$$

$$\text{Moment quantité de mouvement } M_{vr1} = \frac{\gamma_w}{g} Q v_1 \cos \alpha_1 r_1 \quad (\text{II-2})$$

Sortie :

$$\text{Quantité de mouvement } M_{v_2} = \frac{\gamma_w}{g} Q v_2 \cos \alpha_2 \quad (\text{II-3})$$

$$\text{Moment quantité de mouvement } M_{vr2} = \frac{\gamma_w}{g} Q v_2 \cos \alpha_2 r_2 \quad (\text{II-4})$$

$$\text{Variation de quantité de mouvement } M = \frac{\gamma_w}{g} Q (v_2 \cos \alpha_2 r_2 - v_1 \cos \alpha_1 r_1) \quad (\text{II-5})$$

M : moment des forces extérieures = couple de torsion sur l'arbre de la pompe

La puissance appliquée à l'arbre de la pompe est égale à l'énergie reçue par unité de temps par le courant qui la traverse.

On a donc pour la roue animé de la vitesse angulaire w .

Puissance égale aux couples appliqués à l'arbre par la vitesse

$$P = M w = \gamma_w Q H \quad (\text{II-6})$$

H : hauteur crée par la pompe ou hauteur de chute en (mce)

Puissance = poids du liquide x hauteurs d'élévation

$$\gamma_w Q H = \frac{\gamma_w w}{g} Q (v_2 \cos \alpha_2 r_2 - v_1 \cos \alpha_1 r_1) \quad (\text{II-7})$$

$$H = \frac{w}{g} (v_2 \cos \alpha_2 r_2 - v_1 \cos \alpha_1 r_1) \quad (\text{II-8})$$

Qui est l'équation fondamental théorique des centrifuge, c'est aussi l'équation fondamentale pour les turbines en changeant les signes des termes entre parenthèses.

En générale l'eau arrive dans l'ouïe de la pompe suivant une conduite perpendiculaire à la roue et sans vitesse de rotation. Elle entre dans la roue suivant une direction radiale en sortie que $\alpha_1 = 90^\circ$

D'où : $\cos \alpha_1 = 0$ et le terme $v_1 \cos \alpha_1 r_1 = 0$

Ce qui ramène la relation à :

$$H = \frac{w}{g} v_2 \cos \alpha_2 r_2 = \frac{u_2 v_{2u}}{g} \quad (\text{II-9})$$

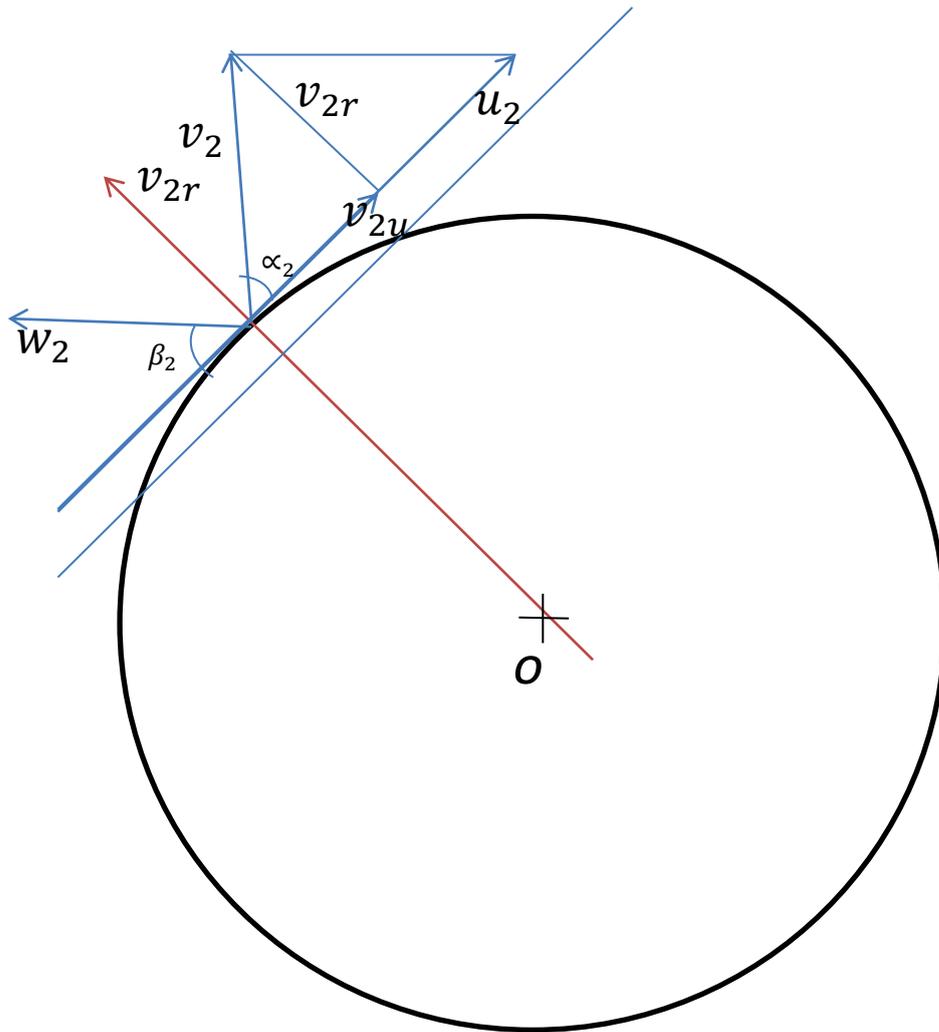


Figure II-20 schéma pour l'analyse de la vitesse dans une pompe centrifuge. [31]

Considérons le parallélogramme de vitesses à la sortie de la roue.

Nous avons les relations suivantes :

$$u_2 - v_{2u} = v_{2r} \cot \beta_2 \quad (\text{II-10})$$

$$v_{2r} = \frac{u_2 - v_{2u}}{\cot \beta_2} \text{ et } v_{2u} = u_2 - v_{2r} \cot \beta_2 \quad (\text{II-11})$$

Soit Q le débit à la sortie de la pompe, on a la relation :

$$Q = v_{2r} \cdot s \text{ (sortie de la pompe)} \quad (\text{II-12})$$

$$Q = v_{2r} \cdot 2\pi r b_2 \quad (\text{II-13})$$

b_2 = Largeur de l'ouverture de la roue, ou écartement des 2 disques constituant la roue à la sortie

$$v_{2r} = \frac{Q}{2\pi r b_2} \quad (\text{II-14})$$

La relation $H = \frac{u_2 v_{2u}}{g}$ devient en portant v_{2u} en fonction de v_{2r} et Q

$$H = \frac{u_2}{g} (u_2 - v_{2r} \cot \beta_2) \quad (\text{II-15})$$

$$H = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q \cot \beta_2}{2\pi r b_2} \right) \quad (\text{II-16})$$

C'est l'équation de la caractéristique d'une pompe centrifuge idéale avec une infinité d'aube

$H = F(Q)$ pour W constant

II.4.2.5.1. Hauteur Géométrique d'Aspiration :

C'est la distance verticale qui sépare le niveau de l'eau à pomper, à :

- L'axe de la pompe centrifuge, si elle est horizontale
- Au plan moyen des aubes, si c'est une pompe centrifuge verticale

II.4.2.5.2. Hauteur Géométrique de Refoulement :

C'est la distance verticale qui sépare le niveau de l'eau dans le réservoir de refoulement, à :

- L'axe de la pompe horizontale
- Au plan moyen des aubes, de la pompe verticale

II.4.2.5.3. Hauteur totale d'aspiration :

C'est la hauteur totale d'aspiration qui dépend de l'installation.

Elle est la somme de :

- La hauteur géométrique d'aspiration :
- De la perte de charge par frottement sur la longueur de la conduite d'aspiration
- Des pertes de charges singulières telles que : clapets de pied, courbes, et tout autre pièces et instrument placés sur la conduite d'aspiration, vitesse à l'entrée de l'aspiration, etc...

II.4.2.5.4. Hauteur totale de Refoulement :

C'est la hauteur totale de Refoulement qui ne dépend que de l'installation. Elle est la somme de :

- La hauteur géométrique de refoulement
- De la perte de charge par frottement sur la longueur de la conduite de refoulement
- Des pertes de charges singulières tels que: coudes, anti-bélier, clapets de non-retour vitesse à la sortie dans le réservoir, etc.

II.4.2.5.5. Hauteur Totale d'Élévation :

C'est la somme de la Hauteur Totale d'Aspiration de la Hauteur Totale de Refoulement.

C'est cette hauteur qui est utilisée pour le calcul de la puissance de la pompe.

II.4.2.5.6. Puissance Fournie par la Pompe :

C'est la quantité :

$$P = \gamma_w QH \quad (\text{II-17})$$

Qui exprime le travail fourni en l'unité de temps dans laquelle

P=Puissance, en Kg m/s

γ_w =Poids spécifique du liquide, en Kg/m³

Q=Débit du liquide, en m³/s

H = Hauteur d'élévation totale en m

Si γ_w est en Kg/dm³

Q : est en (l/s)

H : est en (m)

On a :

$$P_{(cv)} = \frac{\gamma_w Qh}{75} \quad (\text{II-18})$$

$$P_{(cw)} = 0,736P_{(cv)} \quad (\text{II-19})$$

II.4.2.5.7. Rendement de la pompe :

C'est le rapport de la puissance fournie par la pompe à la puissance absorbée ou fournie par le moteur de la pompe.

$$\eta = \frac{\text{Puissance Fournie}}{\text{Puissance Absorbée}} \quad (\text{II-20})$$

II.4.2.5.8. Le rendement de la pompe –Moteur :

Est le rapport de la puissance fournie par la pompe à la puissance absorbée par le moteur. Il est aussi égal au produit du moteur par le rendement de la pompe.

II.4.2.5.9. Courbe caractéristique du système :

Connaissant les différents éléments du système à desservir. On peut pour chaque débit déterminer la valeur totale de la perte de charge sur le réseau.

Ensuite, on trace la courbe $f(Q)$ du système sur un graphique, pour obtenir ce que l'on appelle la courbe caractéristique du système.

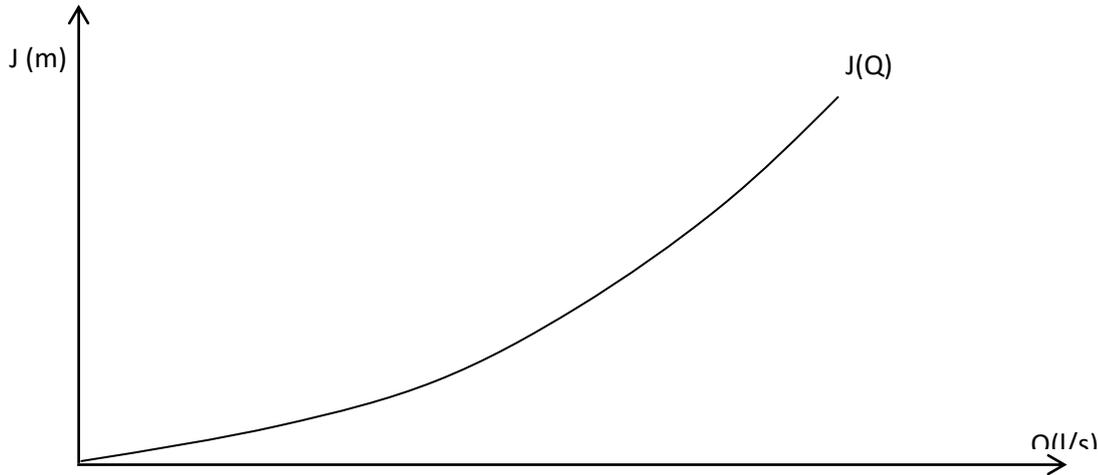


Figure II-21 Relation perte de charge – Débit [31]

II.4.2.5.10. Point de Fonctionnement de la pompe sur un réseau donné

On trace la courbe caractéristique de la pompe $H(Q)$ sur un graphique.

Sur cette même graphique et à la même échelle on trace la courbe caractéristique du réseau $J(Q)$, en partant du point $Q=0$; J =hauteur géométrique de refoulement

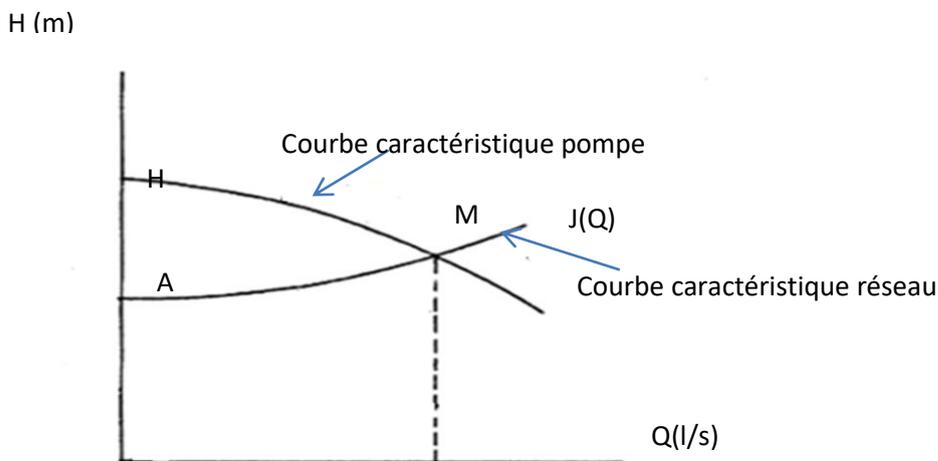


Figure-II-22. Point de fonctionnement de la pompe [31]

Les 2 courbes se coupent en un point M qui est le point de fonctionnement de la pompe pour le système donné.

On pourra déterminer à l'aide des courbes de rendement, de puissance fournie par le constructeur ces éléments pour le système en question.

II.4.2.6. Hauteur nette absolue à l'aspiration (NPSH)

Plusieurs paramètres doivent être vérifiés pour assurer une bonne performance des pompes centrifuges. L'un de ces paramètres est la hauteur nette absolue à l'aspiration (NPSH) du liquide à l'impulser.

Deux valeurs de NPSH doivent être considérées : la hauteur nette à l'aspiration requise (NPSH_{req}) et la hauteur nette à l'aspiration disponible (NPSH_{disp}).

Le NPSH_{req} est déterminé par le fabricant de la pompe. Cette valeur dépend de plusieurs facteurs comme la géométrie de l'impulser, le débit de la pompe, la vitesse de rotation, la nature du liquide, etc.

On définit ensuite le NPSH_{disp} selon l'équation suivante :

$$\text{NPSH disp} = h_a - h_{\text{vap}} \pm h_{\text{st}} - h_{\text{fs}}$$

h_a : pression absolue à la surface du liquide au point d'alimentation de la pompe (p_i de liquide)

h_{vap} : pression de vapeur absolue du liquide à la température de pompage (p_i)

h_{st} : différence de hauteur du liquide à l'alimentation par rapport au centrée la pompe

h_{fs} : pertes de charge par frottement dans le tuyau d'aspiration (p_i)

Pour obtenir un bon fonctionnement d'une pompe centrifuge, il faut que la valeur du NPSH_{disp} soit supérieure à celle du NPSH_{req} afin d'empêcher la cavitation

Pour tout installation dans le but d'éviter la cavitation, la pompe exige a son entre une certaine valeur de NPSH_r ou NPSH requise au-dessus de laquelle le NPSH_d ne pas descendre. Il est donc nécessaire dans chaque installation de vérifier non seulement que la hauteur totale d'aspiration ne dépasse pas de 10 mètre, mais aussi de vérifier pour la cavitation. [32]

II.4.2.7. Relation similitude dans les pompes centrifuges ;

Considérons des pompes centrifuges géométriquement semblables ces t'a dire des pompes ou des dimensions proportionnelle et dont la similitude des lignes de courant et de la proportionnalité des vitesses correspondants ; ainsi que la similitude dynamique ou proportionnalité des forces qui agissent sur des éléments correspondant de courant cinématiquement semblable , nous avons entre les

Différents éléments des systèmes les relations de similitude suivants :

II.4.2.7.1. Variation de diamètre :

Considérons deux pompes semblables de diamètre D_1 et D_2 , il existe entre ces deux points les relations suivants : pour une même vitesse de rotation [33].

$$\text{Débit : } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (\text{II-21})$$

$$\text{Hauteur : } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (\text{II-22})$$

$$\text{Puissance : } \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (\text{II-23})$$

II.4.2.7.2. Variation de vitesse :

Considérons une pompe centrifuge que l'on fait tourner successivement à deux vitesses différentes N_1 et N_2 , nous avons les relations suivantes: [33]

$$\text{Débit : } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (\text{II-24})$$

$$\text{Hauteur : } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (\text{II-25})$$

$$\text{Puissance : } \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (\text{II-26})$$

II.5. CONCLUSION :

Nous avons présenté dans ce chapitre une synthèse bibliographique sur les turbomachines (les pompes centrifuges) et les pompes volumétrique, leur principe de fonctionnement, la théorie des pompes centrifuges.

Le théorème de Bernoulli est un outil important pour comprendre les principes de base de l'écoulement des fluides dans les pompes. Il établit une relation entre la pression, la vitesse et l'altitude d'un fluide en écoulement le long d'une ligne de courant. Cependant, il convient de noter que le théorème de Bernoulli est une simplification et ne tient pas compte de tous les facteurs réels, tels que les pertes d'énergie et les effets visqueux.

Chapitre III

Calcul d'une station de pompage

III.1. INTRODUCTION :

Dans ce chapitre, notre objectif est de caractériser une pompe centrifuge en déterminant sa courbe caractéristique $HMT=f(Q)$, ainsi que les puissances hydraulique, électrique et mécanique en fonction du débit, ainsi que les rendements en fonction du débit. Nous utiliserons également la théorie des similitudes pour prédire les variations des grandeurs caractéristiques de la pompe en fonction du régime moteur.

Pour mener à bien cette étude, nous nous appuyons sur les résultats expérimentaux obtenus par Anne Zimmer, Daniel Fernex et Antoine Griere. Les mesures effectuées ont porté sur la pression d'aspiration, la pression de refoulement, le couple et le débitmètre. Ces mesures directes ou indirectes ont été utilisées pour effectuer les calculs expérimentaux de la hauteur, de la puissance moteur, de la puissance hydraulique et du rendement d'une pompe centrifuge sur un banc d'essai.

Enfin, nous calculerons la hauteur manométrique totale du réseau étudié et vérifierons que le NPSH disponible pour ce montage est supérieur à celui recommandé par le constructeur pour éviter la cavitation. Ainsi, ce chapitre nous permettra de comprendre et d'analyser les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe centrifuge.

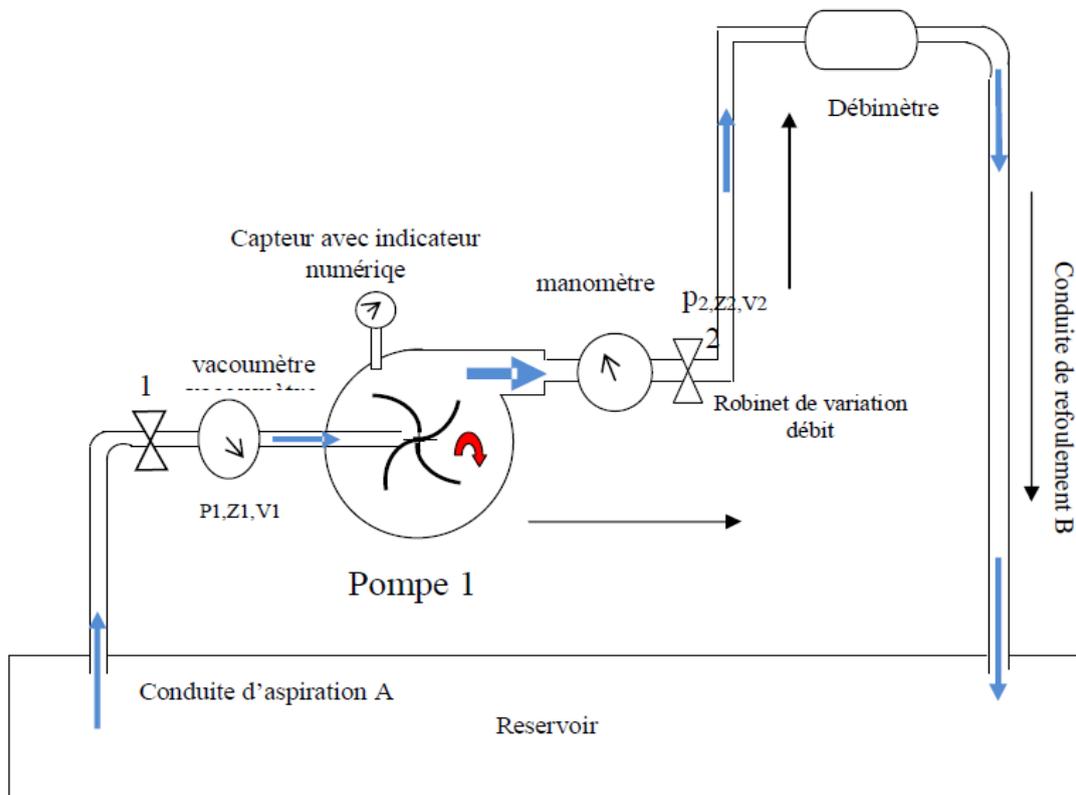


Figure III.1- Schéma d'installation du banc d'essai.[34]

III.2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF:

Le banc présenté sur (figure III.1) comprend une pompe centrifuge, entraînée par un moteur électrique à vitesse variable grâce au potentiomètre. Le moteur est monté en balance pour mesurer le couple au moyen d'un dynamomètre. La pompe centrifuge aspire de l'eau du réservoir à travers des crépines puis la refoule à travers un venturi dans le même réservoir qui fonctionne en circuit fermé. Des vannes de réglage de la pression d'aspiration et de refoulement sont respectivement montées en amont (A) et en aval (B) de la pompe. Les pressions sont lues au moyen de manomètre au refoulement et d'acoumètre à l'aspiration. Le débit est mesuré au moyen du venturi. [34]

Q(m ³ /s)	H(m)	Ph(watt)	Pe(watt)	Pm(watt)	η (%)
0,0019	14,5	275	820	700	0,38
0,0021	13,8	285	860	740	0,4
0,0024	13,2	310	890	760	0,413
0,0026	12,8	325	925	780	0,42
0,0027	12,6	335	930	790	0,425
0,0029	12,2	345	950	800	0,43
0,0033	11,2	370	980	830	0,439
0,0035	10,8	375	990	840	0,44
0,0036	10,5	380	1000	850	0,437
0,0037	10,2	385	1010	855	0,433
0,0038	10	390	1020	860	0,43

Tableau III.1 Caractéristiques fondamentales de la pompe centrifuge à 2900 tr/mn [35]

III.3. COURBES CARACTERISTIQUES DE LA POMPE:

III.3.1. Charge HMT en fonction du débit

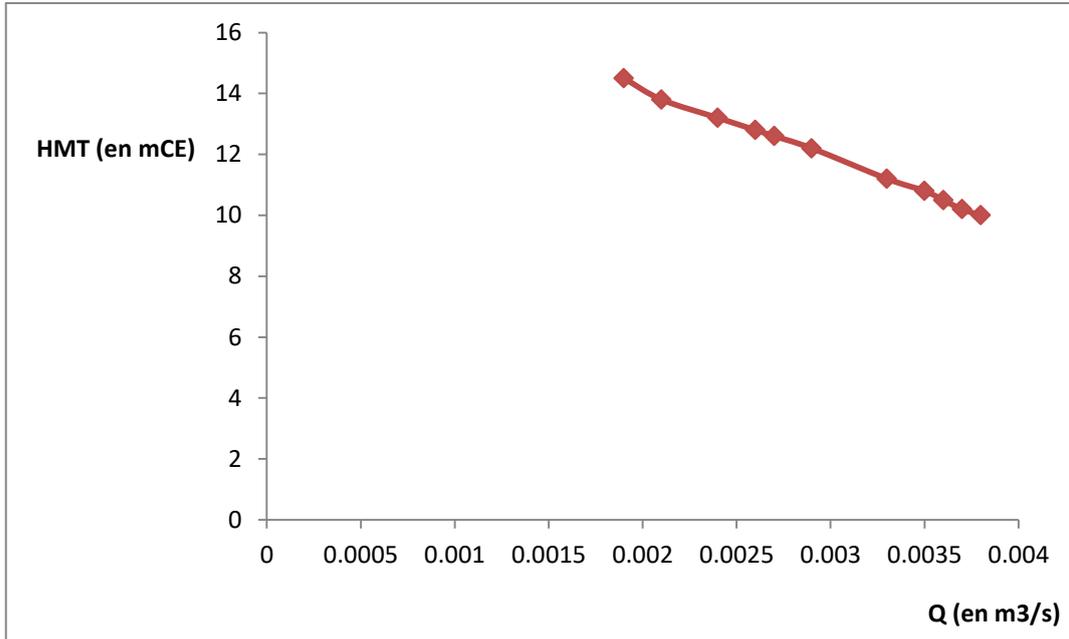


Figure III.2 Différence de pression totale (HMT) en fonction du débit Q à vitesse maximale $N=2900\text{trs/min}$

La différence de pression totale HMT (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).

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

On remarque sur la courbe ci-dessous que HMT décroît de façon légèrement parabolique en fonction du débit.

III.3.2. Puissance hydraulique en fonction du débit

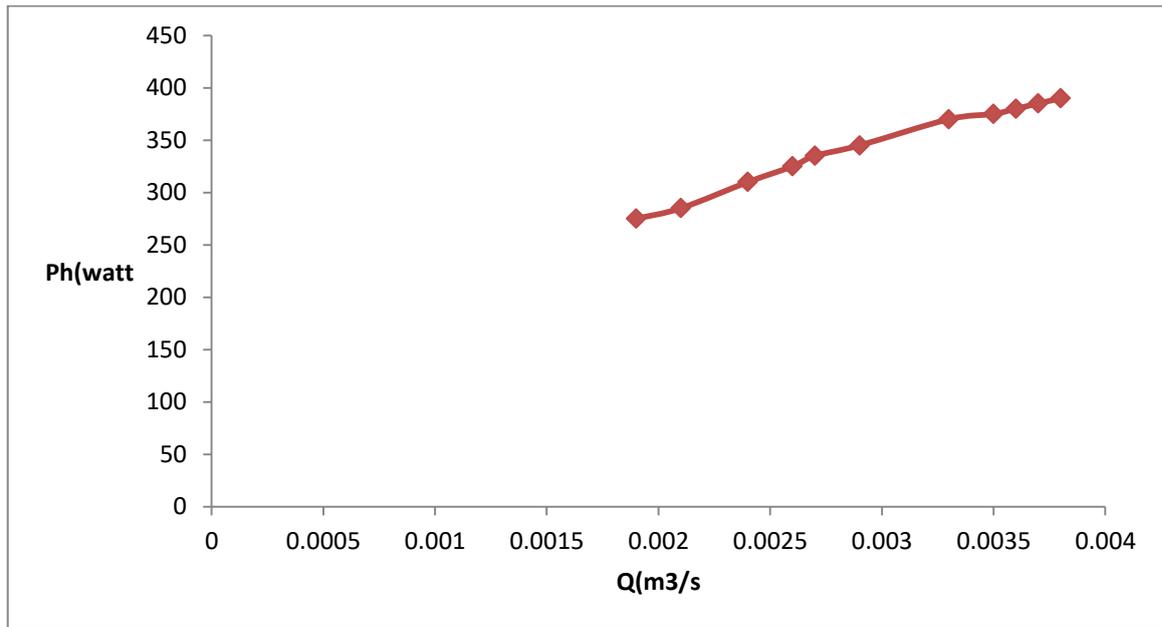


Figure III .3 Puissance hydraulique en fonction du débit Q à vitesse maximale N=2900tr/min

La puissance hydraulique (exprimée en Watts), est la puissance fournie au fluide lors de son passage dans la pompe.

On remarque que la puissance fournie par la pompe croit de manière parabolique lorsque le débit augmente. En effet, ceci paraît logique car on diminue le débit dans le circuit en fermant une vanne ; la fermeture de la vanne crée des pertes de charges et donc augmente la dissipation de l'énergie du fluide.

III.3.3. Puissance électrique consommée en fonction du débit

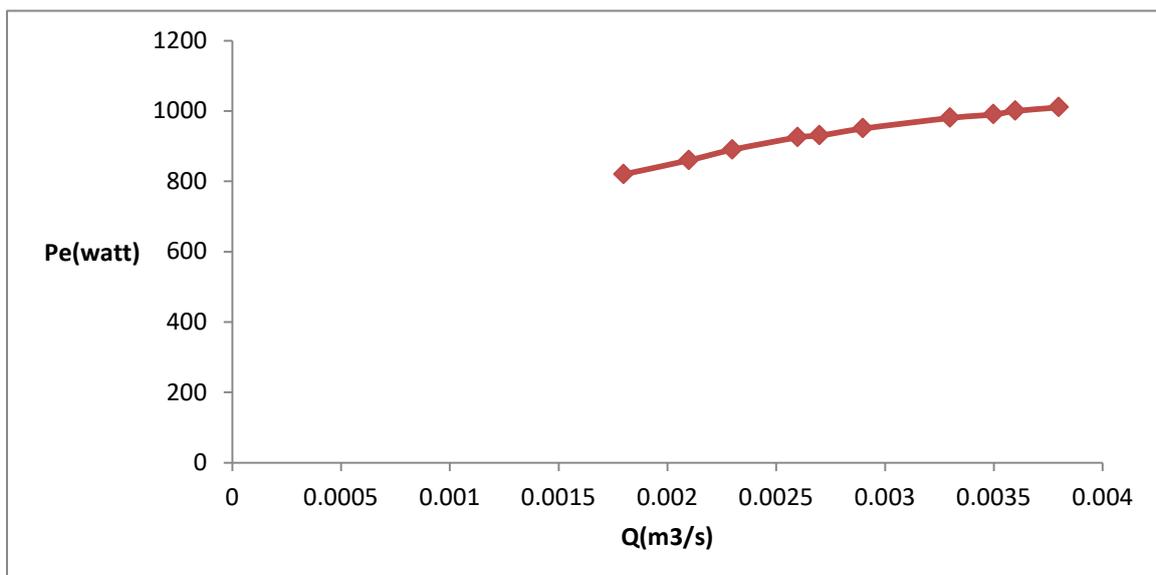


Figure III .4 Puissance électrique consommée en fonction du débit Q à vitesse maximale N=2900 tr/min

La puissance électrique consommée par le moteur de la pompe centrifuge est mesurée sur l'armoire électrique et présente des fluctuations relativement importantes, en particulier pour les hautes puissances.

On observe que la puissance électrique consommée par le moteur croît légèrement de manière parabolique (quasi linéaire) avec l'augmentation du débit. Cette observation s'explique par le fait qu'un débit élevé nécessite une puissance électrique plus importante pour mettre le fluide en mouvement.

III.3.4. Puissance mécanique en fonction du débit

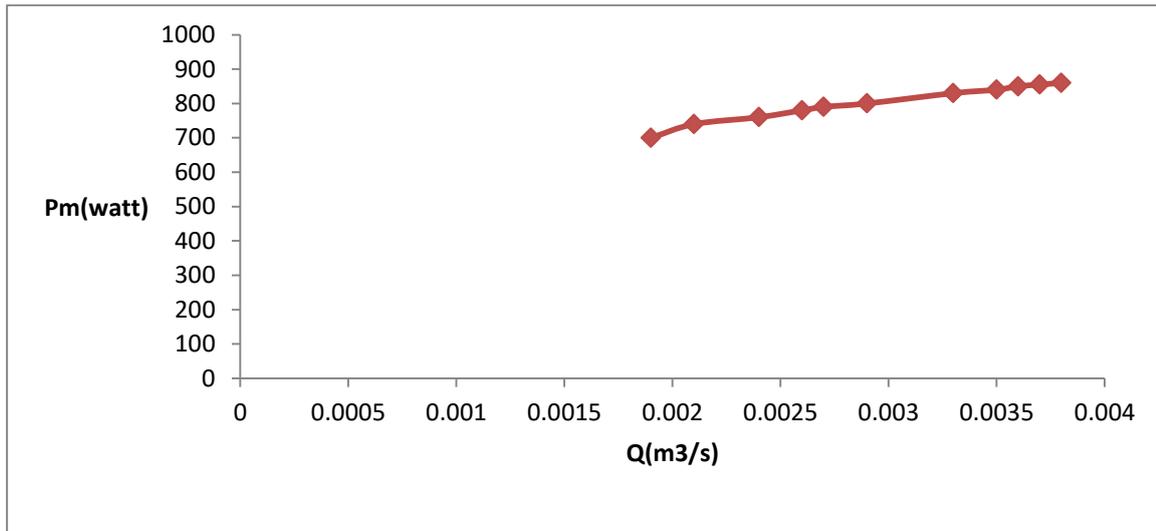


Figure III .5 Puissance mécanique en fonction du débit Q à vitesse maximale $N=2900$ tr/min

III.3.5. Rendements en fonction du débit

Dans des proportions similaires. En effet, la puissance mécanique en sortie d'arbre correspond à la puissance hydraulique convertie en énergie mécanique par la pompe, en tenant compte des pertes éventuelles. Ainsi, plus le débit est élevé, plus la pompe doit fournir d'énergie pour surmonter les pertes de charges et fournir la puissance hydraulique nécessaire, ce qui se traduit par une augmentation de la puissance mécanique en sortie d'arbre. Cette relation entre la puissance hydraulique et la puissance mécanique est importante pour évaluer l'efficacité de la pompe et déterminer le rendement de conversion de l'énergie hydraulique en énergie mécanique. $P_m=f(Q)$

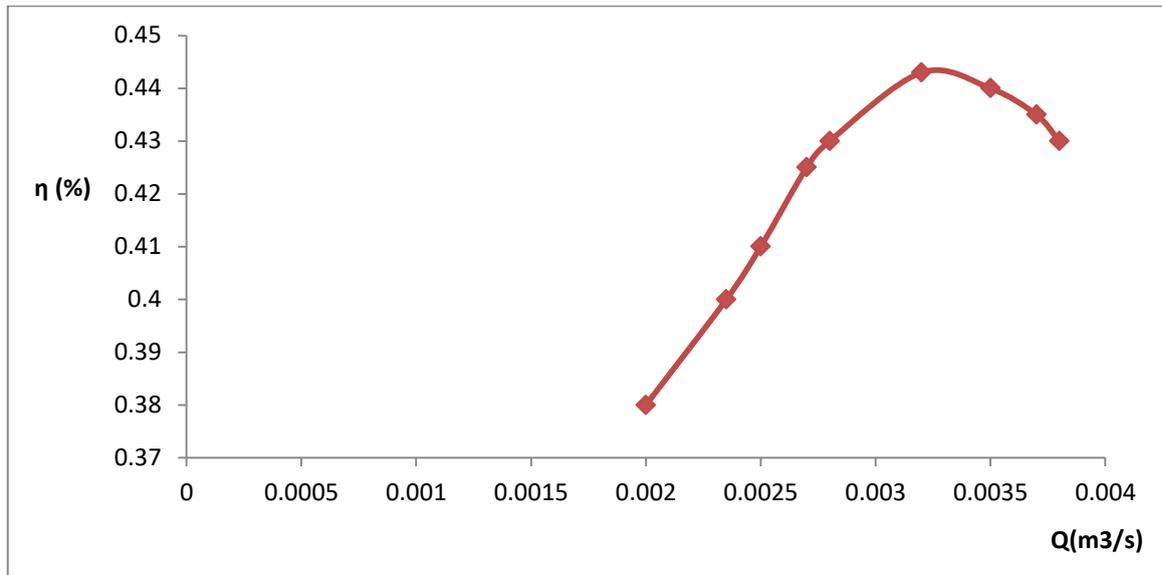


Figure III .6 Rendement pompe en fonction du débit à vitesse maximale

Le rendement de la pompe est bien plus médiocre (ordre de grandeur : 0,4) et croit de façon parabolique lorsque le débit augmente, puis le rendement de la pompe atteint son maximum pour un certain débit avant de diminuer, le rendement maximum de la pompe est atteint pour un débit de 0,0034 m³/s.

III.4. ANALYSE DE LA DEPENDANCE DE HMT, DU DEBIT ET DE PH AVEC LA VITESSE DU MOTEUR :

III.4.1. Théorie de la similitude

Nous allons dans cette partie utiliser la théorie des similitudes afin de déterminer une relation entre HMT et la vitesse de rotation d'une part, et le débit Q et la vitesse de rotation d'autre part.

Nous pouvons dire pour des pompes géométriquement homothétiques, c'est-à-dire ayant une forme identique mais une taille d'échelle différente, ces nombres seront constants. Pour une autre pompe centrifuge géométriquement homothétique, à une vitesse de rotation N' , on peut donc écrire :

$$HMT' = HMT \frac{N'^2}{N^2} \tag{III-1}$$

Donc si on connaît la hauteur manométrique totale pour une vitesse de rotation particulière, on peut déterminer la HMT pour n'importe quelle autre vitesse de rotation (tout en restant dans la plage admissible).

$$Q' = Q \frac{N'^2}{N^2} \tag{III-2}$$

$$P'_h = P_h \frac{N'^3}{N^3} \tag{III-3}$$

Tableau III.2. Théorie de la similitude

N (tr/min)	HMT (mce)	Q (m ³ /min)	Ph
1900	5	0	120
2200	6.7	0,0025	186
2500	8.65	0,0028	273
2900	11.25	0,0032	397

III.4.2. Hauteur Manométrique Totale en fonction de la vitesse de rotation du moteur

Sur le graph, on retrouve rapidement que plus la vitesse de rotation du moteur est importante, plus la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement sera grande. L'augmentation de HMT paraît linéaire par rapport à la vitesse de rotation du moteur. Ceci paraît logique car, plus le moteur tourne vite, plus la force entraînant le fluide sera grande, ce qui lui permettra d'atteindre des hauteurs de colonne d'eau plus élevées.

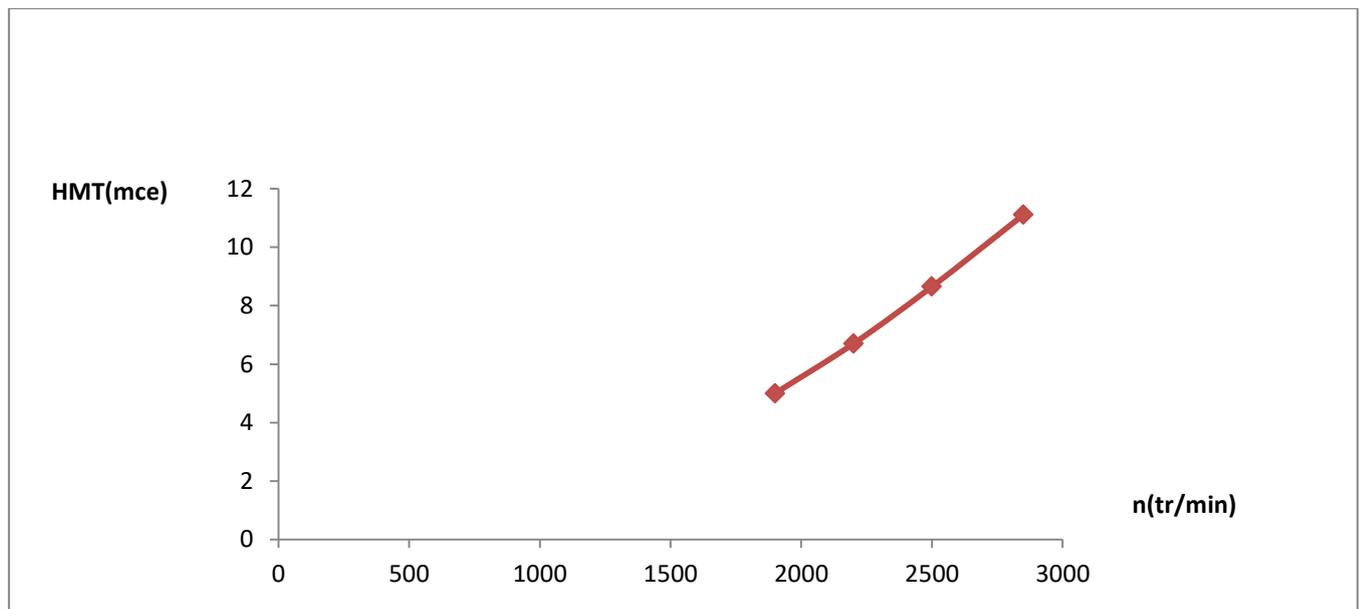


Figure III .7 HMT en fonction de la vitesse de rotation du moteur)

III.4.3. Débit en fonction de la vitesse de rotation du moteur

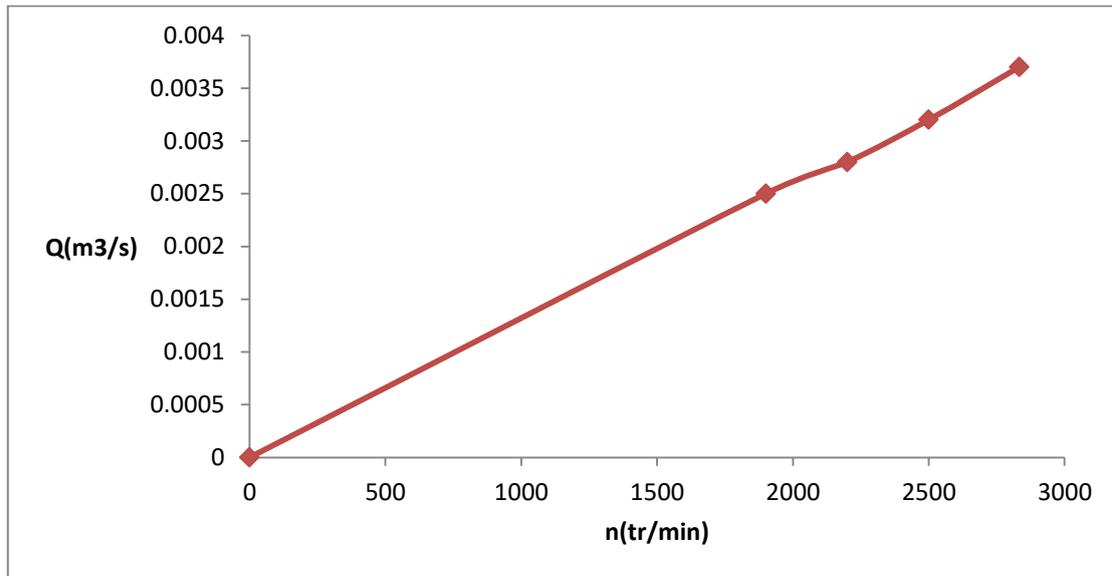


Figure III .8 Débit Q à différentes vitesses de rotation

Pour décrire cette courbe, chacun des points a été mesuré avec la vanne complètement ouverte. On remarque directement que le débit augmente linéairement avec l'augmentation du régime moteur. Cela paraît logique car le moteur entraîne directement les aubes qui permettent d'entraîner le fluide.

III.4.4. Puissance hydraulique en fonction de la vitesse de rotation du moteur

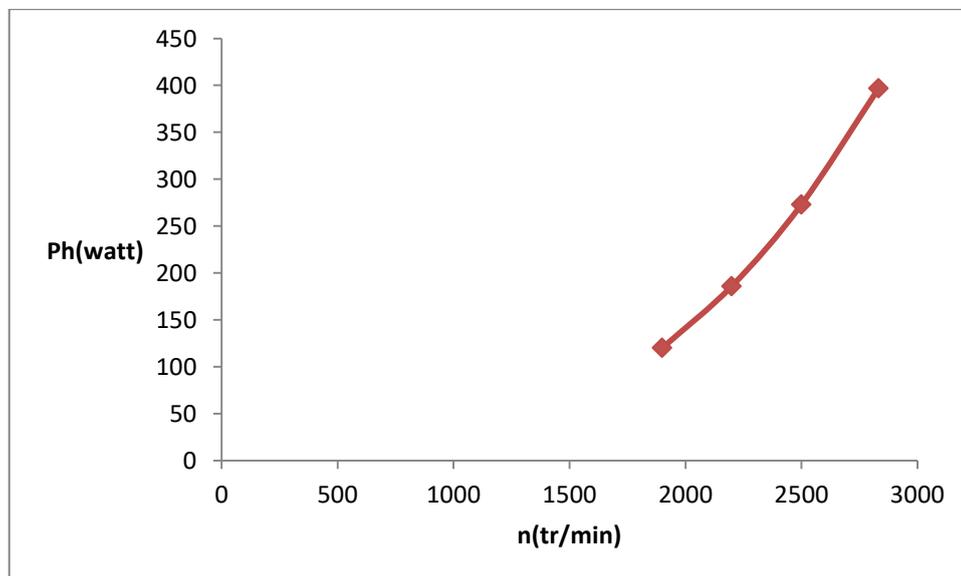


Figure III .9 Puissance hydraulique à différentes vitesses de rotation moteur

Logiquement, on retrouve une augmentation de la puissance hydraulique lorsque la vitesse de rotation augmente. Ceci est tout à fait logique car la puissance hydraulique peut être exprimée par le produit de HMT par le débit.

Cette augmentation de la puissance hydraulique avec la vitesse de rotation est due au fait que la force centrifuge entrainant le fluide augmente lorsque les aubes tournent plus rapidement. Et la force centrifuge est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation : ω ($F = m.\omega^2.R$) (III-4)

III.5. PARTIE CALCUL :

Afin d'installer une pompe centrifuge il faut d'abord savoir quelques paramètres comme le débit, la hauteur de refoulement et d'aspiration et les pertes de charge.

Après avoir connaître ces paramètre il est nécessaire de savoir la position de pompe (en charge ou en dépression). Nous allons essayer d'étudier les deux positions séparément.

- Pompe en dépression
- Pompe en charge

III.5.1. Pompe en dépression :

Dans ce cas la pompe est au-dessus de niveau de liquide .Ce type de circuit nécessite un amorçage (chasser l'air qui se trouve dans la conduite d'aspiration) à la première mise en marche après un long temps d'arrêt.

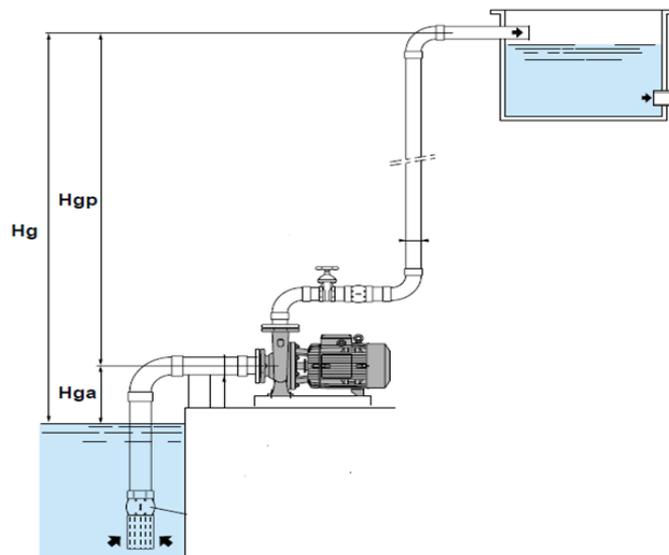


Figure III.10 Pompe en dépression

Tel que :

H_{gp} : hauteur géométrique au refoulement

H_{ga} : hauteur géométrique à l'aspiration

Dans ce cas : $H_g = H_{ga} + H_{gp}$ (III-5)

Appliquons le théorème de **Bernoulli** entre (1) et (3) pour déterminer la hauteur maximale d'aspiration.

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2.g} + \frac{P}{\rho.g} = Z_2 \frac{V_2^2}{2.g} + \frac{P_2}{\rho.g} + \Delta h_{1-2} \quad (\text{III.6})$$

On a :

$Z_1 - Z_2 = H_a$ et $V_1 = 0$ et $P_1 = P_{atm}$: Alors :

$$H_a = \frac{P_{atm}}{\rho.g} - \left(\frac{P_2}{\rho.g} + \frac{V_2}{2.g} + \Delta h_{1-2} \right) \quad (\text{III.7})$$

La hauteur d'aspiration est maximal lorsque $\left(\frac{P_2}{\rho.g} + \frac{V_2}{2.g} + \Delta h_{1-2} \right) \rightarrow 0$

$$H_{\max} = \frac{P_{atm}}{\rho.g}$$

Exemple : Pour l'eau on a $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $g \approx 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ $P_{atm} = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

$$H_{\max} = 10 \text{ m}$$

Pratiquement, lorsque la pression d'aspiration se rapproche de la pression du vide absolu

$\left(\frac{P_2}{\rho.g} \right) \rightarrow 0$, il se produit un phénomène appelé **CAVITATION**

III.5.2. Pompe en charge :

Dans ce cas la pompe est au-dessous du niveau du liquide. Ce circuit doit comprendre une vanne pour empêcher la vidange du réservoir lors de l'entretien de la pompe

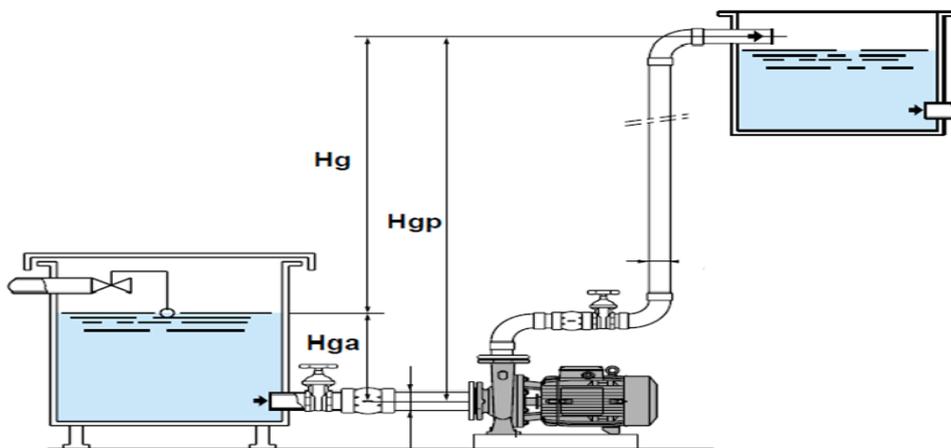


Figure III.11 Pompe en charge

Paramètres connus :

- Q (débit) = 40 m³/h = 11.11 L/s
- η rendement 78.5%
- Densité d'eau ρ = 1000 Kg/m³
- Viscosité cinématique d'eau pour la température 20 C°: ν = 1,002. 10⁻⁶ m²/s
- ε = 8. 10⁻² mm
- Accélération de pesanteur g = 9.81 m/s²
- H_{ga} (hauteur géométrique à l'aspiration) = 4 m
- H_{gp} (hauteur géométrique au refoulement) = 16 m
- Tuyau d'aspiration L_a 20 m de longueur diamètre DN 80 mm avec 1 coude de 45° et 1 vanne de contrôle.
- Tuyau de refoulement L_r 380 m de longueur diamètre DN 80 mm avec 1 coude de 90° + T + réservoir de conduite : ΔH = 0,5. $\frac{v_z^2}{2g}$ (III-8)

$$H_g = H_{gp} + H_{ga} = 16 + 4 = 20 \text{ m Hauteur géométrique de l'installation}$$

III.6. COURBE DE RESEAU :

Pour un circuit donné, la hauteur manométrique est :

$$H_M = H_G + \Delta H \tag{III.9}$$

H_M : Hauteur manométrique

H_G : Hauteur géométrique

ΔH : La somme des pertes de charge régulières et singulières dans le circuit

L_a : Hauteur d'aspiration

L_r : Hauteur de refoulement

K_a: coefficient de perte de charge singulière à l'aspiration.

K_r: coefficient de perte de charge singulière à refoulement.

λ: Coefficient de perte de charge régulière.

$$\Delta H = \Delta H_a + \Delta H_T \tag{III-10}$$

$$\Delta H_a = \Delta H_{as} + \Delta H_{al} \tag{III-11}$$

$$\Delta H_{as} = k_a \cdot \frac{V_a^2}{2g} \quad (\text{III-12})$$

$$\Delta H = \lambda_a \cdot \frac{L_a}{D_a} \cdot \frac{V_a^2}{2g} \quad (\text{III-13})$$

$$\text{Alors : } \Delta H_a = K_a \cdot \frac{V_a^2}{2g} + \lambda_a \cdot \frac{L_a}{D_a} \cdot \frac{V_a^2}{2g} \quad (\text{III-14})$$

$$\Delta H_a = \left(K_a + \lambda_a \cdot \frac{L_a}{D_a} \right) \frac{V_a^2}{2g} \quad (\text{III-15})$$

$$\Delta H_r = \Delta H_{rs} + \Delta H_{rl} \quad (\text{III-16})$$

$$\Delta H_{rs} = k_r \cdot \frac{V_r^2}{2g} \quad (\text{III-17})$$

$$\Delta H_{rl} = \lambda_r \cdot \frac{L_r}{D_r} \cdot \frac{V_r^2}{2g} \quad (\text{III-18})$$

$$\text{Alors : } \Delta H_r = K_r \cdot \frac{V_r^2}{2g} + \lambda_r \cdot \frac{L_r}{D_r} \cdot \frac{V_r^2}{2g} \quad (\text{III-19})$$

$$\Delta H_r = \left(K_r + \lambda_r \cdot \frac{L_r}{D_r} \right) \frac{V_r^2}{2g} \quad (\text{III-20})$$

Donc :

$$\Delta H = \Delta H_a + \Delta H_r \quad (\text{III-21})$$

$$\Delta H = \left(K_a + \lambda_a \cdot \frac{L_a}{D_a} \right) \frac{V_a^2}{2g} + \left(K_r + \lambda_r \cdot \frac{L_r}{D_r} \right) \frac{V_r^2}{2g} \quad (\text{III-22})$$

$$\text{On a :} \quad D_a = D_r = D$$

$$V_a = V_r = V$$

$$\lambda_a = \lambda_r = \lambda$$

$$\Delta H = \left[(K_l + K_r) + (L_a + L_r) \cdot \frac{\lambda}{D} \right] \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III-23})$$

$$Q = V \cdot S \Rightarrow V = \frac{Q}{S}$$

$$S = \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2$$

$$V = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2}$$

$$\text{Alors : } \Delta H = \left[\lambda \left(\frac{L_a + L_r}{D} \right) + (K_a + K_r) \right] \frac{8}{\pi^2 D^4 g} Q^2 \quad (\text{III-24})$$

$$\Delta H = \left[\lambda \left(\frac{L_a + L_r}{D} \right) + (K_a + K_r) \right] 1981,17 Q^2$$

On pose
$$A = 1981,17 \left[\lambda \left(\frac{L_a + L_r}{D} \right) + (K_a + K_r) \right]$$

Calcul λ :

III-6.1 Calcul Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \tag{III-25}$$

• Calcule la vitesse :
$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \underline{A.N.} : V = \frac{4,0,011}{3,14(0,08)^2} = 2,2 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{2,2 \cdot 0,08}{1,002 \cdot 10^{-6}} = 1,7 \cdot 10^5$$

$1,7 \cdot 10^5 > 2300 \Rightarrow$ Le régime est turbulent.

• Calcule la recoussites :
$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,00008}{0,08} = 0,001$$

A l'aide du diagramme de Moody $\lambda = 0.015$

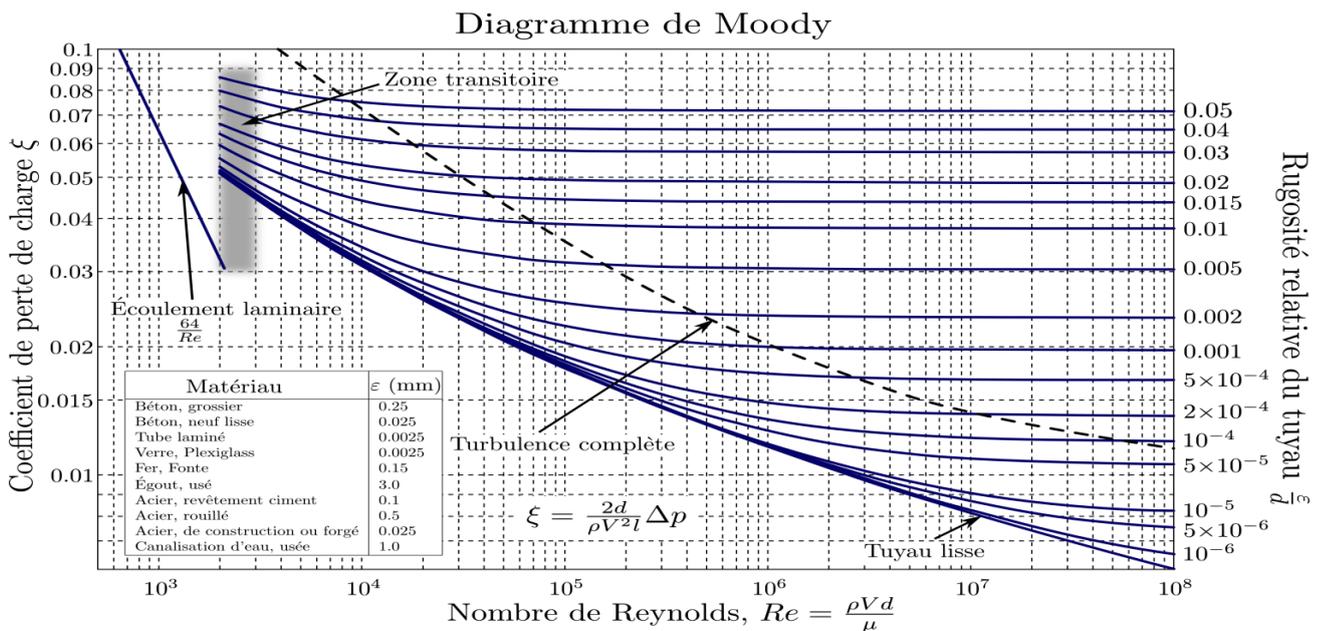


Figure III-12 Diagramme de Moody : diagramme permettant d'établir la valeur du facteur de rugosité [36]

III.6.2. Calcule des coefficients des pertes de charge singulières : K_a et K_r

Tableau III-3 Pertes de charge dans les accessoires [37]

Accessoire	Perte de charge moyenne
<p>1. De réservoir à conduite – connexion au ras de la paroi (perte à l'entrée)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tuyau entrant - Connexion arrondie 	$0,05 \frac{V_2^2}{2g}$ $1,00 \frac{V_2^2}{2g}$ $0,05 \frac{V_2^2}{2g}$
2. De conduite à réservoir (perte à la sortie)	$1,00 \frac{V_1^2}{2g}$
3. Divergent brusque	$\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
4. Divergent progressif	$K \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
5. Venturis, buses et orifices	$\left(\frac{1}{C_v^2} - 1\right) \frac{V_2^2}{2g}$
6. Convergent brusque	$K_c \frac{V_2^2}{2g}$
<p>7. Coudes, accessoires, vannes Quelques valeurs courantes de K sont :</p> <p>45°, coude0,35 à 0,45 90°, coude0,50 à 0,75 Té,1,50 à 2,00 Vannes de portes (ouvertes).....aprox. 0,25 Vannes de contrôle (ouvertes).....aprox. 3,00</p>	$K = \frac{V_2^2}{2g}$

D'après les données de tableau III-3 on constate K_a et K_r :

K_a (coude de 45°+une vanne de contrôle)

$$K_a = (0,35 + 2,9) = 3,25$$

K_r (coude de 90° + une vanne de contrôle + Té + Réservoir de conduite)

$$K_T = (3 + 0,5 + 0,5 + 1,5) = 5,5$$

$$\text{Alors : } A = 1981,17 \left[\lambda \left(\frac{L_a + L_r}{D} \right) + (K_a + K_r) \right] \quad (\text{III-26})$$

$$\underline{A.N} : A = 1981,17 \left[0,021 \left(\frac{4+16}{0,08} \right) + (3,25 + 5,5) \right] \quad (\text{III-27})$$

$$A = 225 : \text{lorsque } Q \text{ en } m^3/s$$

$$A = 0,225 : \text{lorsque } Q \text{ en } L^3/s \quad (\text{III-28})$$

$$\text{Donc : } H_m = 20 + 0,225 * Q^2 \quad (\text{III.29})$$

Avec : A est une constante pour un circuit donné.

La courbe caractéristique d'une pompe centrifuge étudiée est définie par l'équation suivante :

$$H_m = 60 - 0,4Q^2 \quad [13] \quad (\text{III-30})$$

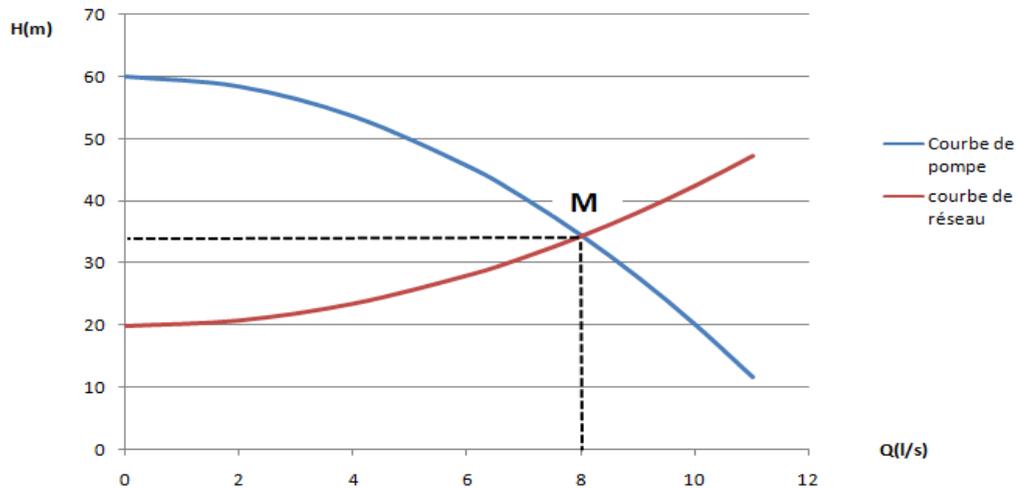


Figure III.13 point de fonctionnement d'une pompe.

$$H_m = 20 + 0,225Q^2 = 60 - 0,4Q^2 \quad (\text{III-31})$$

$$Q = \sqrt{\frac{40}{0,625}} = 8 \frac{L}{s} \quad (\text{III-32})$$

$$H_m = 34,4 - 0,4 = 34 \text{ mCE}$$

Le point de fonctionnement correspond à l'endroit où la courbe caractéristique de la pompe se croise avec la courbe caractéristique du circuit, et représente ainsi le point de pression et de débit où la pompe et le circuit interagissent ensemble

$H_m = H_g + A * Q^2$ Avec la courbe caractéristique de la pompe $H_m = f(Q)$ donc les points pour que la pompe fonctionne correctement sont :

$$Q = 8 \text{ l/s} , H=34 \text{ m}$$

Si le débit souhaité est inférieur à celui qui est déterminé, il est nécessaire d'opter pour un diamètre de conduite plus large pour réduire les pertes de charge ou pour une pompe plus puissante. En revanche, si le débit souhaité est supérieur à celui qui est déterminé, il est possible de choisir un diamètre de conduite plus étroit ou une pompe moins puissante, ou encore d'utiliser une vanne de réglage du débit pour augmenter les pertes de charge dans le circuit.

Une fois le débit de fonctionnement déterminé, les autres caractéristiques peuvent être déduites par projection. Il est important que le point de fonctionnement soit situé dans le voisinage et à droite du rendement maximal afin d'améliorer l'efficacité de la pompe. Dans ce cas, l'utilisation de la vanne de réglage de débit peut être bénéfique pour optimiser le rendement de la pompe.

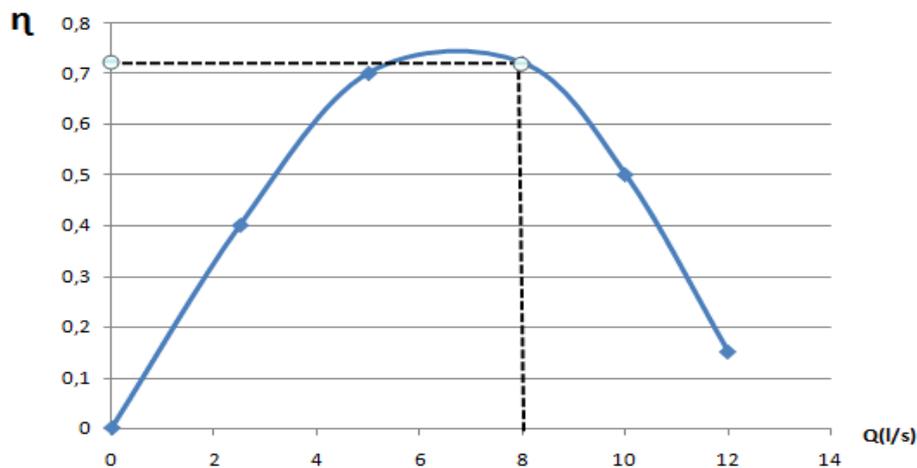


Figure III.14 Variation du rendement en fonction de débit.

D'après la courbe le rendement correspondant au débit du fonctionnement est 72% .

III.7. PHENOMENE DE CAVITATION :

Pour que la pompe puisse assurée le débit $Q = 8$ l/s , il faut que la pression à l'aspiration soit supérieure à la tension du vapeur d'eau.

Appliquons le théorème de Bernoulli entre les points (1) et (3) :

$$z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} = z_3 + \frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \Delta H_{1,3} \quad (\text{III.33})$$

$$V_1 = 0, P_1 = P_{atm}, z_3 - z_1 = h_a, v_3 = \frac{4 \cdot Q}{\pi D_a^2}, p_3 = p_{asp}$$

$$\Delta H_{aspiration} = \left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{v_a^2}{2g} \quad (\text{III.34})$$

$$p_{asp} = p_{atm} - \rho g \left[h_a + \left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a + 1 \right) \cdot \frac{v_3^2}{2g} \right] \quad (\text{III.35})$$

$$p_{asp} = 0.599 \text{ bar}$$

La formule générale pour calculer le NPSH disponible est la suivante :

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_{aspi}}{\rho g} + \frac{V_{vap}^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (\text{III.36})$$

$$P_{vap} = 2,38.103 \text{ Pa (à } 20^\circ)$$

Donc au final on obtient :

$$(A.N) NPSH_{disponible} = \frac{59900}{1000.10} + \frac{(2.2)^2}{2.10} - \frac{2380}{1000.10}$$

$$NPSH_{disponible} = 5.994 \text{ m}$$

Cependant, il convient de prendre en compte qu'il existe une certaine marge d'erreur dans ce résultat, car la pression de vapeur a été mesurée à une température de référence de 20°C, qui peut ne pas correspondre exactement à la température réelle lors des manipulations

De plus, le constructeur indique la valeur de NSPHrequis suivante :

$$NSPH_{requis} = 6.5 \text{ m [38]}$$

On voit donc que $NPSH_{requis} > NPSH_{disponible}$, ce qui implique qu'il y a un léger risque de cavitation.

III.8. CONCLUSION

Ce travail nous a permis de caractériser la pompe centrifuge en manipulant la vitesse de rotation du moteur (et donc de la pompe) ainsi que l'ouverture de la vanne (et donc le débit). Nous avons ainsi pu obtenir la courbe caractéristique de la pompe, représentant la variation de la hauteur manométrique totale en fonction du débit.

Nous avons également étudié l'influence de la vitesse de rotation du moteur sur les paramètres caractéristiques de la pompe. En outre, nous avons pu confirmer la théorie des similitudes qui prévoit que deux pompes de même type mais de dimensions différentes auront des courbes caractéristiques similaires si elles fonctionnent avec des nombres de Reynolds similaires.

Enfin, nous avons vérifié l'absence de risque de cavitation en calculant le NPSHdispo (Net Positive Suction Head disponible), qui correspond à la marge de pression disponible au niveau de l'aspiration de la pompe pour éviter la formation de bulles de vapeur.

Chapitre IV

Couplage des pompes et calcul

IV.1.Introduction

Les pompes sont des composants essentiels dans de nombreux systèmes industriels, fournissant le débit et la pression nécessaires pour le transfert de liquides. Lorsque les besoins en débit ou en pression augmentent, il est souvent nécessaire de coupler plusieurs pompes ensemble pour répondre à ces exigences. Deux configurations courantes pour le couplage des pompes sont en série et en parallèle.

Le couplage des pompes en série implique de connecter la sortie d'une pompe à l'entrée de la pompe suivante, créant ainsi un flux continu et augmentant la pression totale du système. Cela permet d'atteindre des pressions plus élevées, mais le débit total reste inchangé. En revanche, le couplage des pompes en parallèle implique de connecter les entrées et sorties des pompes de manière à ce qu'elles fonctionnent simultanément, augmentant ainsi le débit total sans modifier la pression.

La comparaison entre le couplage des pompes en série et en parallèle est essentielle pour déterminer quelle configuration convient le mieux à une application spécifique. Chaque configuration présente des avantages et des inconvénients qui doivent être soigneusement évalués.

Le couplage en série permet d'obtenir une augmentation significative de la pression, ce qui est bénéfique dans les systèmes nécessitant une pression élevée pour surmonter des pertes de charge importantes ou pour alimenter des équipements spécifiques. Cependant, cette configuration peut entraîner une réduction du débit total, ce qui peut être limitatif dans certaines applications nécessitant un débit élevé.

D'un autre côté, le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit total sans affecter la pression, ce qui est avantageux dans les systèmes nécessitant un débit élevé. De plus, cette configuration offre une redondance, car si l'une des pompes tombe en panne, les autres peuvent continuer à fonctionner, assurant ainsi une continuité de service. Cependant, le couplage en parallèle peut entraîner des problèmes d'équilibrage des charges et nécessiter des dispositifs de régulation pour éviter des interactions indésirables entre les pompes.

Dans cette étude comparative, nous analysons les performances, l'efficacité énergétique.

En résumé, la comparaison entre le couplage des pompes en série et en parallèle est essentielle pour déterminer la configuration la plus adaptée à une application donnée. Cette étude vise à fournir des informations précieuses pour guider la conception, la mise en œuvre et l'optimisation de systèmes de pompage efficaces et fiables dans divers secteurs industriels.

IV.2 Couplage des pompes (montage) :

IV.2.1. Couplage des pompes en série :

Le processus de "couplage des pompes en série" consiste à connecter les pompes ensemble en une seule série. La sortie de la première pompe est reliée à l'entrée de la deuxième pompe, et ainsi de suite, en répétant cette opération pour chaque pompe impliquée. Cela signifie que le débit d'eau passera à travers chaque pompe en séquence, et chaque pompe contribuera à augmenter la hauteur de manière proportionnelle. Les hauteurs individuelles de chaque pompe sont additionnées pour obtenir la hauteur totale résultant de la connexion en série [39].

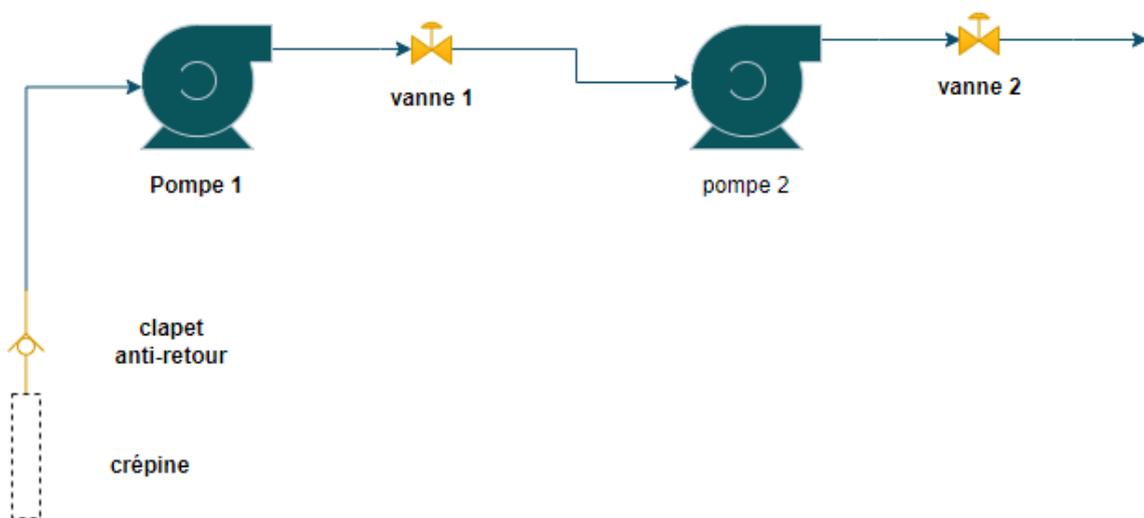


Figure (IV.1) : schémas d'un couplage des deux pompes en série .

IV.2.1.1 La caractéristique d'un couplage de deux pompes en série :

a- Pratiquement :

Soient deux pompes de caractéristiques $H_{m1}=f(Q)$ et $H_{m2}=f(Q)$.

La caractéristique de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

- Le débit circulant dans les deux pompes est identique ($q_v = q_{v1} = q_{v2}$)
- La hauteur manométrique totale est la somme hauteurs manométriques de chaque pompe ($H_{m\text{ totale}} = H_{m1} + H_{m2}$)[40].

b- Théoriquement :

Construction :

- Pour un débit donné, on relève la hauteur manométrique de la 1^{ère} pompe, que l'on rajoute à la hauteur manométrique de la 2^{ème} pompe (cela pour le même débit).
- Ainsi, et pour plusieurs débits fixés, on construit cette courbe d'évolution [40].

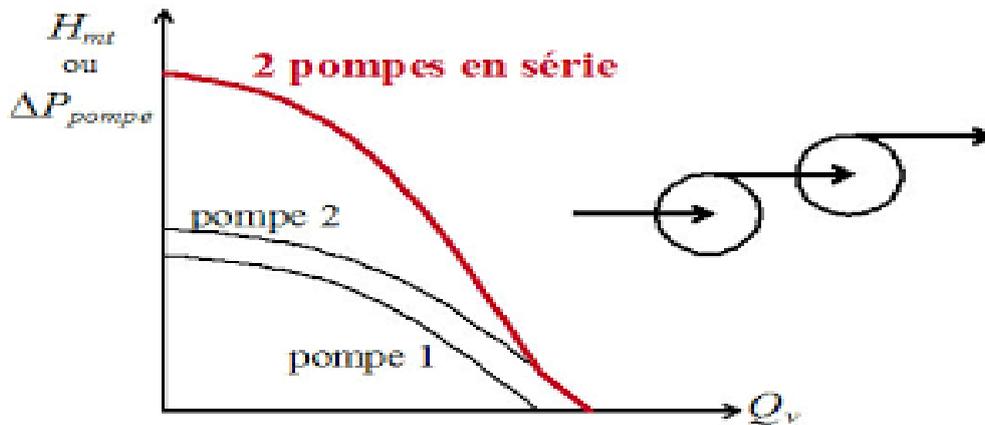


Figure (IV-02): courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série

IV.2.1.2 Avantages :

- Le couplage en série des pompes permet d'augmenter ou même de doubler la hauteur manométrique totale. Cela signifie que lorsque deux pompes sont placées en série, elles peuvent aspirer le fluide depuis un point plus bas ou le transporter vers un point plus élevé.
- Ce type de couplage ne nécessite pas d'augmentation de la section des tuyaux.
- Le couplage en série des pompes entraîne des variations à la fois de la hauteur manométrique totale et du débit. Étant donné que la deuxième pompe est alimentée sous une pression plus élevée, elle présente une meilleure efficacité.
- Cela peut influencer relativement la vitesse de rotation de la roue et, par conséquent, la vitesse du fluide. Afin de ne faire varier que la hauteur manométrique totale en la doublant, il est nécessaire de maintenir un débit constant à travers une seule pompe à l'aide d'une vanne. [41].

IV.2.1.3. Inconvénients :

- Un mauvais dimensionnement ou mauvais réglage des vannes peut entraîner des dommages prématurés à la pompe.
- Un allongement significatif de la tuyauterie peut éventuellement être nécessaire dans un couplage en série. Le non-respect de la distance entre les pompes peut avoir des conséquences néfastes sur le fonctionnement de l'installation. En d'autres termes, lorsque deux pompes identiques sont montées en série, il est important de s'assurer que la pression résultante est admissible pour la dernière

pompe. Si ce n'est pas le cas, il est possible de réduire la pression à une valeur acceptable en augmentant les pertes de charge.

- La multiplication des moteurs nécessaires pour entraîner les deux pompes entraîne une surconsommation d'énergie. [41].

IV.2.2 Couplage des pompes en parallèle :

Chaque pompe est équipée de sa propre tuyauterie de refoulement. Le débit de collecteur commun sera composé de la somme des débits de chaque pompe. La caractéristique de l'ensemble des groupes sera obtenue en sommant pour une même ordonnée H les débits abscisses de chaque groupe [39].

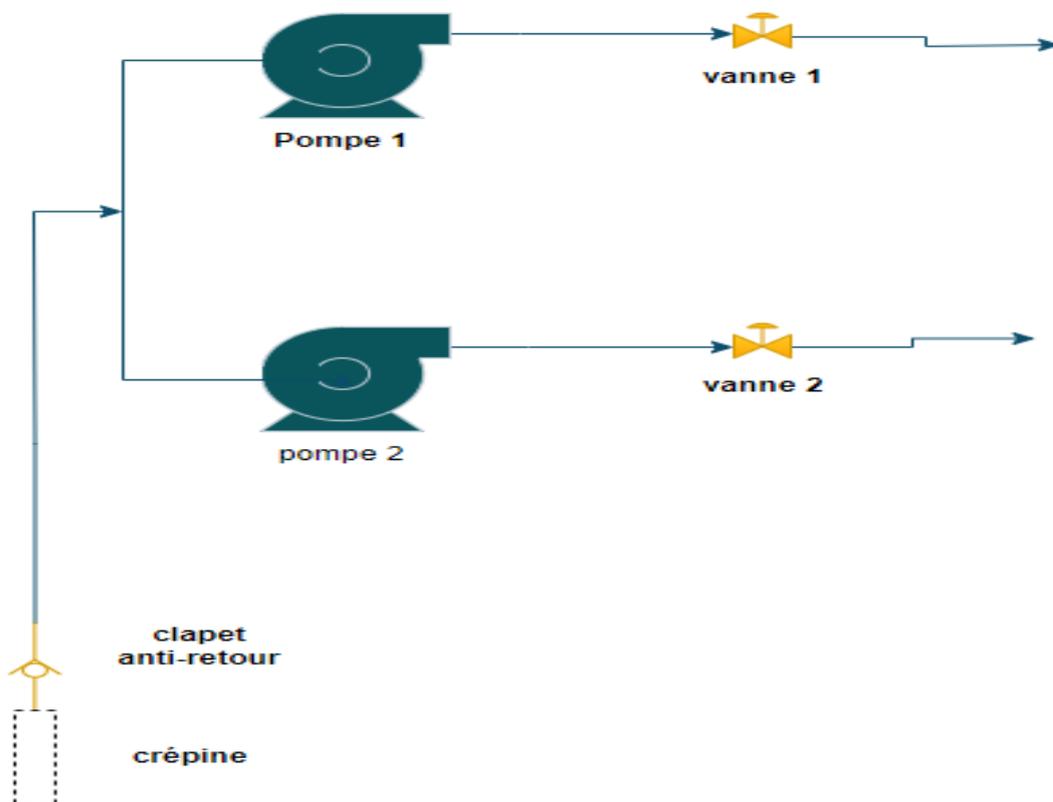


Figure (IV-03) : Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle.

IV.2.2.1. la courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle :

a- Pratiquement :

Soient deux pompes de caractéristiques $H_{m1} = f_1(q_v)$ et $H_{m2} = f_2(q_v)$.

La caractéristique du couplage en parallèle de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

- Le débit total est la somme des débits circulants dans chaque pompe

$$q_{v.total} = q_{v2} + q_{v1}$$

- La hauteur manométrique est la même pour chaque pompe $H_m = H_{m1} = H_{m2}$ [40]

b- Théoriquement :

Construction :

- Pour une hauteur manométrique donnée, on relève le débit de la 1^{ère}, que l'on rajoute au débit de la 2^{ème} (cela pour la même hauteur manométrique).
- On fait de même pour plusieurs hauteurs manométriques pour construire la courbe [40].

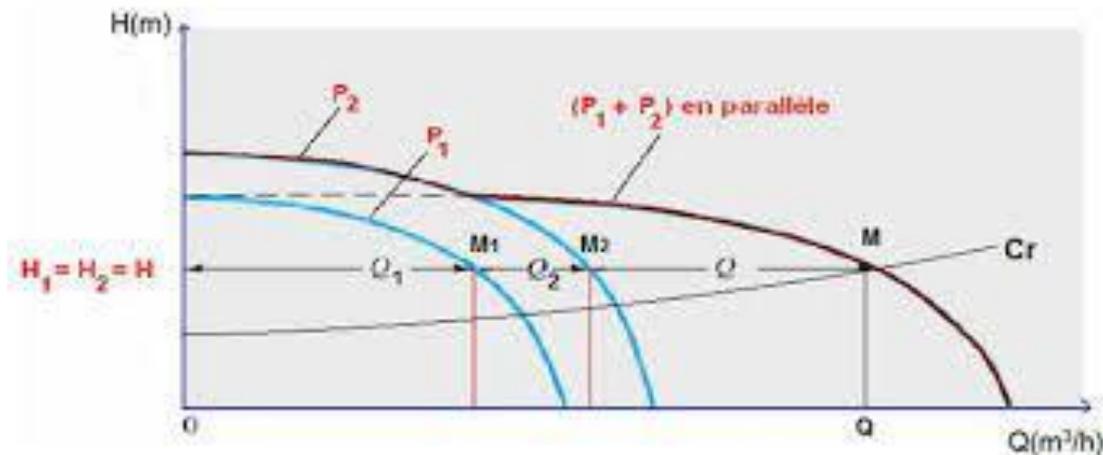


Figure (IV-04) : courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle

IV.2.2.2. Avantages :

- Deux pompes sont utilisées en parallèle pour modifier le débit.
- Le débit est augmenté de manière efficace sans être doublé en raison des pertes linéaires et singulières. Cela nécessite une adaptation des conduites d'aspiration et de refoulement.
- Ce type de configuration permet de gagner du temps lors des opérations de pompage ou de vidange.
- Il est recommandé d'utiliser deux pompes centrifuges en parallèle dans des circuits présentant des pertes de charge faibles.
- Le débit est sensiblement augmenté tout en maintenant une pression proche de celle de la pompe individuelle. [41].

IV.2.2.3. Inconvénients :

- En cas de couplage en parallèle, la pression manométrique de la pompe a tendance à diminuer.
- Ce type de couplage nécessite des modifications des conduites d'aspiration et de refoulement. En raison de l'augmentation du débit, les deux pompes doivent aspirer et refouler une plus grande

quantité de liquide pendant la même période de temps. Il est donc nécessaire d'augmenter le diamètre des conduites.

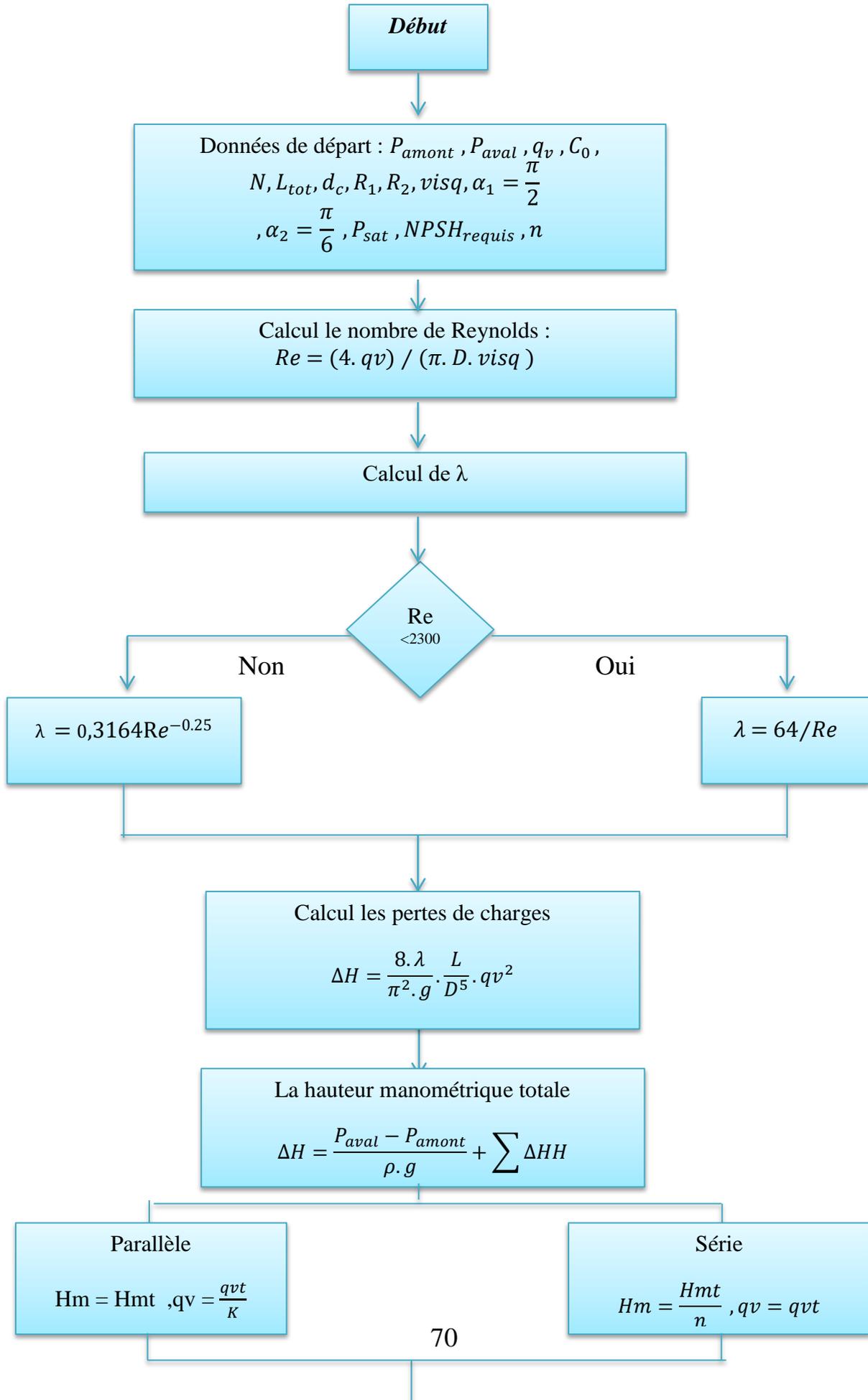
- En cas de défaillance d'une des pompes, cela peut rapidement endommager l'autre en raison de la surpression au refoulement et de la sous-pression à l'aspiration.
- Un mauvais réglage des vannes peut réduire l'efficacité.
- Il y a une surconsommation d'énergie due au fonctionnement de plusieurs moteurs de pompe. [41].

IV.3. Conditions de couplage en série et en parallèle des pompes :

Le principe reste le même pour chaque type de couplage. Que les pompes soient en parallèle ou en série, seuls le débit ou la hauteur manométrique totale changent de manière significative. Cependant, il est nécessaire de prendre en compte les points suivants :

- S'assurer que les pompes possèdent des caractéristiques discernables dans la plage des combinaisons possibles sans causer de dommages.
- Adapter la tuyauterie d'alimentation et la hauteur d'aspiration pour éviter une surcharge sur la pompe à faible hauteur manométrique et un débit insuffisant sur la pompe à forte puissance.
- Assurer une correspondance des débits entre les pompes en série. Cela peut être réalisé en utilisant un système de vannes avec des tuyaux équipés de débitmètres. Dans ce cas, il est impératif de placer en dernier la pompe ayant une grande hauteur manométrique. Sinon, une surpression pourrait endommager la pompe à faible pression. [41]

IV.4. Organigramme des étapes de calculs sous le logiciel MATLAB.



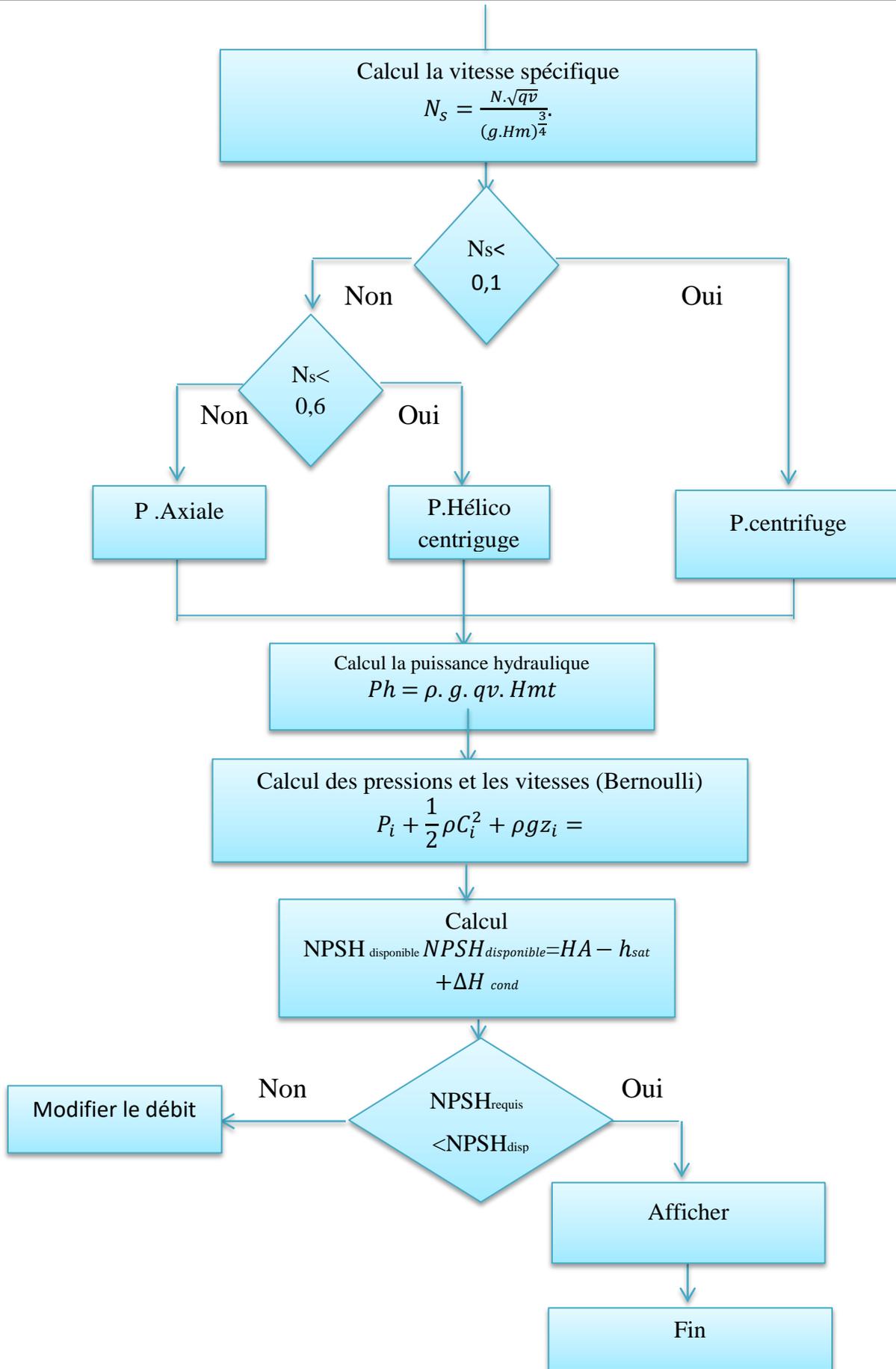


Figure (IV-05): Organigramme des étapes de calculs

IV.5. Calcul

Tableaux des données

Les données	Les valeurs	Les données	Les valeurs
L	400 m	ν	$1,002 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
qv	0,011 m	N	2900 tr / min
D	0,08 m	ρ	$10^3 \text{ Kg}/\text{m}^3$
ΔP	$3 \cdot 10^5 \text{ pa}$	R_1	0,14m
g	$9,81 \text{ m}/\text{s}^2$	R_2	0,3m
b	0,02m	P_0	10^5 Pa
ΔH_1	6,2M		
ΔH_2	4,2M		

IV.5.1. Montage en série :

a- Calcul des pertes de charge linéaire :

Une perte de charge exprimée en mètre de colonne de liquide ($m \cdot c \cdot L$)

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$



Ou en fonction du débit

$$\Delta H = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{L}{D^5} \cdot (q_v)^2$$

Calcul de nombre de Reynold : $Re = \frac{4q_v}{\pi D v}$

$$qv = 40 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow qv = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0,08m$$

$$v = 1,002 \cdot 10^{-6} m^2/s$$

$$Re = \frac{4,0,011}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 1,002 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 1,7 \cdot 10^5$$

Cas écoulement laminaire $Re < 2300$:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Cas de l'écoulement transitoire et turbulent $Re > 2300$:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$$

$Re > 2000$; le régime est turbulent

Régime turbulent :

$$\lambda = 0,3164 \times Re^{-0,25}$$

$$\lambda = 0,0155$$

Donc

$$\Delta H = \frac{8 \cdot \lambda}{\pi^2 \cdot g} \cdot \frac{L}{D^5} \cdot (qv)^2$$

$$\Delta H = 18,93M$$

b- Calcul de la hauteur manométrique totale (Hmt) :

La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression en mètre de colonne de liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement.

L'équation généralisée de Bernoulli entre les points amont et aval donne :

$$H_{mt} = \frac{P_{aval} - P_{amont}}{\rho \cdot g} + \sum \Delta H$$

$$H_{mt} = 49,5m$$

$$H_{mt} = H_{m1} + H_{m2} = 2H_m \Rightarrow \frac{H_{mt}}{2}$$

$$H_{m1} = H_{m2} = 24,75 m$$

c- Calcul du nombre de tours spécifique :

$$N_s = \frac{\left(\frac{N}{60}\right) \cdot \sqrt{qv}}{(g \cdot Hm)^{\frac{3}{4}}}$$

$N_s=0,082$

d- Calcule de la puissance hydraulique (Ph):

$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_m$

$P_h = 2670,77W$

e- Calcul des vitesses :

$$V_1 = V_3 = \frac{Q}{2\pi R_1 b}$$

$V_1 = V_3 = 0,55 (m/s)$

$$V_2 = V_4 = \frac{Q}{2\pi R_2 b}$$

$V_2 = V_4 = 0,29 (m/s)$

f- Calcul des pressions :

$$P_1 = \left[-\Delta H_1 - \frac{1}{2}(V_1^2) \right] \cdot \rho + P_0$$

P1=1,0435 (bar)

$$P_2 = \left[g \cdot Hm - \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) \right] \cdot \rho + P_1$$

P2=3,29 (bar)

$$P_3 = \left[-\Delta H_2 - \frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2) \right] \cdot \rho + P_2$$

P3=3,24 (bar)

$$P_4 = \left[g \cdot Hm - \frac{1}{2}(V_4^2 - V_3^2) \right] \cdot \rho + P_3$$

P4=6,29 (bar)

g- Vérification de la cavitation :

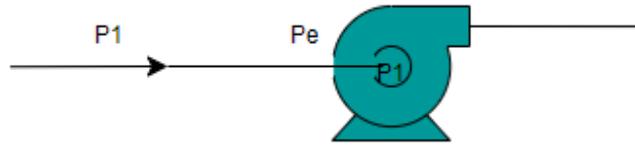
➤ **La 1ère pompe :**

$$NPSH_{disp} = H_1 - h_{sat} + \Delta H_{conduite}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_{sat}}{\rho \cdot g} + \Delta H_{conduite}$$

$$NPSH_{requis} \leq 14,22$$

$NPSH_{requis} \leq NPSH_{disp}$ Donc, il n'y a pas de risque de cavitation



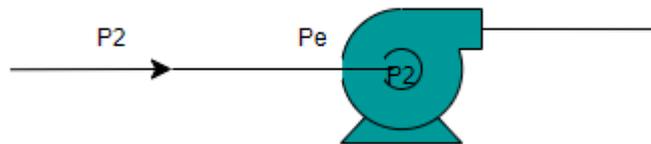
➤ **La 2ème pompe :**

$$NPSH_{disp} = H_3 - h_{sat} + \Delta H_{conduite}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_3}{\rho \cdot g} - \frac{P_{sat}}{\rho \cdot g} + \Delta H_{conduite}$$

$$NPSH_{requis} \leq 41,23$$

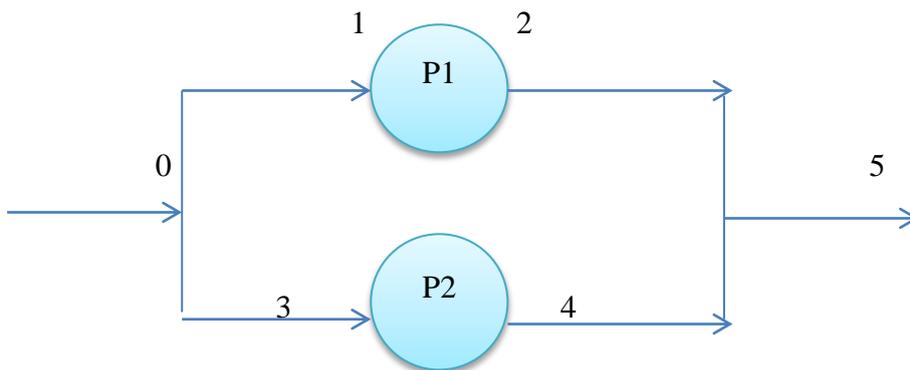
$NPSH_{requis} \leq NPSH_{disp}$ Donc, il n'y a pas de risque de cavitation



IV.5.2- Montage en parallèle :

a- Calcul des pertes de charge linéaire :

$$\Delta H = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{L}{D^5} \cdot (q_v)^2$$



Calcul de nombre de Reynold : $Re = \frac{4q_v}{\pi Dv}$

$$q_{vt} = q_{v1} + q_{v2} = 2 q_v \Rightarrow \frac{q_{vt}}{2}$$

$$qv = 0.0055 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re = 8.7405 \times 10^4$$

Re > 2000 ; le régime est turbulent

Régime turbulent car $\lambda = 0,3164.Re^{-0,25}$

$$\lambda = 0.0184$$

$$\Delta H = \frac{8 \cdot \lambda}{\pi^2 \cdot g} \cdot \frac{L}{dc^5} \cdot (qv)^2$$

$$\Delta H = 5.6197M$$

b- Calcul de la hauteur manométrique (Hmt) :

$$\Delta H = \frac{P_{aval} - P_{amont}}{\rho \cdot g} + \sum \Delta H$$

$$Hmt = Hm$$

$$Hmt = 36.2m$$

c- Calcul de la vitesse de rotation spécifique :

$$N_s = \frac{\left(\frac{N}{60}\right) \cdot \sqrt{qv}}{(g \cdot Hm)^{\frac{3}{4}}}$$

$$N_s = 0.043$$

d- Calcule de la puissance hydraulique (Ph):

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_m$$

$$P_h = 1953.171W$$

e- Calcul des vitesses :

$$C1 = 0.25 \text{ (m/s)}$$

$$C3 = 0.50 \text{ (m/s)}$$

$$C5 = 8.65 \text{ (m/s)}$$

f- Calcul des pressions :

$$P1 = 8.86 \text{ (bar)}$$

$$P3 = 5.22 \text{ (bar)}$$

g- La cavitation :

$$NPSH_{disp} = P_{TE} - P_{sat} + \Delta H_{conduite}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_{sat}}{\rho \cdot g} + \Delta H_{conduite}$$

$$NPSH_{requis} \leq 11,18$$

$$NPSH_{requis} \leq NPSH_{disp}$$

Donc, il n'y a pas de risque de cavitation

IV.5.3 Cas général

a- Etude de la hauteur manométrique:

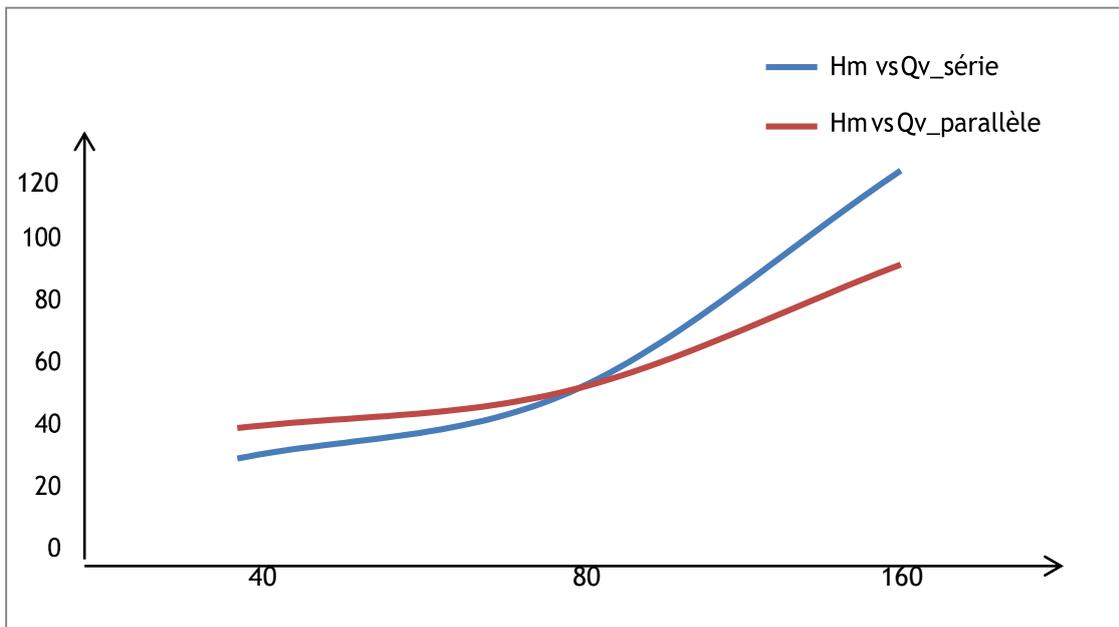


Figure (IV.6): la Relation Hm en fonction de qv

n = 4, N= 2900 tr/min

D'après la figure on voit que la hauteur manométrique de montage des pompes en série est inférieure à celle de montage en parallèle lorsque la valeur de débit est à 40 et 80 m³/h, par contre à partir de la valeur de débit qui est égale à 160 m³/h la hauteur manométrique de montage en série est supérieure à celle de montage en parallèle.

On distingue que plus la valeur de Qv augmente plus la hauteur manométrique augmente aussi pour le montage en série.

b- Etude de la puissance hydraulique:

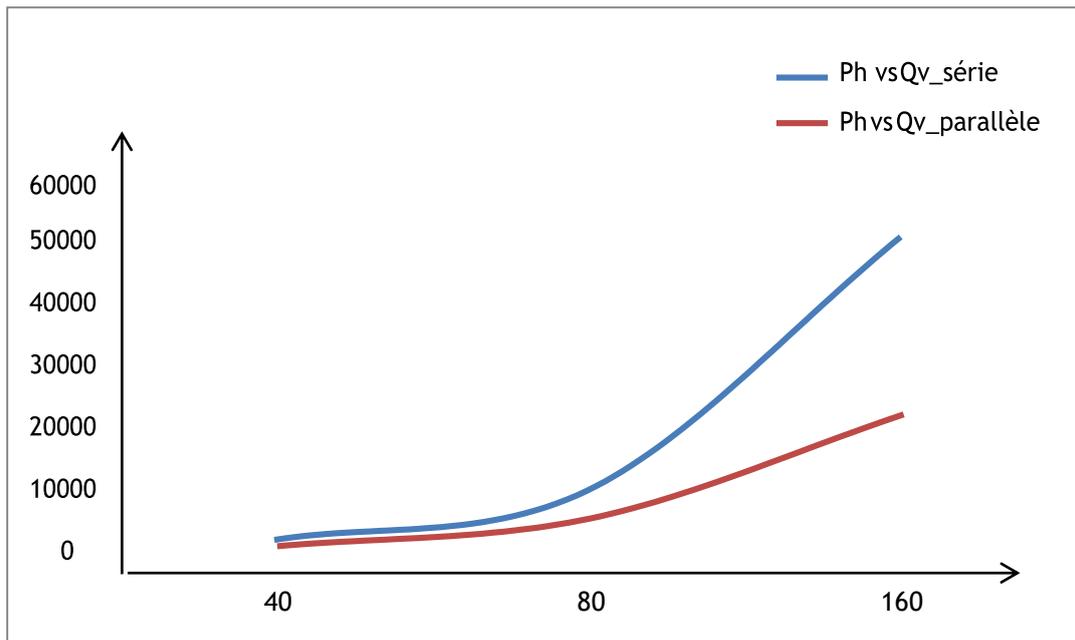


Figure (IV.7): la relation Ph en fonction de qv

$$n = 4, N = 2900 \text{ tr/min}$$

D'après la figure ci-dessus on voit que même si le débit augmente la puissance hydraulique de montage en série est toujours supérieure à celle de montage en parallèle. On remarque aussi que pour des débits faibles, les puissances sont identiques.

c- Etude du NPSH :

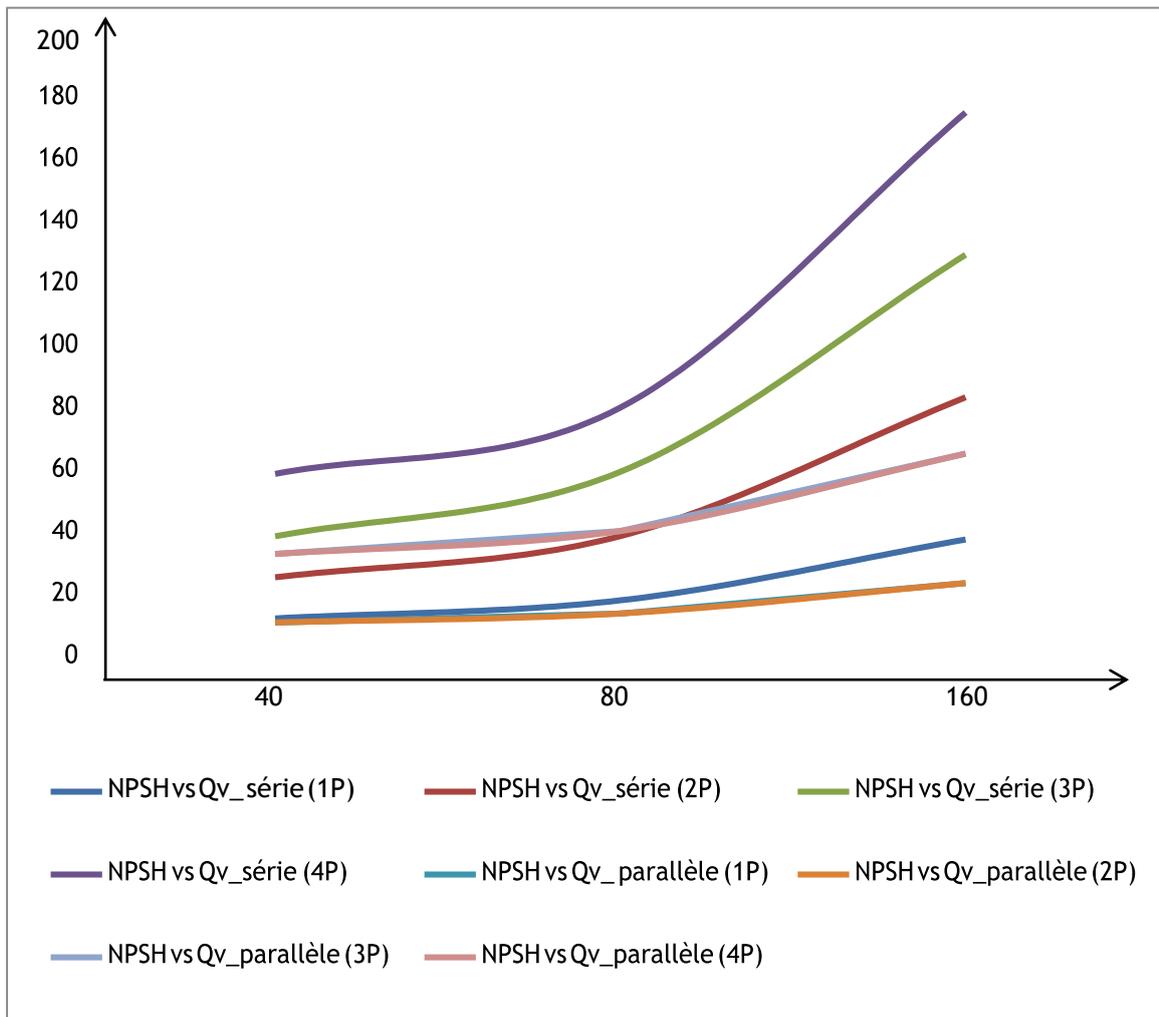


Figure (IV.8): la relation NPSH en fonction de q_v

$n = 4, N = 2900 \text{ tr/min}$

D'après la figure on voit que le NPSH_{disp} de montage en série est assez supérieur par rapport au NPSH_{disp} de montage en parallèle, mais il n'y a pas de risque de cavitation dans les deux types de montage.

IV.7. LA CAVITATION

La cavitation est un phénomène qui se produit lorsque le liquide contenu dans la pompe se vaporise en raison d'une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Dégâts de cavitation

Ce phénomène est produit à l'orifice d'aspiration de la pompe ; des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges) : elles sont

transportées dans les zones de pressions plus forte sous-produit.



Figure (IV.9): cavitation de pompe centrifuge

De simples oscillations se produisent en talers des fréquences élevées et créent des surpressions locales stress élevées (jusqu'à des centaines de bars).

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences : érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges, augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe, chute des performances des pompes avec diminution importante de la haute manométrique totale du débit et du rendement.

En conclusion, on peut dresser une liste de conseils à respecter, si le procédé le permet, pour éviter la cavitation :

- préférer si possible les montages de pompes en charge.
- éviter de transporter des liquides à des températures trop élevées.
- éviter une alimentation à partir d'un réservoir sous pression réduite.
- diminuer les pertes de charge du circuit d'aspiration.

Ces conseils peuvent être appliqués en raison des exigences du procédé, l'important est plus qu'à trouver une pompe dont les caractéristiques montrent des valeurs de N.P.S.H. requis suffisamment faibles. [42]

IV-8 PHENOMENA DU COUP DE BELIER:

IV-8.1 Généralités :

Un coup de bélier, également connu sous le nom d'onde de choc hydraulique, est un phénomène qui se produit lorsqu'il y a une variation soudaine et souvent rapide du débit dans un système de conduites. Il se caractérise par une augmentation brutale de la pression, suivie d'une diminution rapide et d'oscillations de pression. Les coups de bélier peuvent avoir des conséquences néfastes sur les équipements et les conduites, pouvant entraîner des fuites, des ruptures ou des dommages structurels.

Les principales causes des coups de bélier sont les suivantes :

a- Arrêt brutal des pompes : Lorsque plusieurs pompes sont en fonctionnement et qu'elles sont arrêtées brutalement, le flux d'eau continue de circuler à travers la conduite, créant une surpression due à l'inertie du système. Cette surpression se propage en amont et peut causer des dommages aux composants du système.

b- Fermeture instantanée ou trop rapide des vannes : Lorsque des vannes ou des robinets sont fermés de manière instantanée ou trop rapide, le flux d'eau est brusquement interrompu, créant une onde de compression qui se propage en amont. Cela peut provoquer des pics de pression importants pouvant endommager les conduites et les équipements.

Pour atténuer les effets des coups de bélier, différentes mesures peuvent être prises, notamment l'utilisation de vannes d'amortissement ou d'amortisseurs de pression, la mise en place de dispositifs de régulation de débit et la conception adéquate du système de tuyauterie. Il est important de prendre en compte les risques de coups de bélier lors de la conception, de l'installation et de l'exploitation des systèmes de conduites pour assurer leur bon fonctionnement et prévenir les dommages

VI.8.2.L'analyse physique du phénomène de coup de bélier :

Dans une conduite de refoulement, lorsqu'un débit (Q_0) est brusquement interrompu suite à une disjonction, suppose l'élasticité de la conduite et la compressibilité de l'eau, ce qui permet de considérer quatre phases distinctes. [43]

- **Phase n°1:** La colonne de liquide suit son cheminement mais n'étant plus alimentée (en raison de son inertie), elle crée une dépression derrière elle : l'eau se déprime. Le temps nécessaire pour que l'onde de dépression atteigne le réservoir est L/a , où a représente la célérité de cette onde. Pendant ce temps, la conduite est en dépression sur toute sa longueur et l'eau reste immobile.
- **Phase n°2:** L'eau revient dans la conduite et après un nouveau temps $L : 2L/a$ depuis le début du phénomène, toute l'eau a descendu mais se trouve bloquée par la soupape de la pompe qui, entre-temps, s'est fermée.
- **Phase n°3:** L'eau se comprime suite à son contact avec la soupape, ce qui entraîne une dilatation de la conduite. Ainsi, cette dilatation se renforce dans le sens de la pompe-réservoir après un nouveau temps L/a , c'est-à-dire $3L/a$ depuis le début. Toute la conduite est alors dilatée avec une surpression immobile.
- **Phase n°4:** La conduite reprend son diamètre primitif grâce à son élasticité, ce qui permet à la colonne d'eau de retrouver ses dimensions initiales après un nouveau temps L/a , soit $4L/a$ depuis le début. Nous nous retrouvons dans la même situation qu'au moment de l'arrêt brusque de la pompe. La période du mouvement est donc de $4L/a$.

IV-8.3 Consequences du coup de bélier :

Le phénomène du coup de bélier peut provoquer, dans de nombreux cas, la rupture de la canalisation, soit en raison des situations suivantes :

- Encrassement dû à une forte dépression.
- Encrassement dû à une forte surpression.

Ces variations de pression peuvent également entraîner un débordement de la conduite ou la rupture des joints.

IV-8.4 Répartition de coup de bélier:

➤ Cas d'arrêt brusque ($t < 2L/a$) : le coup de bélier est maximum près de la pompe, conserve sa valeur maximale $:av_0/g$ jusqu'à une distance égale à $(L=at/2)$, puis décroît pour devenir nul à l'autre extrémité.

• Réservoir à air:

Le réservoir anti-bélier, également appelé accumulateur, cloche à air ou ballon d'air, est installé à proximité de la pompe. Lorsqu'il y a une disjonction de cette pompe, le débit diminue brusquement et il est partiellement remplacé pendant un certain temps par celui de l'accumulateur. Ce dernier débit diminue lentement car la pression à l'intérieur de cet appareil diminue à mesure qu'il se vide.

Dans le cas d'un arrêt prolongé ($t > 2L/a$), le coup de bélier décroît linéairement depuis sa valeur maximale ($2Lgt$) jusqu'à zéro à l'autre extrémité.

IV-8.5 Moyens de protection de l'installation contre le coup de bélier:

Les appareils les plus utilisées pour la protection contre le coup de bélier sont les suivants:

- Les volants d'inertie.
- Les soupapes de décharge et les reniflards (ventouse).
- Les réservoirs d'air et les cheminées d'équilibre.

• Volant d'inertie:

Pour réduire les effets du coup de bélier, on équipe la pompe d'un gros volant d'inertie. Ainsi, en cas de disjonction soudaine de la pompe (suite à l'arrêt du moteur en cas de panne), la vitesse de rotation diminue lentement et donc aussi son débit.

• Soupapes de décharges:

Le rôle de ces soupapes consiste à dévier un certain débit vers l'extérieur de la conduite à protéger dès que la pression atteint une valeur de réglage spécifique. Pour que l'ouverture de ces dispositifs soit efficace et rapide, ils doivent atteindre une certaine inertie. Le nombre de soupapes dépend de l'importance de l'installation et varie généralement entre 1 et 6.

- **Les ventouses:**

Le rôle de ces soupapes est d'évacuer l'air contenu dans les conduits et de permettre l'admission d'air dans ces conduits lorsqu'on procède à leur vidange, ainsi que dans le cas général lorsqu'il y a apparition de la cavitation en un point haut. [43]

IV.9.Conclusion

La comparaison entre le couplage des pompes en série et en parallèle met en évidence les avantages et les limitations de chaque configuration. La sélection de la configuration de couplage appropriée dépend des besoins spécifiques de l'application et des contraintes du système.

Il convient de souligner que chaque configuration présente également des défis spécifiques. Le couplage en série peut entraîner une surcharge des pompes en amont, nécessitant une attention particulière pour équilibrer les charges et éviter les contraintes excessives. Le couplage en parallèle nécessite également une régulation précise pour éviter les déséquilibres de débit et les interactions indésirables entre les pompes.

Dans la conclusion de cette étude comparative, il est essentiel de noter qu'il n'y a pas de configuration universellement supérieure. La sélection entre le couplage en série et en parallèle dépend des spécificités de chaque application, y compris les exigences de pression, de débit, de fiabilité, de maintenance et de coûts.

Conclusion
générale

Le travail présenté dans ce mémoire, porte sur l'étude des performances d'une station du pompage au niveau d'ELMA LABIOD.

D'après les résultats obtenus sur les caractéristiques de la pompe fonctionne avec une vitesse 2900tr/min

On remarque :

La hauteur de charge décroît de façon légèrement parabolique en fonction du débit.

La puissance hydraulique fournie par la pompe croît de manière parabolique lorsque le débit augmente

La puissance électrique consommée par le moteur est légèrement parabolique (quasi linéaire) et croît lorsque le débit augmente.

La puissance mécanique croît de façon légèrement parabolique (quasi linéaire) lorsque le débit augmente.

Le rendement maximum de la pompe est atteint pour un débit de 0.0034m³/s

D'après les résultats obtenus sur les caractéristiques de la pompe fonctionnant en quatre configurations pour 1900, 2200, 2500, et 2900 (tr/mn)

On remarque :

Le débit d'écoulement varie proportionnellement avec la vitesse de rotation du rotor selon la formule de similitude

$$Q' = Q \cdot \frac{N'}{N}$$

La hauteur de charge de la pompe fonctionnant à 1900 tr/min est faible par rapport a celle de 2900 tr/min selon la formule :

$$HMT' = HMT \cdot \frac{N'^2}{N^2}$$

Les courbes P(Q) sont régulièrement ascendantes avec le débit et on remarque aussi lorsque on augmente n (tr/min) la puissance augmente proportionnelle.

$$P'_h = P_h \cdot \frac{N'^3}{N^3}$$

Nous avons ensuite tracé les deux courbes (pompe et réseau) pour obtenir le point de fonctionnement.

Enfin, nous vérifierons que le NPSH disponible pour ce montage est supérieur a celui recommandé par le constructeur ce qui implique qu'il y a un léger risque de cavitation.

Cette étude représente un noyau pour d'autres recherches futures sur les installations plus complexes.

Bibliographies

- [1] **DOUABA NADJI / BEROUBA SLIMANE** " Analyse analytique FMD et AMDEC d'un compresseur à vis- ATLAS COPCO ZE3-" UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2016/2017 .
- [2] **Kassas Bachir** " Application de l'arbre de défaillance « Fault-tree » pour le système du ballon à vapeur au niveau de l'unité Production Ammoniac" UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA 2016-2017 .
- [3] **AFNOR** : « Recueil des normes françaises », X06, X50, X60.
- [4] **M. Soussan, T. Dib**, Etude critique et propositions d'amélioration de la gestion de la maintenance - cas de l'adduction EL KANSERA, Mémoire d'ingénieur d'état, 2012/2011.
- [5] **Ly F., Simeu-Abazi Z., Leger J-B.** (1999) Terminologie Maintenance : bilan Groupe de Recherche S.P.S.F., Institut pour la Maîtrise des Risques, Grenoble, 1999
- [6] **Ivana Rasovska.** (2006) Contribution à une méthodologie de capitalisation des connaissances basée sur le raisonnement à partir de cas : Application au diagnostic dans une plateforme d'e-maintenance Thèse doctorale. L'UFR des Sciences et Techniques de l'Université de Franche-Comté
- [7] **Dr. Djamel FRIHI** cours Maintenance industrielle Université du 8 mai 1945 – Guelma Faculté des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique
- [8] **Manuel D'instruction Compresseur D'air Stationnaires Atlas Copco.**
- [9] **HENG.J** , « Pratique de la maintenance préventive », Edition DUNOD 2002.
- [10] **Oustani Mebrouk / Nedjaa Mohammed Mokhtar** " ETUDE MAINTENANCE PREVENTIVE D'UN TURBOCOMPRESSEUR PAR ANALYSE DES HUILES "
- UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2013/2014.
- [11] **Oustani Mebrouk / Nedjaa Mohammed Mokhtar** " ETUDE MAINTENANCE PREVENTIVE D'UN TURBOCOMPRESSEUR PAR ANALYSE DES HUILES "UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2013/2014.
- [12] **DOUABA NADJI / BEROUBA SLIMANE** " Analyse analytique FMD et AMDEC d'un compresseur à vis- ATLAS COPCO ZE3-" UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2016/2017.
- [13] Cours 5ème génie mécanique, Université de M'sila, 2007.

- [14] **M. Soussan, T. Dib**, Etude critique et propositions d'amélioration de la gestion de la maintenance - cas de l'adduction EL KANSERA, Mémoire d'ingénieur d'état, 2012/2011.
- [15] **LAGGOUNE .R.**,(2011) ; cours, chapitre 4 : « coûts de maintenance », Université Abderrahmane MIRA de Bejaia ; promotion
- [16] **Douaba .N, Berouba .S.**,(2017) " Analyse analytique FMD et AMDEC d'un compresseur à vis- ATLAS COPCO ZE3-" Université kasdi merbah Ouargla .
- [17] : GE-Pr.**M.RAHLI**-Cours-Maintenance-Fiabilité-L3-S6.pdf
- [18] :<http://www.technologuepro.com/maintenance-industrielle/chapitre-5-analyse-des-defaillances-et-aide-au-diagnostic.pdf>
- [19] : **TOUMI ouail & AKERMI said** « Etude Analytique De La maintenance Préventive D'une Turbine à Gaz GE10/2 » UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2018/2019
- [20] : <http://www.technologuepro.com/maintenance-industrielle/chapitre-5-analyse-des-defaillances-et-aide-au-diagnostic.pdf>
- [21]: **SLIMANI Lotfi & MOUSSAOUI Nabil** " Elaboration d'un plan de maintenance par la méthode AMDEC de la ligne turbo alternateur de la centrale CEVITAL-Bejaia" UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA-BEJAIA 2015/2016
- [22] : **Samet Henda & Djrida Nabil** " Analyse de fonctionnement de compresseur par l'application de l'AMDEC (compresseur de la mine de Boukhadra)"UNIVERSITE LARBI TEBSSI –TEBESSA 2015-2016
- [23] : **Chouaib Boutemedjet** " sûreté de fonctionnement et evaluation de performance du system de production du champ gazier de menzelledjmeteast (MLE) " UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES 2015.
- [24] **AMINE BELAID**, ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et productique, université Mohammed Khidher de Biskra 2017.
- [25] **JOEL.M.ZINSALO**, note de cours « pompes et stations de pompage » unversité d'abomeycalavi.
- [26] **Libellé de l'action** « Technologie et maintenance des pompes centrifuges »

- [27] DINBUTA NSEKA MERVEILLE, KAELA TSHILOMBO ROJER MWAPE.TONDO Adrien, NGELEKA.TSHIBANGU. Maxime ; WANDANDA BAUDOUIN JOE- « Eude comparative d'un montage série et d'un montage en parallèle de deux pompes hydraulique » Université de LUBUMBASHI, Faculté polytechnique.
- [28] Mécanique des fluides I /Rappels de statique des fluide, academia.edu.
- [29] ABDALLAH Benkhattouhocine « Analyse et diagnostic des pompes industrielles (Etude de cas au niveau de HENKEL Ain Temouchent » Université de Tlemcen
- [30] Mr.Bourezgue Abderezzak, ‘‘Commande des machines hydraulique ‘‘ cour, université de Guelma ,2019.
- [31] Triangle de vitesse, et courbe caractéristique d'une pompe, Cours de troisième année licence.
- [32] Caractéristique NPSH – Débit : <https://fr.wikipedia.org/wiki/NPSH#:~:text=En%20hydraulique%2C%20NPSH%20est%20un,sa%20pression%20de%20vapeur%20saturante.>
- [33] Loubna Firdaous, Krasimir Dimitrov, Peggy Vauchel, ‘‘ transfert de chaleur par conduction ‘‘, Cour, université de Lile, Juillet 2015
- [34] JOEL.M.ZINSALO, note de cours « pompes et stations de pompage » université D'abomeycalavi.
- [35] BENMOUSSA.Y, ‘‘ théorie de fonctionnement des pompes centrifuges ‘’ cour, université de Bechar.
- [36] Amine Belaid « Etude et conception d'une pompe centrifuge » Université de biskra.
- [37] Cours de Dr.GUERMAT. Université abdelhamid ibn badis de mostaganem, faculté science et de la technologie
- [38] NPSHr : http://www.sasravey.fr/media/Services/LA_CAVITATION.pdf
- [39] HAMAMMED.MOHAMMEDYAHIA, MADONICHOUKRI « Etude de système de refoulement TFNA_DZIOUA », Université AboubakrBelkayid,Tlemcen.
- [40] Cour les turbomachines, Conversion de l'énergie, 1ER Année STS Maintenance.
- [41] DINBUTA NSEKA MERVEILLE, KAELA TSHILOMBO ROJER,MWAPE.TONDO Adrien ,NGELEKA.TSHIBANGU.Moxime ;WANDANDA BAUDOUIN JOE- « Eude comparative d'un montage série et d'un montage en parallèle de deux pompes hydraulique» Université de LUBUMBASHI, Faculté polytechnique.
- [42] MEFTAHA Ali, ‘‘ Etude de la cavitation d'une pompe centrifuge ‘‘, mémoire master, université

De Blida, 2014.

[43] Charles Camichel, ‘‘ Étude théorique et expérimentale des coups de bélier ‘’, Annales de la faculté des sciences de Toulouse 3e série, tome 8 (1916).