

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -
X•O٧•٤X •K١٤ C•A:١٨ :١٤•X - X:O٤O:t -



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة أكلي محمد أولحاج
- البويرة -

FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUÉE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master en **Génie Mécanique**
Option : **Énergétique**

Thème :

Etude et simulation des pompes montées en séries et en parallèles

Présenté par :

Ousdidene Hanane

Évalue le 03/07/2023

Par le jury composé :

Président : M^r. BENSALÉM

Grade

Université Bouira

Encadreur : M^r A. LAOUARI

Université Bouira

Examineurs :

M^{me} BAGHDADI

Université Bouira

Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier **ALLAH**, le tout puissant de nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.*

*Nous tenons à exprimer toute nos reconnaissances à notre encadreur **Mr LAOUARI.A**. Nous le remercions de nous avoir encadrés,*

Orientés, aidés et conseillés.

*Nous adresserons nos sincères remerciement a **Mr LABDAOUIS** ingénieur de laboratoire de génie civilé, aux membres du jury, d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer le travail.*

*Nous tenons à remercier aussi tous les enseignants du département de **Génie Mécanique**, qui ont déployé des efforts infatigables tout au long de notre parcours universitaire. Nos vifs remerciements vont également à nos parents qui ont toujours été là pour nous.*



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail réalisé grâce à Dieu le tout

puissant:

*A Maman qui m'a aidé et ma encouragé durant toutes mes
études*

A mes sœurs

*A mes amis qui étaient toujours là pour me conseiller, me
soutenir, m'encourager et prier pour moi*

A mon marie qui était un soutien pour moi tout le temps

A ma belle-famille

A tous ce que j'aime.



  @khol00d0

Hanane

Remerciements

Dédicaces

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale 1

Chapitre I: Généralités sur les pompes

I. Introduction 3

I.1. Classification des pompes 3

I.2. Pompes volumétriques 4

I.2.1. Les pompe volumétrique rotative 4

I.2.1.1. Pompes à palettes libres 5

I.2.1.2. Pompes à palettes flexibles 5

I.2.1.3. Pompes à engrenages extérieurs 6

I.2.1.4. Pompes à engrenages intérieures 7

I.2.1.5. Pompes à vis 7

I.2.2. Les pompe volumétrique alternative 7

I.2.2.1. Pompe à piston 7

I.2.2.2. Pompe à membrane ou à soufflet 8

I.3. Pompes roto-dynamiques 9

I.3.1. Description d'une pompe centrifuge 9

I.3.2. Fonctionnement 11

I.3.3. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges 12

I.4. Choix de type de pompe 12

I.5. Conclusion 13

Chapitre II: Approche théorique sur les pompes

II.1. Introduction 15

II.2. Triangles des vitesses au niveau d'une roue radiale d'une pompe centrifuge 15

II.2.1. Caractérisations d'une pompe centrifuge 15

II.2.2. Paramètres caractéristique de l'écoulement sur une roue centrifuge 16

II.3. Les formules du calcul hydraulique 18

II.3.1. Détermination des pertes de charge dans les réseaux AEP 19

II.3.1.1. Définition 19

Sommaire

II.3.1.2. Pertes de charges linéaires:	19
II.3.1.3. Pertes de charge singulières	19
II.3.1.4. Les pertes de charge totales	19
II.3.2. Régimes d'écoulement - nombre du REYNOLDS	20
II.3.2.1. Régime laminaire	20
II.3.2.2. Régime turbulent	20
II.3.2.3. Résultats empiriques à titre indicatif	20
II.3.3. La détermination du coefficient de perte de charge λ	21
II.4. Performance d'une pompe centrifuge	21
II.4.1. La vitesse de rotation	21
II.4.2. La hauteur manométrique totale produite par la pompe	22
II.4.3. Le débit d'une pompe (Q)	22
II.4.4. Puissance	22
II.4.5. Rendement	22
II.5. Construction des courbes caractéristique et point de fonctionnement	22
II.5.1. Courbes caractéristiques des pompes	22
II.5.1.1. Courbe de débit-hauteur	23
II.5.1.2. Courbe de rendement	23
II.5.1.3. Courbe de puissance	23
II.5.1.4. Courbes caractéristiques de réseau	24
II.5.2. Point de fonctionnement	25
II.6. NPSH et Cavitation	25
II.6.1. La cavitation	25
II.6.1.1. Causes de cavitation	26
II.6.2. Conditions du bon fonctionnement	26
II.6.2.1. Le NPSH (Net Positive Suction Head)	26
II.6.2.2. NPSH requis	27
II.6.2.3. NPSH disponible	27
II.7. Montage des pompes	28
II.7.1. Montage des pompes en série	28
II.7.1.1. Avantages	28
II.7.1.2. Inconvénients	29
II.7.2. Montage des pompes en parallèle	29
II.7.2.1. Avantages	30
II.7.2.2. Inconvénients	30

II.8. Conclusion 31

Chapitre III: Etude expérimentale

III.1. Introduction 33

III.2. Présentation de dispositif expérimental 33

 III.2.1. But de travail 33

 III.2.2. Description du dispositif 34

III.3. Dispositif de mesure 35

 III.3.1. Variation de la vitesse de rotation 35

 III.3.2. Calcul de la hauteur manométrique 35

 III.3.3. Calcul de la charge nette d'aspiration : N.P.S.H 35

 III.3.4. Mesure de couple 36

 III.3.5. Calcul de la puissance en bout d'arbre 36

 III.3.6. Calcul du rendement de l'ensemble motopompe 36

 III.3.7. Calcul de rendement de la pompe 37

III.4. Résultats expérimentales 37

 III.4.1. POMPE 1 37

 III.4.2. Pompe 2 43

 III.4.3. Montage des pompes en séries et en parallèles 44

 III.4.3.1. Les pompes en série 44

 III.4.3.2. Les pompes en parallèles 45

III.5. Conclusion 45

III.6. Etude comparative des résultats théorique et expérimentale sur le logiciel DWSIM 46

III.7. Présentation de logiciel 46

III.8. Interface 47

III.9. Outils 48

III.10. Simulation de la Pompe 49

III.11. Conclusion 57

Chapitre IV: Etude d'application d'un réseau d'alimentation d'eau potable de FSSA

IV. Introduction 59

IV.1. Calcul des réseaux hydraulique de la faculté science et science appliquée (FSSA) 59

IV.2. Calcul des pertes charge 60

 IV.2.1. Calcul des pertes charge à l'aspiration 60

 IV.2.2. Calcul des pertes charge au refoulement 62

IV.3. Calcul de la hauteur manométrique totale (HMT) 66

Sommaire

IV.4. Calcul de la pression de refoulement	66
IV.5. Diagnostic relatif au point de fonctionnement et la cavitation	66
IV.5.1. Calcul et vérification de NPSH.....	66
IV.5.2. La courbe caractéristique de la pompe	67
IV.5.3. Courbe caractéristique du réseau	69
IV.5.4. Point de fonctionnement	71
IV.6. Calcul de rendement de la pompe	72
IV.7. Conclusion	72
Conclusion générale	74
Annexe	
Références bibliographiques	

Liste des figures

Liste des figures

Figure I. 1: Montage d'une pompe en aspiration et en charge.....	3
Figure I. 2: Classification des pompes.....	4
Figure I. 3: Pompe à palettes libres.	5
Figure I. 4: Pompe à palettes flexibles.	6
Figure I. 5: Pompes à engrenages extérieurs	6
Figure I. 6: Pompes à engrenages intérieurs.	7
Figure I. 7: Pompes à vis.	7
Figure I. 8: Pompes à piston.....	8
Figure I. 9: pompe à membrane.	8
Figure I. 10: Les trois types des pompes roto-dynamiques.	9
Figure I. 11: Pompe centrifuge.....	10
Figure I. 12: Pompe monocellulaire.	10
Figure I. 13: Pompe multicellulaire.....	11
Figure I. 14: Types de roue.	12
Figure II. 1: Composantes d'une pompe centrifuge.	15
Figure II. 2: Diagrammes des vitesses sur une roue à entrer radiale.....	17
Figure II. 3: Triangle des vitesses à la sortie et à l'entrée d'une turbomachine radiale	18
Figure II. 4: Représentation d'un régime laminaire.....	20
Figure II. 5: Représentation d'un régime turbulent	20
Figure II. 6: Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit	23
Figure II. 7: Courbes caractéristiques rendement et puissance en fonction de débit	24
Figure II. 8: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique	24
Figure II. 9: point de fonctionnement d'une pompe.....	25
Figure II. 10: Roue soumise à cavitation.	26
Figure II. 11: Effet de la cavitation sur la roue d'une pompe centrifuge	26
Figure II. 12: Le NPSH requis et disponible d'une pompe	27
Figure II. 13: Schémas d'un couplage des deux pompes en série	28
Figure II. 14: courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série.....	28
Figure II. 15: Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle.....	29
Figure II. 16: courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle.....	30
Figure III. 1: Banc de pompe en série parallèle PS73.	33
Figure III. 2: Diagramme de l'eau a $T=23.2^{\circ}\text{C}$ on obtient $P_{\text{vap sat}}=0.029\text{bar}$	37
Figure III. 3: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$	38
Figure III. 4: NPSHr en fonction de débit volumétrique avec $N=2533\text{tour/min}$,	38
Figure III. 5: La puissance absorbée en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$	39
Figure III. 6: La puissance mécanique et hydraulique en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$	40

Liste des figures

Figure III. 7: La puissance hydraulique en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$	40
Figure III. 8: Rendement global en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$	41
Figure III. 9: Rendement pompe en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$	41
Figure III. 10: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique.	43
Figure III. 11: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique.	44
Figure III. 12: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique.	45
Figure III. 13: Interface du logiciel DWSIM.	47
Figure III. 14: Introduction de la base de données du logiciel (DWSIM).	48
Figure III. 15: Liste des composés chimiques disponibles sur la base de données du logiciel (DWSIM).	48
Figure III. 16: Modèle thermodynamiques disponibles sur la base de données du logiciel (DWSIM).	49
Figure III. 17: Schéma général de la simulation d'une pompe.	49
Figure III. 18: Les courbes représentent l'écart entre le HMT expérimentale et HMT théorique.	53
Figure III. 19: Schéma général de la simulation d'une pompe 2 d'eau $Q_v=900\text{l/h}$	53
Figure III. 20: les courbes représentent l'écart entre le HMT expérimentale et HMT théorique.	56
Figure IV. 1: illustration plan de situation de réseau AEP de FSSA.....	59
Figure IV. 2: Courbe caractéristique de la pompe.	69
Figure IV. 3: Courbe caractéristique de réseau.	71
Figure IV. 4: le point de fonctionnement de la pompe.	71

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I. 1: Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.	12
Tableau II. 1 : différences formules d'estimation de coefficient λ	21
Tableau III. 1: Résultat pratique de simulation de la pompe « expérience » n°1.	50
Tableau III. 2: Résultat pratique de simulation de la pompe 1 « expérience » n°2.....	51
Tableau III. 3: Résultat pratique de simulation de la pompe 1 « expérience » n°3.....	52
Tableau III. 4: résultat pratique de simulation de la pompe 2 « expérience » n°1.	54
Tableau III. 5: Résultat pratique de simulation de la pompe 2 « expérience » n°2.....	55
Tableau IV. 1: Tableau des pertes de charge de réseau AEP de FSSA.	65
Tableau IV. 2:La variation de la HMT d'une pompe par rapport au débit.....	68
Tableau IV. 3: Variation de HMT de réseau par rapport au débit.	70

Nomenclature

Nomenclature

H.M.T	hauteur manométrique totale (mce).
NPSH	NET POSITIVE SUCTION HEAD (mce).
P_{aval}	pression de refoulement pompe (bar).
P_{amont}	pression d'aspiration pompe (bar).
ρ	masse volumétrique du liquide (Kg/m ³).
g	Acceleration (m/s ²) ($g=9.81 \text{ m/s}^2$).
P_{vap}	Pression de vapeur saturante (Pa)
Q_v	débit volumique (m ³ /s).
V	vitesse du liquide (m/s).
D	diamètre de la tuyauterie
X	Distance de déplacement (m).
Y	Longueur du bras de levier.
M	Masse sur le bras de levier.
L	distance du centre de gravité de la masse par rapport à l'axe de rotation.
C	couple mécanique (N.m).
P	Puissance (W).
N	Vitesse de rotation (tr/min).
P_F	Puissance fournie au fluide (W).
η_G	Rendement du groupe motopompe(%).
P_A	puissance électrique absorbée lue sur le wattmètre (W).
η_P	Rendement de la partie pompe (%).
P_F	Puissance fournie au fluide (W).
P_M	puissance transmise en bout d'arbre moteur (W).
S	Section de conduite (m ²).
ν	la viscosité cinématique de l'écoulement (m ² /s).
Re	Nombre de Reynold.
λ	Coefficient de frottement.
K_L	Coefficient de perte de charge linéaire (m/ml).
K_S	Coefficient de perte de charge singulière.
ε	Coefficient de rugosité absolue (mm).
ΔH_{asp}	pertes de charge totale à l'aspiration.
ΔH_{ref}	pertes de charge totale au refoulement(m).
ΔH_{totale}	Perte de charge totale(m).
H_g	La hauteur géométrique(m).
P_{ref}	Pression de refoulement (bar).
Q_{pf}	Le débit volumique au point de fonctionnement (m ³ /h).
H_{pf}	La hauteur manométrique au point de fonctionnement(m).

Introduction générale

Introduction générale

Dans de nombreux domaines industriels et domestiques, les pompes sont l'outil de base pour le transport de fluides (ex : de l'eau, du pétrole, des produits chimiques et d'autres fluides), facilitant de nombreuses activités et processus essentiels à notre vie quotidienne.

Les pompes centrifuges sont des machines hydrauliques, qui pompent les liquides par la conversion de l'énergie cinétique de rotation à l'énergie hydrodynamique de l'écoulement de fluide. Lorsque vous devez sélectionner une pompe pour votre installation, il est nécessaire de dimensionner la pompe en utilisant les notions de hauteur manométrique totale (HMT), de puissance et de rendement est le débit volumique maximal de la pompe.

Afin d'approfondir nos connaissances dans les applications des pompes centrifuges, nous avons effectué un travail expérimental au niveau de Laboratoire de Mécanique des Fluides de notre Faculté des Sciences et Sciences Appliquées. Les principales techniques de mesure mises en œuvre sont la pression d'aspiration, la pression de refoulement et le débit, ces mesures directes ou indirectes sont utilisées pour le calcul expérimental de hauteur, de puissance et de rendement des pompes centrifuges dans le montage en série et en parallèle à l'aide du banc PS73.

Ensuite, nous avons étudié le réseau de distribution de l'eau potable de la faculté des sciences et des sciences appliquées. Nous avons procédé aux calculs des pertes de charge, et le point de fonctionnement optimal spécifique de la pompe de refoulement.

L'objectif de notre étude est une comparaison entre les pompes montées en série et en parallèles et l'étude caractéristique des pompes centrifuges à savoir le rendement mécanique de la pompe, la HMT, le NPSH, la vitesse de rotation, et la puissance de la pompe.

Pour ce la nôtre mémoire s'articule sur quatre chapitres importants ;

En premier chapitre c'est des généralités sur les turbomachines et les pompes centrifuge en particulier. Le deuxième chapitre est une étude théorique sur les pompes et leur utilisation, le troisième chapitre est consacré à la présentation du banc d'essai de l'étude expérimentale et des résultats de simulation de la pompe dans logiciel DWSIM, le quatrième chapitre consacré une application sur un réseau de distribution d'eau potable existant. Ce mémoire se termine avec une conclusions générale et perspectives.

Chapitre I :
Généralité sur les pompes

I. Introduction

Une pompe est une appareil qui aspire un fluide à basse pression pour le refouler à haute pression. Cette dernière a pour effet d'augmenter la pression de fluide du liquide elle convertie l'énergie mécanique fournie par le moteur entraînant la pompe en énergie hydraulique obtenue par le fluide entre l'aspiration et le refoulement de la pompe. [1]

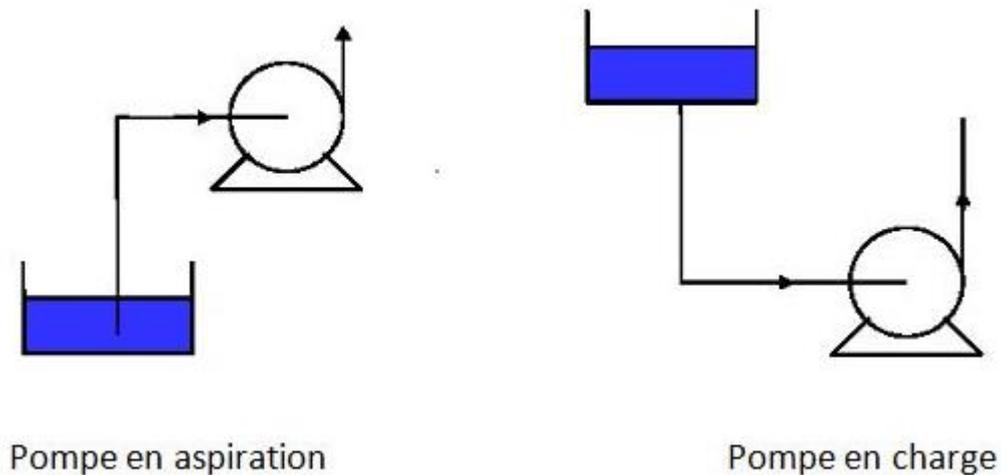


Figure I. 1: Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

I.1. Classification des pompes

On a deux types de pompes : Les pompes roto dynamique et les pompes volumétriques. Les pompes volumétriques sont utilisées pour augmenter la pression de fluide, tandis que les pompes centrifuges sont utilisées pour augmenter le débit. L'utilisation de type de pompe dépend de la nature de fluide et le domaine d'utilisation.

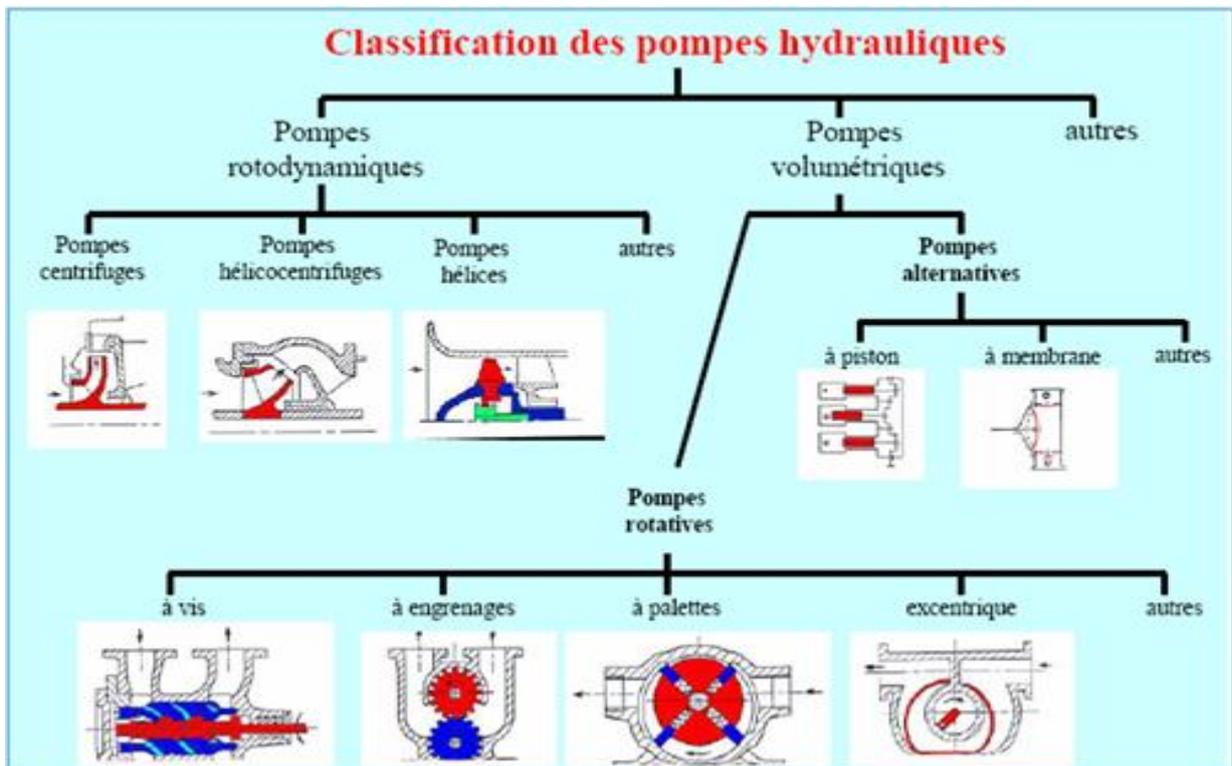


Figure I. 2: Classification des pompes. [2]

I.2. Pompes volumétriques

L'écoulement est causé par un changement de volume occupé par un liquide. Ils sont principalement utilisés pour le pompage de fluides visqueux. Elles élèvent de faibles débits à des pressions élevées.

On constate :

- ✓ Les pompes rotatives, Les pompes à rotor excentré, à rotor oscillant, à palettes, à engrenages.
- ✓ Les pompes à piston (alternatives). [2]

I.2.1. Les pompe volumétrique rotative

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'à refoulement.

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palette, engrenage, lobes. [3]

I.2.1.1. Pompes à palettes libres

Le principe est le suivant : le tambour excentrique tourne par rapport au cylindre du corps de pompe pour entraîner les pales libres (généralement six). Ils sont pressés contre le corps par la force centrifuge créée par la rotation des tambours ou par les ressorts poussant les plaques.

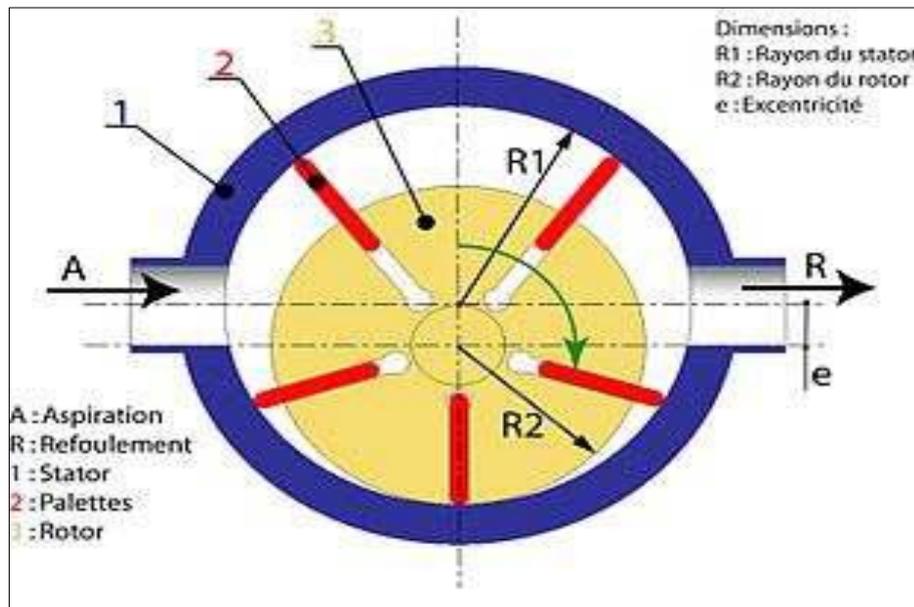


Figure I. 3: Pompe à palettes libres. [3]

I.2.1.2. Pompes à palettes flexibles

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide. Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques débits, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes.

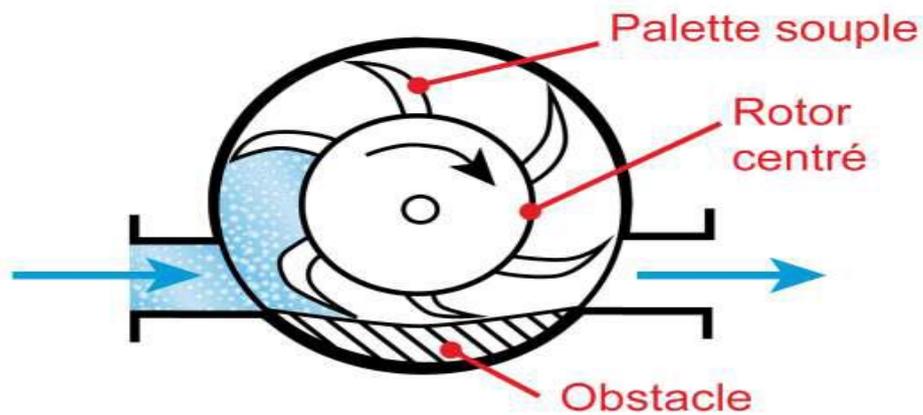


Figure I. 4: Pompe à palettes flexibles. [3]

I.2.1.3. Pompes à engrenages extérieurs

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.

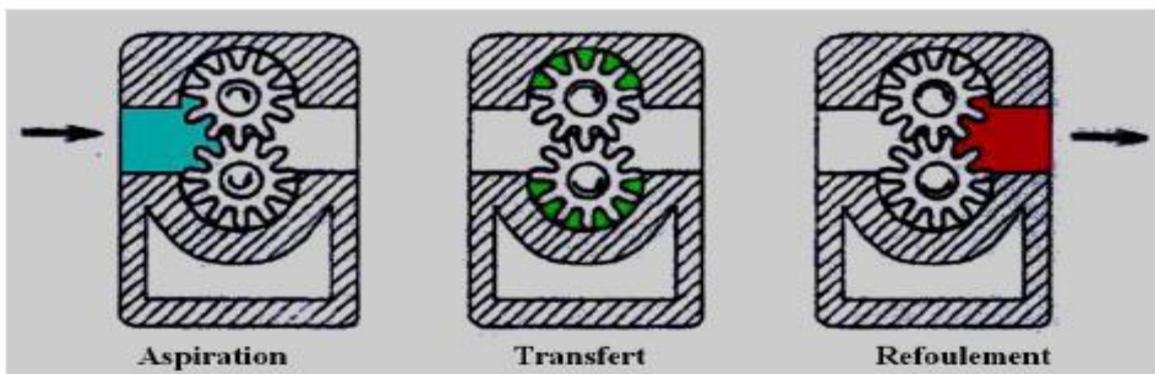


Figure I. 5: Pompes à engrenages extérieurs. [4]

I.2.1.4. Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages. [4]

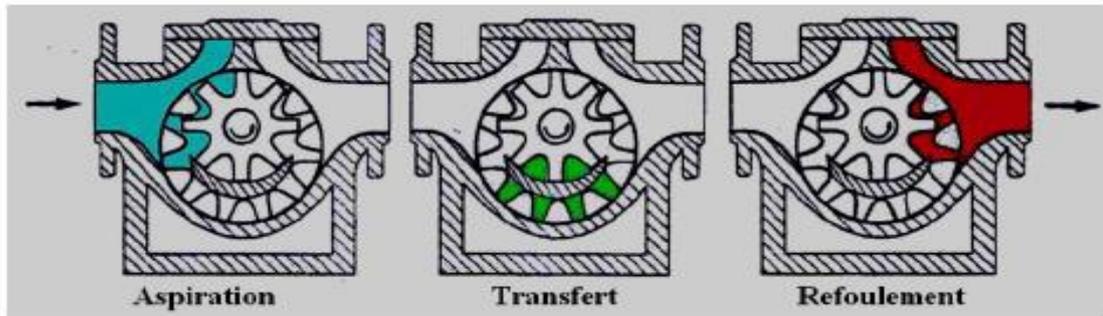


Figure I. 6: Pompes à engrenages intérieurs. [4]

I.2.1.5. Pompes à vis

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 (3000 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 I. 7: Pompes à vis. [3]

I.2.2. Les pompe volumétrique alternative

I.2.2.1. Pompe à piston

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

que comporte le cycle. Elles peuvent être à double effet et, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases, celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit deux fois plus important et une régularité plus grande dans le débit.

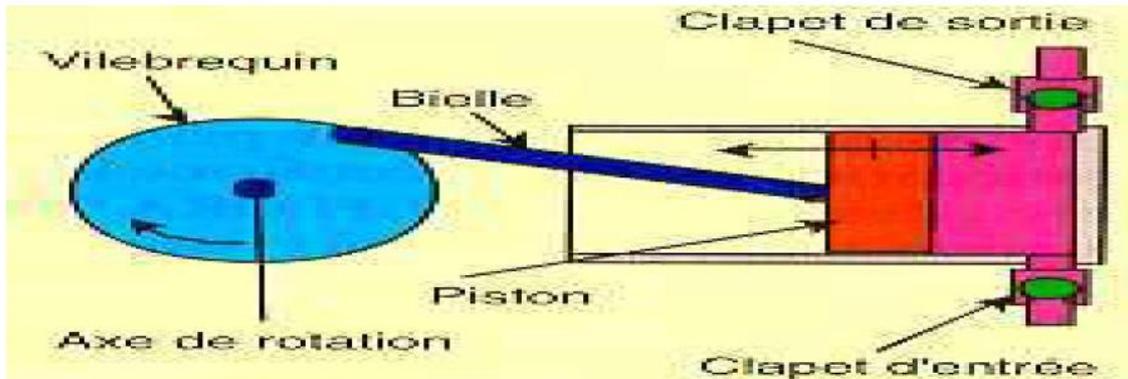


Figure I. 8: Pompes à piston. [3]

I.2.2.2. Pompe à membrane ou à soufflet

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Virton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative. [5]

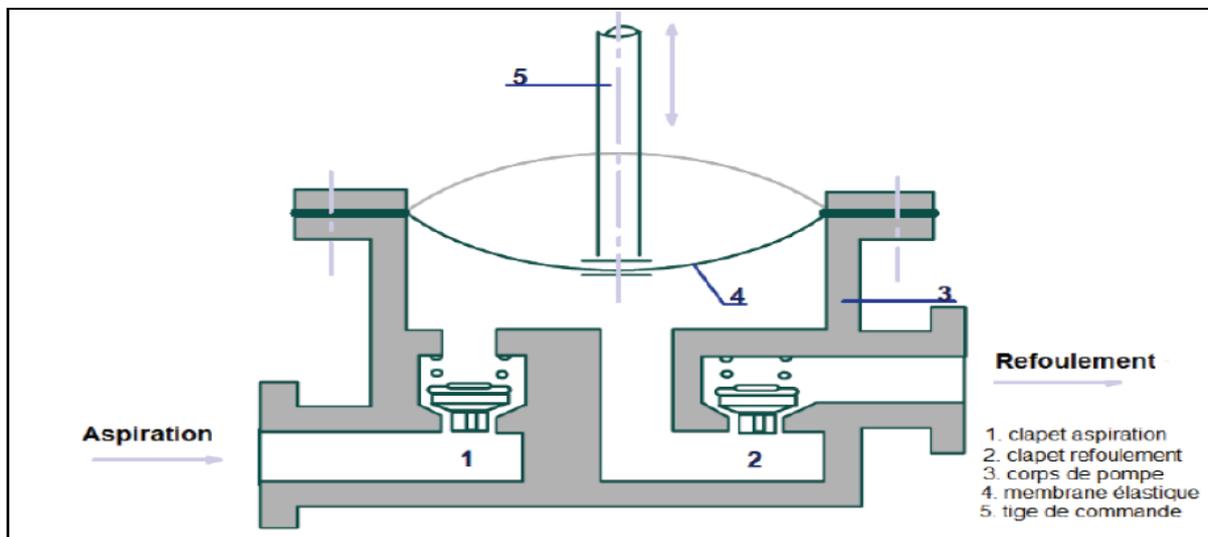


Figure I. 9: pompe à membrane. [4]

I.3. Les pompes roto-dynamiques

On regroupe sous cette appellation 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 rot dynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos. [6]

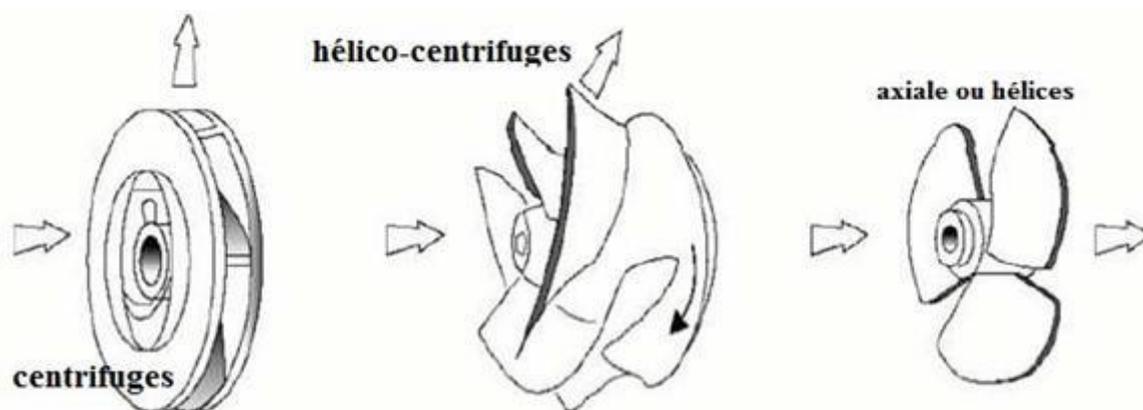


Figure I. 10: Les trois types des pompes roto-dynamiques.

I.3.1. Description d'une pompe centrifuge

Pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide par la conversion de l'énergie cinétique de rotation à l'énergie hydrodynamique de l'écoulement de fluide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommée improprement turbine). C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de l'impulseur, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement [7].



Figure I. 11: Pompe centrifuge.

Les pompes centrifuges peuvent être classées en deux sortes : [7]

❖ **Les pompes monocellulaires** : donc une seule cellule (une roue à aube + diffuseur).

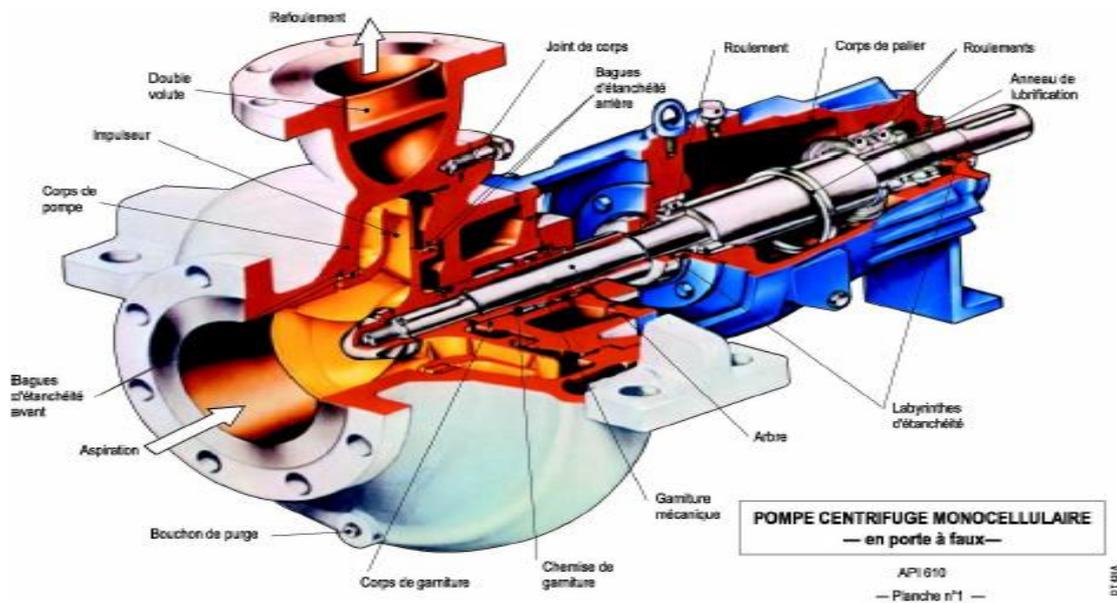


Figure I. 12: Pompe monocellulaire.

❖ **Les pompes multicellulaires** : Le collecteur de la première cellule conduit l'eau dans la roue de la seconde et ainsi de suite. Lorsque l'eau arrive dans la seconde roue, elle arrive avec la pression revue de la première, elle reprend en

conservant cette pression une nouvelle vitesse, de nouveau transformée en pression au contact des diffuseurs et ainsi de suite [7].

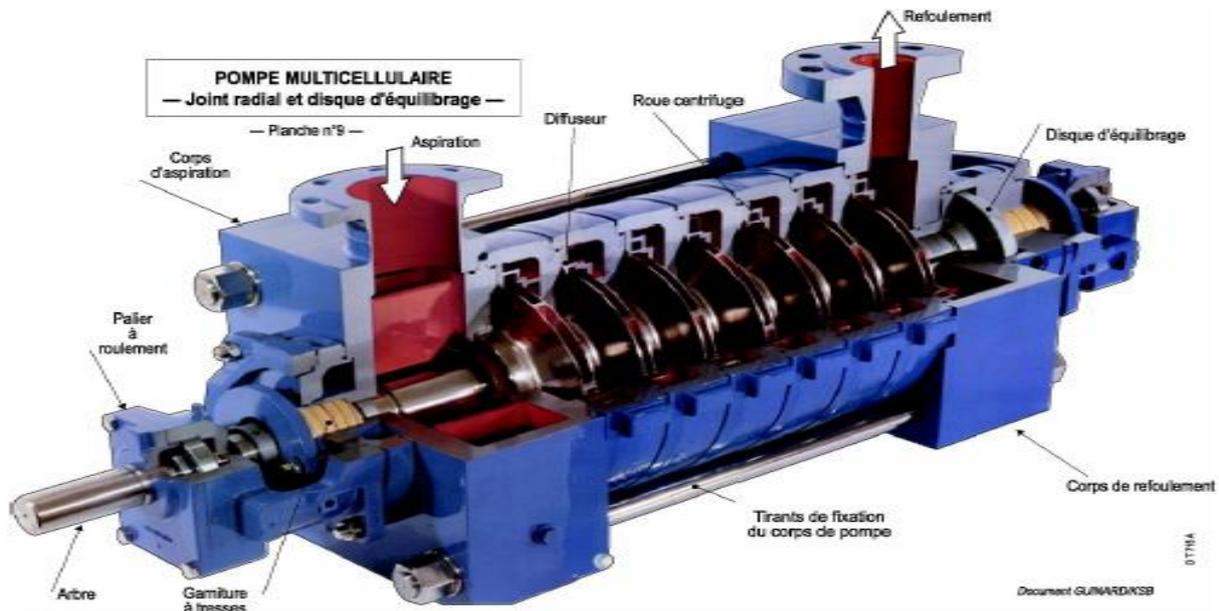


Figure I. 13: Pompe multicellulaire.

I.3.2. Fonctionnement

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes :

❖ 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.

❖ 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.

❖ 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. [8]

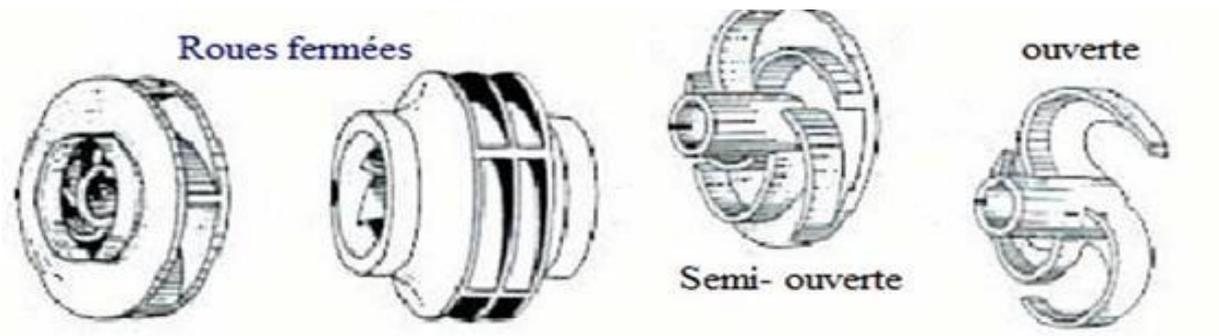


Figure I. 14: Types de roue.

I.3.3. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

Tableau I. 1: Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.

Avantages	inconvénients
Faible encombrement et bruit négligeable.	A faible débit où à grande hauteur de refoulement, le rendement diminue.
Simplicité de construction et régularité dans le fonctionnement	Phénomène de cavitation en cas de pression insuffisante à l'aspiration.
Absence variation de débit et de pression et aptitude du fonctionnement à grande vitesse	Diminution de la hauteur de refoulement en cas de mauvaise étanchéité de la conduite d'aspiration

I.4. Choix de type de pompe

On peut choisir la pompe avec les conditions suivantes [9] :

- ✓ Assurer le débit et la charge demandée.
- ✓ Meilleur rendement.
- ✓ Vérifier la condition de non cavitation.
- ✓ Encombrement et poids les plus faibles.
- ✓ Vitesse de rotation la plus élevée.
- ✓ Puissance absorbée minimale.
- ✓ Être fabriquée en série.

I.5. Conclusion

Les pompes sont des outils multifonctionnels utilisés dans de nombreux aspects de notre vie quotidienne. Leur capacité à déplacer des fluides d'un endroit à un autre de manière efficace et fiable en fait un élément essentiel de notre infrastructure et de nos processus industriels. Néanmoins, lors de l'utilisation d'une pompe, il est essentiel de prendre en compte les aspects énergétiques et de maintenance afin de réduire les coûts et d'assurer sa longévité.

Chapitre II :
Etude théorique sur les pompes

II.1. Introduction

Les turbomachines sont des machines dans lesquelles un fluide (liquide ou gaz) échange de l'énergie à l'aide d'un ou plusieurs impulseurs (appelés aussi rotors ou roues). Ces derniers sont munis d'aubes (pompes et compresseurs), d'ailettes (turbines à gaz ou à vapeur) ou augets (turbine hydraulique Pelton).

Pour une pompe par exemple, les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans un écoulement de fluide. Elles constituent entre elles des canaux courbés dans lesquels le fluide s'écoule. [10]

II.2. Triangles des vitesses au niveau d'une roue radiale d'une pompe centrifuge

II.2.1. Caractérisations d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est composée un stator (partie statique) et d'un rotor (partie dynamique tournant). Le stator est composé d'une volute et d'un diffuseur équipé d'aubage.

Le rotor appelé aussi roue ; est un disque rotatif autour de l'arbre de transmission et équipé d'aubage servant à acheminé le fluide. L'entrée du liquide se fait par le distributeur de l'arbre.

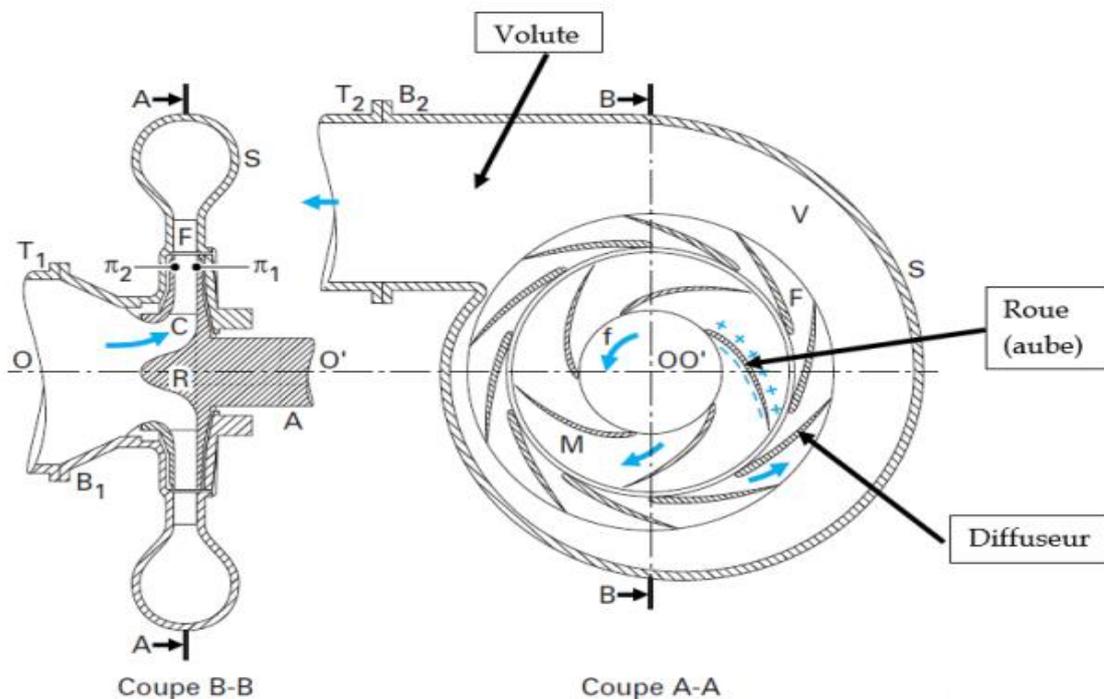


Figure II. 1: Composantes d'une pompe centrifuge. [10]

L'écoulement sur la roue ainsi que la surpression du fluide peut être résumé comme suit :

- ✓ Le fluide entre dans le rotor (roue).
- ✓ Le rotor force un écoulement radial.
- ✓ La rotation augmente l'énergie cinétique de fluide et la force centrifuge augmente la pression.
- ✓ Le diffuseur, à la sortie de la roue, transforme l'énergie cinétique en pression.
- ✓ La roue est animée d'un mouvement de rotation ; la vitesse de rotation est : ω .
- ✓ à l'entrée ou à la sortie, le fluide se déplace d'un mouvement relatif sur la roue, en même temps la roue tourne avec mouvement de rotation.
- ✓ Le mouvement absolu du fluide est la résultante de composition de ces deux mouvements (le fluide se déplace sur la roue, et la roue 'avec le fluide' tourne). [11]

II.2.2. Paramètres caractéristique de l'écoulement sur une roue centrifuge

Les paramètres caractérisant l'écoulement sur la roue sont les suivants

ω : vitesse de rotation de la roue.

U : vitesse linéaire de la rotation de la roue ;

$$U = \sqrt{U_t^2 + U_n^2} \dots\dots\dots (II.2.2.a)$$

Où U_n et U_t : composante normale et composante tangentielle de U par rapport à la périphérie de la roue respectivement.

Où $U_t = \omega \times \frac{d}{2}$;

Et $U_n = 0$.

W : vitesse relative du fluide sur la roue ;

$$W = \sqrt{W_t^2 + W_n^2} \dots\dots\dots (II.2.2.b)$$

V : vitesse absolue du fluide ;

$$V = \sqrt{V_t^2 + V_n^2} \dots\dots\dots (II.2.2.c)$$

Et $V_n = \frac{Q}{S}$;

Avec Q : débit d'écoulement du fluide ;

Où S : section d'écoulement ;

$$S = 2\pi \times d \times L;$$

$$d = 2 \times R.$$

R : distance du point considéré par rapport à l'axe de l'arbre de transmission (centre de la roue).

I : épaisseur de l'espace d'écoulement sur la roue.

α : angle que fait la vitesse absolue (réelle) du fluide avec la tangente à la roue.

β : angle que fait la vitesse relative du fluide avec la tangente à la roue (imposé par les aubes : imposé par le constructeur).

Indice 1 et 2 : indiquant l'entrée et la sortie de la roue respectivement.

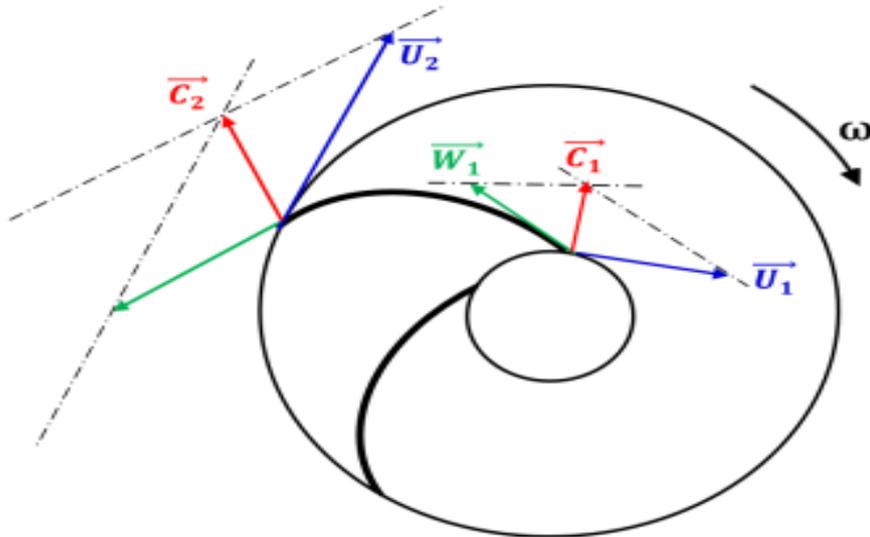


Figure II. 2: Diagrammes des vitesses sur une roue à entrer radiale. [10]

Remarque 1 : $\alpha_1 = 90^\circ$.

Remarque 2 : à la sortie de la roue et en mouvement relatif ; le fluide ne suit pas exactement la géométrie de l'aube, mais il fait une déviation (écart angulaire). [11]

$\Delta\beta_2 = \beta_2 \text{ géométrique} - \beta_2 \text{ réel}$; ou $\Delta > 0$.

β_2 géométrique : angle que fait l'Aube avec la tangente à la sortie de la roue (imposée par le constructeur).

$\beta_{2\text{réel}}$: Angle que fait la vitesse relative avec la tangente à la sortie de la roue.

❖ **Composition des vitesses au niveau d'une roue**

La composition des vitesses donne :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} ; \vec{W} = \vec{V} - \vec{U} ; \vec{W}^2 = \vec{V}^2 + \vec{U}^2 - 2\vec{U} \cdot \vec{V}$$

$$W^2 = V^2 + U^2 - 2UV\cos\alpha$$

$$W = \sqrt{V^2 + U^2 - 2UVCOS\alpha} = \sqrt{V^2 + U^2 - 2UVt}$$

$$UV_t = \frac{v^2 + u^2 - w^2}{2} \dots\dots\dots (III.2.2.d)$$

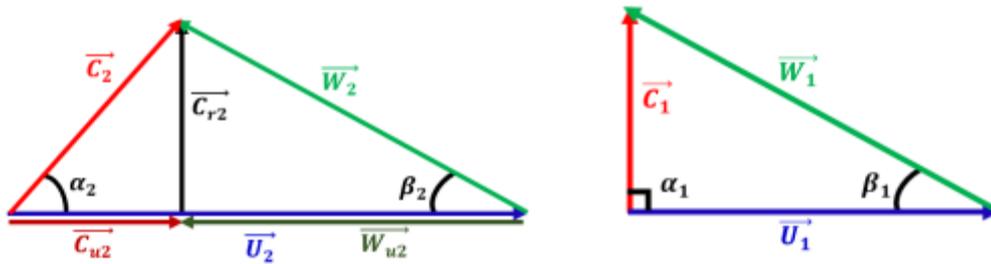


Figure II. 3: Triangle des vitesses à la sortie et à l'entrée d'une turbomachine radiale. [10]

Puissance théorique fournie par une roue :

$$P_{th} = \frac{dT}{dt} = C \times \omega$$

Ou C : couple motrice exercé par la roue sur le fluide. On appliquant la théorie de conservation du moment de la quantité de mouvement :

$$C = \rho \times Q(R_2 V_{2t} - R_1 V_{1t})$$

$$dT = C \times \omega dt = \rho \times Q \times (U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t}) dt$$

$$P_{th} = \frac{dT}{dt} = \rho \times Q (U_2 V_{2t} - U_1 \widehat{V}_{1t})$$

$$P_{th} = \frac{\rho \times Q^2 \times \omega}{2 \times \pi \times l \times \tan \alpha_2} \dots \dots \dots (II.2.2.e)$$

$$\text{Ou } P_{th} = \frac{\rho \times d_2^2 \times \omega^2}{4} \times Q - \frac{\rho \times \omega}{2 \times \pi \times l \times \tan \beta_2} \times Q^2$$

La hauteur manométrique théorique d'une roue :

$$P_{th} = \rho \times g \times Q \times H_{th} \dots \dots \dots (II.2.2.f)$$

$$H_{th} = \frac{P_{th}}{\rho \times g \times Q} = \frac{1}{g} (U_2 V_{2t} - U_1 \widehat{V}_{1t})$$

$$\text{Ou } UV_t = \frac{v^2 + U^2 - W^2}{2}$$

$$H_{th} = \frac{Q \omega}{2 \times \pi \times g \times l \times \tan \alpha_2}$$

$$\text{Ou } H_{th} = \frac{d_2^2 \times \omega^2}{4g} - \frac{\omega}{2 \times \pi \times g \times l \times \tan \alpha_2} \dots \dots \dots (II.2.2.g)$$

II.3. Les formules du calcul hydraulique

Dans cette partie on va donner les formules principales pour étudier l'écoulement dans les conduites ainsi que l'évaluation des paramètres qui leurs caractérisent. [12]

II.3.1. Détermination des pertes de charge dans les réseaux AEP

II.3.1.1. Définition

Les pertes de charge par frottement sont produites dans la section transversale par l'interaction entre les volumes élémentaires de fluide en déplacement et les parois internes de son contenant (ex : conduite, accessoire, compteurs...). De façon générale, les pertes d'énergie sont causées par :

- ✓ Frottement contre les surfaces internes.
- ✓ Effet de turbulence.
- ✓ Action des forces de viscosité moléculaire.
- ✓ Obstacle induisant un changement prononcé des lignes de courant. [12]

II.3.1.2. Pertes de charges linéaires:

Les frottements de l'air sur les parois des conduits provoquent des pertes de charge linéaires ou régulières. Les pertes de charges singulières sont causées par les divers éléments du réseau qui modifient le flux de l'air (entrées et sorties, coudes, réductions, etc...). La perte de charge linéaire a pour expression :

$$\Delta H_L = \frac{\lambda L V^2}{D 2g} \dots\dots\dots (II.3.1.2.a)$$

II.3.1.3. Pertes de charge singulières

Ce sont des pertes de charges localisées due aux frottements du fluide dans la singularité telles que les coudes, vannes, clapets, branchements, diaphragmes ...etc. On exprime une perte de charge singulière en fonction de la vitesse moyenne V avant la singularité :

$$\Delta H_{sing} = K \frac{V^2}{2 \times g} \dots\dots\dots (II.3.1.3.a)$$

III.3.1.4. Les pertes de charge totales

Elles sont définies comme suit :

$$\Delta H_t = \Delta H_s + \Delta H_L \dots\dots\dots (III.3.1.4.a)$$

II.3.2. Régimes d'écoulement - nombre du REYNOLDS

Il existe deux régimes d'écoulement :

- ✓ Régime laminaire.
- ✓ Régime turbulent.

II.3.2.1. Régime laminaire



Figure II. 4: Représentation d'un régime laminaire [13].

II.3.2.2. Régime turbulent

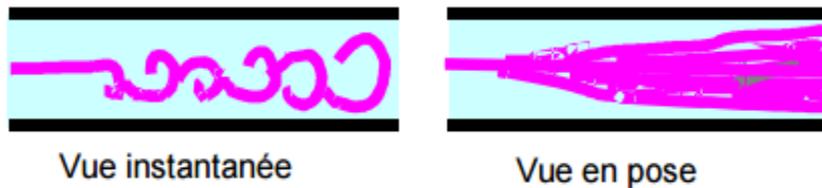


Figure II. 5: Représentation d'un régime turbulent [13].

Il existe encore une subdivision entre :

- ✓ Les écoulements turbulents lisses.
- ✓ Les écoulements turbulents rugueux.

Le nombre de Reynolds donné par l'expression suivante :

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \dots\dots\dots (II.3.2.2.a)$$

II.3.2.3. Résultats empiriques à titre indicatif

- ✓ Si $Re < 2000$ l'écoulement est laminaire.
- ✓ Si $2000 < Re < 4000$ l'écoulement est transitoire.
- ✓ Si $Re > 4000$ l'écoulement est turbulent.

II.3.3. La détermination du coefficient de perte de charge λ

TableauII.1 : différence formule d'estimation du coefficient λ [12].

Conduit			Régime d'écoulement	Formule
lisse	homogène	hétérogène		
+			Re ≤ 2000 laminaire	HAGEN- POISEUILLE : $\lambda = \frac{64}{Re}$
+			10 ⁴ < Re < 10 ⁵ Turbulent lisse	Blasius : $\lambda = 0.3164 * Re^{-0.25}$
+			Re > 10 ⁵ Turbulent lisse	Karman-Prandtl : $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$
	+	+	Turbulent rugueux	Nikuradse : $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.71D} \right)$
+	+	+	Transitoire et turbulent rugueux/semi-rugueux	Cole brook-white : $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon}{3.7 \times d} \right]$
+	+	+	Transitoire et turbulent ε/D < 10 ⁻² Re > 5 * 10 ³	Swamee-jain : $\lambda = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.71D} + \frac{5.47}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$

II.4. Performance d'une pompe centrifuge

II.4.1. La vitesse de rotation

La vitesse de rotation N est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps [14].

$$\omega = 2. \pi. \left(\frac{N}{60} \right)$$

II.4.2. La hauteur manométrique totale produite par la pompe

La Hauteur manométrique (HMT) d'une pompe est l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse.

$$H.M.T = [(P_{ref} - P_{asp})(10,197 \times 9,81 \times 1000)] \dots\dots\dots (II.4.2.a)$$

II.4.3. Le débit d'une pompe (Q)

Le débit est le volume utile débité au refoulement de la pompe par unité de temps, en m³/s (unités également utilisées : l/s et m³/h). [14].

II.4.4. Puissance

La puissance absorbée par la pompe (la roue) ou puissance fournie à la roue par l'arbre est dite puissance utile Pa. [11]

$$Pu = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots (II.4.2)$$

II.4.5. Rendement

Pour une pompe ; on peut définir plusieurs rendements comme suit :

- ✓ Rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_e} \dots\dots\dots (II.4.5.a)$$

Avec :

Pa : puissance absorbée (W).

Pe : puissance effective (W).

- ✓ Rendement de la pompe

$$\eta_p = \frac{P_u}{P_a} \dots\dots\dots (II.4.5.b)$$

Avec :

Pu : puissance utile (W).

II.5. Construction des courbes caractéristique et point de fonctionnement

II.5.1. Courbes caractéristiques des pompes

Les courbes principales de la caractérisation d'une pompe sont:

- ✓ Les Courbes débit-hauteur.
- ✓ Les Courbes de rendement.
- ✓ Les Courbes de puissance.

II.5.1.1. Courbe de débit-hauteur

Cette courbe représente la variation de la hauteur manométrique totale en fonction du débit Q, ce sont sensiblement des paraboles [15].

Est donnée sous la forme suivante :

$$H_p(Q) = A Q^2 - B Q + D$$

Où A et D sont des coefficients (nombres réels positifs), et B coefficient (nombre réel positif ou négatif).

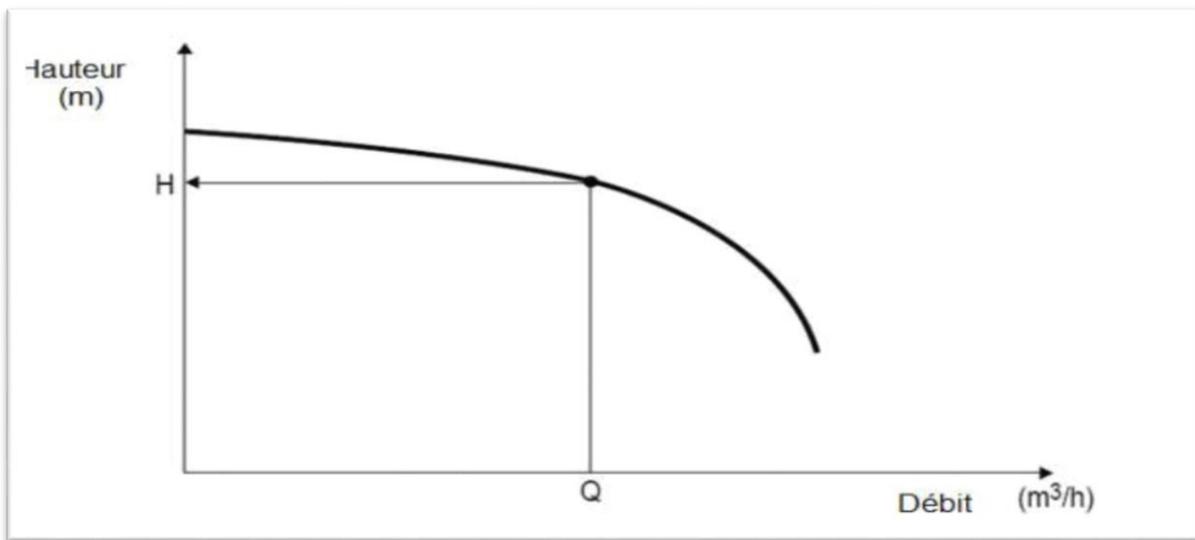


Figure II. 6: Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit [16].

II.5.1.2. Courbe de rendement

La courbe caractéristique de rendement est représenté la valeur de rendement de la pompe est le point de fonctionnement qui correspond au débit relatif au point de fonctionnement [17].

II.5.1.3. Courbe de puissance

La courbe de puissance est donnée en fonction du débit, elle a une forme parabolique. Pour les pompes centrifuges on a [18] :

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots (II.5.1.3)$$

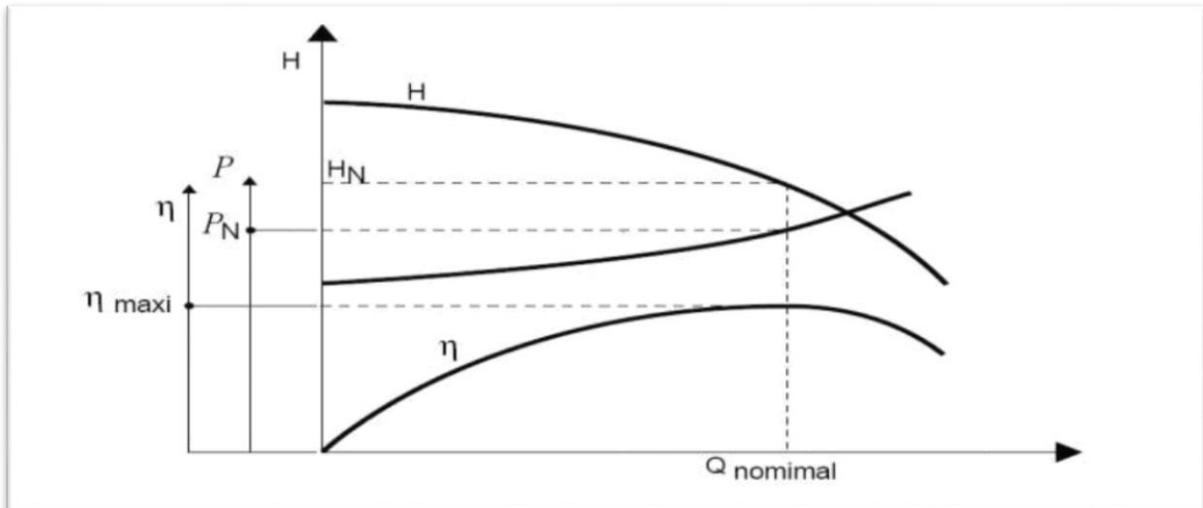


Figure II. 7: Courbes caractéristiques rendement et puissance en fonction de débit [16].

II.5.1.4. Courbes caractéristiques de réseau

La courbe caractéristique de réseau $H_r = f(Q)$ est donnée sous la forme suivante :

$$H_r = H_g + A Q^2$$

Où H_g et A sont des coefficients (nombre réel positif) à déterminer théoriquement ou expérimentalement.

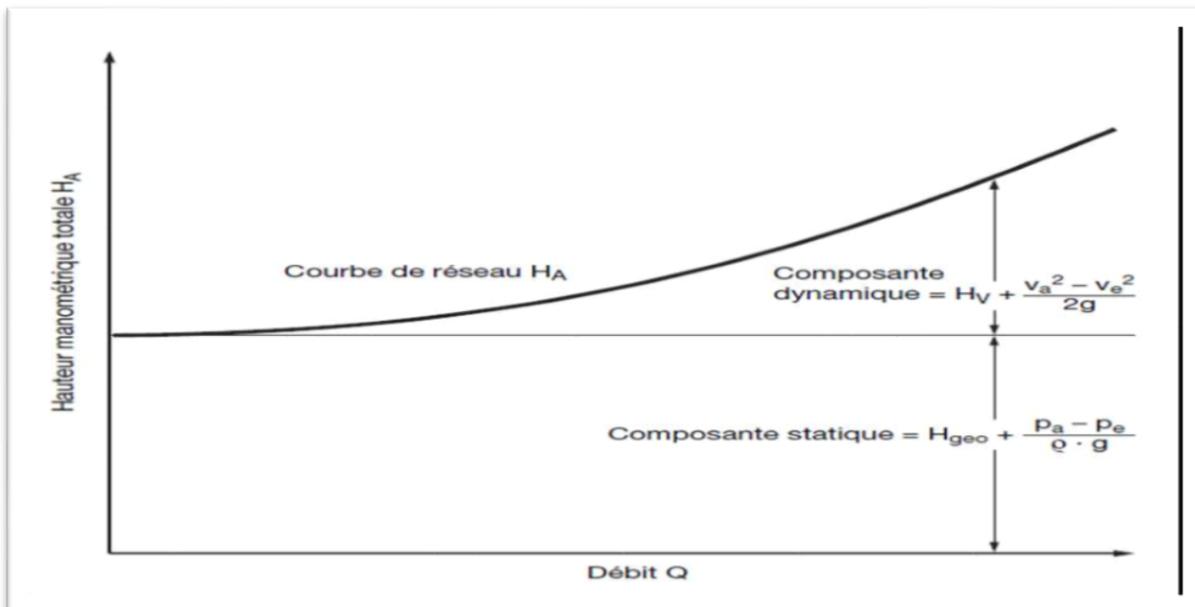


Figure II. 8: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique [14].

II.5.2. Point de fonctionnement

La figure II.9 est une représentation qualitative du point de fonctionnement et la courbe de réseau. L'intersection de la courbe de la pompe et celle de réseau donne le point de fonctionnement.

Soit une conduite donnée AB à l'intérieur de laquelle on transporte un débit A vers B. En appliquant Bernoulli entre l'origine A et l'extrémité B nous avons : [19]

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + Z_B + j_{A \rightarrow B} \rightarrow \frac{P_A - P_B}{\rho g} = Z_B - Z_A + \left(jL + \Sigma K \frac{V^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (II.5.2.a)$$

Les pertes de charge étant proportionnelles à Q² nous avons :

$$\frac{P_A - P_B}{\rho g} = Z_B - Z_A + KQ^2 \dots\dots\dots (II.5.2.b)$$

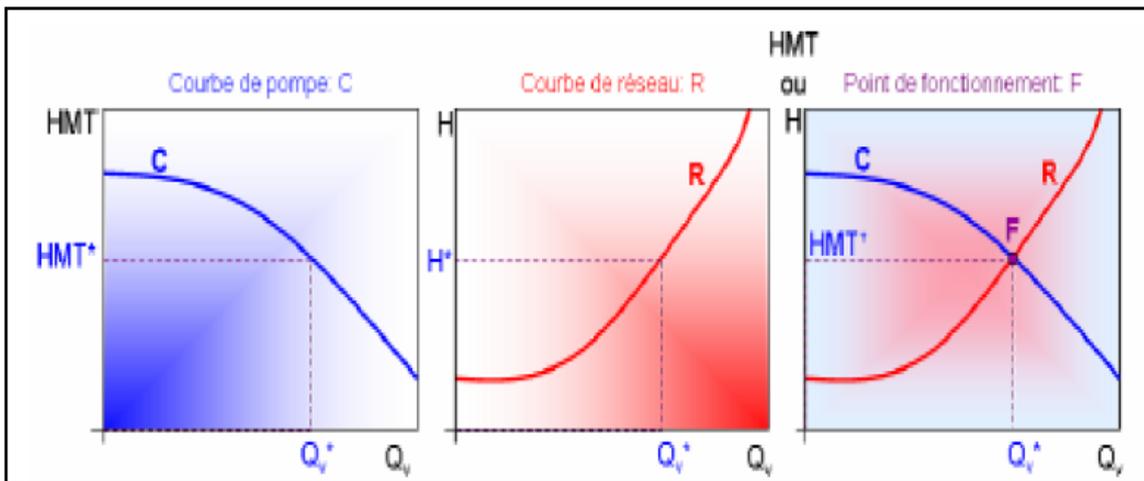


Figure II. 9: point de fonctionnement d'une pompe.

II.6. NPSH et Cavitation

II.6.1. La cavitation

La cavitation est un phénomène physique qui se produit lorsqu'un liquide est soumis à une pression suffisamment basse pour que des bulles de gaz se forment et implosent rapidement.

La cavitation elle cause des dommages importants aux pompes centrifuges et aux équipements. Les bulles qui implosent génèrent une grande quantité d'énergie qui corrode les surfaces en contact avec le liquide elle génère du bruit et des vibrations nuisibles, elle cause des fissurations importantes au machine tournantes.

II.6.1.1. Causes de cavitation

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

- ✓ La dépression due à une survitesses locale de l'écoulement provoquée par exemple par des réductions géométriques.
- ✓ Les fluctuations turbulentes de la pression, le cisaillement élevé et les vortex provoquées par des instabilités de l'écoulement.
- ✓ La rugosité de paroi et la présence de germes de cavitation [20].



Figure II. 10: Roue soumise à cavitation.



Figure II. 11: Effet de la cavitation sur la roue d'une pompe centrifuge.

II.6.2. Conditions du bon fonctionnement

Suite à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème se pose dans le choix de la marge de sécurité qui doit être entre le NPSH disponible et le NPSH requis par la Pompe pour garantir un fonctionnement sans vibrations et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur. Elle est exprimée par la condition :

$$\text{NPSH disponible} - \text{NPSH requis} > 0,5 \text{ mètre.}$$

Cette marge peut se révéler insuffisante pour certains liquides et matériaux ainsi que dans le cas de puissances importantes.

II.6.2.1. Le NPSH (Net Positive Suction Head)

Le NPSH est l'abréviation anglo-saxonne de Net Positive Suction Head, ce qui se traduit en français par Charge Totale Nette d'Aspiration, c'est le critère qui sert à définir la pression nécessaire à l'aspiration pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire pour maintenir en tout point du fluide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, dans l'étude des systèmes avec pompe, on définit deux types de NPSH, le NPSH disponible et le NPSH requis [21].

II.6.2.2. NPSH requis

Pour chaque pompe, il y a un NPSH minimal au-dessous duquel la cavitation apparaît, c'est ce qu'on appelle le NPSH requis, cette caractéristique est donnée par le constructeur de la machine sous forme d'une courbe en fonction du débit.

II.6.2.3. NPSH disponible

Pour un débit donné la pression excédentaire par rapport à la tension de vapeur est appelée NPSH disponible donc il représente la marge entre les conditions de pompage et les conditions d'ébullition de liquide, il doit être toujours supérieur a le NPSH requis comme le montre le schéma suivant :

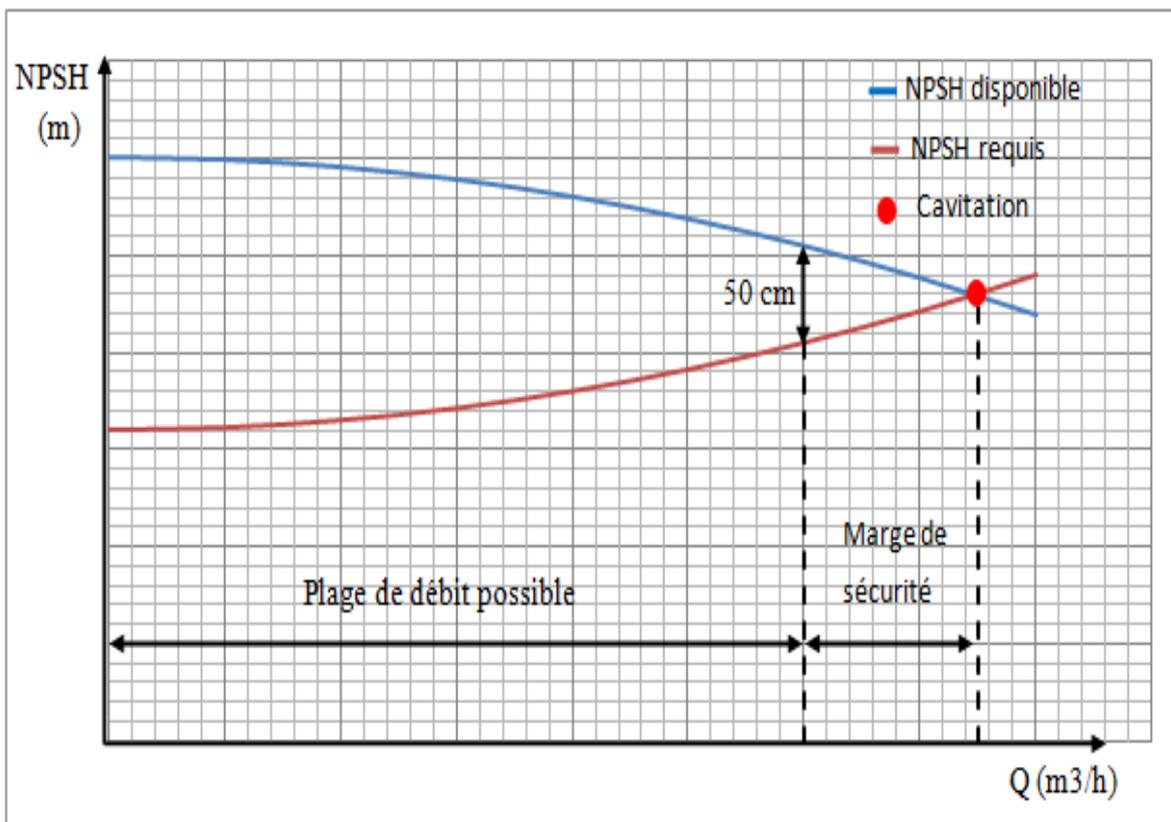


Figure II. 12: Le NPSH requis et disponible d'une pompe [22].

NPSH disponible donnée par la formule suivante :

- ✓ Pompe fonctionnant en aspiration

$$NPSH_{dis} = \frac{p_{as}-p_v}{\rho g} - H_{géo-asp} - \Delta H_{asp} \dots\dots\dots(\text{II.6.2.3.a})$$

- ✓ Pompe fonctionnant en charge :

$$NPSH_{dis} = \frac{p_{as}-p_v}{\rho g} + H_{géo-asp} - \Delta H_{asp} \dots\dots\dots (\text{II.6.2.3.b})$$

II.7. Montage des pompes

II.7.1. Montage des pompes en série

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

- ✓ Le débit circulant dans les deux pompes est identique ($qv = qv1 = qv2$).
- ✓ La hauteur manométrique totale est la somme hauteurs manométriques de chaque pompe ($Hm\ totale = Hm1 + Hm2$) [7].

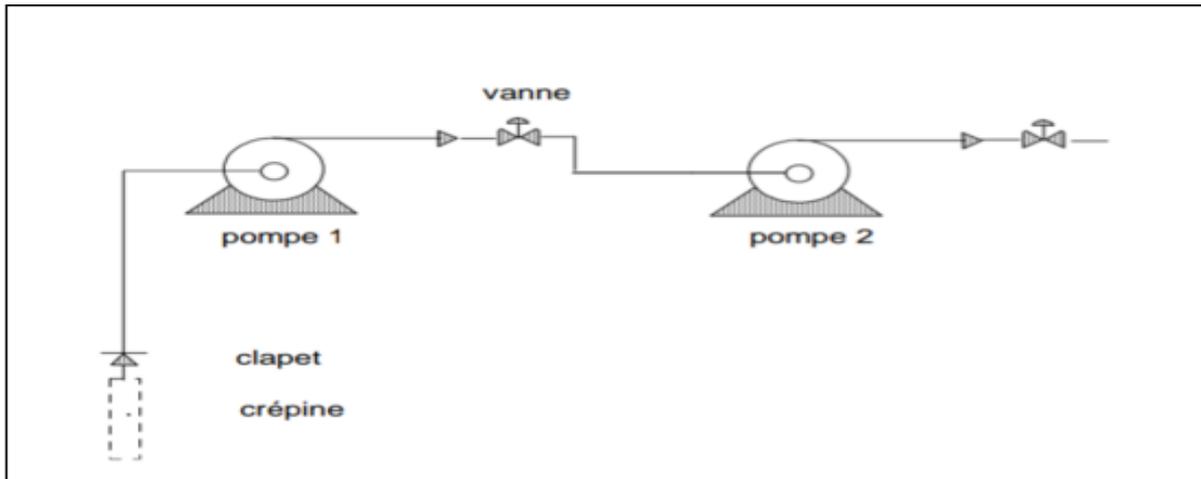


Figure II. 13: Schémas d'un montage des deux pompes en série [7].

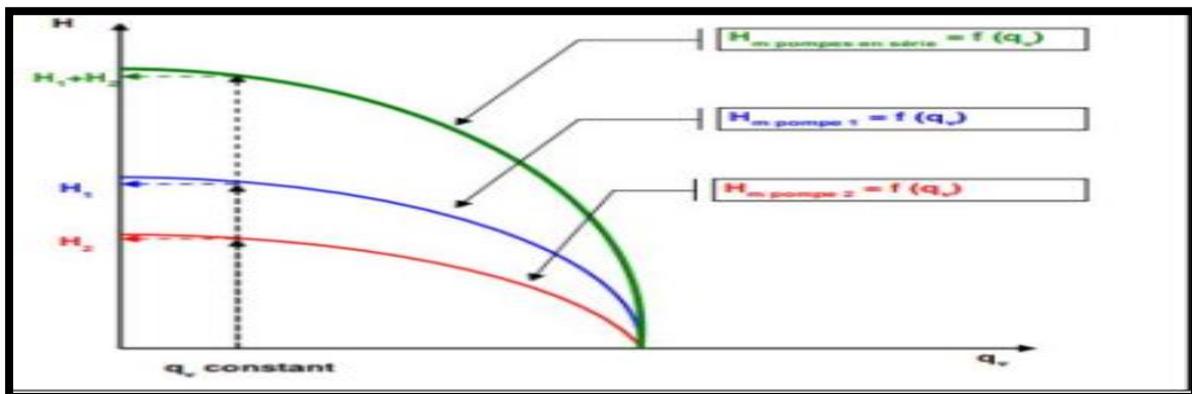


Figure II. 14: courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série.

II.7.1.1. Avantages

- ✓ Le montage série des pompes permet d'augmenter ou mieux de doubler la hauteur manométrique totale.
- ✓ Ce montage n'a pas besoin d'une augmentation de la section de tuyauterie. [23].

II.7.1.2. Inconvénients

- ✓ Un mauvais vannage peut endommager précocement la pompe.
- ✓ La multiplication des moteurs devant entraîner les deux pompes à causer la surconsommation d'énergie. [23]

II.7.2. Montage des pompes en parallèle

La caractéristique du montage 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.

$$qv.total = qv2 + qv1$$

- ✓ La hauteur manométrique est la même pour chaque pompe $Hm = Hm1 = Hm2$ [7].

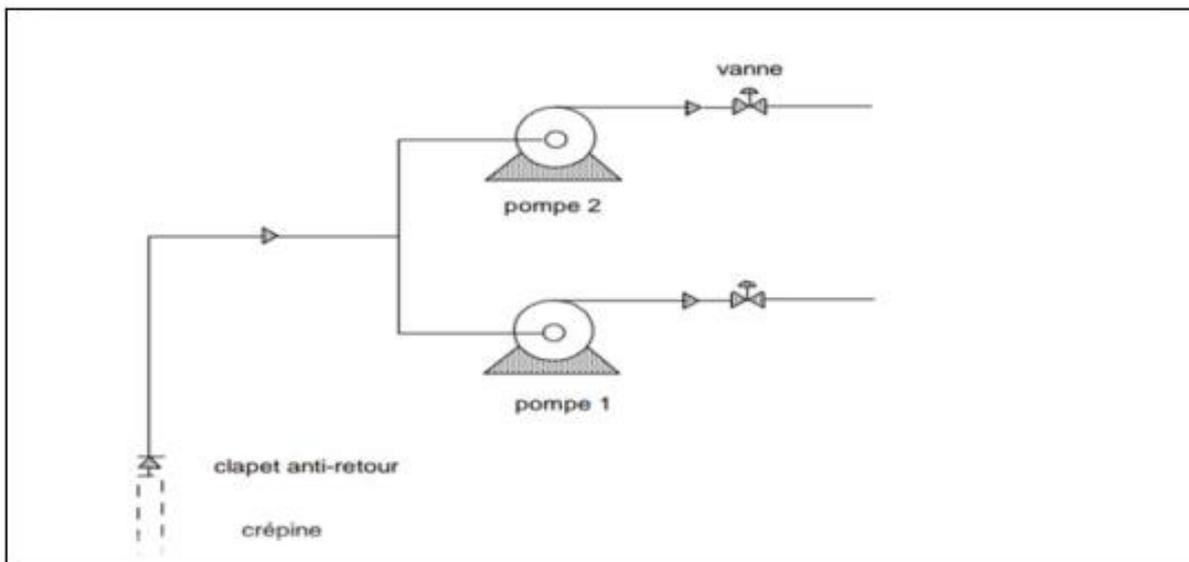


Figure II. 15: Schémas d'un montage des deux pompes en parallèle.

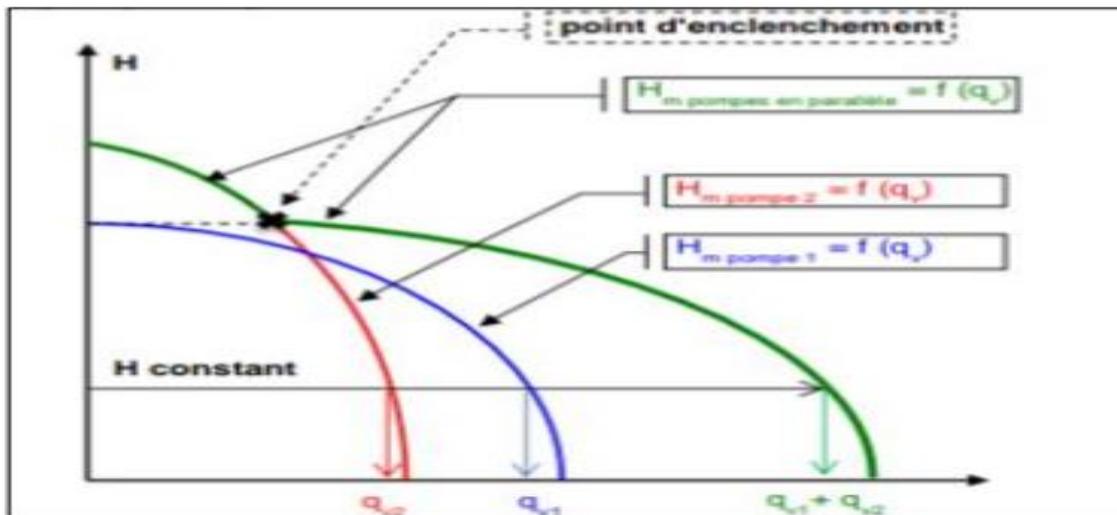


Figure II. 16: courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle.

II.7.2.1. Avantages

- ✓ Le montage en parallèles permet d'augmenter le débit. À condition d'adapter la tuyauterie d'aspiration et de refoulement. Et permet de gagner en temps dans le cas d'un vidage ou d'un remplissage.
- ✓ Le montage en parallèle de deux pompes centrifuges est utilisé pour des circuits des faibles pertes de charge. Le débit se trouve sensiblement augmenté avec une pression proche à celle de la pompe [23].

II.7.2.2. Inconvénients

- ✓ Augmentation de la section des tuyaux est nécessaire.
- ✓ La multiplication des moteurs devant entraîner les deux pompes à causer la surconsommation d'énergie. [23].

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une description générale sur les turbomachines en particulier les pompes centrifuges, leurs installations et différentes configurations existantes (parallèles et en série).

Les différents paramètres qui caractérisent une pompe centrifuge ont été présentés sur ce chapitre à savoir le point de fonctionnement, la hauteur nette, NPSH, la puissance absorbée et différents rendements existants.

Un aperçu sur la cavitation et ses effets nocifs sur la pompe centrifuge ont été présentés. Ainsi que les différents montages des pompes en série et parallèles et leurs avantages et inconvénients ont été cités.

Chapitre III :
Etude expérimentale

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la partie expérimentale de notre travail. Les expériences ont été réalisées dans le Laboratoire de Mécanique des Fluides de notre Faculté des Sciences et Sciences Appliquées. Les principales techniques de mesure mises en œuvre sont la pression d'aspiration, la pression de refoulement et le débit, ces mesures directes ou indirectes sont utilisées pour le calcul expérimental de hauteur, de puissance et de rendement des pompes centrifuges série et parallèle à l'aide du banc PS73.

III.2. Présentation de dispositif expérimental

III.2.1. But de travail

Le banc PS73 permet d'étudier deux pompes centrifuges montées en circuit fermé : une pompe (monobloc) est à vitesse fixe ; une pompe (montée en balance) est à vitesse variable et permet d'étudier les rendements hydrauliques, mécaniques et électriques. Le banc permet de déterminer les caractéristiques de chaque pompe séparément, ainsi que celles des couplages en série ou en parallèle.



Figure III. 1: Banc de pompe en série parallèle PS73.

III.2.2. Description du dispositif

Le banc présenté sur la figure comprend :

- ✓ Un bac de lancement.
- ✓ Une pompe centrifuge avec corps inox, puissance 0.55 KW. Cette pompe est montée en balance pour mesurer de la puissance mécanique absorbée.
- ✓ Une deuxième pompe centrifuge pour étude du couplage série ou parallèle.
- ✓ Cinq mesures de pression :
 - Deux mano-vacuomètre.
 - Trois manomètres.
 - Deux débitmètres à flotteur.
- ✓ Un wattmètre intégré avec indicateur numérique.
- ✓ Une mesure de vitesse de la pompe avec détecteur de proximité et indicateur numérique.
- ✓ Un variateur de fréquence électronique avec potentiomètre de commande.
- ✓ Une armoire de commande IP 55 avec interrupteur générale avec voyant, fisible, arrêt d'urgence de type coup de poing, bouton « marche/arrêt ».
- ✓ Un châssis support sur roulette en tube inox 304L et inox aluminium.

Service nécessaire :

- 230V/50Hz/Monophasé : 1,5 KW.
- Eau froide 20° C /30 bar (pour remplissage).
- Egout : pour vidange.

Caractéristique :

- ✓ Longueur : 2010 mm
- ✓ Largeur : 640 mm
- ✓ Hauteur : 1840 mm
- ✓ Poids : environ 120 kg.



III.3. Dispositif de mesure

III.3.1. Variation de la vitesse de rotation

Le nombre de tour du rotor par unité du temps N (tr/min) de la pompe est mesuré par un compteur de tours (S/1) monté au bout de l'arbre du l'armoire électrique et indiqué sur l'affichage numérique de la vitesse de rotation de la pompe.

III.3.2. Calcul de la hauteur manométrique

La hauteur manométrique est donnée par la formule suivante :

$$H.M.T = [(P_{aval} - P_{amont})(10.197 \times 9.81 \times 1000)] / (g \times \rho) \dots\dots\dots (III. 3.2.1)$$

Avec :

H.M.T= hauteur manométrique totale (mce).

P_{aval} = pression de refoulement de la pompe (bar).

P_{amont} = pression d'aspiration de la pompe (bar).

ρ = masse volumétrique de l'eau ($\rho_{eau} = 1000 \text{Kg/m}^3$).

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

1 bar= 10.197 mce.

III.3.3. Calcul de la charge nette d'aspiration : N.P.S.H

La charge nette d'aspiration est donnée par la formule suivante :

$$N.P.S.H = \frac{P_{amont} - P_{vap}}{g\rho} + \frac{V^2}{2g} = \frac{P_{amont} - P_{vap}}{g\rho} + \frac{16Q_v^2}{(2 \times g \times \pi^2 \times (25 \times 10^{-3})^4)} \dots\dots\dots (III.3.3.1)$$

Avec:

N.P.S.H = charge nette d'aspiration (mce).

P_{amont} = Pression absolue d'aspiration (Pa).

P_{vap} = Pression de vapeur saturante (Pa) (à 23.2°C P_{vap} = 0.029 bar).

g = Accélération de pesanteur (m/s^2) ($g=9.81 m/s^2$).

ρ = masse volumétrique de l'eau (Kg/m^3) ($\rho_{eau}=1000 Kg/m^3$).

Q_v = débit volumique (m^3/s).

V = vitesse du liquide (m/s).

D = diamètre de la tuyauterie (25mm).

III.3.4. Mesure de couple

Pour le calcul du couple, il faut mesurer la distance « X » et l'angle α par la tangente ($\tan\alpha = X / Y$). Quand α est déterminé, le couple se calcule par la formule suivante :

$$C=M \times L \times \sin\alpha \times 9,81 \dots\dots\dots(III.3.4.1)$$

X = Distance de déplacement (m).

Y = Longueur du bras de levier (0.689).

M = Masse sur le bras de levier (1.760).

L = distance du centre de gravité de la masse par rapport à l'axe de rotation (0.559 m).

C = couple mécanique (N.m).

III.3.5. Calcul de la puissance en bout d'arbre

La puissance en bout d'arbre est donnée par la formule suivante :

$$P_M=2 \times \pi \times C \times N \dots\dots\dots(III.3.5.1)$$

Avec :

P = Puissance (W).

C = Couple mécanique (N.m).

N = Vitesse de rotation (tr/min).

III.3.6. Calcul du rendement de l'ensemble motopompe

$$\eta_G = \frac{P_F}{P_A} \dots\dots\dots(III.3.6.1)$$

Avec :

$$P_F= g \times \rho \times H \times Q_v \dots\dots\dots(III.3.6.2)$$

Avec :

P_F = Puissance fournie au fluide (W).

g = Accélération de pesanteur (m/s^2) ($g=9.81 m/s^2$).

ρ = masse volumétrique de l'eau (Kg/m^3).

H= Hauteur manométrique (mce).

Q_v= débit volumique (m³/s).

η_G = Rendement du groupe motopompe (%).

P_A= puissance électrique absorbée lue sur le wattmètre (W).

III.3.7. Calcul de rendement de la pompe

$$\eta_P = P_F / P_M \dots\dots\dots(III.3.7.1)$$

Avec :

η_P= Rendement de la partie pompe (%).

P_F= Puissance fournie au fluide (W).

P_M= puissance transmise en bout d'arbre moteur (W).

III.4. Résultats expérimentales

❖ **Partie n°1**

Pour effectuer cette expérience dans les meilleures conditions on doit mesurer la température de l'eau et chercher la pression de vapeur saturée correspondante. On utilisant le diagramme de la vapeur saturée ci-dessous.

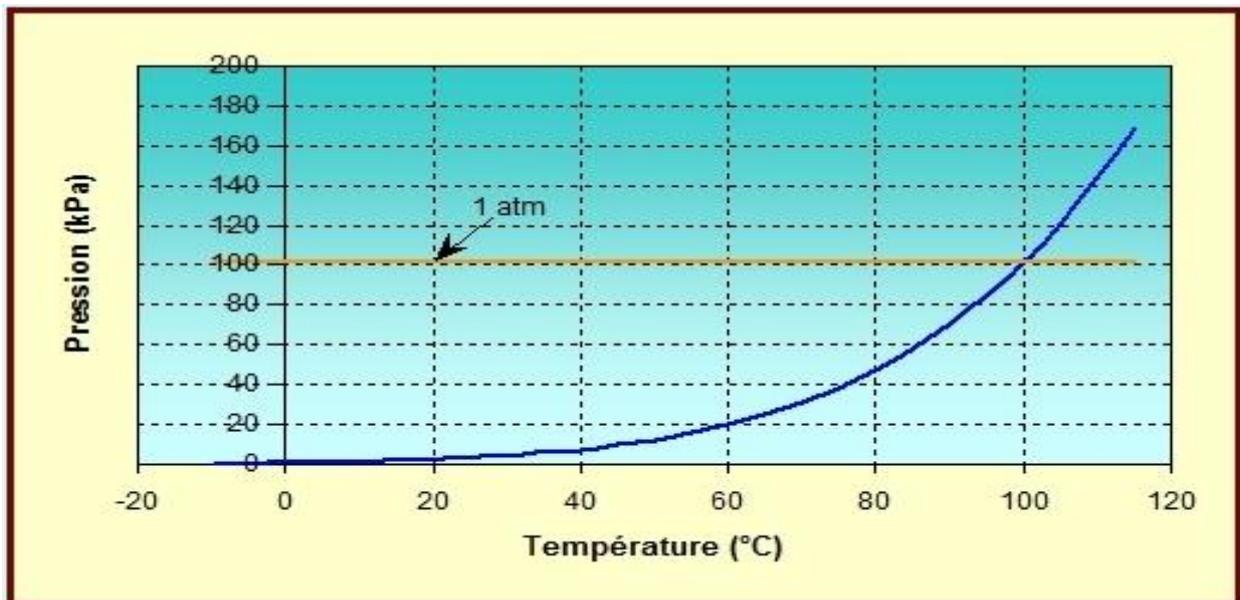


Figure III. 2: Diagramme de l'eau a T=23.2°C on obtient P_{vap sat}=0.029bar.

III.4.1. POMPE 1

La première expérience est sur la pompe 1, c'est une pompe qui est dotée d'un variateur de vitesse de rotation qui permet de choisir une vitesse donnée et d'effectuer plusieurs essais sur la pompe. Les résultats sous forme de tableaux (en annexe 1, 2, 3,4), et graphes on était représentés,

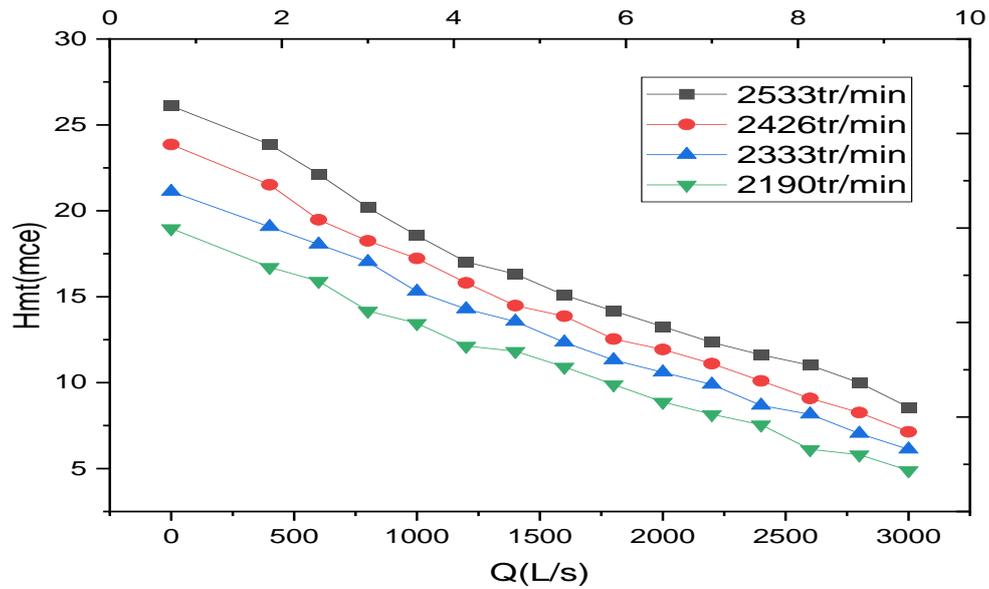


Figure III. 3: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique avec $N=2533$ tour/min, $N=2426$ tour/min, $N=2333$ tour/min et $N=2190$ tour/min.

Les courbes représentent la hauteur manométrique totale (H.M.T) en fonction de débit. La variation HMT est proportionnelle à celle de débit et le nombre de tours.

Plus le nombre de tours est important la HMT est significatif.

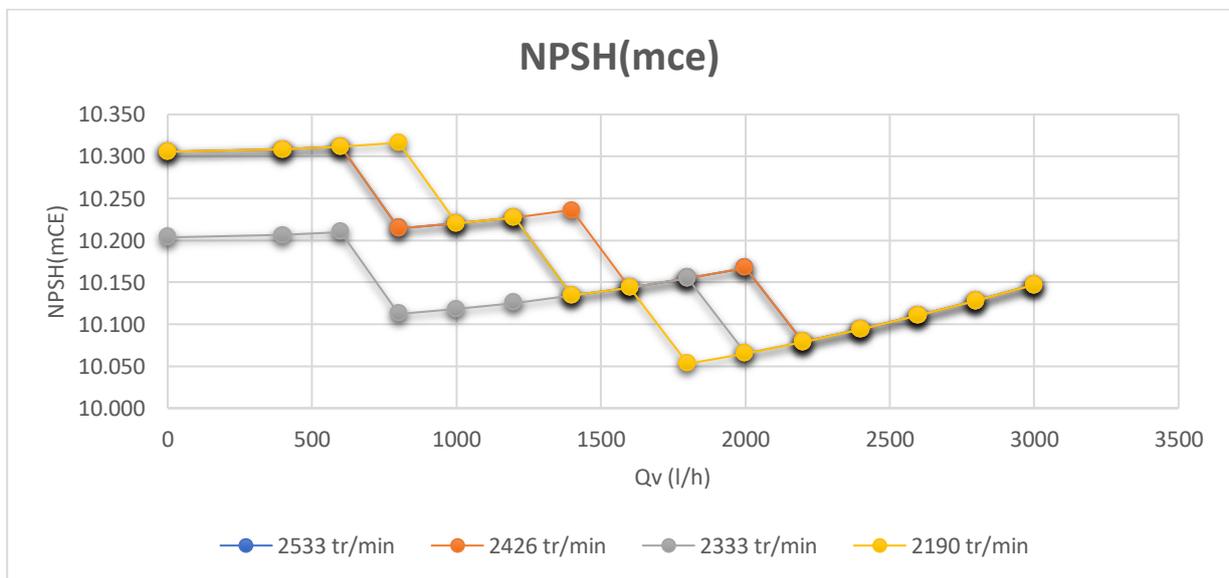


Figure III. 4: NPSHr en fonction de débit volumétrique avec $N=2533$ tour/min, $N=2426$ tour/min, $N=2333$ tour/min et $N=2190$ tour/min.

Le NPSH (Net Positive Suction Head) d'une pompe varie en fonction du débit et du nombre de tours. Plus le débit est élevé, plus la pression à l'entrée de la pompe diminue, ce qui peut réduire le NPSH disponible. De même, plus le nombre de tours est élevé, plus la force centrifuge augmente, ce qui peut également réduire le NPSH disponible.

Il est important de noter que le NPSH requis varie également en fonction des caractéristiques du fluide pompé et des conditions d'exploitation. Il est donc essentiel de prendre en compte tous ces facteurs lors de la sélection et de l'utilisation d'une pompe.

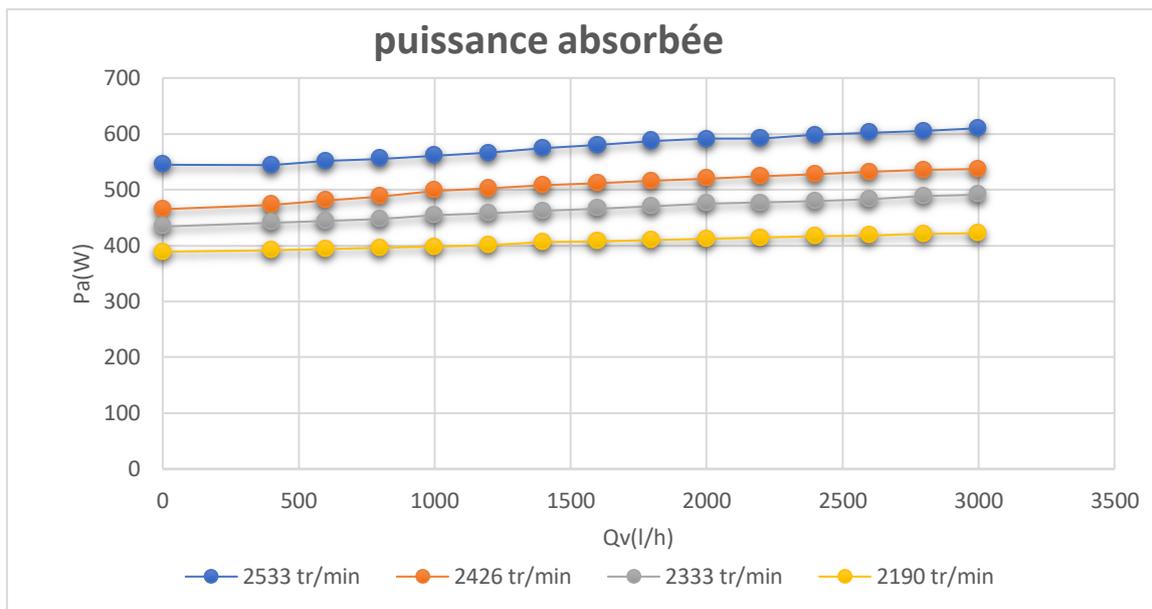


Figure III. 5: La puissance absorbée en fonction du débit volumique avec $N=2533$ tour/min, $N=2426$ tour/min, $N=2333$ tour/min et $N=2190$ tour/min.

La variation de la puissance absorbée est proportionnelle à celle de débit et le nombre de tours, plus le nombre de tours augmente la puissance absorbée est importante, cela est due à l'énergie utilisée par la pompe pour convertir l'énergie mécanique en énergie potentielle, afin d'élever le fluide à des hauteurs considérables.

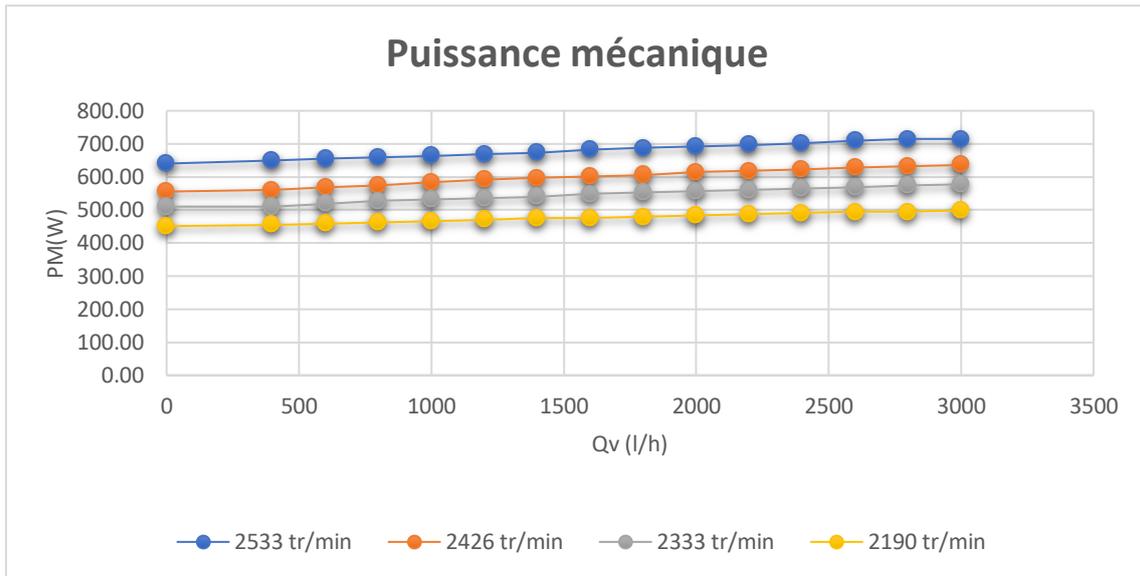


Figure III. 6: La puissance mécanique et hydraulique en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$.

Lorsque le débit augmente, la puissance mécanique nécessaire pour faire tourner la pompe augmente également. Cela est dû au fait que plus de fluide doit être déplacé à travers la pompe, ce qui nécessite plus d'énergie pour maintenir le mouvement.

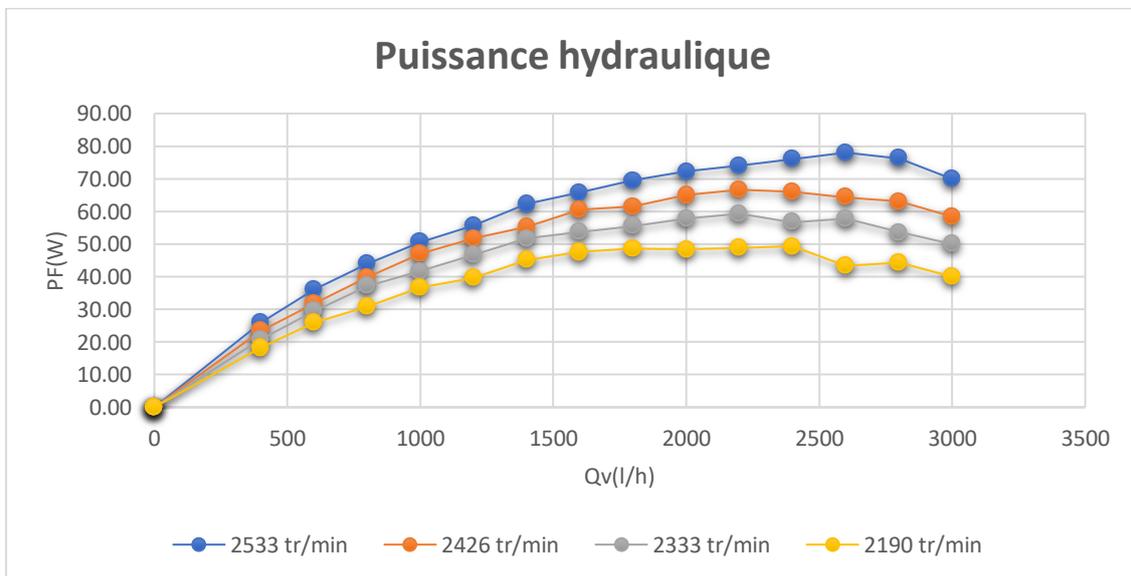


Figure III. 7: La puissance hydraulique en fonction du débit volumique avec $N=2533\text{tour/min}$, $N=2426\text{tour/min}$, $N=2333\text{tour/min}$ et $N=2190\text{tour/min}$.

Lorsque le débit augmente, la puissance hydraulique nécessaire pour déplacer le fluide à travers la pompe augmente également. Cela est dû au fait que plus de fluide doit être

déplacé à travers les aubes de la pompe, ce qui nécessite plus d'énergie pour surmonter les forces de frottement et de résistance.

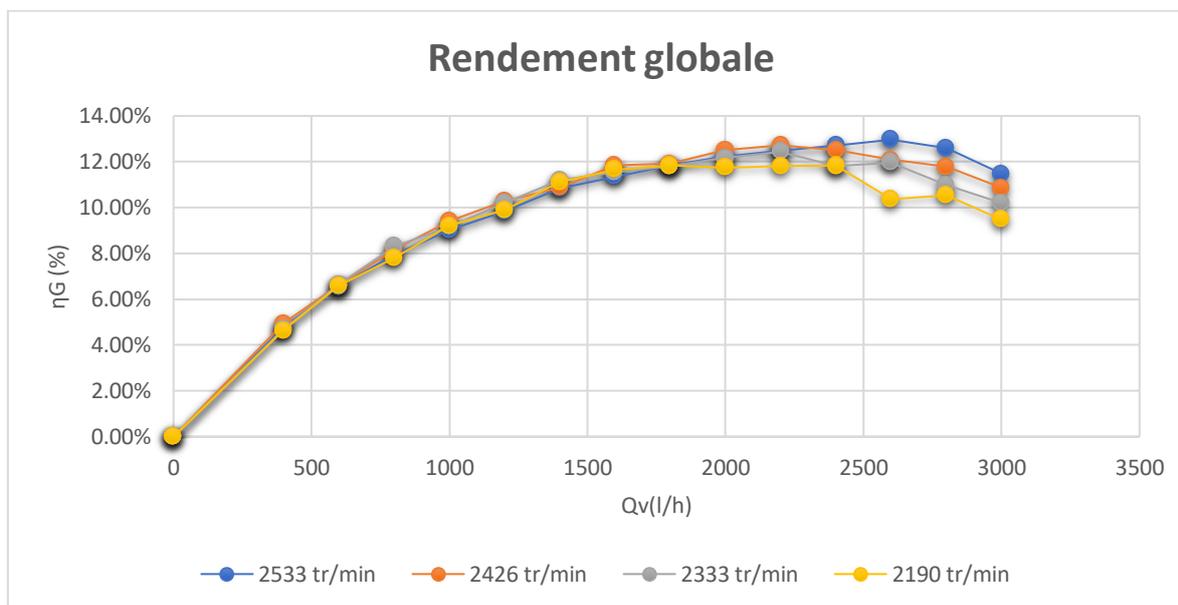


Figure III. 8: Rendement global en fonction du débit volumique avec $N=2533$ tour/min, $N=2426$ tour/min, $N=2333$ tour/min et $N=2190$ tour/min.

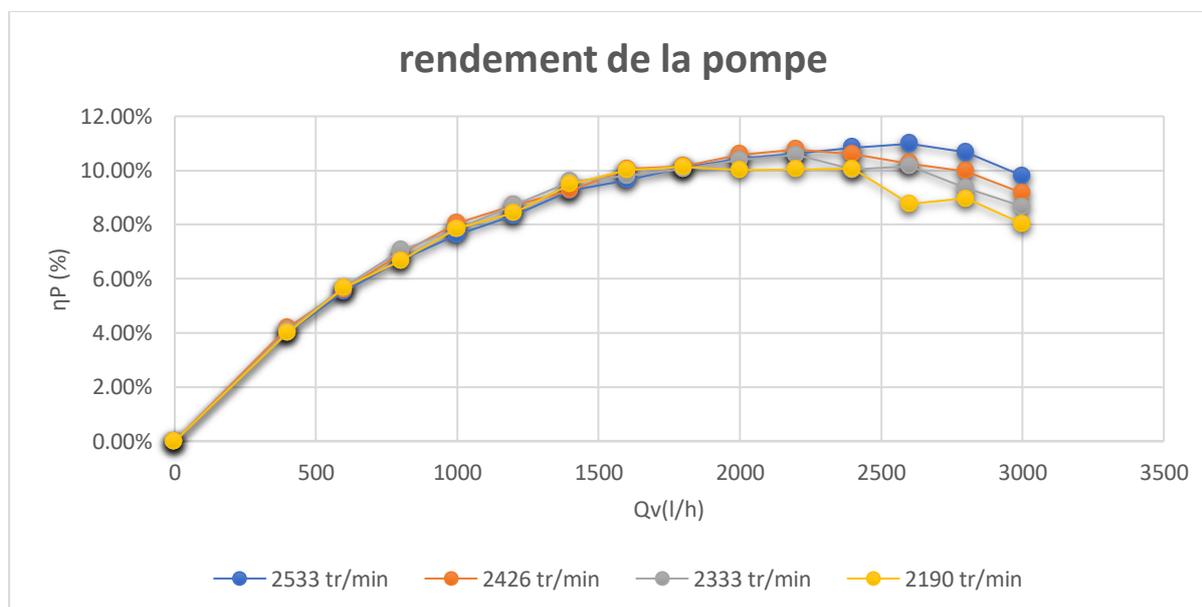


Figure III. 9: Rendement pompe en fonction du débit volumique avec $N=2533$ tour/min, $N=2426$ tour/min, $N=2333$ tour/min et $N=2190$ tour/min.

En conclusion, sur les graphes représentant les rendements (globale, hydraulique, plus le débit est élevé chez les pompes centrifuges, plus il faut fournir de puissance mécanique et hydraulique pour maintenir un flux constant.

- ✓ Le rendement de la pompe et le rendement global est conditionné par la variation du nombre de tours et le débit ainsi que d'autres paramètres tels que le diamètre de la conduite ainsi que la maintenance des pompes.
- ✓ Ils existent plusieurs moyens de varier le rendement de la pompe et le rendement global en fonction du débit et du nombre de tours : certaines technologies avancées, telles que les pompes à haute efficacité énergétique ou les systèmes de récupération d'énergie, peuvent considérablement améliorer le rendement global
- ✓ Il est important de faire un bon choix des pompes pour réduire les pertes de charge et obtenir un débit et un rendement important.

III.4.2. Pompe 2

La deuxième expérience concerne une pompe simple sans variateur de vitesse, les résultats ont été obtenus en faisant varier le débit en fonction de la pression amont et aval, les résultats obtenus sont présentés dans (l'annexe 5, 6, 7, 8).

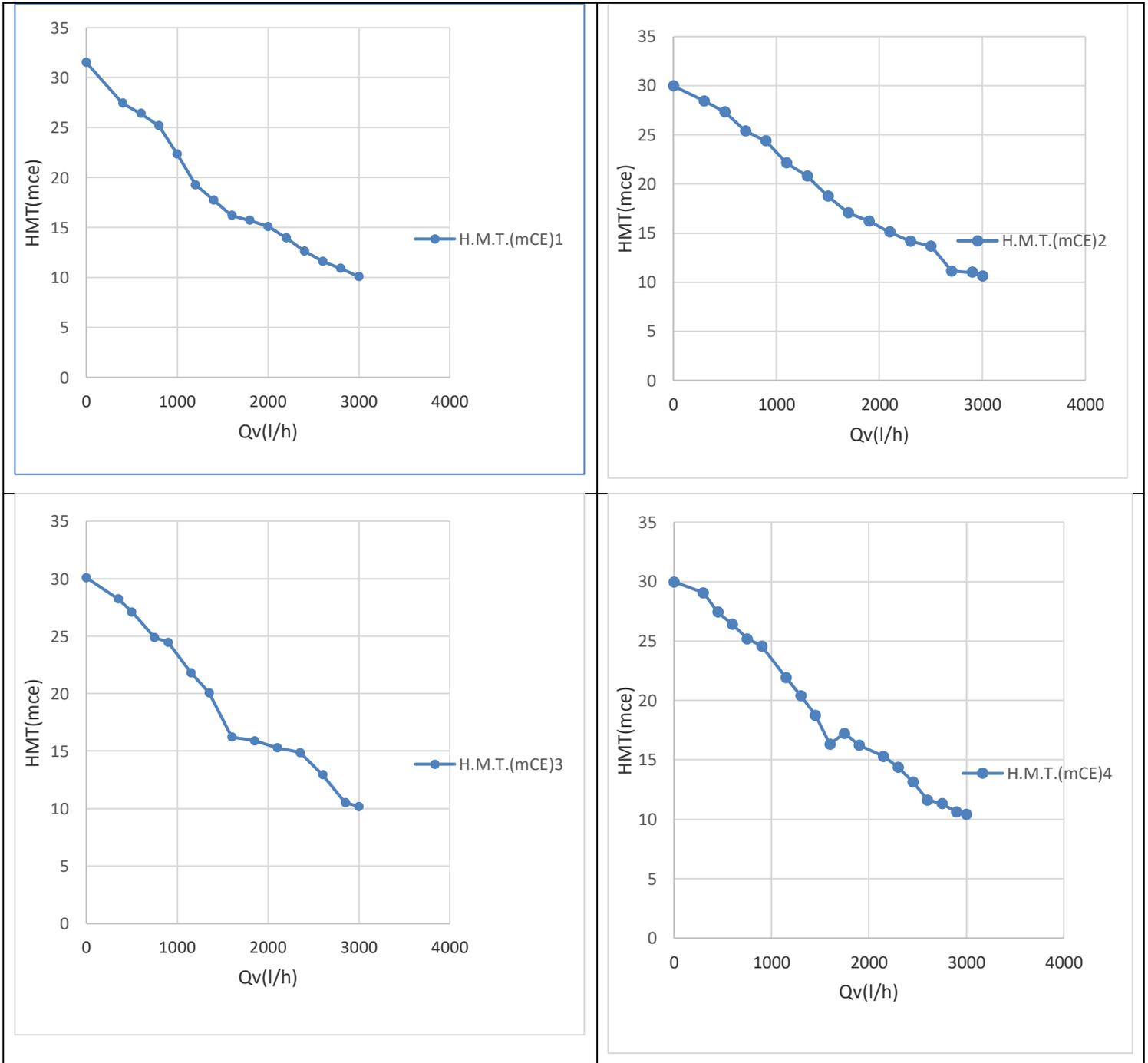


Figure III. 10: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique.

Nous observons sur les courbes représentatives des mesures réalisées que la hauteur manométrique totale (H.M.T) varie en fonction de débit. On remarque que la hauteur manométrique totale en particule que le débit est faible.

La hauteur manométrique totale diminue en fonction de débit car, il Ya une conversion d'énergie potentielle en énergie cinétique, alors le fluide gagne en énergie pour vaincre les pertes de charge qui due au déplacement de fluide.

III.4.3. Montage des pompes en séries et en parallèles

III.4.3.1. Les pompes en série (annexe 9)

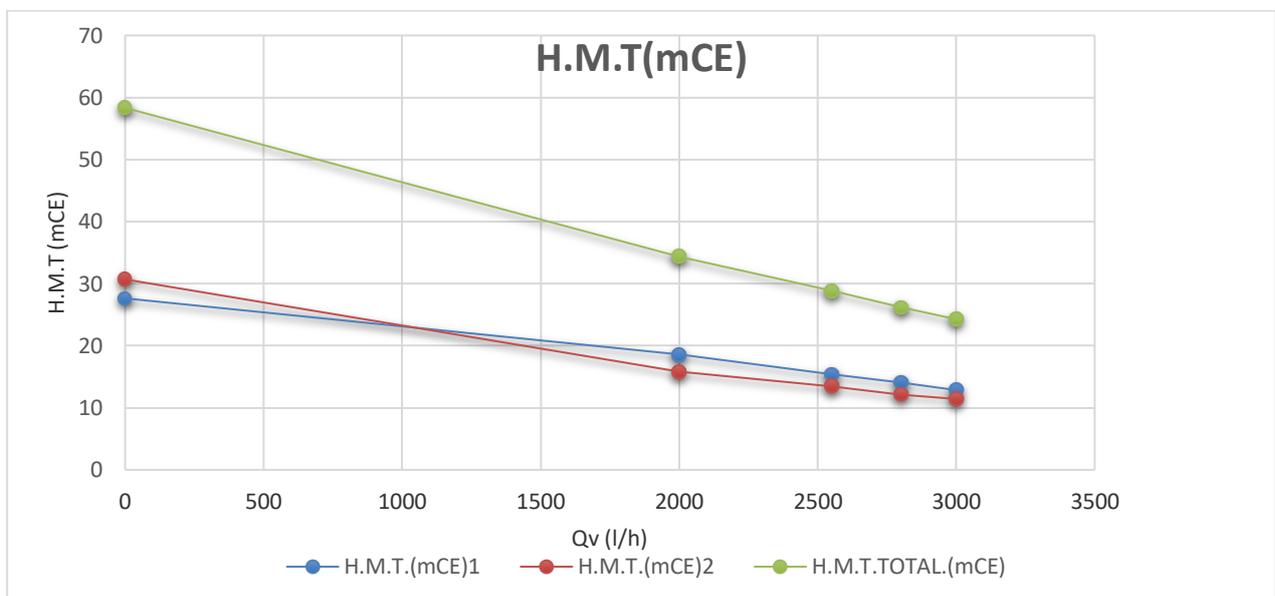


Figure III. 11: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique.

D'après les courbes représentatives des deux pompes séparées et celle du montage série, nous observons que la Hauteur Manométrique Totale est la somme des Hauteurs Manométriques Totales de chacune des pompes.

Nous constatons que le débit total reste le même en série que pour les pompes seules.

III.4.3.2. Les pompes en parallèles (annexe 10)

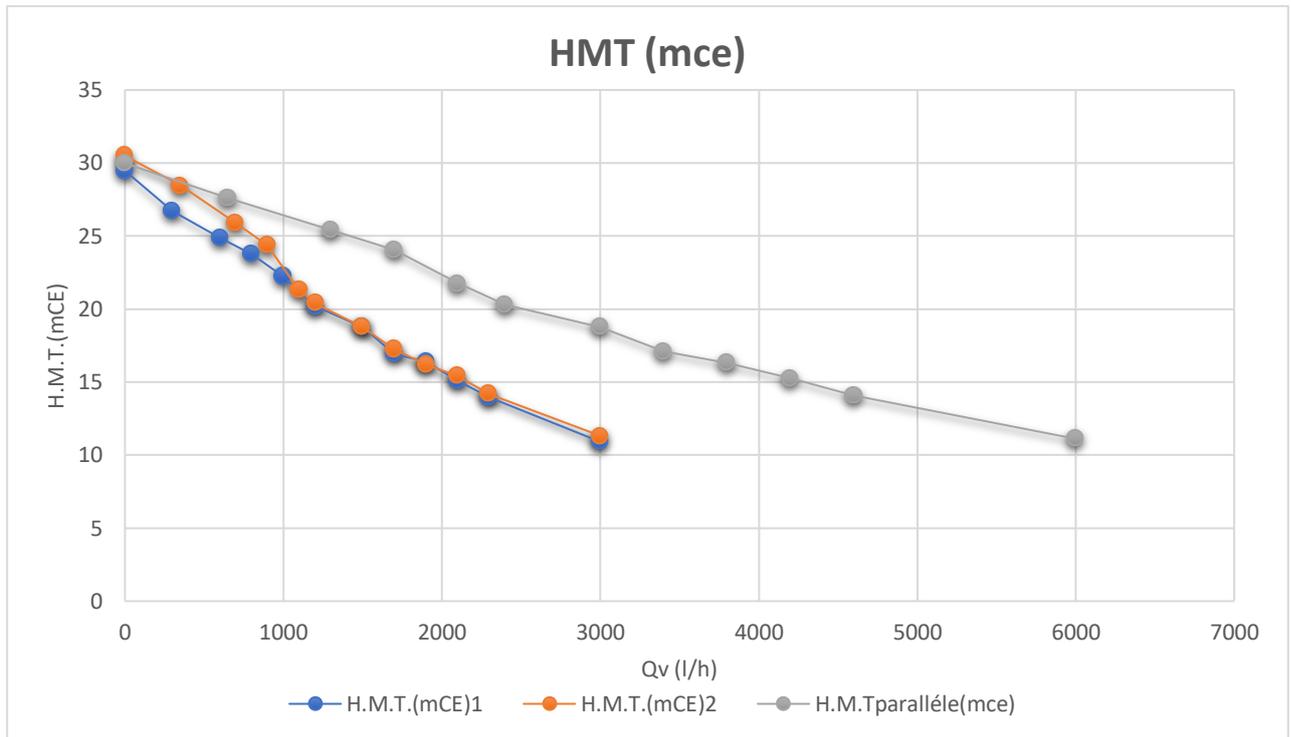


Figure III. 12: La hauteur manométrique en fonction de débit volumétrique.

D'après les relevés expérimentaux, nous observons que le débit du procédé en parallèle est la somme des débits de chacune des deux pompes.

III.5. Conclusion

L'étude des pompes en série et en parallèle est essentielle pour comprendre le fonctionnement des systèmes de pompage. Les pompes en série augmentent la pression totale du système, tandis que les pompes en parallèle augmentent le débit total. Il est important de choisir la configuration appropriée pour répondre aux besoins spécifiques du système.

Les avantages et les inconvénients de chaque configuration doivent être pris en compte lors de la conception d'un système de pompage efficace et fiable.

❖ Partie n°2**III.6. Etude comparative des résultats théorique et expérimentale sur le logiciel DWSIM**

DWSIM est un programme destiné aux étudiants en génie chimique et aux chimistes professionnels, leur permettant de réaliser des simulations et de mieux comprendre un phénomène. Son principal avantage est qu'il leur permet de mener des expériences et d'analyser des données à l'aide de modèles et d'opérations avancés sans aucun coût [24].

Le nom DWSIM signifie "Distillation, Washing, and Solvent Extraction Simulator" (simulateur de distillation, lavage et extraction par solvant).

Dans cette partie, on présente le schéma descriptif d'une pompe d'eau, le but de ce travail est de faire une comparaison sur les deux côtés pratique et théorique, la description de simulation avec le détail de cet équipement en fonction de la pression et du débit volumique.

III.7. Présentation de logiciel

DWSIM offre une large gamme de fonctionnalités pour modéliser et simuler des processus chimiques complexes. Il permet de construire des flux de processus en utilisant une interface graphique conviviale basée sur une représentation schématique des équipements et des connexions entre eux. Vous pouvez choisir parmi une bibliothèque d'équipements prédéfinis tels que des réacteurs, des échangeurs de chaleur, des colonnes de distillation, des pompes, des vannes, etc., et les placer sur votre schéma de processus.

Une fois que vous avez construit votre flux de processus, vous pouvez spécifier les propriétés des composants, tels que les constantes de phase, les capacités calorifiques, les enthalpies de formation, les coefficients d'activité, etc.

DWSIM dispose d'une vaste base de données de propriétés physiques qui comprend un large éventail de composés chimiques couramment utilisés.

Une fois votre modèle configuré, vous pouvez exécuter la simulation et obtenir des résultats détaillés, tels que les compositions des produits, les flux de chaleur, les pressions, les températures, les conversions chimiques, etc.

DWSIM utilise des modèles de simulation avancés basés sur des équations thermodynamiques pour fournir des résultats précis et fiables.

DWSIM prend également en charge l'optimisation de processus, vous permettant d'explorer différentes configurations et conditions de fonctionnement pour trouver les meilleures performances. Il dispose d'outils d'analyse et de post-traitement pour visualiser et analyser les données de simulation, y compris des graphiques, des tableaux, des diagrammes de flux, etc.

En plus de ses fonctionnalités de simulation, DWSIM est un logiciel open source, ce qui signifie qu'il est gratuit et que son code source est disponible pour être étudié, modifié et partagé par la communauté. Cela favorise la collaboration et permet aux utilisateurs d'adapter le logiciel à leurs besoins spécifiques.

En résumé, DWSIM est un logiciel puissant et polyvalent pour la simulation de processus chimiques. Il offre une interface conviviale, des fonctionnalités avancées de modélisation et de simulation, ainsi qu'une base de données complète de propriétés physiques. Que vous soyez un ingénieur, un chercheur ou un étudiant, DWSIM peut être un outil précieux pour comprendre et optimiser les processus chimiques complexes.

III.8. Interface

L'écran d'accueil fournit à l'utilisateur des raccourcis pour ouvrir les simulations réalisées par la création de nouveaux cas de composés et de régression de données et ouvrir le dossier des échantillons [24].

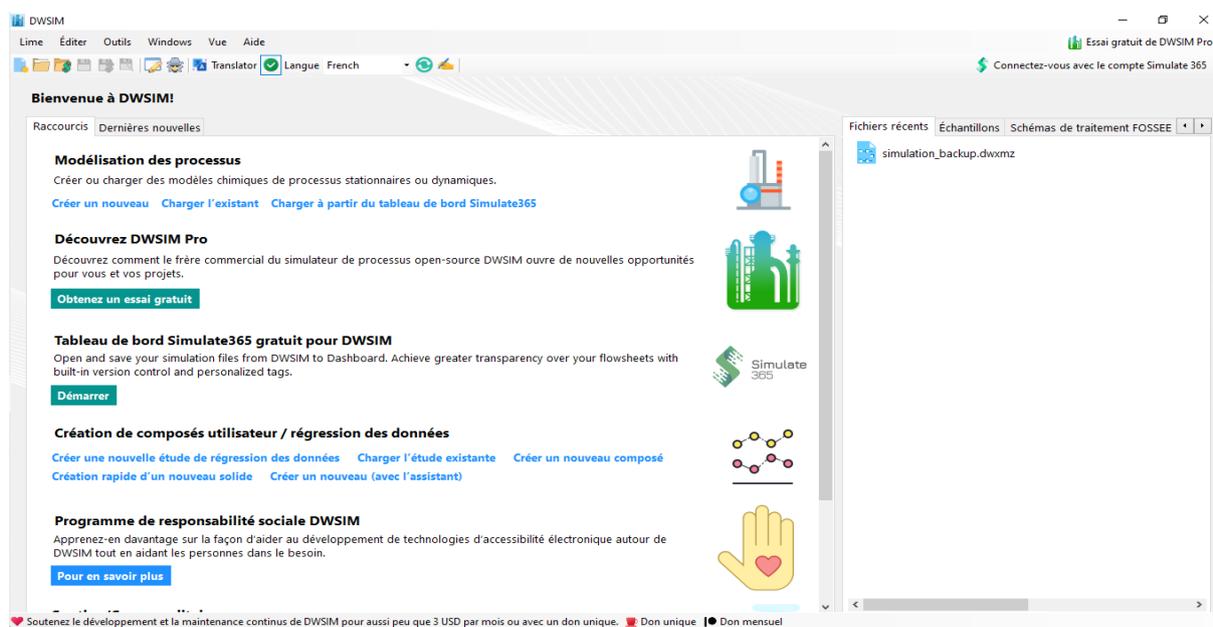


Figure III. 13: Interface du logiciel DWSIM.

III.9. Outils

L'interface de configuration de la simulation consiste en une fenêtre à onglets :

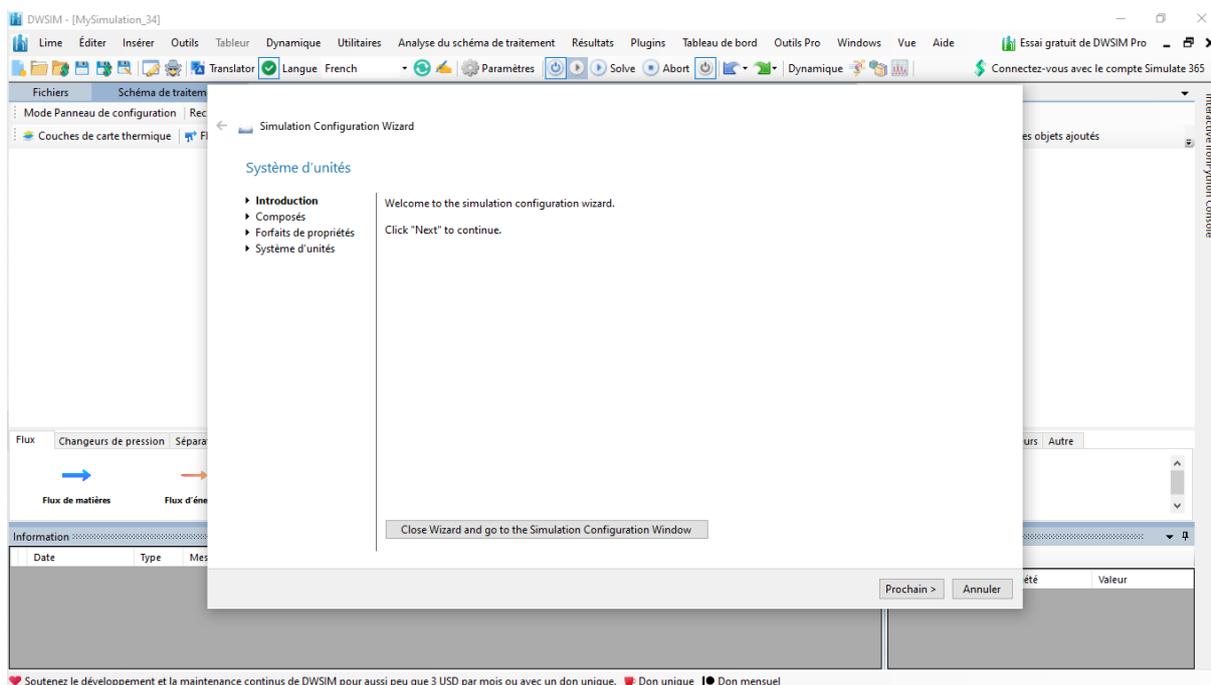


Figure III.14: Introduction de la base de données du logiciel (DWSIM).

❖ **L'onglet « Compounds » :** Le logiciel (DWSIM) nécessite deux informations de base pour démarrer une simulation. La première fait référence aux composés disponibles et la seconde consiste à cliquer sur Ajouter pour ajouter le composé à la simulation.

Dans notre simulation nous avons choisis l'eau « water ».

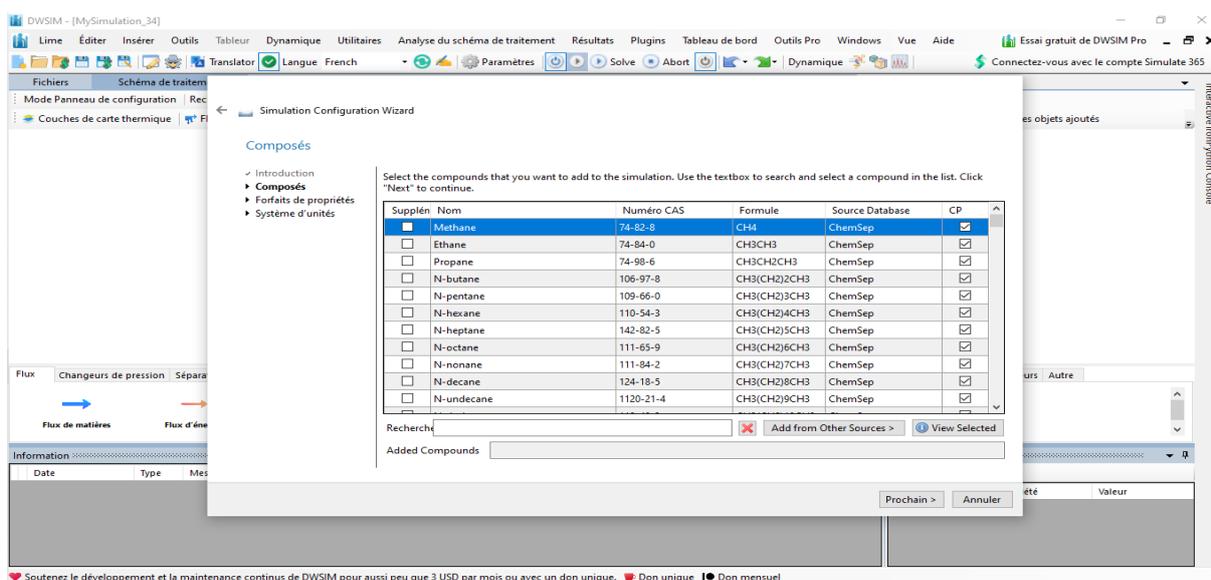


Figure III.15: Liste des composés chimiques disponibles sur la base de données du logiciel (DWSIM).

❖ **Propriétés Packages** : It est composé d'un modèle thermodynamique, une équation d'état ou d'un modèle hybride et des méthodes de calcul des propriétés.

Dans notre simulation nous avons choisis forfaits de propriétés « steam table ».

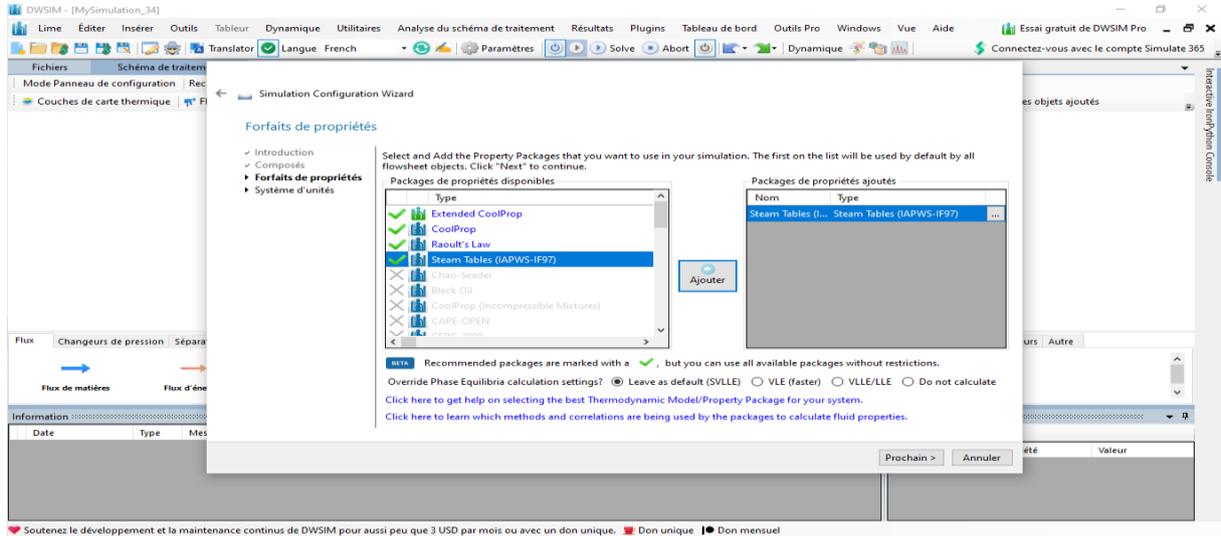


Figure III.16: Modèle thermodynamiques disponibles sur la base de données du logiciel (DWSIM).

III.10. Simulation de la Pompe

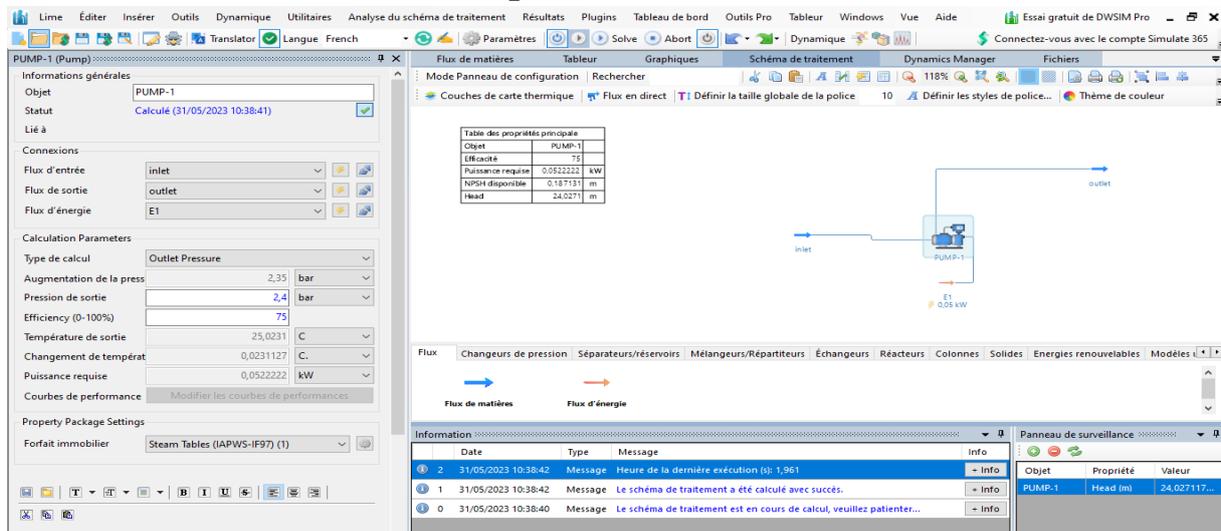


Figure III.17: Schéma général de la simulation d'une pompe.

Inlet : entrée de la pompe.

Outlet : sortie de la pompe.

E1 : puissance requis (KW).

PUMP 1 : pompe 1.

❖ **Calcul d'erreur entre les résultats expérimentaux et les résultats obtenus à partir de la simulation sur « DWSIM »**

Les erreurs dans les calculs entre les résultats expérimentaux et théoriques sont inévitables dans la pratique scientifique. Elles peuvent être causées par des incertitudes expérimentales, des simplifications des modèles théoriques, des facteurs non pris en compte ou même conduire à de nouvelles découvertes. Il est important de prendre en compte ces erreurs dans l'analyse et de les utiliser comme une opportunité d'améliorer notre compréhension du phénomène étudié.

✚ **La hauteur manométrique HMT**

ΔHMT :

$$\Delta\text{HMT} = \left(\frac{\text{HMT}_{\text{exp}} - \text{HMT}_{\text{Théo}}}{\text{HMT}_{\text{exp}}} \right) \times 100$$

Tableau III. 1: Résultat pratique de simulation de la pompe « expérience » n°1.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	H.M.T (mce) exp	NPSHr (mce) exp	H.M.T (mce) théo	NPSHr (mce) theo	erreur HMT%	P (kw)
0	0,04	2,6	26,10	10,306	26,07	0,86	0,12	0
400	0,04	2,4	23,86	10,308	23,82	0,86	0,16	0,035
600	0,04	2,2	22,13	10,312	22,08	0,86	0,19	0,048
800	0,03	2	20,19	10,214	20,04	0,86	0,75	0,058
1000	0,03	1,9	18,56	10,220	18,40	0,86	0,83	0,067
1200	0,03	1,7	17,03	10,227	16,87	0,86	0,93	0,073
1400	0,02	1,6	16,32	10,134	16,05	0,86	1,61	0,082
1600	0,02	1,5	15,09	10,144	14,82	0,86	1,80	0,085
1800	0,02	1,4	14,17	10,155	13,91	0,86	1,90	0,09
2000	0,02	1,3	13,26	10,167	12,98	0,86	2,05	0,094
2200	0,01	1,2	12,34	10,079	11,96	0,86	3,07	0,095
2400	0,01	1,2	11,62	10,094	11,24	0,86	3,31	0,097
2600	0,01	1,1	11,01	10,110	10,63	0,86	3,48	0,1
2800	0,01	1	9,99	10,128	9,71	0,86	2,83	0,12
3000	0,01	0,9	8,57	10,147	8,17	0,86	4,62	0,15

Tableau III. 2: Résultat pratique de simulation de la pompe 1 « expérience » n°2.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	H.M.T (mce) exp	NPSHr (mce) exp	H.M.T (mce) theo	NPSHr (mce) theo	erreur HMT%	P(KW)
0	0,04	1,9	18,97	10,306	18,05	0,86	4,84	0
400	0,04	1,7	16,72	10,308	15,70	0,86	6,10	0,035
600	0,04	1,6	15,91	10,312	14,99	0,86	5,78	0,048
800	0,04	1,4	14,17	10,316	13,25	0,86	6,49	0,058
1000	0,03	1,4	13,46	10,22	12,46	0,86	7,43	0,067
1200	0,03	1,2	12,13	10,227	12,06	0,86	0,61	0,073
1400	0,02	1,2	11,83	10,134	11,58	0,86	2,10	0,082
1600	0,02	1,1	10,91	10,144	10,16	0,86	6,88	0,085
1800	0,01	1	9,89	10,053	9,25	0,86	6,48	0,09
2000	0,01	0,9	8,87	10,065	8,71	0,86	1,82	0,094
2200	0,01	0,8	8,16	10,079	7,89	0,86	3,28	0,095
2400	0,01	0,8	7,55	10,094	7,12	0,86	5,64	0,097
2600	0,01	0,6	6,12	10,11	5,76	0,86	5,85	0,1
2800	0,01	0,6	5,81	10,128	5,03	0,86	13,46	0,12
3000	0,01	0,5	4,89	10,147	3,78	0,86	22,77	0,15

Tableau III. 3: Résultat pratique de simulation de la pompe 1 « expérience » n°3.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	H.M.T (mce) exp	NPSHr (mce) exp	H.M.T (mce) theo	NPSHr(mce) theo	erreur HMT%	P(KW)
0	0,03	2,1	21,11	10,204	19,75	0,86	6,43	0
400	0,03	1,9	19,07	10,206	18,36	0,86	3,71	0,035
600	0,03	1,8	18,05	10,21	17,89	0,86	0,88	0,048
800	0,02	1,7	17,03	10,112	16,59	0,86	2,58	0,058
1000	0,02	1,5	15,30	10,118	15,16	0,86	0,89	0,067
1200	0,02	1,4	14,28	10,125	14,21	0,86	0,46	0,073
1400	0,02	1,4	13,56	10,134	13,32	0,86	1,78	0,082
1600	0,02	1,2	12,34	10,144	12,06	0,86	2,26	0,085
1800	0,02	1,1	11,32	10,155	11,004	0,86	2,78	0,09
2000	0,01	1,1	10,60	10,065	10,55	0,86	0,52	0,094
2200	0,01	1	9,89	10,079	9,67	0,86	2,24	0,095
2400	0,01	0,9	8,67	10,094	8,15	0,86	5,97	0,097
2600	0,01	0,8	8,16	10,11	7,69	0,86	5,73	0,1
2800	0,01	0,7	7,04	10,128	6,92	0,86	1,65	0,12
3000	0,01	0,6	6,12	10,147	5,42	0,86	11,41	0,15

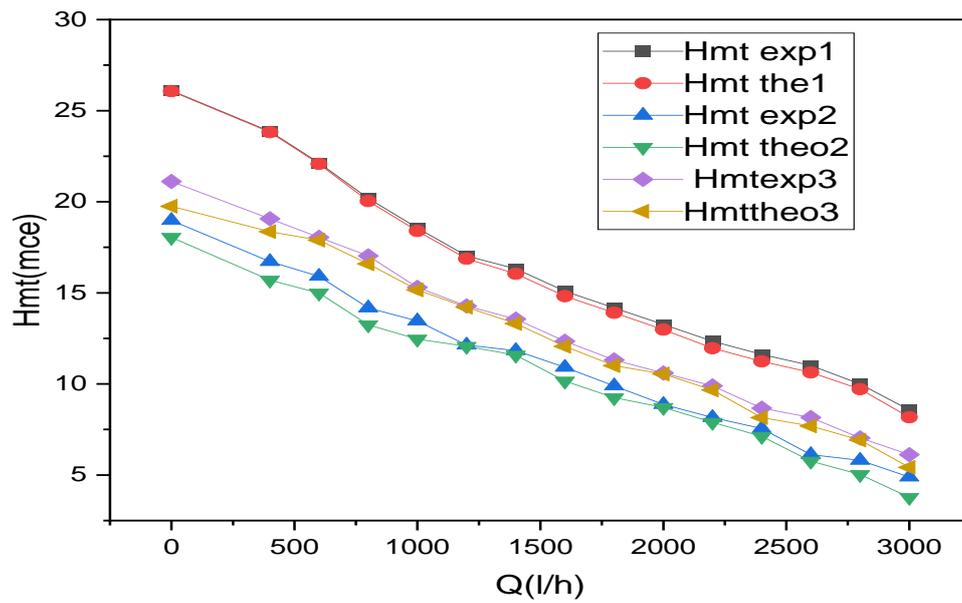


Figure III.18: Les courbes représentent l'écart entre le HMT expérimentale et HMT théorique.

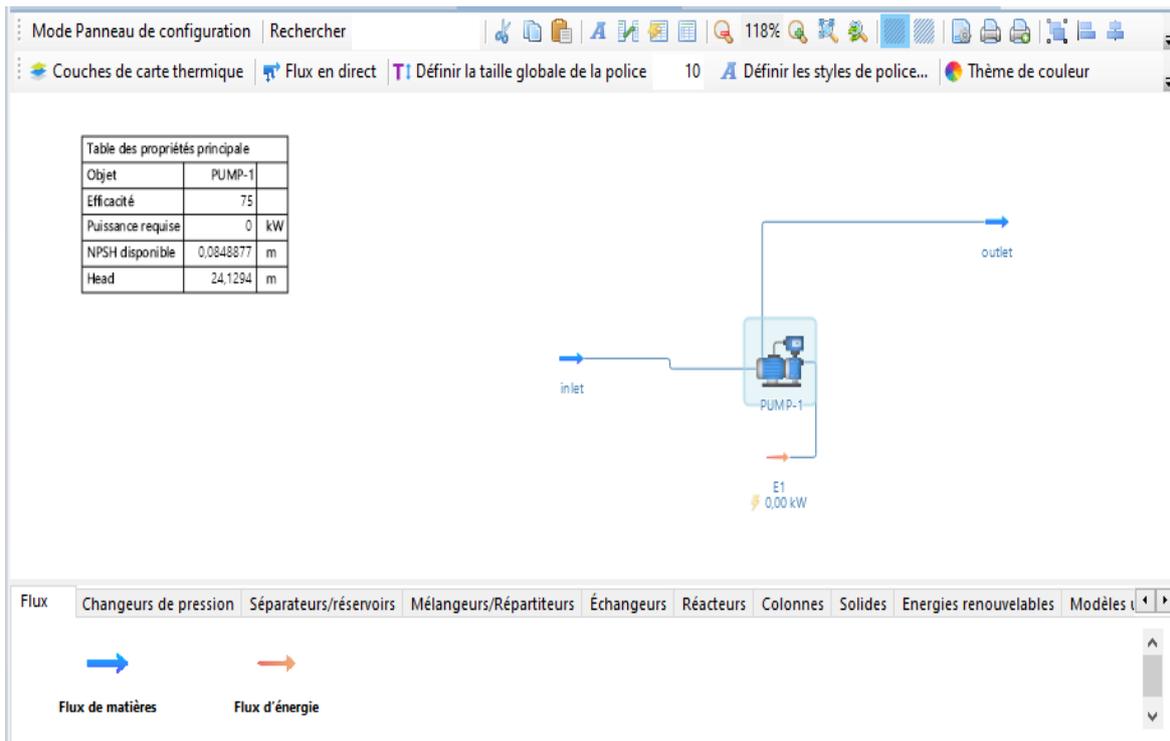


Figure III.19: Schéma général de la simulation d'une pompe 2 d'eau $Q_v=900l/h$.

Tableau III. 4: résultat pratique de simulation de la pompe 2 « expérience » n°1.

Qv(l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	H.M.T (mce) exp	N.P.S.H(mce) exp	H.M.T(mce) theo	N.P.S.H(mce) theo	erreur HMT%
0	0,01	3,1	31,50873	10	31,01	0,86	1,58
400	0,01	2,7	27,42993	10,002	27,01	0,86	1,53
600	0,01	2,6	26,41023	10,005	26,23	0,86	0,68
800	0,01	2,48	25,18659	10,006	25,15	0,86	0,22
1000	0,01	2,2	22,33143	10,016	22,26	0,86	0,32
1200	0,01	1,9	19,27233	10,023	19,2	0,86	0,38
1400	0,01	1,75	17,74278	10,032	17,09	0,86	3,68
1600	0,01	1,6	16,21323	10,041	16	0,86	1,32
1800	0,01	1,55	15,70338	10,052	15,26	0,86	2,82
2000	0,01	1,49	15,09156	10,065	14,26	0,86	5,51
2200	0,01	1,38	13,96989	10,079	13,09	0,86	6,30
2400	0,01	1,25	12,64428	10,094	12,38	0,86	2,09
2600	0,01	1,15	11,62458	10,11	11,5	0,86	1,07
2800	0,01	1,08	10,91079	10,128	10,59	0,86	2,94
3000	0,01	1	10,09503	10,147	9,5	0,86	5,89

Tableau III. 5: Résultat pratique de simulation de la pompe 2 « expérience » n°2.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	H.M.T (mce) exp	N.P.S.H(mce) exp	H.M.T.(mce) theo	N.P.S.H.(mce) theo	erreur HMT %
0	0,01	2,95	29,97918	10	28,01	0,86	6,568
300	0,01	2,8	28,44963	10,0014	27,3	0,86	4,041
500	0,01	2,69	27,32796	10,004	26,16	0,86	4,274
700	0,01	2,5	25,39053	10,008	25,04	0,86	1,381
900	0,01	2,4	24,37083	10,013	24,12	0,86	0,783
1100	0,01	2,18	22,12749	10,019	22,07	0,86	0,260
1300	0,01	2,05	20,80188	10,027	20,09	0,86	3,422
1500	0,01	1,85	18,76248	10,036	18,51	0,86	1,346
1700	0,01	1,68	17,02899	10,047	16,8	0,86	1,345
1900	0,01	1,6	16,21323	10,059	15,87	0,86	2,117
2100	0,01	1,49	15,09156	10,072	14,76	0,86	2,197
2300	0,01	1,4	14,17383	10,086	13,85	0,86	2,285
2500	0,01	1,35	13,66398	10,102	12,96	0,86	5,152
2700	0,01	1,1	11,11473	10,119	11,1	0,86	0,133
2900	0,01	1,09	11,01276	10,137	10,06	0,86	8,651
3000	0,01	1,05	10,60488	10,147	9,59	0,86	9,570

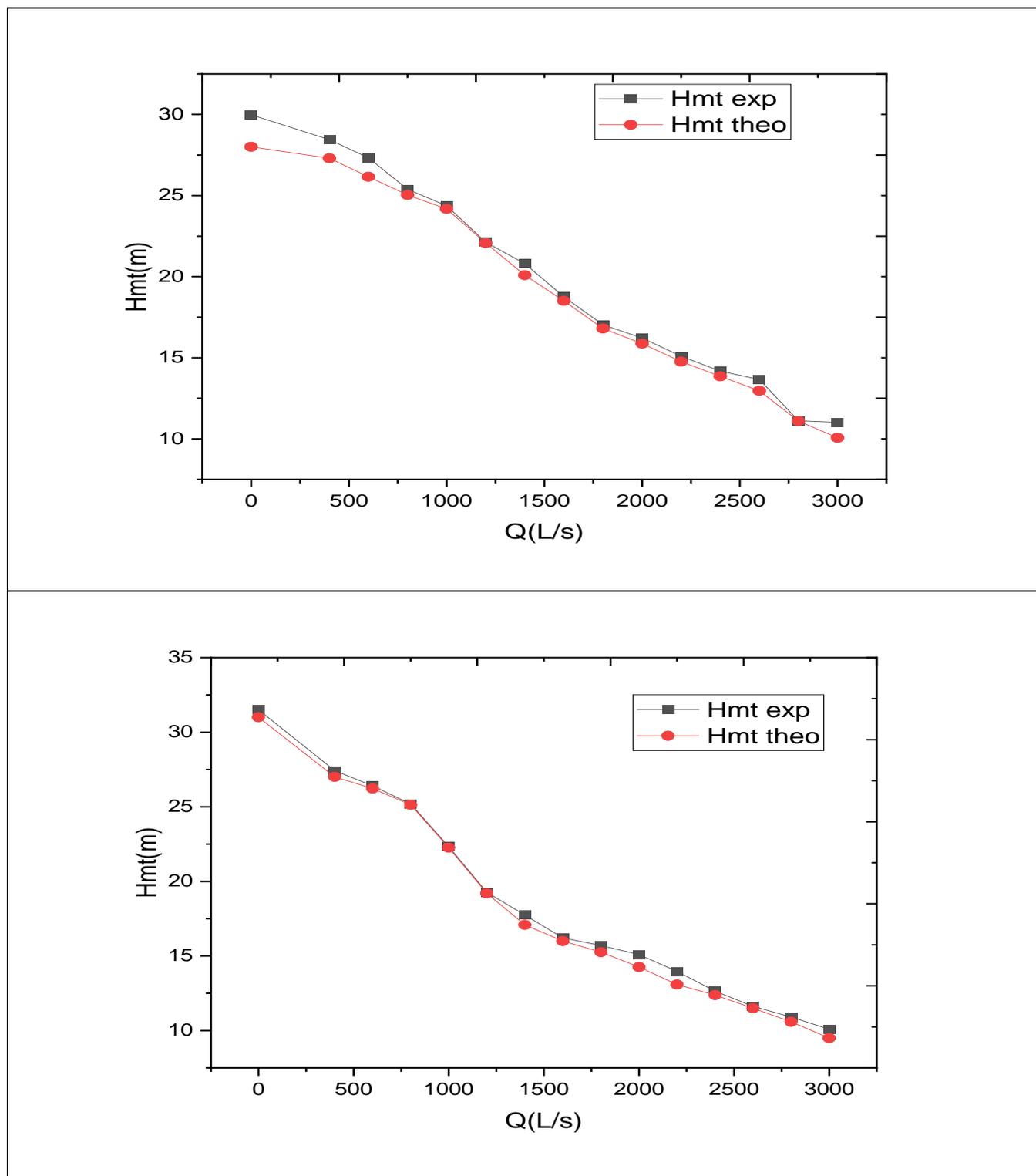


Figure III.20: les courbes représentent l'écart entre le HMT expérimentale et HMT théorique.

I. Erreur HMT% :

La plupart des valeurs d'erreur HMT restent inférieures à 10, ce qui indique une bonne correspondance entre les valeurs expérimentales et théoriques de la hauteur manométrique totale.

Cependant, certaines valeurs d'erreur HMT sont plus élevées, atteignant jusqu'à 22.77%, ce qui suggère une déviation plus importante entre les valeurs expérimentales et théorique dans ces cas.

II. NPSH :

Les valeurs de NPSH restent constantes quel que soit le débit volumique car les pressions d'entrée sont des valeurs faibles.

III. Puissance requise (KW) :

La puissance varie de 0KW à 0.15KW.

La puissance augmente généralement à mesure que le débit augmente, ce qui est cohérent avec les exigences de fourniture d'énergie accrues pour alimenter la pompe à des débits plus élevés.

III.11. Conclusion

Dans l'ensemble, les erreurs HMT et NPSH restent généralement faibles, ce qui suggère que les valeurs expérimentales sont en bon accord avec les valeurs théoriques dans la plupart des cas.

Cependant, il peut y avoir quelque situation où l'erreur HMT est plus élevée, nécessitant une attention supplémentaire pour évaluer les sources de déviation. La puissance requise pour alimenter la pompe augmente proportionnellement au débit, ce qui est une caractéristique attendue du système de pompage.

Les logiciels de simulations des pompes centrifuges sont très utiles pour les ingénieurs et les professionnels de l'industrie qui cherchent à optimiser les performances des pompes. Ce logiciel nous aide à modéliser et analyser le comportement des pompes dans diverses conditions de fonctionnement, ce qui permet d'identifier les problèmes potentiels et d'améliorer l'efficacité énergétique.

L'utilisation d'un logiciel de simulation de pompe centrifuge peut contribuer à réduire les coûts d'exploitation et à améliorer la fiabilité du système de pompage.

Chapitre IV :
Etude d'application d'un
réseau d'alimentation d'eau
potable de FSSA

IV. Introduction

Ce chapitre est consacré aux calculs des pertes de charges de réseau hydraulique d'alimentation d'eau potable pour la faculté des sciences et des sciences appliquées.

IV.1. Calcul des réseaux hydraulique de la faculté science et science appliquée (FSSA)

Le réseau d'eau potable de la faculté des sciences et des sciences appliquées de Bouira vise à fournir une eau potable propre et salubre à tous les étudiants, professeurs, membres du personnel et visiteurs.

Ce réseau d'eau potable dessert 4000 personnes avec une consommation moyenne journalière d'environ 50 litres par personne. Le réseau d'eau potable est opérationnel pendant 8 heures par jour.



Figure IV. 1: illustration plan de situation de réseau AEP de FSSA.

IV.2. Calcul des pertes charge

IV.2.1. Calcul des pertes charge à l'aspiration

❖ Calcul de débit volumique maximal

Le débit d'écoulement est calculé par la formule suivante :

$$Q_v = \frac{D \times N_{bre\ consommateur}}{8 \times (3600)}$$

$$Q_v = \frac{50 \times 4000}{8 \times (3600)}$$

$$Q_v = 6,94 \text{ l/s.}$$

Les données :

$N_{bre\ consommateur}$: 4000 *personne*.

D : dotation 50 l/jour/consommateur.

Horaire de service : 8 heure.

❖ Calcul de section de conduite à l'aspiration

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi \times 0,08^2}{4}$$

$$S = 0,005024 \text{ m}^2.$$

Les données :

D : diamètre de conduite 80mm.

❖ Calcul de la vitesse d'écoulement

$$V = \frac{Q_v}{S}$$

$$V = \frac{6,94 \times 10^{-3}}{0,005024}$$

$$V = 1,38 \text{ m/s} .$$

Les données :

Q_v : Le débit volumique de l'écoulement en (m^3/s).

S : la section de conduite en m^2 .

❖ **Calcul de nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{V \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{1.38 \times 0.08}{1.01 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 109415.$$

On a $Re > 10^5$.

Donc le régime d'écoulement est turbulent rugueux on utilise la formule de NIKURADSE pour déterminer le coefficient de frottement λ .

Les données :

D : diamètre de conduite 80mm.

V : la vitesse de l'écoulement en m/s.

ν : la viscosité cinématique de l'écoulement à 20°C en m²/s.

❖ **Calcul de coefficient de frottement λ**

$$\lambda = \left(\frac{1}{-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right)} \right)^2$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{-2 \log_{10} \left(\frac{0.000002}{3.71 \times 0.08} \right)} \right)^2$$

$$\lambda = 0,0093.$$

Les données :

ε : rugosité absolue de l'acier 0,002mm.

D : diamètre de conduite 80mm.

❖ **Calcul des pertes de charge linéaire 'K linéaire'**

$$K_L = \frac{\lambda \times L}{D}$$

$$K_L = \frac{0,0176 \times 4,5}{0,08}$$

$$K_L = 0,526m/ml .$$

Les données :

D : diamètre de conduite 80mm.

λ : coefficient de frottement.

L : longueur de tuyauterie la plus éloignée en m.

❖ Calcul des pertes de charge singulière 'k singulière' (l'annexe12)

$$K_{\text{singulière}} = K_{\text{crépine}} + K_{\text{coude90°}}$$

$$K_{\text{singulière}} = 30 + 1,01$$

$$K_{\text{singulière}} = 31,01.$$

Les données :

$$K_{\text{coude90°}}: 30.$$

$$K_{\text{crépine}}: 1,01.$$

❖ Calcul des pertes de charge totale à l'aspiration

$$\Delta H_{\text{asp}} = (K_{\text{linéaire}} + K_{\text{singulière}}) \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

$$\Delta H_{\text{asp}} = (0,526 + 31,01) \times \frac{1,09^2}{2 \times 9,81}$$

$$\Delta H_{\text{asp}} = 3,076\text{m}.$$

IV.2.2. Calcul des pertes charge au refoulement

❖ Calcul de section de conduite au refoulement « Bâche à eau-1 »

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi \times 0,09^2}{4}$$

$$S = 0,006359\text{m}^2.$$

Les données :

D : diamètre de conduite 90mm.

❖ Calcul de la vitesse d'écoulement

$$V = \frac{Q_v}{S}$$

$$V = \frac{6,94 \times 10^{-3}}{0,006359}$$

$$V = 1,09 \text{ m/s} .$$

Les données :

Q_v : Le débit volumique de l'écoulement en (m³/s).

S : la section de conduite en m².

❖ **Calcul de nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{V \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{1.09 \times 0.09}{1.01 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 97258,1.$$

On a $10^4 < Re < 10^5$.

Donc le régime d'écoulement est turbulent lisse on utilise la formule de Blasius pour déterminer le coefficient de frottement λ .

Les données :

D : diamètre de conduite 90mm.

V : la vitesse de l'écoulement en m/s.

ν : la viscosité cinématique de l'écoulement à 20°C en m²/s.

❖ **Calcul de coefficient de frottement λ**

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

$$\lambda = 0,3164 \times 97258,1^{-0,25}$$

$$\lambda = 0,0179.$$

❖ **Calcul des pertes de charge linéaire 'K linéaire'**

$$K_L = \frac{\lambda \times L}{D}$$

$$K_L = \frac{0,0179 \times 319}{0,09}$$

$$K_L = 63,504m/ml .$$

Les données :

D : diamètre de conduite 90mm.

λ : coefficient de frottement.

L : longueur de tuyauterie la plus éloignée en m.

❖ Calcul des pertes de charge singulière 'k singulière' (l'annexe2)

$$K_{\text{singulière}} = 2 \times K_{\text{vanne}} + 4 \times K_{\text{tés}} + 2 \times K_{\text{coude90°}}$$

$$K_{\text{singulière}} = (2 \times 8) + (4 \times 20) + (2 \times 30)$$

$$K_{\text{singulière}} = 156.$$

Les données :

$$K_{\text{vanne}} : 8.$$

$$K_{\text{tés}} : 20.$$

$$K_{\text{coude90°}} : 30.$$

❖ Calcul des pertes de charge totale au refoulement

$$\Delta H_{\text{totale}} = (K_L + K_s) \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

$$\Delta H_{\text{totale}} = (156 + 63.504) \times \frac{1.09^2}{2 \times 9.81}$$

$$\Delta H_{\text{totale}} = 13,328m.$$

Les données :

$$K_{\text{singulière}} : 156.$$

$$K_L : 63,504m/ml .$$

V : la vitesse de l'écoulement 1,09m/s.

Tableau IV. 1: Tableau des pertes de charge de réseau AEP de FSSA.

tronçon	D (m)	L (m)	ϵ (m)	S(m ²)	Q(m ³ /s)	v(m/s)	ϵ/D	v(m ² /s)	Re	λ	K_L (m/ml)	K_S	K_T (m)
L asp	0,08	4,5	0,000002	0,005024	0,00694	1,38	6E-04	0,00000101	109415	0,0093	0,526	31	3,076
Bâche à eau_1	0,09	319	0,00013	0,006359	0,00694	1,09	0,001	0,00000101	97258,1	0,0179	63,504	156	13,328
1_2	0,063	129	0,00013	0,003116	0,00347	1,11	0,002	0,00000101	69470,1	0,0195	39,906	20	3,787
1_3	0,063	113	0,00013	0,003116	0,00347	1,11	0,002	0,00000101	69470,1	0,0195	34,956	20	3,474
2_a	0,032	38	0,00013	0,000804	0,001735	2,16	0,004	0,00000101	68384,6	0,0196	23,234	28	12,165
2_b	0,04	16	0,00013	0,001256	0,001735	1,38	0,003	0,00000101	54707,7	0,0207	8,275	50	5,668
3_c	0,04	16	0,00013	0,001256	0,001735	1,38	0,003	0,00000101	54707,7	0,0207	8,275	180	18,311
3_d	0,04	39	0,00013	0,001256	0,001735	1,38	0,003	0,00000101	54707,7	0,0207	20,171	122	13,827

IV.3. Calcul de la hauteur manométrique totale (HMT)

$$HMT = H_g + \Delta H_{t_{asp}} + \Delta H_{t_{ref}}$$

Les données :

$$\Delta H_{asp} = 3,076 \text{ m.}$$

$$\Delta H_{ref} = 70,560 \text{ m.}$$

$$H_g = 12 \text{ m.}$$

Donc :

$$HMT = 12 + 3,121 + 70,560 = 85,64 \text{ m.}$$

IV.4. Calcul de la pression de refoulement

$$P_{ref} = \rho \times g \times HMT$$

$$P_{ref} = 998,3 \times 9,81 \times 85,64 = 8,39 \text{ bar.}$$

Les données :

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

ρ : masse volumique de l'eau à 20°C.

HMT : la hauteur manométrique totale en (m).

IV.5. Diagnostic relatif au point de fonctionnement et la cavitation

IV.5.1. Calcul et vérification de NPSH

Dans notre cas les pompes fonctionnent en aspiration donc on utilise la formule suivante :

$$NPSH_{dis} = \frac{P_{as} - P_v}{\rho g} - H_g - \Delta H_{asp}$$

$$NPSH_{dis} = \frac{(1 - 0,023) \times 10^5}{998,3 \times 9,81} - 4 - 3,076 = 2,90 \text{ m}$$

Données :

P_a : 1 bar.

P_v : 0,023 bar à 20°C.

ρ : 998,3 kg/m^3 à 20°C.

$H_{g_{asp}}$: 4 m.

Δh_{asp} : 3,076 m.

IV.5.2. La courbe caractéristique de la pompe

On exprime la forme générale de la caractéristique de la pompe par la relation :

$$H_p = a - b * Q^2$$

Avec :

H_p : la hauteur manométrique totale (HMT) créée par la pompe ;

(a) et (b) sont des coefficients caractérisant la pompe et le régime de fonctionnement.

De la fiche technique de la pompe on tire pour $N= 3450$ tr/min :

$$Q = 21 \text{ m}^3/\text{H} \Rightarrow H_p = 40 \text{ m.}$$

$$Q = 78 \text{ m}^3/\text{H} \Rightarrow H_p = 23 \text{ m.}$$

Donc :

$$40 = a - b (21)^2 \longrightarrow a = 41,33.$$

$$23 = a - b (78)^2 \longrightarrow b = 3 \times 10^{-3}.$$

D'où l'équation caractéristique de la pompe :

$$H_p = 41,33 - (3 \times 10^{-3})Q^2.$$

Tableau IV. 2:La variation de la HMT d'une pompe par rapport au débit.

Q (m ³ /h)	HMT(m)
21	40
24	39,5933
27	39,13238
30	38,61722
33	38,04785
36	37,42424
39	36,74641
42	36,01435
45	35,22807
48	34,38756
51	33,49282
54	32,54386
57	31,54067
60	30,48325
63	29,37161
66	28,20574
69	26,98565
72	25,71132
75	24,38278
78	23

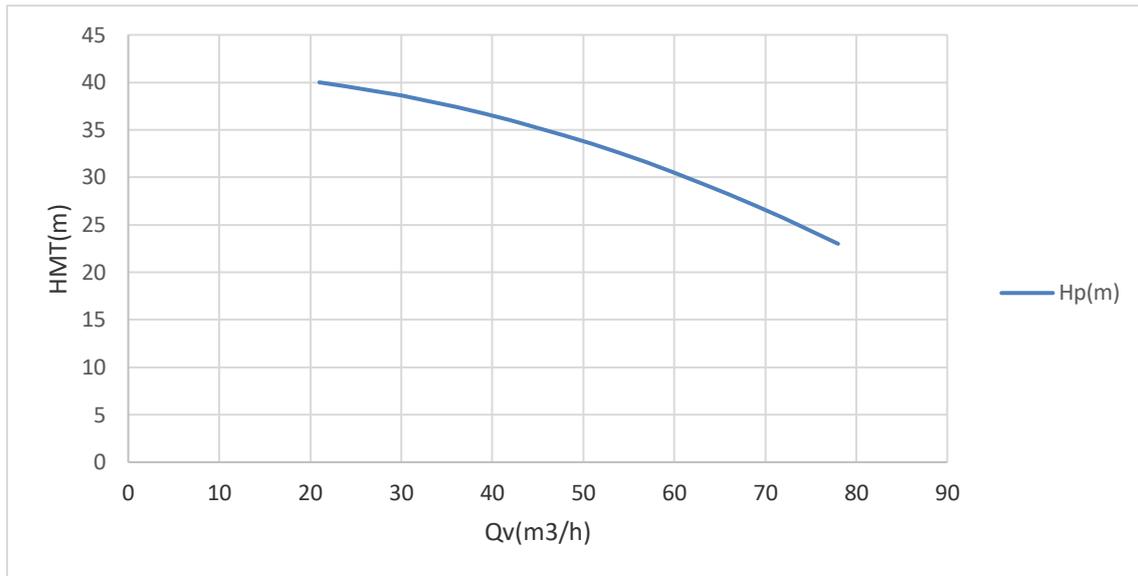


Figure IV. 2: Courbe caractéristique de la pompe.

IV.5.3. Courbe caractéristique du réseau

La caractéristique du réseau est une parabole :

$$HMT = H_g + \Delta H_t$$

La forme générale de la caractéristique du réseau est exprimée par la relation suivante :

$$HMT_r = c + d \times Q^2$$

$$\Delta H_T = \Delta H_{t_{asp}} + \Delta H_{t_{ref}}$$

D'où l'équation caractéristique de réseau :

$$\Delta H_T = \left((K_{linéaire} + K_{singulière}) \times \left(\frac{V^2}{2g} \right) \right)_{asp} + \left((K_{singulière} + K_{linéaire}) \times \left(\frac{V^2}{2g} \right) \right)_{ref}$$

$$\Delta H_t = \left(\left(\frac{8((\lambda \times L) + K_{singulière})}{g \times \pi^2 \times D^5} \right)_{asp} + \left(\frac{8((\lambda \times L) + K_{singulière})}{g \times \pi^2 \times D^5} \right)_{ref} \right) \times Q^2$$

$$HMT_r = 12 + 656045,48 \times Q^2$$

Tableau IV. 3: Variation de HMT de réseau par rapport au débit.

Q (m ³ /h)	Hr(m)
21	34,05
24	40,8
27	48,45
30	57
33	66,45
36	76,8
39	88,05
42	100,2
45	113,25
48	127,2
51	142,05
54	157,8
57	174,45
60	192
63	210,45
66	229,8
69	250,05
72	271,2
75	293,25
78	316,2

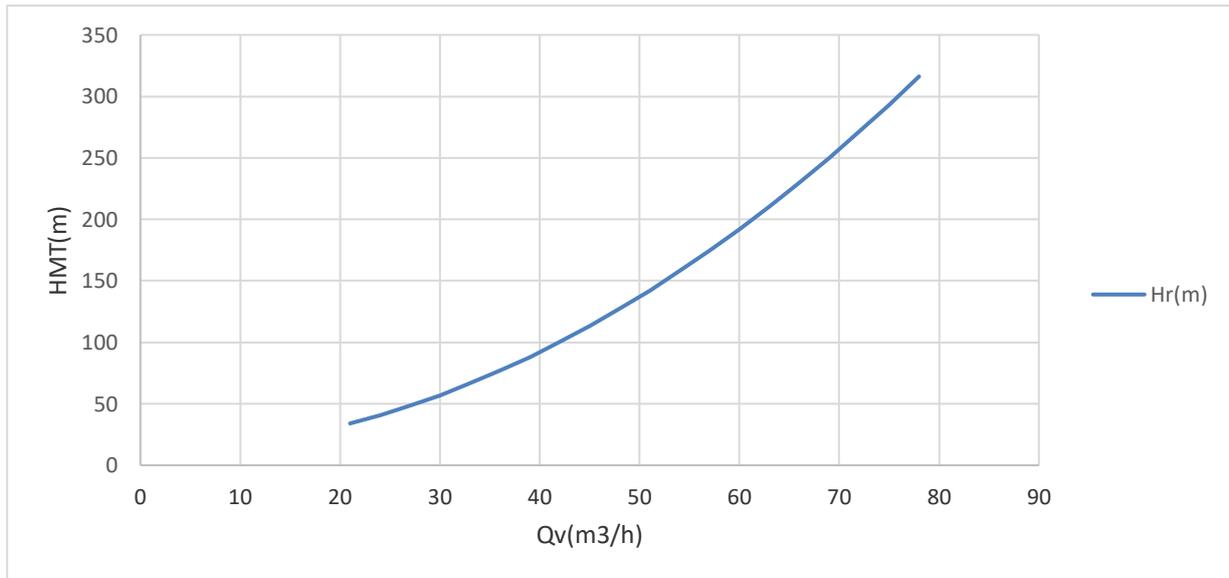


Figure IV. 3: Courbe caractéristique de réseau.

IV.5.4. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement se situe à l'intersection de la courbe caractéristique de la pompe et de celle du réseau $H_{pompe} = H_{MTréseau}$. Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal.

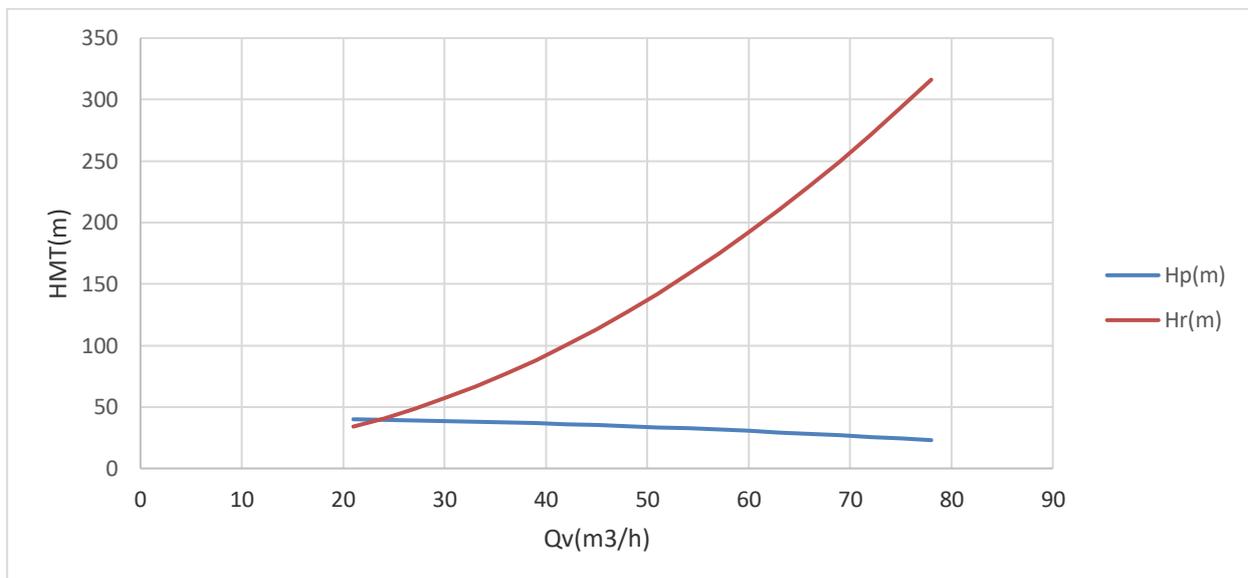


Figure IV. 4: le point de fonctionnement de la pompe.

Le point de fonctionnement de la pompe correspond à un débit de $Q_{pf} = 24 \text{ m}^3/\text{h}$ et une hauteur de $H_{pf} = 39,593301 \text{ m}$.

IV.6. Calcule de rendement de la pompe

$$\eta_p = \frac{P_u}{P_a} = \frac{\rho \times g \times Q \times HMT}{P_a}$$
$$\eta_p = \frac{998,3 \times 9,81 \times \left(\frac{24}{3600}\right) \times 39,593301}{7,5 \times 10^3}$$

$$\eta_p = 0,35\%.$$

Données :

$$Q_{pf} = 24\text{m}^3/\text{h}.$$

$$H_{pf}=39,593301\text{m}.$$

$$\rho : 998,3 \text{ kg/m}^3 \text{ à } 20^\circ\text{C}.$$

$$P= 7,5\text{KW}. (\text{À partir de la fiche technique de la pompe}).$$

IV.7. Conclusion

Le point de fonctionnement de la pompe dans un réseau d'eau potable est crucial pour assurer un fonctionnement efficace et fiable du système. Il doit être déterminé en tenant compte des caractéristiques hydrauliques du réseau et des performances de la pompe pour assurer une répartition adéquate du débit et de la pression dans le réseau d'eau potable.

Le calcul des pertes de charge est important car il permet de déterminer la résistance que rencontre un fluide lorsqu'il circule dans un système de tuyauterie. Cette résistance peut être due à des frottements, des changements de direction, des rétrécissements ou des élargissements de la section du conduit. En connaissant les pertes de charge, on peut dimensionner correctement les pompes et les tuyauteries pour assurer un débit suffisant et éviter une surconsommation d'énergie.

Savoir calculer le point de fonctionnement de la pompe permet de déterminer le débit et la pression que peut fournir la pompe pour alimenter le système. Si le point de fonctionnement est mal choisi, cela peut entraîner une surconsommation d'énergie, une usure prématurée des équipements ou une insuffisance du débit ou de la pression dans le système.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans notre travail, nous pouvons constater et conclure qu'il est très important de définir et d'étudier les caractéristiques d'une pompe centrifuge afin de comprendre Les différents paramètres qui caractérisent, leurs installations et différentes configurations existantes (parallèles et en série).

Le montage des pompes en série est utilisé pour augmenter la pression tandis que le débit reste constant, et que le montage en parallèle est utilisé pour augmenter le débit tout en maintenant une pression constante.

Chaque configuration doit être considérée lors de la conception d'un système de pompage efficace et fiable.

L'utilisation d'un logiciel de simulation de pompe centrifuge peut contribuer à réduire les coûts d'exploitation et à améliorer la fiabilité du système de pompage.

En conclusion, les pertes de charge et le point de fonctionnement sont des aspects essentiels à considérer lors de la conception et du fonctionnement d'un réseau hydraulique d'eau avec une pompe. Les pertes de charge se produisent en raison de la résistance au débit de l'eau à travers les conduites, les coudes, les vannes et d'autres éléments du système. Elles sont généralement exprimées en termes de pression perdue ou de chute de pression.

Annexes

Annexes

Annexe1: expérience n°1 de la pompe1 PS73 « caractéristique fondamentale à N =2533tour/min.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	X(m)	N (tr/min)	Pa (W) 1	$\sin\alpha$	H.M.T (mce) 1	C (m.N)	PM(W) 1	PF(W) 1	η_G (%) 1	η_P (%) 1	NPSH (mce) 1
0	0,04	2,6	0,140	2531	545	0,25	26,10	2,42	640,34	0,00	0,00%	0,00%	10,306
400	0,04	2,38	0,142	2531	544	0,25	23,86	2,45	649,49	26,01	4,78%	4,00%	10,308
600	0,04	2,21	0,143	2533	551	0,26	22,13	2,47	654,58	36,18	6,57%	5,53%	10,312
800	0,03	2,01	0,144	2533	555	0,26	20,19	2,49	659,16	44,01	7,93%	6,68%	10,214
1000	0,03	1,85	0,145	2533	561	0,26	18,56	2,50	663,73	50,57	9,01%	7,62%	10,220
1200	0,03	1,7	0,146	2533	566	0,26	17,03	2,52	668,31	55,68	9,84%	8,33%	10,227
1400	0,02	1,62	0,147	2534	574	0,26	16,32	2,54	673,15	62,24	10,84%	9,25%	10,134
1600	0,02	1,5	0,149	2536	580	0,27	15,09	2,57	682,85	65,80	11,34%	9,64%	10,144
1800	0,02	1,41	0,150	2536	587	0,27	14,17	2,59	687,43	69,52	11,84%	10,11%	10,155
2000	0,02	1,32	0,151	2536	591	0,27	13,26	2,61	692,02	72,25	12,22%	10,44%	10,167
2200	0,01	1,22	0,152	2536	592	0,27	12,34	2,62	696,60	73,97	12,49%	10,62%	10,079
2400	0,01	1,15	0,153	2536	598	0,27	11,62	2,64	701,18	76,02	12,71%	10,84%	10,094
2600	0,01	1,09	0,155	2536	602	0,28	11,01	2,68	710,35	78,03	12,96%	10,98%	10,110
2800	0,01	0,99	0,156	2536	605	0,28	9,99	2,69	714,93	76,25	12,60%	10,66%	10,128
3000	0,01	0,85	0,156	2536	610	0,28	8,57	2,69	714,93	70,02	11,48%	9,79%	10,147

Annexes

Annexe2: l'expérience n°2 de la pompe1 PS73 « caractéristique fondamentale à

N =2426tour/min.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	X(m)	N (tr/min)	Pa (W) 2	sin α	H.M.T (mce) 2	C (m.N)	PM(W) 2	PF(W) 2	η_G (%) 2	η_P (%) 2	NPSHr (mce) 2
0	0,04	2,38	0,127	2421	465	0,23	23,86	2,19	555,63	0,00	0,00%	0,00%	10,30
400	0,04	2,15	0,128	2422	473	0,23	21,52	2,21	560,24	23,45	4,96%	4,19%	10,30
600	0,04	1,95	0,130	2424	481	0,23	19,48	2,24	569,46	31,84	6,62%	5,59%	10,31
800	0,03	1,82	0,131	2426	488	0,23	18,25	2,26	574,32	39,79	8,15%	6,93%	10,21
1000	0,03	1,72	0,133	2426	498	0,24	17,23	2,30	583,09	46,96	9,43%	8,05%	10,22
1200	0,03	1,58	0,135	2428	502	0,24	15,81	2,33	592,34	51,68	10,30%	8,73%	10,23
1400	0,03	1,45	0,136	2428	508	0,24	14,48	2,35	596,73	55,24	10,87%	9,26%	10,23
1600	0,02	1,38	0,137	2428	511	0,25	13,87	2,37	601,12	60,46	11,83%	10,06%	10,14
1800	0,02	1,25	0,138	2428	516	0,25	12,54	2,38	605,51	61,52	11,92%	10,16%	10,15
2000	0,02	1,19	0,140	2428	520	0,25	11,93	2,42	614,28	65,02	12,50%	10,58%	10,17
2200	0,01	1,1	0,141	2428	524	0,25	11,11	2,43	618,67	66,63	12,72%	10,77%	10,08
2400	0,01	1	0,142	2428	528	0,25	10,10	2,45	623,06	66,02	12,50%	10,60%	10,1
2600	0,01	0,9	0,143	2428	532	0,26	9,08	2,47	627,44	64,30	12,09%	10,25%	10,11
2800	0,01	0,82	0,144	2428	535	0,26	8,26	2,49	631,83	63,02	11,78%	9,97%	10,13
3000	0,01	0,71	0,145	2428	537	0,26	7,14	2,50	636,22	58,35	10,87%	9,17%	10,15

Annexes

Annexe3: l'expérience n°3 de la pompe1 PS73 « caractéristique fondamentale à

N =2333tour/min.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	X(m)	N (tr/min)	Pa (W) 3	sin α	H.M.T (mce) 3	C (m.N)	PM(W) 3	PF(W) 3	η_G (%) 3	η_P (%) 3	NPSHr (mce) 3
0	0,03	2,1	0,121	2333	434	0,22	21,11	2,09	510,14	0,00	0,00%	0,00%	10,20
400	0,03	1,9	0,121	2333	441	0,22	19,07	2,09	510,14	20,78	4,71%	4,07%	10,21
600	0,03	1,8	0,123	2333	444	0,22	18,05	2,12	518,57	29,51	6,65%	5,69%	10,21
800	0,02	1,69	0,125	2333	447	0,22	17,03	2,16	527,01	37,12	8,30%	7,04%	10,11
1000	0,02	1,52	0,126	2333	454	0,23	15,30	2,18	531,22	41,68	9,18%	7,85%	10,12
1200	0,02	1,42	0,127	2334	458	0,23	14,28	2,19	535,67	46,68	10,19%	8,71%	10,13
1400	0,02	1,35	0,128	2333	462	0,23	13,56	2,21	539,65	51,74	11,20%	9,59%	10,13
1600	0,02	1,23	0,130	2335	466	0,23	12,34	2,24	548,56	53,80	11,54%	9,81%	10,14
1800	0,02	1,13	0,131	2333	470	0,23	11,32	2,26	552,30	55,52	11,81%	10,05%	10,15
2000	0,01	1,05	0,132	2334	475	0,24	10,60	2,28	556,76	57,80	12,17%	10,38%	10,07
2200	0,01	0,98	0,133	2333	477	0,24	9,89	2,30	560,73	59,30	12,43%	10,57%	10,08
2400	0,01	0,86	0,134	2334	480	0,24	8,67	2,31	565,19	56,69	11,81%	10,03%	10,09
2600	0,01	0,81	0,135	2333	483	0,24	8,16	2,33	569,17	57,80	11,97%	10,15%	10,11
2800	0,01	0,7	0,136	2334	489	0,24	7,04	2,35	573,63	53,68	10,98%	9,36%	10,13
3000	0,01	0,61	0,137	2333	491	0,25	6,12	2,37	577,60	50,02	10,19%	8,66%	10,15

Annexes

Annexe4 : l'expérience n°4 de la pompe1 PS73 « caractéristique fondamentale à

N =2190tour/min.

Qv (l/h)	Pamont (bar)	Paval (bar)	X(m)	N (tr/min)	Pa (W) 4	sin α	H.M.T (mce) 4	C (m.N)	PM(W) 4	PF(W) 4	η G (%) 4	η P (%) 4	NPSHr (Mce) 4
0	0,04	1,9	0,114	2190	389	0,20	18,97	1,97	451,17	0,00	0,00%	0,00%	10,31
400	0,04	1,68	0,115	2190	392	0,21	16,72	1,99	455,13	18,23	4,65%	4,01%	10,31
600	0,04	1,6	0,116	2189	394	0,21	15,91	2,00	458,87	26,01	6,60%	5,67%	10,31
800	0,04	1,43	0,117	2190	396	0,21	14,17	2,02	463,04	30,90	7,80%	6,67%	10,32
1000	0,03	1,35	0,118	2190	398	0,21	13,46	2,04	467,00	36,68	9,22%	7,85%	10,22
1200	0,03	1,22	0,119	2189	401	0,21	12,13	2,05	470,74	39,68	9,90%	8,43%	10,23
1400	0,02	1,18	0,120	2190	406	0,21	11,83	2,07	474,91	45,13	11,11%	9,50%	10,13
1600	0,02	1,09	0,120	2190	408	0,21	10,91	2,07	474,91	47,57	11,66%	10,02%	10,14
1800	0,01	0,98	0,121	2190	410	0,22	9,89	2,09	478,87	48,52	11,83%	10,13%	10,05
2000	0,01	0,88	0,122	2190	412	0,22	8,87	2,11	482,83	48,35	11,74%	10,01%	10,07
2200	0,01	0,81	0,123	2190	414	0,22	8,16	2,12	486,79	48,90	11,81%	10,05%	10,08
2400	0,01	0,75	0,124	2190	417	0,22	7,55	2,14	490,74	49,35	11,83%	10,06%	10,09
2600	0,01	0,61	0,125	2190	418	0,22	6,12	2,16	494,70	43,35	10,37%	8,76%	10,11
2800	0,01	0,58	0,125	2190	421	0,22	5,81	2,16	494,70	44,35	10,53%	8,96%	10,13
3000	0,01	0,49	0,126	2190	422	0,23	4,89	2,18	498,66	40,01	9,48%	8,02%	10,15

Annexes

Annexe5: l'expérience n°1 de la pompe 2.

Qv(l/h)	Pamont(bar)	P aval (bar)	H.M.T.(mCE)1	N.P.S.H.(mCE)1
0	0,01	3,1	31,50873	10
400	0,01	2,7	27,42993	10,002
600	0,01	2,6	26,41023	10,005
800	0,01	2,48	25,18659	10,006
1000	0,01	2,2	22,33143	10,016
1200	0,01	1,9	19,27233	10,023
1400	0,01	1,75	17,74278	10,032
1600	0,01	1,6	16,21323	10,041
1800	0,01	1,55	15,70338	10,052
2000	0,01	1,49	15,09156	10,065
2200	0,01	1,38	13,96989	10,079
2400	0,01	1,25	12,64428	10,094
2600	0,01	1,15	11,62458	10,11
2800	0,01	1,08	10,91079	10,128
3000	0,01	1	10,09503	10,147

Annexe6: l'expérience n°2 de la pompe 2.

Qv(l/h)	Pamont (bar)	Paval(bar)	H.M.T.(mCE)2	N.P.S.H.(mCE)2
0	0,01	2,95	29,97918	10
300	0,01	2,8	28,44963	10,0014
500	0,01	2,69	27,32796	10,004
700	0,01	2,5	25,39053	10,008
900	0,01	2,4	24,37083	10,013
1100	0,01	2,18	22,12749	10,019
1300	0,01	2,05	20,80188	10,027
1500	0,01	1,85	18,76248	10,036
1700	0,01	1,68	17,02899	10,047
1900	0,01	1,6	16,21323	10,059
2100	0,01	1,49	15,09156	10,072
2300	0,01	1,4	14,17383	10,086
2500	0,01	1,35	13,66398	10,102
2700	0,01	1,1	11,11473	10,119
2900	0,01	1,09	11,01276	10,137
3000	0,01	1,05	10,60488	10,147

Annexes

Annexe7: l'expérience n°3 de la pompe 2.

Qv(l/h)	Pamont(bar)	P aval(bar)	H.M.T.(mCE)3	N.P.S.H.(mCE)3
0	0,01	2,96	30,08115	10
350	0,01	2,78	28,24569	10,002
500	0,01	2,67	27,12402	10,004
750	0,01	2,45	24,88068	10,009
900	0,01	2,41	24,4728	10,013
1150	0,01	2,15	21,82158	10,021
1350	0,01	1,98	20,08809	10,029
1600	0,01	1,6	16,21323	10,041
1850	0,01	1,57	15,90732	10,055
2100	0,01	1,51	15,2955	10,072
2350	0,01	1,47	14,88762	10,09
2600	0,01	1,28	12,95019	10,11
2850	0,01	1,04	10,50291	10,132
3000	0,01	1,01	10,197	10,147

Annexe8: l'expérience n°4 de la pompe 2.

Qv(l/h)	Pamont(bar)	P aval(bar)	H.M.T.(mCE)4	N.P.S.H.(mCE)4
0	0,01	2,95	29,97918	10
300	0,01	2,86	29,06145	10,0014
450	0,01	2,7	27,42993	10,0033
600	0,01	2,6	26,41023	10,005
750	0,01	2,48	25,18659	10,009
900	0,01	2,42	24,57477	10,013
1150	0,01	2,16	21,92355	10,021
1300	0,01	2,01	20,394	10,027
1450	0,01	1,85	18,76248	10,034
1600	0,01	1,61	16,3152	10,041
1750	0,01	1,7	17,23293	10,05
1900	0,01	1,6	16,21323	10,06
2150	0,01	1,51	15,2955	10,075
2300	0,01	1,42	14,37777	10,086
2450	0,01	1,3	13,15413	10,098
2600	0,01	1,15	11,62458	10,11
2750	0,01	1,12	11,31867	10,123
2900	0,01	1,05	10,60488	10,137
3000	0,01	1,03	10,40094	10,147

Annexes

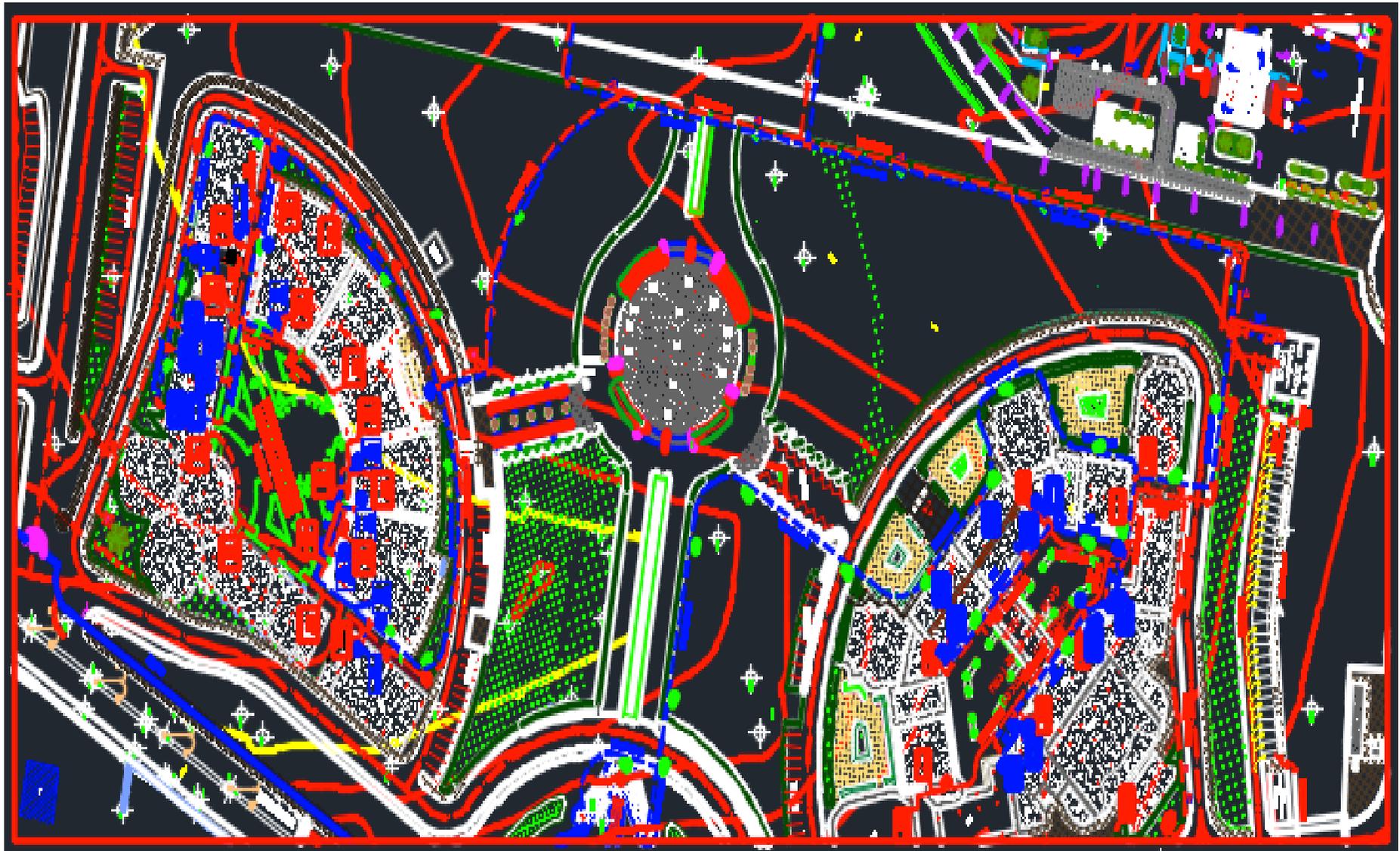
Annexe9: Résultats de montage des pompes en série.

Qv3 (l/min)	Qv1 (l/h)	Qv2 (l/h)	P1 amont (bar)	P2 aval (bar)	P3 amont (bar)	P4 aval (bar)	H.M.T.(mCE)1	H.M.T.(mCE)2	H.M.T.TOTAL.(mCE)
10	0	0	-0,01	2,7	0,01	3,02	27,634	30,69297	58,32684
10	2000	2000	-0,02	1,8	0,01	1,56	18,559	15,80535	34,36389
15	2550	2550	-0,03	1,48	0,01	1,33	15,397	13,46004	28,85751
25	2800	2800	-0,03	1,35	0,01	1,2	14,072	12,13443	26,20629
30	3000	3000	-0,04	1,22	0,01	1,13	12,848	11,42064	24,26886

Annexe10: Résultats de montage des pompes en parallèles.

Qv3 (l/min)	Qv1 (l/h)	Qv2 (l/h)	P1 amont (bar)	P2 aval (bar)	P3 amont (bar)	P4 aval (bar)	H.M.T.(mCE)1	H.M.T.(mCE)2
10	0	0	-0,01	2,88	0,01	3	29,46933	30,48903
15	300	350	-0,02	2,6	0,01	2,8	26,71614	28,44963
25	600	700	-0,02	2,42	0,01	2,55	24,88068	25,90038
32	800	900	-0,03	2,3	0,01	2,4	23,75901	24,37083
43	1000	1100	-0,03	2,15	0,01	2,1	22,22946	21,31173
50	1200	1200	-0,03	1,95	0,01	2,01	20,19006	20,394
65	1500	1500	-0,04	1,8	0,01	1,85	18,76248	18,76248
70	1700	1700	-0,04	1,62	0,01	1,7	16,92702	17,23293
80	1900	1900	-0,04	1,57	0,01	1,6	16,41717	16,21323
85	2100	2100	-0,05	1,43	0,01	1,52	15,09156	15,39747
90	2300	2300	-0,05	1,32	0,01	1,4	13,96989	14,17383
110	3000	3000	-0,05	1,02	0,01	1,12	10,91079	11,31867

Annexe11: plan AutoCAD de réseau d'alimentation d'eau potable de FFSA.



Annexes

Annexe12: longueur équivalente pour divers raccords et vannes (D : diamètre). [12]

singularité		$\frac{L_{eq}}{D}$
Coudes à 90°		30
Coudes à 90° (grand diamètre)		20
Coude de rue à 90°		50
Coude à 45°		16
Coude de rue à 45°		25
Tés, coulé dans le tronçon		20
Tés, flux dans la branche		60
Vanne clapet ouvert		340
Vanne à angle ouvert		150
Vanne d'arrêt	100% ouverte	8
	75%	35
	50%	160
	25%	900
Robinet à tournant ouvert		150
Vanne papillon ouverte		45

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] SAADI et MADOUNI (2014) : « les stations de pompage dans les réseaux d'assainissement » mémoire de projet fin d'étude pour l'obtention du diplôme de licence en hydraulique, université ABOUBEKR BELKAID TLEMCEN.
- [2] HABIBI BRAHIM « commande des outils et mécanisme » cour asservissement hydropneumatique, master2 eau et agroéquipement.
- [3] KEJOUH ET KHATTAB (2019) : « étude conception et simulation d'une pompe centrifuge » mémoire de projet fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en mécanique des chantiers pétrolier, université KASDI MERBAH.
- [4] MOUMENE SALAH EDDINE (2019) : « Etude et Maintenance des pompes centrifuges industrielles » mémoire de projet fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en Électromécanique, université BADJI MOKHTAR.
- [5] DJELLALI et DJEBALA (2021) : « Analyse Des Causes De Défaillance des Pompes Centrifuges » mémoire de projet fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en Électromécanique, université BADJI MOKHTAR.
- [6] ROBERT REY et JEAN POLAN, Technique d'ingénieurs « pompe roto dynamique », PARIS.
- [7] SERHANE et GABLI (2020) : « Calculs hydraulique et vérification de la pompe Centrifuge 502-P-001A » mémoire de projet fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en Électromécanique, Université 8 Mai 1945 – Guelma.
- [8] BOUREZGUE ABDEREZZAK (2019) : « commande des machine hydraulique », cour université de GUELMA.
- [9] KAHLA.M, et FOUGHALYA.L (2015) : « Étude du réseau d'AEP des villages Ain Beida Heriche, Sedari et Sebikhia , Wilaya de Mila », Mémoire de Fin d'Etudes, Université de Bejaia.
- [10] BENTATA (2018) : « turbomachine 1 fluide incompressible » cours et exercices département génie mécanique université Oran.
- [11] Metaiche (2021) : « pompe centrifuge » théorie avec exercices et problème résolu.
- [12] DOUGHA (2022) : « hydraulique appliqué » écoulement forcés, cours et exercices avec corrigés.
- [13] MALKI : chapitre3 « dynamique des fluides réels ».
- [14] ALILI et BENSAID (2015) : « étude d'une station de pompage anti-incendie au sein du complexe de HASSI RMEL » mémoire de fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en génie thermique et énergie renouvelable, université TLEMCEN.

Références bibliographiques

- [15] SAADI et MADOUNI (2014) : « les stations de pompage dans les réseaux d'assainissement » mémoire de projet fin d'étude pour l'obtention de diplôme de licence en hydraulique université TLEMCEM.
- [16] ABDELLAH BENKHATTOU HOCINE (2012) : « analyse et diagnostic des pompes industrielles » mémoire de fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en génie mécanique université TLEMCEM.
- [17] BENNIS SAAD (2004) « hydrauliques et hydrologie » 2ème édition université du Québec-canada.
- [18] Béga urbain Ouédraogo, ingénieur de l'équipement rural, DESS génie sanitaire.
- [19] YVES.LECOFFRE (1994), la cavitation traqueuse de bulles, durand-28600 luisant paris.
- [20] http://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_cavitation.html.
- [21] Hermetic-pumpen (www.hermetic-pumpen.com).
- [22] NEKAA.M (2017): « étude du régime de fonctionnement de station SBM après l'extension de la raffinerie d'Alger de 75% », IAP.
- [23] DINBUTA, KAELA, MWAPE, NGELEKA, WANDANDA, BAUDOUIN : « étude comparative d'un montage série et d'un montage en parallèle de deux pompes hydraulique » université de LUBUMBASHI, faculté polytechnique.
- [24] BAGGARI (2020) : « simulation d'une unité de production d'éthylène à l'aide de simulateur DWSIM » mémoire de fin d'étude pour l'obtention de diplôme de master en génie de la pétrochimie.

Résumé

Le but de notre travail est l'étude des caractéristiques des pompes centrifuges en séries et en parallèles montées en circuit fermé : une pompe (monobloc) est à vitesse fixe ; une pompe (montée en balance) est à vitesse variable. Nous avons étudié la HMT, NPSH, les rendements hydrauliques, mécaniques électriques, et les pertes de charge de réseau d'alimentation d'eau potable et le point de fonctionnement optimal de la pompe. Nous concluons que le montage en parallèles permet d'augmenter le débit de l'installation, contrairement au couplage en série qui permet d'augmenter la pression du l'eau à pomper sans modifier les caractéristiques des différentes pompes.

Mots clés : pompes centrifuge, HMT, NPSH, débit volumique, puissance, rendement, pertes de charges.

Abstract

The aim of our work is to study the characteristics of centrifugal pumps in series and in parallel mounted in a closed circuit: a pump (monobloc) is at fixed speed; a pump (mounted in balance) is variable speed. We studied the HMT, NPSH, the hydraulic, mechanical and electrical yields, and the pressure drops of the drinking water supply network and the operating point of the pump. We note that the parallel assembly increases the flow rate of the installation, unlike the series coupling that increases the pressure of the water to be pumped without modifying the characteristics of the different pumps.

Keywords: centrifugal pumps, HMT, NPSH, volume flow, power, efficiency, pressure drops.

ملخص

الهدف من عملنا هو دراسة خصائص مضخات الطرد المركزي المتسلسلة والمركبة بالتوازي في دائرة مغلقة: مضخة (أحادية الكتلة) بسرعة ثابتة ؛ المضخة (المركبة في الميزان) متغيرة السرعة. درسنا HMT و NPSH والعائد الهيدروليكي والميكانيكي والكهربائي وقطرات الضغط لشبكة إمداد مياه الشرب ونقطة تشغيل المضخة. نلاحظ أن التجميع المتوازي يزيد من معدل تدفق التركيب ، على عكس التوصيل المتسلسل الذي يزيد من ضغط الماء المراد ضخه دون تعديل خصائص المضخات المختلفة.

الكلمات المفتاحية: مضخات الطرد المركزي ، HMT ، NPSH ، حجم التدفق ، الطاقة ، الكفاءة ، انخفاض الضغط