

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Kasdi Merbah Ouargla



FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES

Département de : Génie Civil et Hydraulique

C:.....
R:.....

Mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme de

Master, Filière: Hydraulique

Spécialité : Ressource Hydrique

Thème

**Banc d'essai pour la vérification des courbes
caractéristique des pompes centrifuges
(Cas Pompe périphérique)**

Présenté par :

❖ **HAMROUNI Kamal**

Soumis au jury composé de :

M^r NETTARI Kamel

M.A.A

U. K. M. Ouargla

Président

M^r ZEGAIT Rachid

M.C.B

U. Z. A. Djelfa

Examineur

M^r MEKHLOUFI Nabil

Docteur

U. K. M. Ouargla

Encadreur

Année Universitaire: 2020 / 2021

Dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :

À ma mère, qui nous a laissé avec son corps, mais son âme flottant toujours dans le ciel de ma vie que dieu repose son âme.

A mon père qui a quitté notre monde, et ses conseils me guident toujours que dieu repose son âme.

A ma femme, compagne de ma vie, qui n'a épargné ni temps ni efforts pour m'aider.

A mes enfants, Ahmed Djilani, Malak, Akram Hachem et Adam.

A mes frères, mon soutien.

A tous mes amis sans exception.

Kamal Hamrouni

Remerciement

Avant tout, je remercie “Allah” qui a illumine mon chemin et qui m’a aidé et m’a donné le courage pour achever mes études.

Je tiens à exprimer, mes plus vifs remerciements et ma gratitude à mon encadreur, Docteur MEKHLOUFI Nabil.

J’exprime également ma profonde gratitude et ma reconnaissance à mon frère Mohammed Salah pour son soutien moral et ses orientations durant la réalisation de ce travail.

Je remercie mon ami Adel Gori qui m'a donné l'esprit de retour à l'étude et à la recherche.

Je tiens à remercier aussi :

Les membres de jury, le corps d’enseignants et les étudiants d’Université Kasdi Merbah Ouargla.

Kamal Hamrouni

ملخص:

المنحنيات المميزة للمضخة توضح العلاقة بين المعاملين الرئيسيين: التدفق والضغط. يعتمد شكل هذا المنحنى على نوع المضخة ، ويعمل على تحديد النطاق الصحيح لتشغيل المضخة في عدة مجالات من خلال هذه الدراسة يتم التحقق من المنحنيات المميزة $H = f(Q)$ ، $P = f(Q)$ ، $\eta = f(Q)$ لمضخة التوربينات المتجددة (مضخة محيطية) من النوع QB60 الأكثر استخدامًا في محيطنا وذلك باشتقاقها ورسمها ومناقشتها وفحصها ومقارنتها بمنحنيات الشركة المصنعة، حيث كانت النتائج المتحصل عليها جد متقاربة مع المقدمة من طرف المصنع.

Abstract:

Characteristic curves of the pump show the relationship between the two main operands: flow and pressure.

The shape of this curve depends on the pump type, and is working to determine the correct range for the operation of the pump in several areas

Through this study, the characteristic curves $H = f(Q)$, $P = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ of the most widely used type QB60 regenerative turbine pump (peripheral pump) in our environment are verified by their derivation, graph, discussion and examination

And comparing it with the manufacturer's curves, where the results obtained were very close to those provided by the manufacturer.

Résumé :

Les courbes caractéristiques de la pompe montrent la relation entre les deux paramètres principaux : le débit et la pression.

La forme de cette courbe dépend du type de pompe et sert à déterminer la plage correcte de fonctionnement de la pompe dans plusieurs domaines

A travers cette étude, les courbes caractéristiques $H = f(Q)$, $P = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ de la pompe à turbine régénérative de type QB60 (pompe périphérique) la plus couramment utilisée dans notre entourage, sont dérivées, dessinées, discutées et comparées avec celles du constructeur, où les résultats obtenus étaient très proches de ceux fournis par le constructeur.

Nomenclatures

HMT : hauteur manométrique d'une pompe en (m).

Q_v : débit volumique traversant la pompe en (m^3/s).

M : masse du fluide en (kg)

V : volume du fluide en (m^3)

ρ : masse volumique en (kg/m^3)

Re : Le nombre de Reynolds

D_i : Diamètre intérieur de la conduite en (m)

V : Vitesse moyenne d'écoulement en (m/s)

ρ : Masse volumique du fluide en (kg/m^3)

μ : Viscosité dynamique en (Pa.s)

ν : Viscosité cinématique en (m^2/s)

V : vitesse moyenne du fluide en (m/s)

λ : Coefficient de perte de charge régulière.

L : longueur totale de la conduite en (m)

ε : hauteur moyenne des aspérités en (mm).

K_i : Coefficients des pertes de charge singulières.

ω : La vitesse angulaire.

N : La vitesse de rotation en (tr/mn).

Z_a et Z_r : la hauteur géométrique de l'aspiration, refoulement en (m).

$\sum \Delta H_a$: la somme des pertes de charge à l'aspiration en (m).

$\sum \Delta H_r$: la somme des pertes de charge au refoulement en (m).

U : tension aux bornes du moteur en (Volt).

I : intensité du courant délivré au moteur en (Ampère).

t : le temps de remplissage en (s).

P_r : valeur de pression au refoulement en (bar).

P_a : valeur de pression à l'aspiration en (bar).

g : accélération de la pesanteur en (m/s^2).

η : Le rendement global de la pompe en pourcentage (%).

P_u : LA puissance utile en (Wat).

P_{abs-t} : La puissance absorbée totale par le groupe (moteur + pompe) en (Wat)

P_{abs-p} : La puissance absorbée par la pompe en (Wat).

P_{0mot} : La puissance absorbée du moteur à vide en (Wat).

H_z : la fréquence en (HZ).

$\cos \varphi$: Facteur de puissance.

Liste des figures

Figure I-1 : Illustration d'une roue à godets chinoise	17
Figure I-2 : La roue à eau de JACOB LEUPOLD	17
Figure I-3 : Pompe d'ARCHIMEDE	18
Figure I-4 : Classement des pompes	19
Figure I-5 : Schéma d'une pompe à piston	20
Figure I-6 : Pompe à membrane	21
Figure I-7 : principe bicellulaire verticale	23
Figure I-8 : pompe à vortex	23
Figure I-9 : Turbine de pompe périphérique	24
Figure I-10 : pompe périphérique	24
Figure I-11 : Game d'utilisation des turbopompes et les pompes volumétriques	25
Figure II-1 : Schéma d'une pompe centrifuge	29
Figure II-2 : Schéma d'un roue centrifuge	30
Figure II-3 : Photo d'une volute	30
Figure II-4 : Schéma d'installation une pompe centrifuge en charge	32
Figure II-5 : Schéma d'installation une pompe centrifuge en aspiration	32
Figure II-6 : Turbine de pompe périphérique	40
Figure II-7 : Schéma de la pompe périphérique	41
Figure II-8 : Régime de fluide de pompe périphérique	42
Figure II-9 : Photo du canal et stripper de pompe périphérique	42
Figure II-10 : Écoulement de fluide d'une pompe à périphérique	43
Figure II-11 : Écoulement de fluide dans le canal et la turbine	43
Figure II-12 : Soupape de décharge de la pompe périphérique	44
Figure III-1 : Manomètre	46
Figure III-2 : Vacuomètre à aiguille	46
Figure III-3 : Armoire électrique équipée par compteur EasyLogic™ séries PM2100	47

Figure III-4 : vanne à volant	48
Figure III-5 : le disque qui définit les points de mesure des débits et les tours de fermeture	49
Figure III-6 : Chronomètre	50
Figure III-7 : Schéma explicatif du banc d'essai	50
Figure III-8 : Image du banc d'essai d'expérimentation de la pompe	51
Figure VI-1 : Une pompe à turbine régénérative Type QB60	56
Figure VI-2 : Turbine en laiton	56
Figure VI-3 : Schéma de dimension de la pompe utilisé	57
Figure VI-4 : La courbe caractéristique de la hauteur manométrique (HMT)	60
Figure VI-5 : La courbe caractéristique de la puissance absorbée par la pompe (P_{abs-p})...	62
Figure VI-6 : La courbe caractéristique de rendement de la pompe (η)	63
Figure VI-7 : La projection de la courbe $HMT = f(Q_v)$ constructeur- expérimental	65

Liste des tableaux

Tableau II-1 : Valeur de la masse volumique pour les différents fluides	34
Tableau VI-1 : les caractéristiques de la pompe	56
Tableau VI-2 : les caractéristiques techniques selon le catalogue du fabricant	56
Tableau VI-3 : les dimensions de la pompe utilisé	57
Tableau VI-4 : les caractéristiques mesurées du moteur à vide de la pompe	58
Tableau VI-5 : les mesures de pompe effectuées sur le banc d'essai	58
Tableau VI-6 : les valeurs de la hauteur manométrique (HMT)	60
Tableau VI-7 : les valeurs de la puissance utile (P_u)	61
Tableau VI-8 : les valeurs de la puissance absorbée par la pompe (P_{abs-p})	62
Tableau VI-9 : les valeurs de rendement de la pompe (η)	63
Tableau VI-10 : la plage de bon Fonctionnement	64

Sommaire

Dédicace

Remerciements

Résumé

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction Générale

Chapitre I : Généralités sur les pompes

I-1-Introduction	16
I-2- Historique	16
I-3- Classement des pompes	19
I-3-1- Les pompes volumétriques	19
I-3-1-1- Les pompes alternatives	20
I-3-1-1-1- Les pompes à pistons	20
I-3-1-1-2- Les pompes à membrane	20
I-3-1-2- Les pompe rotatives	20
I-3-2-Les pompes roto-dynamiques	21
I-3-2-1 Pompes centrifuges	22
I-3-2-1-1 Pompes centrifuges multicellulaires	22
I-3-2-1-2 Pompes centrifuges vortex	23
I-3-2-1-3 Pompes centrifuges périphériques	24
I-3-2-2 Pompes hélico centrifuges	25
I-3-2-3 Pompes Hélico axiales	25
I-4- Domaine d'utilisation	25
I-5- Conclusion	26

Chapitre II : Caractéristiques des pompes centrifuges

II-1-Introduction	28
II-2-Principe de fonctionnement de pompe centrifuge	28
II-3-Avantages et inconvénients des pompes centrifuges	28
II-3-1-Avantages	28
II-3-2-Inconvénients	28
II-4-Constitution d'une pompe centrifuge	29
II-4-1- La roue	29
II-4-2- Collecteur (volute)	30
II-4-3- Le diffuseur	30
II-4-4- Le divergent	31
II-5- Installation d'une pompe centrifuge	31
II-5-1- En charge	31
II-5-2- En aspiration	32
II-6- Caractéristique de la pompe centrifuge	32
II-6-1-Les formules principales pour la détermination des Caractéristique	33
II-6-1-1- Généralités	33
II-6-1-1-1- Compressibilité des fluides	33
II-6-1-1-2- Viscosité	33
II-6-1-1-3- Fluide parfait – fluide réel	33
II-6-1-1-4- Masse volumique	33
II-6-1-1-5- Les régimes d'écoulement	34
II-6-1-1-6-Théorème de BERNOULLI pour un fluide réel	35
II-6-1-1-7-Pertes de charge	35
II-6-1-1-7-1-Pertes de charge régulières	35
II-6-1-1-7-2-Pertes de charge singulières	36
II-6-1-2-Critères généraux de définition des pompes	36
II-6-1-2-1-La vitesse de rotation (N)	36
II-6-1-2-2- Le débit d'une pompe (Qv)	37
II-6-1-2-3- Hauteur manométrique totale	37

II-6-1-2-4- Puissance absorbée	38
II-6-1-2-5- Puissance utile	38
II-6-1-2-6- Le rendement de la pompe	39
II-7- La Pompe périphérique	40
II-7-1- le mécanisme d'écoulement dans une pompe périphérique	40
II-7-2- L'utilisation des pompes périphérique	43
II-8-Conclusion	44

Chapitre III : Matériels et méthodes

III-1-Introduction	46
III-2-But de banc d'essai	46
III-4-Instrumentation de mesure du banc d'essai	46
III-4-1-Mesure de la pression	46
III-4-2-Mesure de la tension, courant, $\cos \varphi$ et la puissance absorbée	47
III-4-3- Protocole de mesure de débit	47
III-4-3-1-Mesure du temps	50
III-5- Construction du banc d'essai	50
III-5-1-Assemblage du banc d'essai	51
III-6- Manipulation	52
III-8- Conclusion	53

Chapitre IV : Résultats et discussion

VI-1-Introduction	55
VI-2-Description de pompe utilisé	55
VI-3-Sources d'incertitude	57
VI-4-Résultats expérimentaux obtenus	58
VI-5- Calcul des paramètres et construction les courbes caractéristiques	59
VI-5-1- La hauteur manométrique (HMT)	59
VI-5-2- La puissance utile	60
VI-5-3- La puissance absorbée par la pompe	61
VI-5-4- Le rendement de la pompe	62

VI-6- Détermination du débit nominal et de la plage de bon fonctionnement	64
VI-7- La comparaison des résultats avec la courbe du constructeur	64
VI-8- Interprétation des résultats	65
VI-8- Conclusion	66
Conclusion générale	68
Références bibliographiques	71
Annexe	73

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Les pompes à roue périphérique (également appelées pompes à roue tourbillonnaire, pompes périphériques ou pompes à turbine) sont des turbomachines hydrauliques ou une sous-catégorie des pompes centrifuges est unique à la fois dans sa conception et son fonctionnement, sont des machines relativement simples sans conception particulière et sont facilement disponibles dans la plupart des pays. Outre, leur installation, mise en service et maintenance sont faciles et pas couteux.

Le transfert d'énergie de la rotation mécanique de la roue au mouvement et à la pression du fluide est généralement décrit en termes de force centrifuge. Le principal défi de l'utilisation de la pompe était la sélection d'une pompe appropriée pour un petit site hydroélectrique : il faut comprendre la relation entre les débits fournis par la pompe avec la hauteur manométrique prescrite par l'usine.

Lors de l'évaluation des performances de fonctionnement, il doit être considéré que la pompe n'est pas une machine isolée, mais qu'elle est toujours intégrée dans une installation complète et toutes les parties doivent être pris en compte.

Les paramètres Q , H , η , P ont la plus grande importance, pour qu'une pompe fonctionne correctement, sans gaspiller de l'énergie ou subir des dommages internes. ses caractéristiques doivent être adapté au service prévu.

Par conséquent, la mesure correcte des caractéristiques pour la sélection du la pompe est la première étape garantie efficace, et appropriée pour un fonctionnement fiable et durée de vie longue.

Dans ce projet, notre objectif est de mettre au point un banc d'essai, qui nous permettre de vérifier les performances d'une pompe centrifuge à roue périphérique. il est représenté en débit, pression et puissance afin de tracer les courbes caractéristiques, ainsi de faire une interprétation des différents résultats graphiques trouvés en les comparant avec celles du constructeur.

Chapitre I : Généralités sur les pompes

I-1-Introduction :

L'eau est la source de la vie des êtres vivants. Il est de même pour leurs activités. La recherche, le transfert, le stockage et la mise à disposition pour la consommation humaine, animale, agricole et industrielle nécessitent l'utilisation de pompe.

D'où sa nécessité explicitement dans les domaines suivants :

- Les réseau d'AEP et d'assainissement.
- Les forages d'eau et les système d'irrigation.
- Les réseaux de lutte anti-incendie.
- Transport pétrolier (les stations des pompages).
- Transport des produits liquides entre les unités d'industries et lignes de production.
- Générer de l'eau à très haute pression pour les nettoyages.

En termes simples, une pompe est une machine utilisée pour déplacer un liquide dans un système de tuyauterie et pour augmenter la pression du liquide. Une pompe peut être davantage définie comme une machine qui utilise plusieurs transformations d'énergie pour augmenter la pression d'un liquide.

Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue, ...etc.) de la pompe.

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

L'énergie transmise entraîne un déplacement de l'eau. Toutes les pompes à eau sont composées de deux éléments basiques : le moteur électrique et la section hydraulique.

I-2- Historique :

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux. [1]

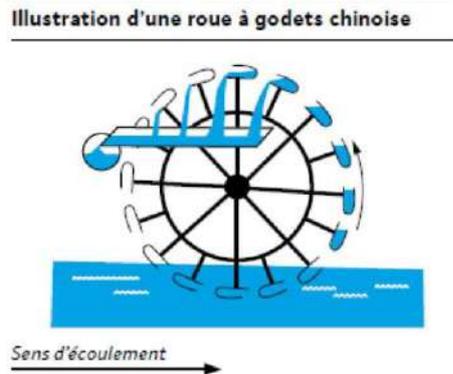


Figure I-1 : Illustration d'une roue à godets chinoise. [1]

Une amélioration ingénieuse de ce concept a été élaborée en 1724 par Jakob Leupold (1674-1727), qui inséra des tuyaux courbés dans une roue.

La rotation de la roue forçait l'eau à être soulevée au niveau de l'axe central de la roue. Le flux d'eau dans une rivière sert également d'entraînement pour cette installation de levage.

Une caractéristique particulièrement remarquable de cette conception est la forme des tuyaux courbés. Elle est semblable à la forme des pompes centrifuges actuelles.

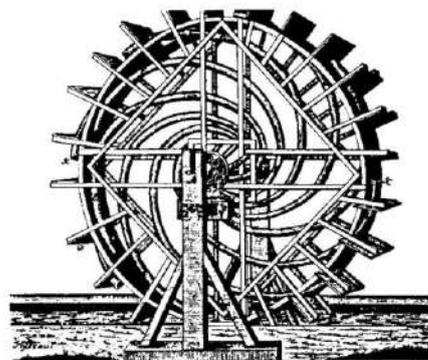


Figure I-2 : La roue à eau de JACOB LEUPOLD. [1]

Archimède (287-212 avant JC), le plus grand mathématicien et scientifique des temps anciens, a décrit la vis qui sera appelée ultérieurement par son nom en 250 avant JC. Elle soulevait de l'eau en faisant tourner une spirale/vis sans fin dans un tuyau.

Cependant, une partie de l'eau retombait toujours, car on ne connaissait pas encore de joint d'étanchéité efficace. Par conséquent, une relation était observée entre l'inclinaison de la vis et le débit.

Lors de l'utilisation, on peut choisir entre un débit plus important ou une hauteur de refoulement plus élevée. Plus l'inclinaison de la vis est raide, plus la hauteur de refoulement est élevée lorsque le débit diminue.

Ici également, le fonctionnement est comparable à celui des pompes centrifuges actuelles. La courbe de pompe, qui était évidemment un concept inconnu à cette époque, indique la même relation entre la hauteur de refoulement et le débit.

Les informations rassemblées à partir de diverses sources historiques ont révélé que ces pompes à vis étaient actionnées à une inclinaison comprise entre 37° et 45° . Elles produisaient des hauteurs de refoulement comprises entre 2 m et 6 m et des débits maximums de l'ordre de $10 \text{ m}^3/\text{h}$. [1]

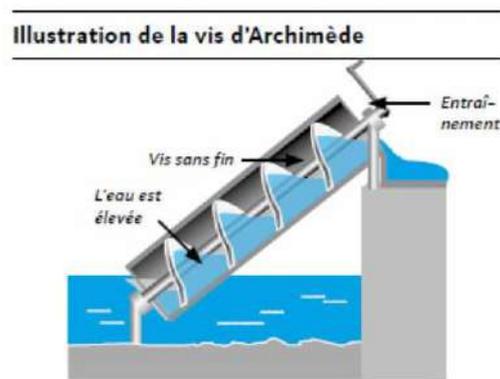


Figure I-3 : Pompe d'ARCHIMEDE [1]

La mécanisation de la fabrication des pompes est apparue avec l'accroissement démographique fulgurant de la seconde moitié du 18e siècle. C'est vers la fin de ce même siècle que l'on pourra parler de réelle industrialisation de la fabrication et de l'utilisation des pompes.

Au 19e siècle, une autre révolution fait son apparition, apportée par l'énergie électrique.

On voit alors apparaître des pompes à principe rotatif, des turbines et des pompes centrifuges. Celles-ci sont similaires à celles que nous utilisons actuellement. Seuls les matériaux et les conceptions évoluent en fonction de leur application, pour offrir de meilleurs rendements, de plus hautes pressions et de plus grands débits.

I-3- Classement des pompes :

Il y a plusieurs façons de classer les pompes en fonction de leur fonction, de leurs conditions de service, des matériaux de construction, etc. L'association professionnelle américaine de l'industrie des pompes, l'Institut hydraulique, a classé les pompes comme le montre la figure I.4. Cette classification divise les pompes comme suit : [2]

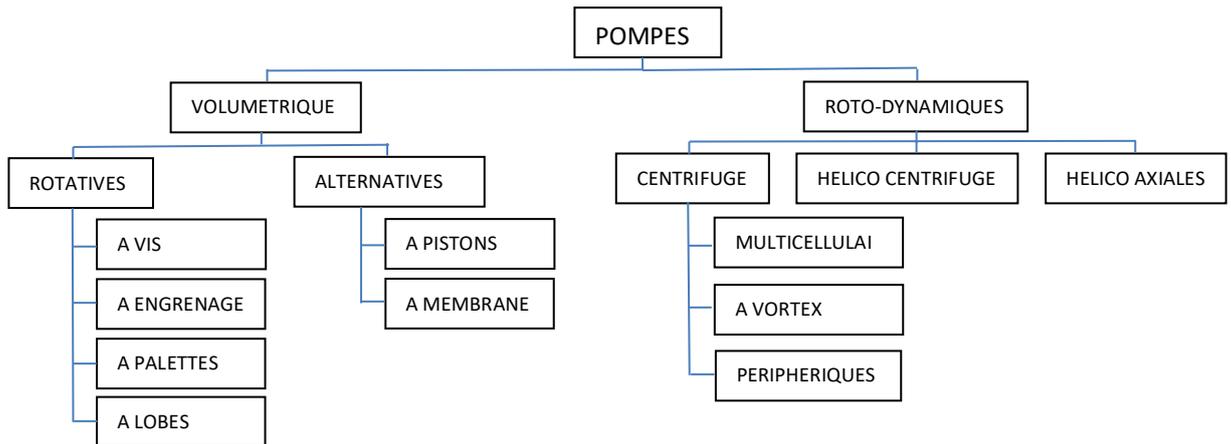


Figure I-4 : Classement des pompes

I-3-1- Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques se subdivisent en deux sous-groupes suivant la nature des mouvements mécaniques considérés : [3]

- les pompes à déplacement alternatif dérivées des compresseurs à piston ;
- les pompes à déplacement rotatif qui évitent les problèmes mécaniques de bielles toujours plus fragiles et qui permettent d’avoir un « écoulement gazeux » plus régulier. Quelques pompes récentes « dites sèches » ont d’ailleurs repris la même évolution que les compresseurs secs.

On trouvera ci-après la description sommaire des principales pompes commerciales. À partir d’un même type de fonctionnement, il a été créé plusieurs modèles afin de répondre à des besoins de plus en plus diversifiés : propreté du vide, rejet à l’environnement, facilité et coût de la maintenance, dimensionnement pour des débits volumes plus importants et des pressions limites de plus en plus basses. Ce sous-groupe comprend :

- les pompes à anneau liquide ;
- les pompes à palettes et leurs différents modèles ;
- les pompes Roots et leurs dérivées.

I-3-1-1- Les pompes alternatives :

I-3-1-1-1- Les pompes à pistons :

Une pompe volumétrique alternative se compose d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté ; mais la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Elles conviennent particulièrement bien pour des pressions élevées, et des débits faibles, généralement inférieurs à $100 \text{ m}^3/\text{h}$, mais pouvant atteindre $200 \text{ m}^3/\text{h}$. [3]

La Figure I.5 donne une vue d'ensemble d'une pompe à piston [11].

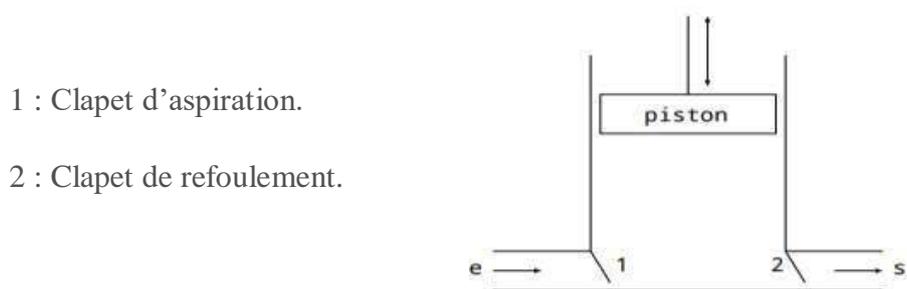


Figure I-5 : Schéma d'une pompe à piston.

I-3-1-1-2- Les pompes à membrane :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère,etc.).

Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative (Figure I-6).

Ces pompes sont utilisées pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à $150 \text{ }^\circ\text{C}$ et des viscosités faibles. [4]

I-3-1-2- Les pompe rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de Rotation autour d'un axe qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

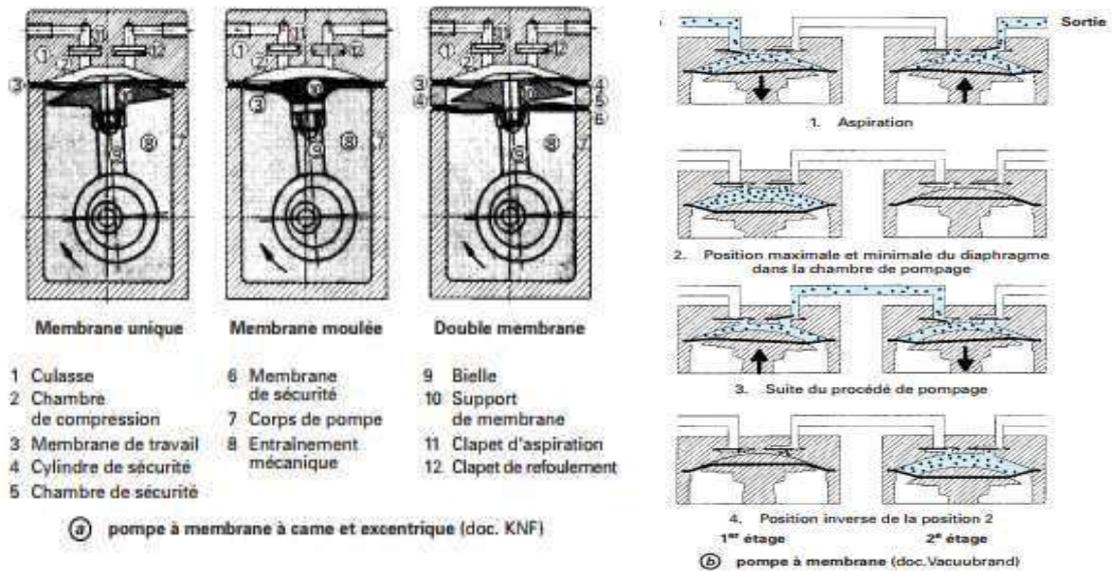


Figure I-6 : Pompe à membrane. [4]

Le principe de fonctionnement de ces pompes est le suivant :

Deux rotors tournent en roulant l'un sur l'autre sans glisser pour éviter les frottements et déplacent un volume de fluide.

Il existe différentes pompes rotatives :

- Pompes à engrenages ;
- Pompes à lobes ;
- Pompes à vis ;
- Pompes à rotor hélicoïdal excentré ;
- Pompes à palettes rigides ou souples ;
- Pompes péristaltiques. [3]

I-3-2-Les pompes roto-dynamiques :

Appelée aussi turbopompes, on regroupe sous cette appellation les pompes Centrifuges, hélico centrifuges et hélico axiales. Ce sont les machines qui transforment l'énergie cinétique de fluide en énergie de pression. Au point de vue écoulement, cette famille est subdivisée en :

I-3-2-1 Pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges.

La direction de l'écoulement du liquide est radiale, c'est-à-dire perpendiculaire à l'axe de rotation.

Il existe différentes pompes centrifuges : [2]

I-3-2-1-1 Pompes centrifuges multicellulaires :

La pompe centrifuge simple, c'est-à-dire unicellulaires, ne peut engendrer de fortes pressions ; à une vitesse de rotation de 1750 r/min, par exemple, la pression de refoulement peut atteindre un maximum d'environ 30m d'eau. On ne peut accroître démesurément le diamètre du rotor et sa vitesse à cause de la force d'inertie ou « centrifuge » qui risquerait de faire éclater le rotor. Pour obtenir une plus grande hauteur de charge, on peut faire usage de deux ou trois pompes en série, la conduite de refoulement de la première conduisant à l'entrée de la deuxième et ainsi de suite. On peut également utiliser une pompe munie de plusieurs rotors et stators en série agencés dans un même bâti (figure II-4-a). Un tel arrangement permet de réduire le diamètre des rotors sans abaisser la pression pouvant être engendrée et permet, par ailleurs, d'obtenir de plus fortes pressions en augmentant la vitesse de rotation. De telles machines sont dites POMPES MULTICELLULAIRES, chaque rotor, avec son stator, constituant une cellule. Ces pompes peuvent être à axe horizontal ou à axe vertical. Elles servent à alimenter les réseaux de distribution d'eau potable. Pour les puits profonds, on peut utiliser des pompes multicellulaires verticales. Comme elles sont immergées, les pompes verticales présentent l'avantage d'être auto-amorçantes (figure II-4-b). [1]

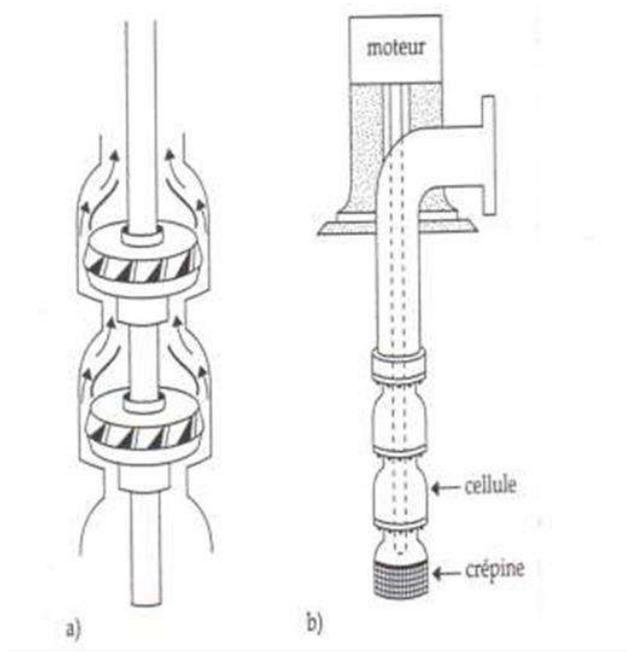


Figure I-7 : principe bicellulaire verticale. [5]

I-3-2-1-2 Pompes centrifuges vortex :

La pompe à vortex met en œuvre un rotor en retrait par rapport à l'écoulement (Figure II-7). Ce type de pompe se prête bien au pompage d'eau troubles et de boues, car les matières solides éventuellement présentes ne viennent presque pas en contact avec le rotor. [1]

La vitesse spécifique de ces pompes se compare à celles des pompes centrifuges à volute. Avec une moyenne de 50%, leur rendement est cependant plus faible que celui des pompes centrifuges.

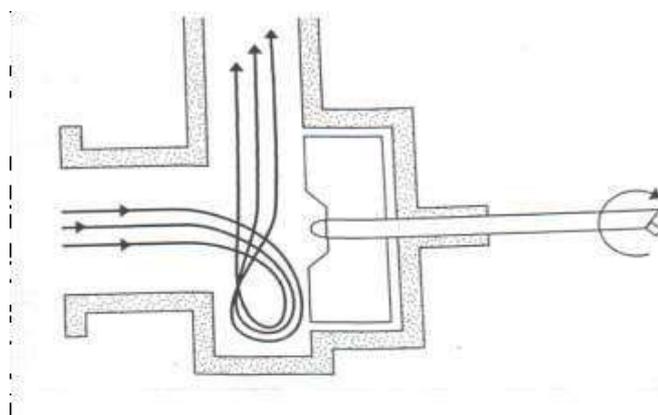


Figure I-8 : pompe à vortex. [5]

I-3-2-1-3 Pompes centrifuges périphériques :

La pompe périphérique ou « à roue régénératrice » diffère nettement de la pompe centrifuge typique dans sa constitution et dans son mode d'action.

La pompe comprend un canal circulaire périphérique dans lequel se meuvent les aubes du rotor. Le liquide aspiré se déverse dans ce canal ou il est fouetté à tour de rôle par aubes. Sous l'effet combiné de ces impulsions et de la force centrifuge, le liquide décrit une trajectoire hélicoïdale, acquérant un surcroît de pression à chaque pas ; sa pression augmente donc de façon régulière tout le long de son circuit dans la pompe. Le parcours du liquide est donc rigoureusement périphérique, d'où le nom de cette pompe.

Comme le montre la figure I-9, la roue comporte un grand nombre de petites aubes radiales sur ses deux côtés.

Les pompes périphériques sont relativement inefficaces et ont une faible capacité d'auto-amorçage. Ils peuvent traiter de grandes quantités de gaz entraîné. Ils conviennent aux applications à faible débit et haute pression avec des liquides propres. [6]

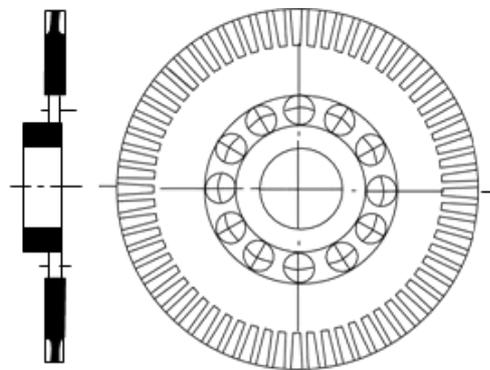


Figure I-9 : Turbine de pompe périphérique

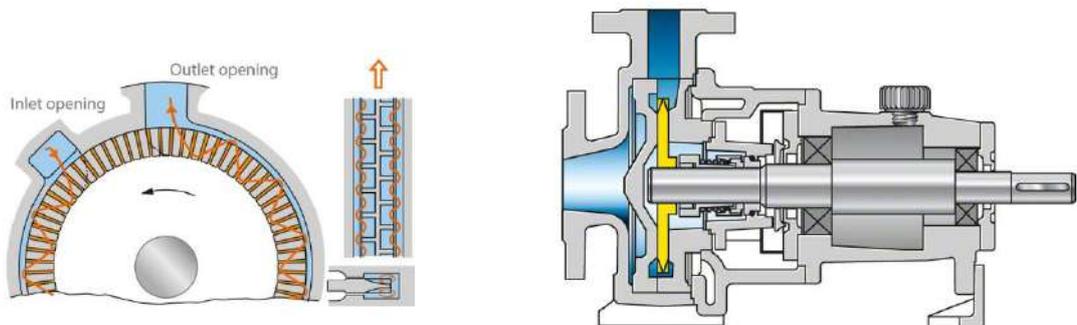


Figure I-10 : pompe périphérique. [7]

I-3-2-2 Pompes hélico centrifuges :

À écoulement oblique ; le liquide s'éloigne de l'axe de la roue dans un plan Parallèle à celui-ci. Cet écoulement est assuré essentiellement par la forme de la roue qui est composée.

Ce type de pompes ressemble fortement à des pompes centrifuges Multicellulaires. Pour ces pompes, l'angle à la sortie de la roue est égal à 90° . [8]

I-3-2-3 Pompes Hélico axiales :

À écoulement axial ; le liquide reste à distance constante de l'axe de la roue à Aubes (le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation).

Cette dernière est constituée d'une grille circulaire tournante, ces pompes sont Destinées aux grands débits engendrés en basse pression. [8]

I-4- Domaine d'utilisation :

Les pompes centrifuges sont actuellement employées dans un large domaine d'application, elles sont utilisées intensivement dans les industries. Leur domaine d'applications peut être comparé aux pompes volumétriques dans la figure qui suit, en critère de pression quelle fournie au fluide en fonction du débit qu'elle délivre. [8]

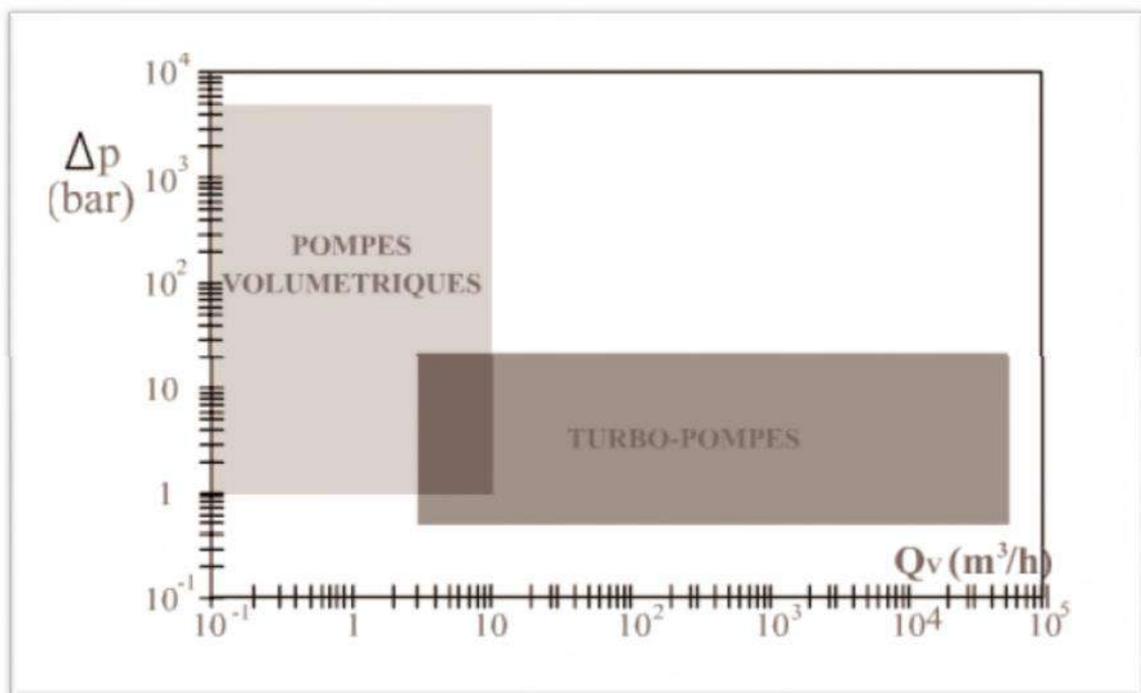


Figure I-11 : Game d'utilisation des turbopompes et les pompes volumétriques.

I-5- Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons concentrés sur la compréhension des différents types de pompes, leurs caractéristiques et leur domaine d'utilisation. Dans le prochain chapitre, nous concentrerons notre étude sur les pompes centrifuges; Et en ce qui concerne la pompe périphérique.

Chapitre II : Caractéristiques des pompes centrifuges

II-1-Introduction :

Les caractéristiques de la pompe centrifuge sont importantes pour le bon fonctionnement des pompes dans divers domaines technologiques. Dans ce chapitre, nous étudions de façon non approfondie la constitution de la pompe centrifuge, leur caractéristiques et le mécanisme d'écoulement de la pompe périphérique qui sont sous-catégorie de lui, qui sont testée dans la partie expérimentale.

II-2-Principe de fonctionnement de pompe centrifuge

Cette machine hydraulique communique de l'énergie mécanique au fluide, par le moyen de la mise en rotation. D'abord une canalisation d'aspiration, amène le fluide selon l'axe de la roue à l'entrée. En suit le liquide acquiert une très grande énergie cinétique en embrassant les aubages de la roue qui tournaient à grande vitesse, finalement par la force centrifuge le liquide sera propulsé radialement vers l'extérieur de la roue. Cette énergie cinétique sera transformée en énergie de pression au niveau de collecteur, la forme spirale de celui-ci a pour rôle de transformer le mouvement de rotation en un mouvement de translation. [9]

II-3-Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :

II-3-1-Avantages

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

II-3-2-Inconvénients :

- Elle n'est pas auto-amorçant.
- Elle ne fonctionne avec des fluides trop visqueux.

- Elle nécessite des dispositifs d'équilibrage.

Lorsque la roue tourne, l'équilibre mécanique doit être parfait. Or, au cours du fonctionnement, la roue subit de la part du fluide une dépression qui tend à faire déplacer l'axe du rotor vers l'aspiration (forte poussée). Dans certains cas, une butée ne suffit pas et on peut détériorer l'axe du rotor (les paliers).

Pour éviter ce problème on équipe la pompe d'un disque d'équilibrage, ou on monte sur le même arbre des roues dos à dos ou encore on perce des petits trous au voisinage du moyeu de manière à équilibrer les pressions de part et d'autre sur la paroi.

II-4-Constitution d'une pompe centrifuge :

Les organes essentiels d'une pompe centrifuge sont les suivants :

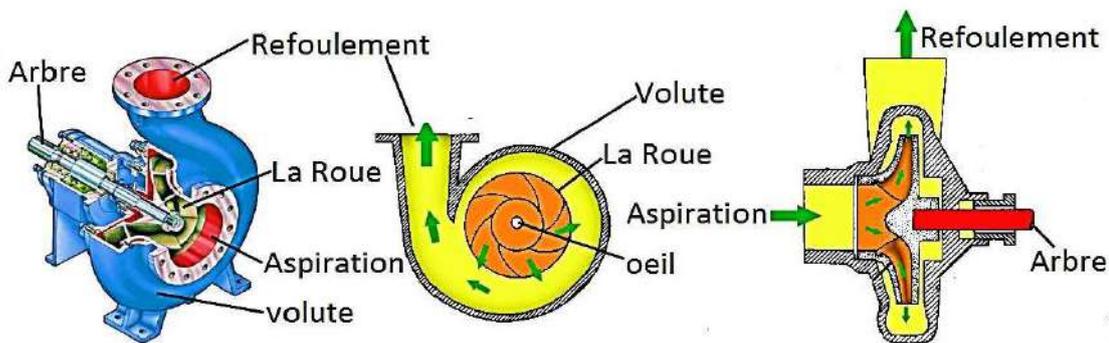


Figure II-1 : Schéma d'une pompe centrifuge

II-4-1- La roue :

C'est l'organe essentiel de la pompe, on l'appelle encore turbine, impulseur, rotor, cellule, mobil ou roue, constitué par moyeu porté par arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de pompe.

Les aubes peuvent être fixées sur un ou deux cotés à disques, en distingue ainsi des rotors ouvert, semi-ouvert ou fermé, et rôle des aubes est aussi de guider l'eau dans la direction voulue.

La transmission de l'énergie de la roue au liquide se fait par l'intermédiaire des aubes. [10]

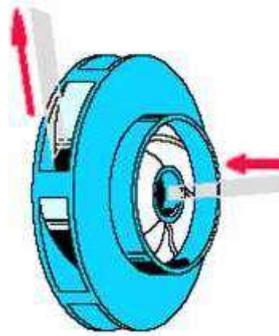


Figure II-2 : Schéma d'un roue centrifuge

II-4-2- Collecteur (volute) :

Cet organe fixe a pour rôle de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor, en lui assurant une vitesse de grandeur et de direction convenable.

Dans les pompes monocellulaires, le collecteur est en général réduit à une simple tuyauterie, coudée ou non. [11]

Dans les pompes multicellulaires, les collecteurs sont inexistants sauf pour le premier étage où l'on trouve un collecteur d'entrée formé souvent par un coude plat, le passage de la sortie d'un étage à l'entrée du rotor suivant s'effectue au travers d'éléments fixe ailettes, les canaux de roue.



Figure II-3 : Photo d'une volute

II-4-3- Le diffuseur :

C'est une roue fixe munie d'aubes directrices dont la courbure est inverse aux sens de rotation de la roue, Cet élément non disponible donne à la pompe une pression supérieure, par ralentissement progressif de la vitesse du liquide.

Dans les pompes monocellulaires, le diffuseur est constitué par un canal annulaire entourant l'impulseur et débouchant dans la section de sortie de la machine tout en pour suivant l'action du diffuseur, les parois du diffuseur son parallèle on divergents, le diffuseur compote ou non des aubages Parfois le diffuseur est réduit ou même inexistant, l'impulseur débouchant alors directement dans la volute.

Dans les pompes multicellulaires, chaque impulseur est normalement suivi de la volute finale.

II-4-4- Le divergent :

C'est le canal de sortie, il présente un élargissement progressif, et achève le travail du diffuseur. [12]

II-5- Installation d'une pompe centrifuge :

Le schéma hydraulique d'installation d'une pompe centrifuge dépend de la ressource des caractéristiques de site où elle installée. [12]

Mais les cas les plus existants, se rattachent à l'une des trois dispositions ci-après :

- 1- disposition avec pompe en charge ;
- 2- disposition avec pompe en aspiration ;
- 3- disposition avec pompe en siphon ;

Dans notre cas on prend considération la première et la deuxième disposition le plus courant.

II-5-1- En charge :

Dans cette disposition le plan d'eau d'aspiration est supérieur à l'axe de la pompe ainsi que le plan de refoulement, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe deux manomètres un à l'aspiration et l'autre au refoulement, on peut utiliser cette type de disposition par exemple : dans les stations de pompage en aval d'un barrage, dans les stations de reprise en aval d'un réservoir en béton etc.

L'amorçage des pompes est sans problème, c'est-à-dire que l'eau entre spontanément dans la pompe sans difficulté. [12]

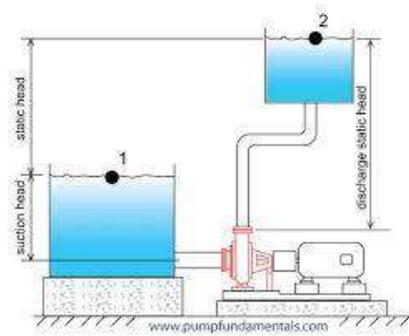


Figure II-4 : Schéma d'installation d'une pompe centrifuge en charge

II-5-2- En aspiration :

Dans cette disposition, le plan d'eau d'aspiration est inférieur à l'axe de la pompe, mais le plan de refoulement est supérieur à l'axe de la pompe, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe un vacuomètre à l'aspiration et un manomètre au refoulement, un dispositif d'amorçage est nécessaire (ballon et pompe à vide), les pompes doivent avoir une faible NPSH_r, on peut utiliser ce type de disposition par exemple : dans les puits, dans les rivières etc. [12]

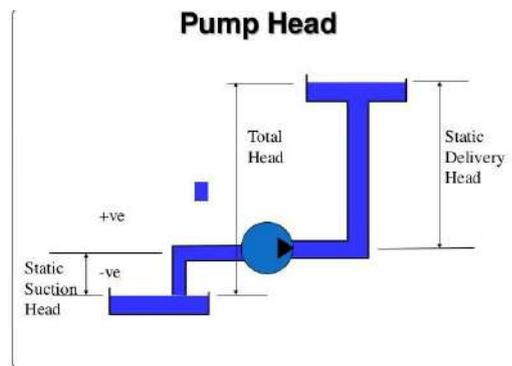


Figure II-5 : Schéma d'installation d'une pompe centrifuge en aspiration

II-6- Caractéristique de la pompe centrifuge

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques incluent dans le même graphe, employées par le client pour choisir la pompe qui répond à son cahier de charge et assortissent pour une application donnée.

Les courbes dont on parle sont : $HMT = f(Q_v)$, $\eta = f(Q)$ et $P_a = F(Q_v)$.

Tel que :

HMT : hauteur manométrique d'une pompe.

η : Rendement global de la pompe.

P_a : puissance absorbée de la pompe.

Q_v : débit volumique traversant la pompe.

II-6-1-Les formules principales pour la détermination des Caractéristique :

II-6-1-1- Généralités :

II-6-1-1-1- Compressibilité des fluides :

Soit ρ la masse volumique d'un fluide, d'une façon générale, ρ varie avec la pression et la température, on appelle un fluide incompressible lorsque ρ est indépendante de p et T , les liquides sont très peu compressibles, pratiquement : on considère que les liquides sont incompressibles et les gaz sont compressibles.

II-6-1-1-2- Viscosité :

Les forces de cohésion intermoléculaire ont tendance à freiner l'écoulement d'un fluide, cette propriété est appelée viscosité : c'est la capacité d'écoulement d'un fluide.

- Coefficient de viscosité dynamique « μ » : exprimé dans le système international en poiseuille (Pl) ou en Pascal seconde (Pa.s).
- Coefficient de viscosité cinématique « ν » : exprimé dans le système international en m^2 / s

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \dots\dots\dots \text{II} - 1$$

II-6-1-1-3- Fluide parfait – fluide réel :

Un fluide parfait est un fluide dont les molécules se déplacent sans aucun frottement les uns par rapport aux autres ; donc sans viscosité $\mu = 0$ (C'est théorique). Un fluide est réel lorsque $\mu \neq 0$

II-6-1-1-4- Masse volumique :

La masse volumique ρ d'un fluide est la masse de l'unité de volume de ce fluide. Elle s'exprime en kg/m^3 . [13]

Les fluides sont caractérisés par leur masse volumique $\rho = \frac{\text{masse}}{\text{Volume}} = \frac{M}{V} \dots\dots\dots \text{II} - 2$

M : masse du fluide (kg)

V : volume du fluide (m³)

ρ : masse volumique (kg/m³)

Tableau II-1 : Valeur de la masse volumique pour les différents fluides.

Fluides	mercure	eau de mer	eau pure	huile	essence	butane	air
ρ(kg/m ³)	13 600	1030	1000	900	700	2	1.293

II-6-1-1-5- Les régimes d’écoulement :

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). [13]

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d’inertie et les forces visqueuses.

Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en dimensionnant les équations de Navier-Stokes. On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \dots\dots\dots \text{II} - 2$$

Avec :

D : Diamètre intérieur de la conduite en (m)

V : Vitesse moyenne d’écoulement en (m/s)

ρ : Masse volumique du fluide en (kg/m³)

μ : Viscosité dynamique en (Pa.s)

ν : Viscosité cinématique en (m² /s)

En fonction des nombres de Reynolds croissants, on distingue quatre régimes principaux : régime de Stokes, régime laminaire, régime transitoire, régime turbulent.

*L’écoulement de Stokes correspond aux très faibles valeurs du Reynolds (inférieures à 1).

*Si Re < 2000, le régime est Laminaire.

*Si Re > 3000, le régime est turbulent.

*Si $2000 < Re < 3000$, le régime est transitoire.

II-6-1-1-6-Théorème de BERNOULLI pour un fluide réel :

Lorsque le fluide est réel, la viscosité est non nulle, alors au cours du déplacement du fluide, les différentes couches frottent les unes contre les autres et contre la paroi qui n'est pas parfaitement lisse d'où il y a une perte sous forme de dégagement d'énergie, cette perte appelée perte de charge. [13]

La relation de Bernoulli peut s'écrire sous la forme :

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + \Delta H_{1,2} \dots\dots\dots \text{II} - 3$$

$\Delta H_{1,2}$: c'est l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2) exprimé en hauteur.

Les pertes de charge peuvent être exprimées en pression :

$$\Delta P_{1,2} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{1,2} \dots\dots\dots \text{II} - 4$$

II-6-1-1-7-Pertes de charge :

Elles dépendent de La viscosité du fluide, La nature de l'écoulement et La géométrie de la conduite, les pertes de charge sont à l'origine :

* Des frottements entre les différentes couches de liquide et des frottements entre le liquide et la paroi interne de la conduite le long de l'écoulement : ce sont les pertes de charge régulières (linéaires).

* De la résistance à l'écoulement provoqués par les accidents de parcours (vannes, coudes, etc...) ; ce sont les pertes de charge singulières ou locales. [13]

II-6-1-1-7-1-Pertes de charge régulières :

Soit un écoulement permanent d'un liquide dans une conduite de diamètre D. La perte de charge entre deux points séparés d'une longueur L est de la forme : [13]

$$\Delta H_r = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots \text{II} - 5$$

Avec :

V : vitesse moyenne du fluide (m/s)

λ : Coefficient de perte de charge régulière.

L : longueur totale de la conduite (m)

D ; Diamètre intérieur de la conduite (m)

Pour déterminer le coefficient de perte de charge régulière **λ**, on fait souvent appel à des formules empiriques tel que :

1- Si l'écoulement est laminaire, on applique la loi de Poiseuille : $\lambda = \frac{64}{Re}$

2- Si l'écoulement est turbulent, on a deux cas :

a/ Turbulent lisse : $Re < 10^5$, on applique la loi de Blasius : $\lambda = 0,316 \cdot Re^{-1/4}$

b/ Turbulent rugueux : $Re > 10^5$, on a la loi de Blench : $\lambda = 0.79 \sqrt{\frac{\epsilon}{D}}$

ε: hauteur moyenne des aspérités (mm).

II-6-1-1-7-2-Pertes de charge singulières :

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation c'est à dire toute modification d'un trajet rectiligne et donnée par la formule :

$$\Delta H_s = \sum Ki \cdot \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots \text{II} - 6$$

∑Ki : Coefficients sans dimension dépendant de la nature du point singulier dont il s'agit.

II-6-1-2-Critères généraux de définition des pompes :

Les critères les plus importants d'une pompe sont :

II-6-1-2-1-La vitesse de rotation (N) :

C'est la vitesse de tours qu'effectue la pompe par unités de temps. Cette vitesse est notée par N, l'unité de mesure la plus utilisée est le tour par minute (tr/mn). Le déplacement angulaire **ω** qu'effectue une pompe pendant l'unité de temps s'appelle vitesse angulaire :

$$\omega = \frac{2 \pi}{60} \cdot N \dots\dots\dots \text{II} - 7$$

II-6-1-2-2- Le débit d'une pompe (Q_v) :

C'est le volume qu'une pompe peut ou doit fournir par unité de temps. La notion de débit est utilisée surtout dans le cas des turbopompes.

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

$$Q_v = V.S = V \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \dots\dots\dots \text{II} - 8$$

Q_v s'exprime en m³ /s, ou le plus souvent en m³ /h, l/min et l/s les liquides de décharge, de fuite, n'sont pas compris dans le débit.

II-6-1-2-3- Hauteur manométrique totale :

Hauteur manométrique totale d'élévation HMT : La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression en mètre de colonne de liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement. Lors du pompage d'un liquide, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à celle correspondant à la différence des niveaux entre l'aspiration et le refoulement (ce qu'on appelle hauteur géométrique totale). Mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement. Pour déterminer la HMT, on utilise l'équation généralisée de Bernoulli.

L'équation généralisée de Bernoulli en les points d'aspiration et de et refoulement donne :

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a + \text{HMT} = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} + Z_r + \sum \Delta H_a + \sum \Delta H_r$$

$$\text{HMT} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + (Z_r - Z_a) + \sum \Delta H_a + \sum \Delta H_r \dots\dots\dots \text{II} - 9$$

Avec : HMT : la hauteur manométrique total.

Z_a et Z_r : la hauteur géométrique.

∑ΔH_a : la somme des pertes de charge à l'aspiration.

∑ΔH_r : la somme des pertes de charge au refoulement.

P_a et P_r : Pression à l'entrée et la sortie de la pompe.

II-6-1-2-4- Puissance absorbée :

La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entérinement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_{abs} de cette pompe. Cette puissance est exactement la puissance utile de moteur d'entraînement de la pompe.

La puissance absorbée est donnée par l'expression suivante :

$$P_{abs} = \frac{1}{1000} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \dots\dots\dots \text{II} - 10$$

Avec :

P_{abs} : puissance absorbée en Kw.

U : tension aux bornes du moteur en Volt.

I : intensité du courant délivré au moteur en Ampère.

$\cos \varphi$: Facteur de puissance.

II-6-1-2-5- Puissance utile :

La puissance transmise à un fluide augmentera l'énergie du fluide par unité de volume. Ainsi, la relation de puissance se situe entre la conversion de l'énergie mécanique du mécanisme de pompe et les éléments fluides à l'intérieur de la pompe.

La puissance transmise au fluide et ce du part de la pompe est appelée puissance hydraulique utile P_u , elle est déterminée d'après la formule suivante :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots \text{II} - 11$$

Avec :

P_u : puissance utile en Kw.

Q : débit en m^3/s .

H : hauteur en m.

ρ : masse volumique de l'eau (Kg / m^3).

g : accélération de la pesanteur ; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

II-6-1-2-6- Le rendement de la pompe :

Le rendement de la pompe η est défini comme le rapport de la puissance transmise au fluide par la pompe par rapport à la puissance fournie pour entraîner la pompe.

Sa valeur n'est pas fixe pour une pompe donnée ; l'efficacité est fonction de la décharge et également de la hauteur de refoulement.

Pour les pompes centrifuges, le rendement a tendance à augmenter avec le débit jusqu'à un point à mi-chemin de la plage de fonctionnement, puis diminue à mesure que les débits augmentent encore.

L'efficacité de la pompe diminue avec le temps en raison de l'usure. Une pompe bien conçue a généralement un jeu diamétral de $0,2 \div 0,4\%$. Cependant, tant qu'il reste en dessous de $0,6 \div 0,8\%$, son effet sur l'efficacité reste négligeable. Lorsque le jeu commence à augmenter au-delà de ces valeurs, l'efficacité commence à chuter considérablement.

Pour des conditions de fonctionnement égales, le taux d'usure dépend principalement de la conception et du matériau de la bague d'usure.

Généralement, pour les liquides non corrosifs, la résistance à l'usure augmente avec la dureté du matériau de surface d'étanchéité.

L'avantage maximal de l'installation d'une machine éco énergétique ne sera réalisé que si les niveaux de performance peuvent être maintenus pendant de longues périodes entre les révisions.

La dégradation des performances est inévitable ; cependant, une combinaison d'une bonne conception hydraulique et mécanique peut avoir un impact positif dans ce domaine et prolonger une efficacité optimale pendant des périodes beaucoup plus longues [16].

L'efficacité de pompage, η est définie comme le rapport entre la puissance hydraulique et la puissance mécanique, c'est-à-dire le quotient entre la puissance donnée au fluide et la puissance donnée à la pompe par le moteur d'activation [16] :

Le rendement de la pompe est donné par l'expression suivante :

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} \times 100 \% \quad \dots\dots\dots \text{II} - 12$$

Avec :

η : Rendement en pourcentage %.

P_u : puissance utile en Kw.

P_{abs} : puissance absorbée en Kw.

II-7- La Pompe périphérique :

La pompe périphérique est sous-catégorie de la pompe centrifuge. Il est parfois également appelée pompe régénérative, pompe à turbulence, pompe à friction, pompe à turbine, pompe à traîner, pompe à canal latéral, pompe de traction ou pompe à vortex. [14]

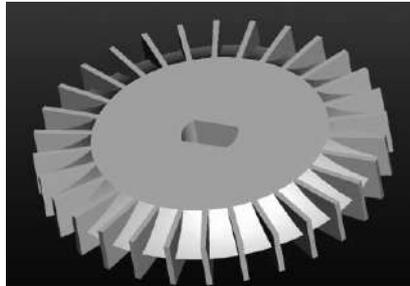


Figure II-6 : Turbine de pompe périphérique

La principale différence entre une pompe à turbine et une pompe centrifuge typique est sa conception de roue. Par rapport à la plupart des pompes centrifuges, les pompes à turbine ont des roues de diamètre plus petit avec des rangées de nombreuses petites aubes. [7]

II-7-1- le mécanisme d'écoulement dans une pompe périphérique :

La pompe périphérique utilise une roue à aubes de type turbine montée en périphérie dans un canal annulaire entourant la périphérie de la roue.

Dans la conception, la roue a des dents radiales usinées dans la périphérie de la roue (figure II-6) et le liquide passe à travers un canal annulaire ouvert et circule à plusieurs reprises à travers la roue. [14]

La région d'aspiration est séparée de la région de refoulement par une barrière sur le boîtier appelée stripper (figure II-8) et (la figure II-9).

La circulation répétée de liquide pendant le processus bas ou « multi-étages » permet principalement aux pompes régénératives de générer des hauteurs élevées à des vitesses spécifiques relativement faibles. [14]

C'est-à-dire que l'énergie cinétique est transmise au liquide par la série d'impulsions données au liquide par les aubes de la roue en rotation.

Le fluide pompé est divisé des deux côtés de la roue et circule en continu entre les aubes et le canal annulaire voir (figure II-7) et (figure II-10), ces multiples augmentations de la vitesse du liquide sont appelées régénération et ont pour résultat que la pression augmente progressivement à mesure que le liquide pompé s'approche de l'orifice de refoulement voir (figure II-8). [14]

On sait que le schéma d'écoulement interne dans une pompe à écoulement régénératif est hélicoïdal et que l'écoulement traverse la lame plusieurs fois via la roue.

Ces aubes font recirculer le fluide lorsqu'il passe de l'extrémité d'aspiration à la sortie. Plus précisément, le fluide entre au bord d'une aube de turbine (pas par l'œil). Il est accéléré non seulement tangentiellement dans le sens de rotation, mais également radialement vers l'extérieur dans le canal de carter par la force centrifuge. Lorsque le fluide frappe la paroi du boîtier, il est redirigé vers une aube adjacente (aube) où une énergie supplémentaire est transmise. [7]

Cette recirculation a le même effet qu'une pompe centrifuge à plusieurs étages, car elle ajoute de l'énergie au fluide en plusieurs points du système voir (figure II-10) et (figure II-11)

C'est ce qui donne aux pompes à turbine leur capacité de charge élevée caractéristique, et c'est aussi la raison pour laquelle elles sont appelées pompes « régénératives ». [7]

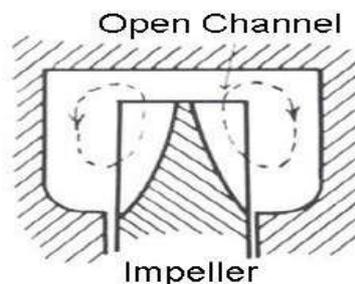


Figure II-7 : Régime de fluide de pompe périphérique

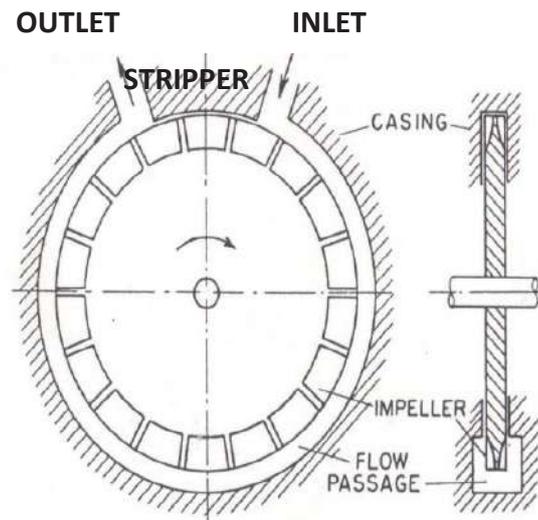


Figure II-8 : Schéma de la pompe périphérique

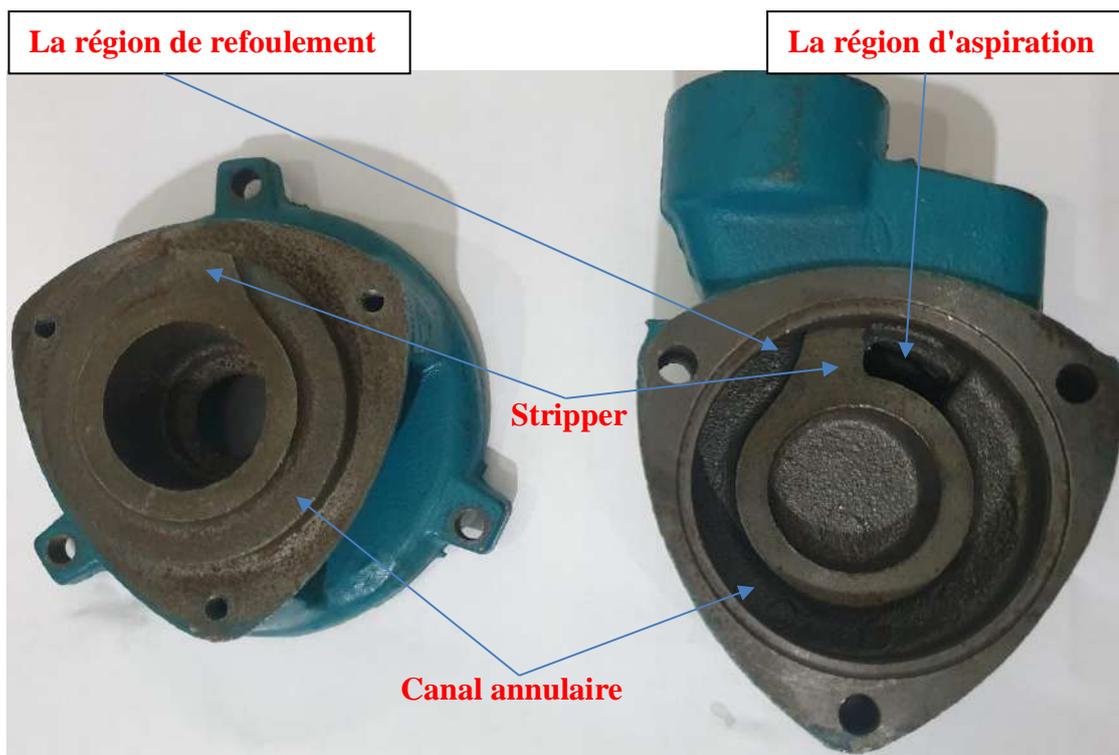


Figure II-9 : Photo du canal et stripper de pompe périphérique

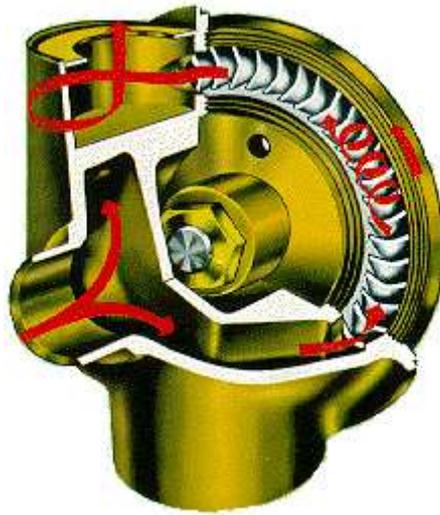


Figure II-10 : Écoulement de fluide d'une pompe à périphérique. [7]

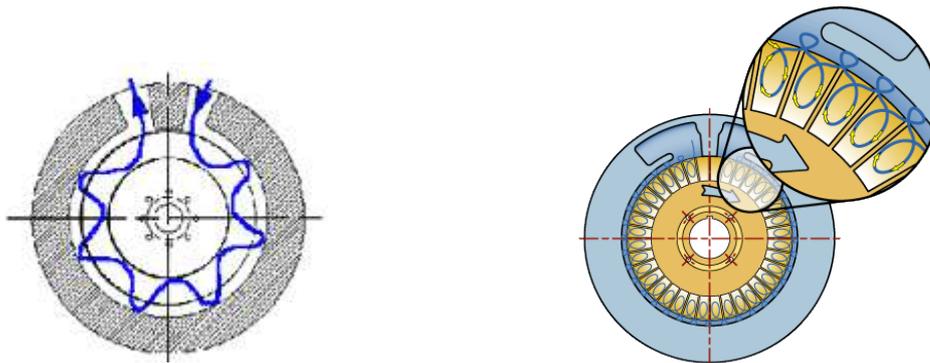


Figure II-11 : Écoulement de fluide dans le canal et la turbine. [7]

II-7-2- L'utilisation des pompes périphérique :

L'emploi des pompes périphériques dans des circonstances où le débit voulu est faible, mais où il faut une forte pression de refoulement. La pompe périphérique peut normalement débiter environ 20 L / min d'eau sous une charge de 40 m ; si on retreint le débit à l'aide d'une vanne à l'aval, la pression peut monter jusqu'à 80 m. Par ailleurs, le rendement de ce type de pompe ne dépasse pas 50%.

La pompe périphérique n'est pas auto-amorçant. Etant donné la forte pression qu'elle peut engendrer, il faut la munir d'une soupape de décharge et, pour la mettre en marche, il faut d'abord ouvrir la vanne de refoulement.

A cause du faible jeu entre les pièces, il faut réserver ces pompes aux liquides claire. Elles se prêtent bien au pompage. Ils trouvent leur utilité dans l'industrie chimique.

On les emploie aussi pour l'alimentation des chaudières ainsi que dans les appareils de réfrigération et de climatisation.

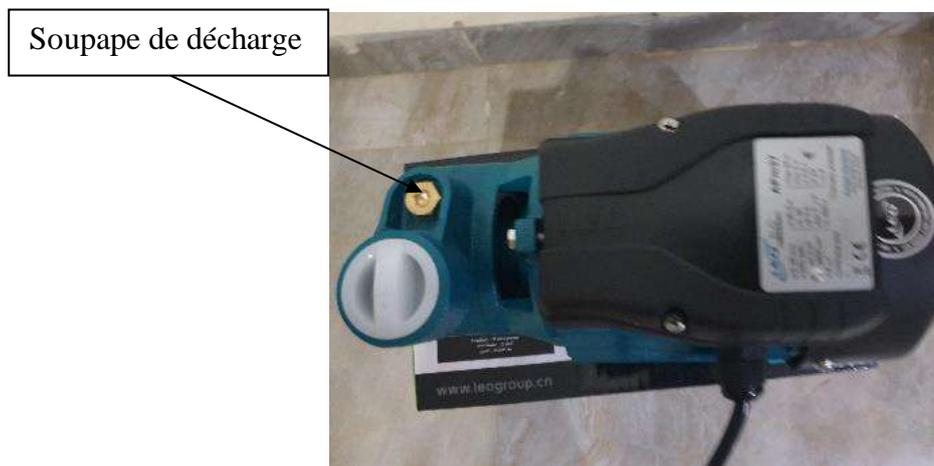


Figure II-12 : Soupape de décharge de la pompe périphérique

II-8-Conclusion :

Nous avons concentré dans ce chapitre sur les pompes centrifuges. On a donné le principe de fonctionnement de cette pompe et leurs caractéristiques, puis les pompes périphériques et sa mécanisme d'écoulement.

Chapitre III : Matériels et méthodes

III-1-Introduction :

Ce chapitre présente la conception d'un banc d'essai pour les pompes centrifuges, que nous proposons de concevoir devra répondre aux exigences de mesure suivantes : le débit, La pression d'aspiration, la pression de refoulement et le puissance électrique absorbé.

Il doit donc être pourvu d'instruments de mesure adaptés aux grandeurs hydrauliques et électriques pour permettre à son utilisateur d'apprécier les performances des pompes.

III-2-But de banc d'essai :

Le but de banc d'essai est la vérification des performances des pompes et la construction des courbes caractéristiques à savoir :

- $H = f(Q)$.
- $P = f(Q)$.
- $\eta = f(Q)$.

III-4-Instrumentation de mesure du banc d'essai :

Le banc d'essai étant une machine de contrôle, donc nous présentons les instruments de mesure qui sera assemblé dans le banc d'essai.

III-4-1-Mesure de la pression :

Tout circuit hydraulique est caractérisé par sa pression ; celle-ci est donnée par un manomètre à la refoulement et manomètre à l'aspiration, et il existe plusieurs types :

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

Dans notre projet on choisit le manomètre à ressort et vacuomètre à aiguille.



Figure III-1 : Manomètre



Figure III-2 : Vacuomètre à aiguille

III-4-2-Mesure de la tension, courant, $\cos \varphi$ et la puissance absorbée :

Pour mesurer les paramètres électriques du moteur de la pompe, il est effectué au moyen d'une armoire électrique équipée par compteur EasyLogic™ séries PM2100 prend en charge de nombreuses fonctionnalités, dont quelques-unes sont répertoriées ci-dessous :

- Écran d'affichage LED.
- Facteur de puissance ($\cos \varphi$).
- La fréquence (Hz)
- La tension (U)
- Le courant (I)
- La puissance électrique absorbé (P_{abs})



Figure III-3 : Armoire électrique équipée par compteur EasyLogic™ séries PM2100

III-4-3- Protocole de mesure de débit :

On utilise la méthode volumétrique pour mesurer le débit à travers la pompe (quantité d'eau dans une unité de temps spécifique). Il est mesuré en préréglant la vanne à volant c'est à dire en réglant les tours de fermeture à dix points et en mesurant le temps dans une quantité d'eau spécifique, et le test a été fait de manière aller et retour et le Protocol était le suivant :

Premièrement en préréglant la vanne à volant :

On détermine les dix points suivant les valeurs des pressions déterminées en bars affiché sur le manomètre [0.5 - 1 - 1.5 - 2 - 2.5 -3.0 - 3.5 - 3.8 (supérieur cette valeur le débit est nulle)] et en plus deux point la première le point de barbotage (totalement fermé) et la deuxième point la vanne à volant totalement ouvert.

Pour chaque point, nous effectuons la mesure comme suit :

On prend un bidon de 20 litre vide on mesure le temps de remplissage du bidon. (On déclenche le chronomètre lorsque vous commencez à remplir le bidon et on fait arrêter le chronomètre lorsque le bidon est plein), le temps enregistré correspond à celui d'une volume d'eau, et nous enregistrons le temps correspondant au volume d'eau puis on calculons le débit volumique avec la formule suivante : $Q_v = \frac{V}{t}$ III - 1

Avec :

V : volume d'eau = 20 Litre.

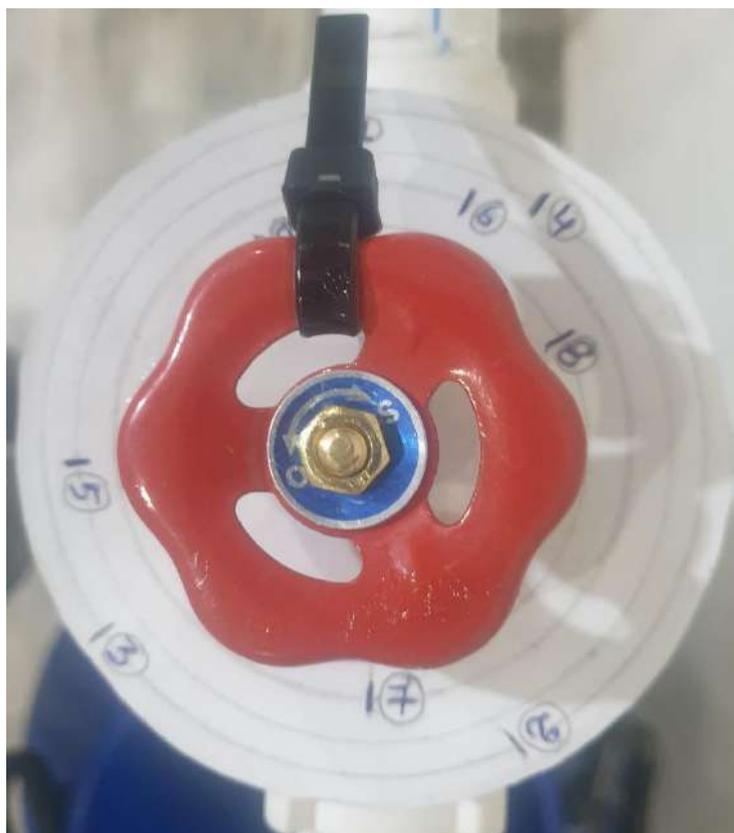
t : le temps de remplissage du bidon (s).

Après cela, nous définissons le point en le dessinant sur le disque placé sous le volant de la vanne, qui correspond au débit volumique mesuré, et en plus réglant les tours de fermeture de vanne à volant et en les dessinant en forme de cercle. Voir la figure III-4

Deuxièmement, après avoir dessiné tous les points sur le disque, y compris les tours de fermeture de vanne est terminée, on ouvre progressivement la vanne à volant de refoulement selon les points spécifiés et nous revérifions les mesures.



Figure III-4 : vanne à volant



La figure III-5 : le disque qui définit les points de mesure des débits et les tours de fermeture

III-4-3-1-Mesure du temps :

La mesure du temps se fait à l'aide d'un appareil électronique appelé Chronomètre qui est représenté sur la figure III-4 qui suit.



Figure III-6 : Chronomètre

III-5- Construction du banc d'essai :

Après que les appareils de mesure, que nous avons connus ci-dessus, ont été choisis, le banc d'essai assemblé avec des moyens simples et dispositifs disponibles afin d'avoir un banc capable d'effectuer des essais de pompes comme le montre la figure III-7.

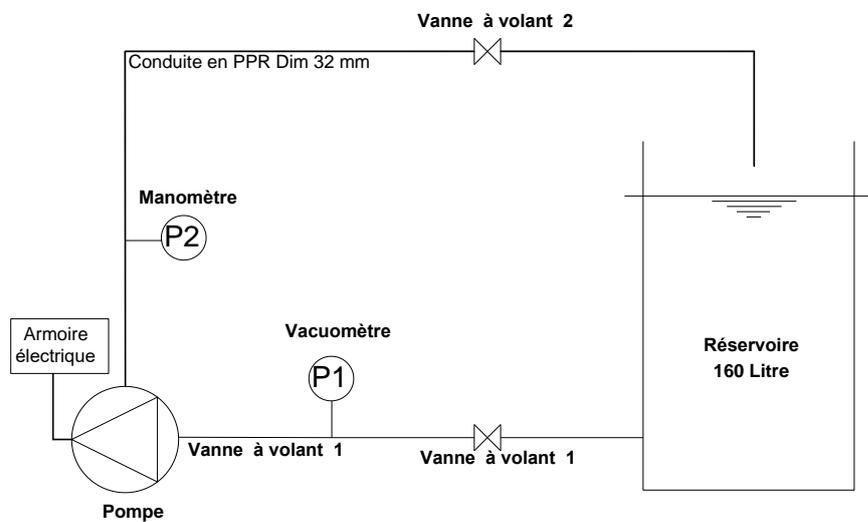


Figure III-7 : Schéma explicatif du banc d'essai

III-5-1-Assemblage du banc d'essai :

La mise ensemble des appareils de mesure seront reliés aux autres composantes du banc d'essai par des conduites en (PPR) qui forme une boucle de circuit fermée (l'aspiration et le refoulement se font dans la même cuve d'eau d'une capacité de 160 litre) permettant de travailler en charge et la pompe permettent de faire circuler de l'eau dans le circuit, les prises de pression pour le Vacuomètre et le manomètre seront installé à l'entrée et la sortie de la pompe. Voir la figure III-8



Figure III-8 : Image du banc d'essai d'expérimentation de la pompe

Le banc d'essai composé des accessoires et des appareillages suivants :

- 1- Cuve d'alimentation en PVC bleu de capacité 160 Litre.
- 2- Conduite en PPR de diamètre \varnothing 32 mm et longueur 0.6 m pour l'aspiration.
- 3- Conduite en PPR de diamètre \varnothing 32 mm et longueur 2.5 m pour le refoulement.
- 4- Deux coudes 90° en PPR de diamètre \varnothing 32 mm dans la conduite de refoulement.
- 5- Deux vannes à volant de diamètre \varnothing 32 mm marque DURA pour réglage de débit l'aspiration et le refoulement.
- 6- Manomètre pour la mesure de la pression de refoulement.
- 7- Vacuomètre pour la mesure de la pression d'aspiration.
- 8- Armoire électrique équipé par compteur EasyLogic™ séries PM2100.
- 9- Pompe à turbine régénérative (Pompe périphérique) type QB60.

III-6- Manipulation :

- * Mise en place les accessoires et les appareillages.
- * Remplir la cuve avec de l'eau.
- * Raccorder le moteur à la source d'énergie.
- * Fermer complètement la vanne à volant de refoulement.
- * La mise en marche de la pompe.
- * On ouvre progressivement la vannes à volant de refoulement selon les points spécifiés sur le disque placé sous le volant de la vanne qui correspondent au débit spécifié (les valeurs de débit déterminé).
- * Pour chaque valeur du débit nous prenons la valeur de la pression à l'aspiration sur Vacuomètre (pompe est installée en charge), la valeur de la Pression de refoulement sur le manomètre, la valeur de facteur de puissance, la fréquence, la tension, le courant et la puissance électrique absorbé sur l'écran d'affichage LED de compteur EasyLogic™ séries PM2100.

III-8- Conclusion :

Dans cette partie, nous avons indiqué de façon générale les techniques d'assemblage à utiliser pour le montage du banc d'essai et son manipulation.

Chapitre IV : Résultats et discussion

VI-1-Introduction :

Dans cette chapitre consiste à vérifier les performances de la pompe à turbine régénérative (Pompe périphérique) type QB60 les plus utilisées dans notre entourage par la construction des courbes caractéristiques de cette pompe. Cela s'effectue des différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai avec des outils et appareils de mesure nécessaires pour observer les variations des paramètres suivants :

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

Ces paramètres sont en fonction du débit de la pompe. Ensuite on effectue des différents calculs à partir de ces mesures et on interprète les résultats obtenus.

VI-2-Description de pompe utilisé :

La pompe utilisée est une pompe à turbine régénérative (Pompe à eau périphérique) type QB60. Elle est destinée au refoulement des liquides propres qui ne contiennent pas de solides en suspension ou de particules non agressifs.

La pompe utilise une roue à aubes de type turbine montée en périphérie dans un canal annulaire entourant la périphérie de la roue.

La roue à des 36 lames (aubes) radiales de chaque côté à sa périphérie. (**Figure VI-2**).

Ayant les caractéristiques suivantes :

Tableau VI-1 : les caractéristiques de la pompe

Pompe	
Le débit maximal de la pompe	$Q_{\max} = 40 \text{ L/min}$
La hauteur maximale	$H_{\max} = 40 \text{ m}$
Max. température du liquide	$+ 60 \text{ }^\circ \text{C}$
Max. aspiration	+8 m
La roue	Turbine en laiton
Arbre	AISI 304
Système antiblocage pour roue	
Moteur	
Puissance nominal	0.37 Kw, HP =0.5
Tension nominal	220 – 240 Volts
Courant nominale	2.5 A
Fréquence	50Hz ~
Vitesse nominale	2900 tr/min
Classe de protection	IPX4
Classe d'isolation	F
Max. température ambiante	$+ 40 \text{ }^\circ \text{C}$
Moteur avec enroulement en cuivre.	
Protecteur thermique intégré pour moteur monophasé	

**La figure VI-1 :**

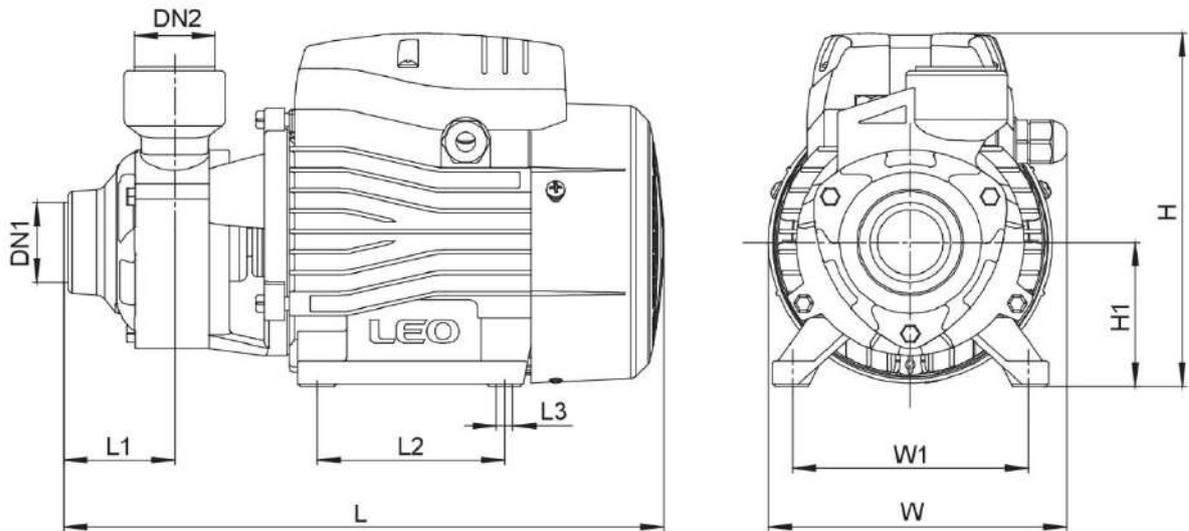
Une pompe à turbine régénérative Type QB60

**La figure VI-2 :**

Turbine en laiton

Tableau VI-2 : les caractéristiques techniques selon le catalogue du fabricant

Model			Q(m ³ /h)	0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	
	Kw	HP	Q(l/min)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	
QB60	monophasé	0.37	0.5	H(m)	40	35	30	25	20	15	10	5	2

Dimensions :

La figure VI-3 : Schéma de dimension de la pompe utilisé

Tableau VI-3 : les dimensions de la pompe utilisé

Model	DN1	DN2	L (mm)	W (mm)	H (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	W1 (mm)	H1 (mm)
APm37	1"	1"	260	132	155	46.5	80	8.5	100	63

VI-3-Sources d'incertitude :

Lors de la réalisation de n'importe quelle expérience ou mesure, l'opérateur ne peut en aucun cas effectuer des mesures rigoureusement exactes, les résultats sont exposés à des erreurs et des approximations. Ces dernières doivent être estimées pour calculer leurs conséquences dans les résultats obtenus.

L'erreur absolue d'une grandeur mesurée se définit comme étant l'écart entre le résultat obtenu expérimentalement et la valeur déterminée théoriquement (notre cas les résultats de constructeur).

Dans notre cas, les sources d'incertitude se manifestent en :

- Les erreurs dues au retard lors du chronométrage.
- Les erreurs dues aux moyens de mesures.
- La position et la manipulation de l'opérateur qui prend les mesures.

VI-4-Résultats expérimentaux obtenus :

Nous avons fait plusieurs expériences préliminaires avant de prendre les résultats finaux, afin de contrôler la technique de manipulation et de prendre des mesures pour réduire au maximum les erreurs, et après avoir atteint les résultats convergents, les résultats que nous présenterons dans ce chapitre sont pris.

Expérience :

-Premièrement nous avons mesuré la tension (U), le courant (I), la fréquence (H_z), facteur de puissance ($\cos \varphi$) et la puissance absorbée du moteur à vide P_{0mot} pour calculer la puissance absorbée par la pompe tel que :

Tableau VI-4 : les caractéristiques mesurées du moteur à vide de la pompe

H_z	$\cos \varphi$	U (Volt)	I (Ampère)	P_{0mot} (Wat)
50	0.594	234.3	1.296	181

Deuxièmement, à chaque valeur de débit atteinte, on note les différentes mesures : les pressions P_{man1} , P_{man2} , la tension (U), le courant (I), facteur de puissance ($\cos \varphi$) et la puissance électrique totale absorbé (P_{abs-t}), de plus, nous avons vérifié la valeur du débit en remplissant le bidon de 20 litre et en mesurant le temps correspondant, et les mesures effectuées dans les tableaux suivants :

Tableau VI-5 : les mesures de pompe effectuées sur le banc d'essai

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_{remp} (l)	0	20	20	20	20	20	20	20	20	20
T_r (s)	0	892.22	261.00	123.13	88.62	62.91	49.30	42.50	35.40	31.00
Q_v (l/s)	0	0.022416	0.076628	0.162430	0.225683	0.317914	0.405680	0.470588	0.564972	0.645161
Q_v (l/min)	0	1.34	4.60	9.75	13.54	19.07	24.34	28.24	33.90	38.71
$Q_v * 10^{-3}$ (m^3/s)	0	0.0224	0.0766	0.1624	0.2257	0.3179	0.4057	0.4706	0.5650	0.6452
P_a (bars)	0	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04
P_r (bars)	3.9	3.8	3.5	3.0	2.7	1.9	1.4	0.9	0.5	0.2
U (volt)	232.6	233.5	233.6	232.3	233.4	233.7	233.6	233.5	233.5	231.1
I (A)	1.955	1.882	1.703	1.566	1.448	1.409	1.398	1.351	1.294	1.202
$\cos \varphi$	0.985	0.983	0.973	0.962	0.941	0.927	0.900	0.872	0.831	0.803
P_{abs-t} (Wat)	448	432	387	350	318	305	294	275	251	223

La pression à l'entrée de la pompe est inférieure à la pression atmosphérique parce que la pompe est installée en charge (la hauteur d'aspiration est négative).

VI-5- Calcul des paramètres et construction des courbes caractéristiques :

VI-5-1- La hauteur manométrique (HMT) :

On calcule la hauteur manométrique pour tous les points de mesure par l'application de l'équation de Bernoulli (II – 9) entre les deux prises d'appareil de mesure de pression (Vacuomètre, Manomètre) entre l'aspiration et refoulement :

$$\text{HMT} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + (Z_r - Z_a) + \Delta H_r + \Delta H_s$$

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

g : accélération de la pesanteur ; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

P_r : valeur de pression donnée par l'appareil de mesure au refoulement (Manomètre) en bar

P_a : valeur de pression donnée par l'appareil de mesure à l'aspiration (Vacuomètre) en bar.

- N.B : Dans notre cas on utilise l'installation de la pompe en charge et les prises de Pression pour le Vacuomètre installé à l'entrée de la pompe et le manomètre installé à la sortie de la pompe.

Donc :
$$\text{HMT} = \frac{P_r - P_a}{\rho g}$$

Exemple le point 7 :

$Q_v = 0.4057 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $P_r = 1.4 \text{ bar}$ et $P_a = 0.05 \text{ bar}$

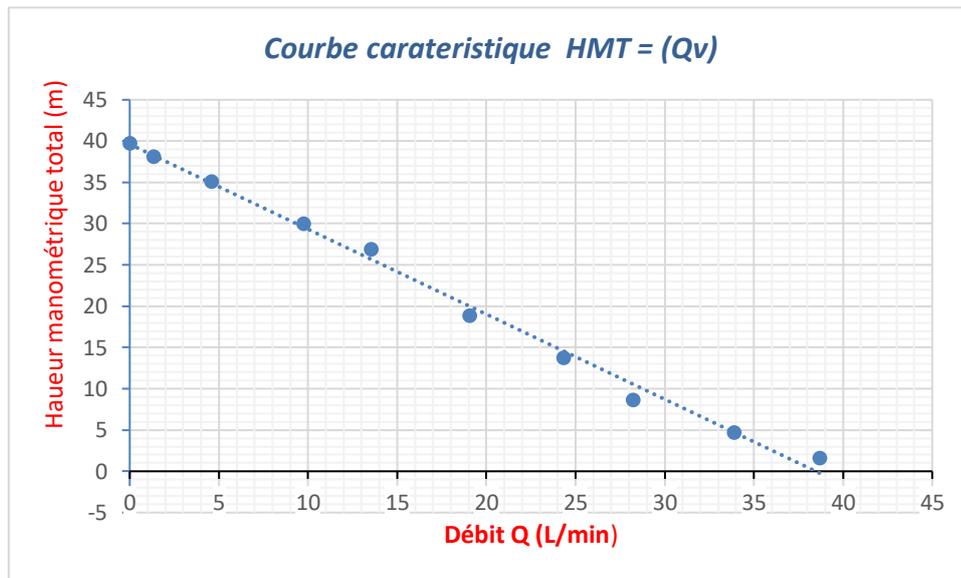
$$\text{HMT} = \frac{(1.4 - 0.05) * 10^5}{1000 * 9.81} = 13.76 \text{ m}$$

Les résultats de différentes valeurs dans le tableau suivant :

Tableau VI-6 : les valeurs de la hauteur manométrique (HMT)

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_v (l/min)	0	1.34	4.60	9.75	13.54	19.07	24.34	28.24	33.90	38.71
$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m^3/s)	0	0.0224	0.0766	0.1624	0.2257	0.3179	0.4057	0.4706	0.5650	0.6452
P_{man1} (bars)	0	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04
P_{man2} (bars)	3.9	3.8	3.5	3.0	2.7	1.9	1.4	0.9	0.5	0.2
HMT (m)	39.76	38.15	35.1	29.99	26.93	18.86	13.76	8.66	4.69	1.63

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

**La figure VI-4 : La courbe caractéristique de la hauteur manométrique (HMT)****VI-5-2- La puissance utile :**

Pour calculer la puissance hydraulique transférée de la roue au fluide qui s'appelle puissance utile (P_u) on utilise : la formule (II – 11) qui est calculée comme suit :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot HMT$$

Avec :

P_u : puissance utile en Wat.

Q_v : débit en m^3/s .

HMT : hauteur en m.

ρ : masse volumique de l'eau; $\rho = 1000 \text{ Kg} / m^3$.

g : accélération de la pesanteur; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Exemple le point 7 :

$$Q_v = 0.4057 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad , \quad \text{HMT} = 13.76 \text{ m}$$

$$P_u = 1000 * 9.81 * 0.4057 * 10^{-3} * 13.76 = 54.77 \text{ Wat}$$

Les résultats de différentes valeurs dans le tableau suivant :

Tableau VI-7 : les valeurs de la puissance utile (P_u)

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_v (l/min)	0	1.34	4.60	9.75	13.54	19.07	24.34	28.24	33.90	38.71
$Q_v * 10^{-3}$ (m^3/s)	0	0.0224	0.0766	0.1624	0.2257	0.3179	0.4057	0.4706	0.5650	0.6452
P_u (Wat)	0.00	8.39	26.38	47.79	59.63	58.81	54.77	40.00	25.99	10.32

VI-5-3- La puissance absorbée par la pompe :

La puissance absorbée totale par le groupe (moteur + pompe) ($P_{\text{abs-t}}$) est mesurée au compteur EasyLogic™ séries PM2100 en (Wat). et les mesures effectuées dans les tableau (VI-4) est égal à :

$$P_{\text{abs-t}} = P_{\text{abs-m}} + P_{\text{abs-p}} \dots\dots\dots \text{VI - 1}$$

Avec : $P_{\text{abs-t}}$: La puissance absorbée totale par le groupe (moteur + pompe) en (Wat)

$P_{\text{abs-m}}$: La puissance absorbée par le moteur en (Wat)

$P_{\text{abs-p}}$: La puissance absorbée par la pompe (Wat)

* La puissance absorbée par le moteur égale la puissance absorbée du moteur à vide

($P_{0\text{mot}} = 181 \text{ Wat}$) voir tableau (VI-3).

Donc : $P_{\text{abs-p}} = P_{\text{abs-t}} - P_{0\text{mot}}$

Exemple le point 7 :

$$P_{\text{abs-t}} = 294 \text{ Wat} \quad , \quad P_{0\text{mot}} = 181 \text{ Wat}$$

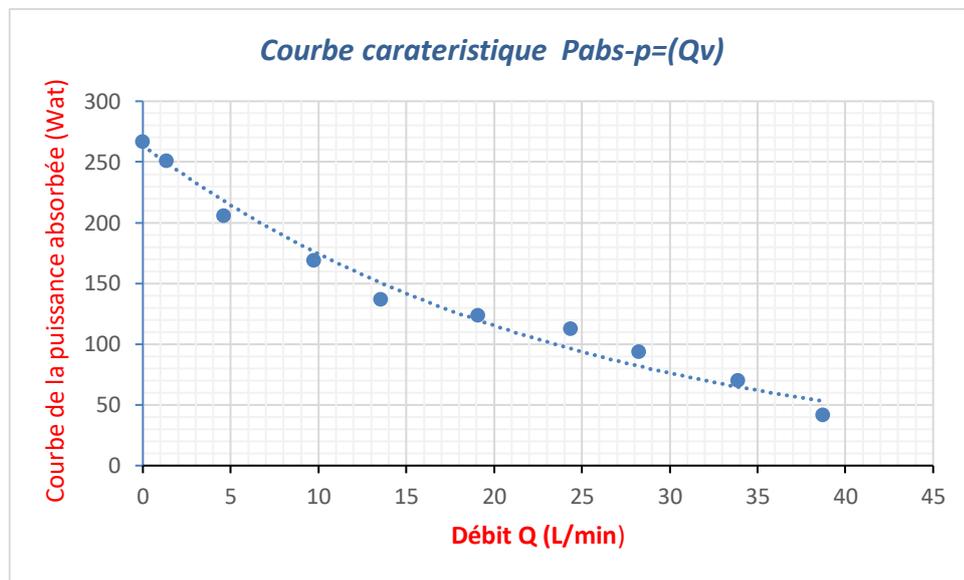
$$P_{\text{abs-p}} = 113 \text{ Wat}$$

Les résultats de différentes valeurs dans le tableau suivant :

Tableau VI-8 : les valeurs de la puissance absorbée par la pompe (P_{abs-p})

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_v (l/min)	0	1.34	4.60	9.75	13.54	19.07	24.34	28.24	33.90	38.71
$Q_v * 10^{-3}$ (m ³ /s)	0	0.0224	0.0766	0.1624	0.2257	0.3179	0.4057	0.4706	0.5650	0.6452
P_{0mot} (Wat)	181	181	181	181	181	181	181	181	181	181
P_{abs-t} (Wat)	448	432	387	350	318	305	294	275	251	223
P_{abs-p} (Wat)	267	251	206	169	137	124	113	94	70	42

A partir de ce tableau on trace la courbe caractéristique de $P_{abs-p} = f(Q_v)$



La figure VI-5 : La courbe caractéristique de la puissance absorbée par la pompe (P_{abs-p})

VI-5-4- Le rendement de la pompe :

Le rendement de la pompe η c'est le rapport de la puissance hydraulique transférée de la roue au fluide (P_u) par rapport à la puissance fournie pour entraîner la pompe (P_{abs-p}) est donné par l'expression (II – 12) suivante :

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs-p}} \times 100 \%$$

Avec :

η : Le rendement en pourcentage (%).

P_u : LA puissance utile en (Wat).

P_{abs-p} : La puissance absorbée par la pompe en (Wat).

Exemple le point 7 :

$P_{abs-p} = 113 \text{ Wat.}$

$P_u = 54.77 \text{ Wat.}$

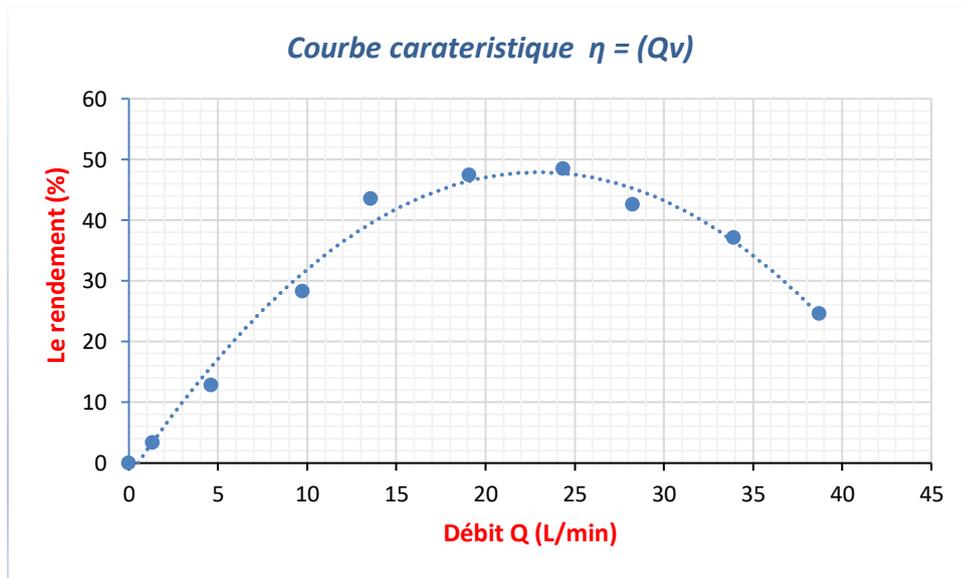
$\eta = \frac{54.77}{113} \times 100 = 48.47 \%$

Les résultats de différentes valeurs dans le tableau suivant :

Tableau VI-9 : les valeurs de rendement de la pompe (η)

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_v (l/min)	0	1.34	4.60	9.75	13.54	19.07	24.34	28.24	33.90	38.71
$Q_v \cdot 10^{-3}$ (m^3/s)	0	0.0224	0.0766	0.1624	0.2257	0.3179	0.4057	0.4706	0.5650	0.6452
P_u (Wat)	0.00	8.39	26.38	47.79	59.63	58.81	54.77	40.00	25.99	10.32
P_{abs-p} (Wat)	267	251	206	169	137	124	113	94	70	42
η (%)	0.00	3.34	12.81	28.28	43.52	47.43	48.47	42.55	37.13	24.58

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



La figure VI-6 : La courbe caractéristique de rendement de la pompe (η)

VI-6- Détermination du débit nominal et de la plage de bon fonctionnement :

Le débit nominal d'une pompe correspond au rendement maximum donc nous déterminons le rendement optimal.

La plage de bon fonctionnement est l'intervalle des débits aux quelles le rendement prend ses meilleurs valeurs ($Q_N \sim \pm 10\%$).

Les valeurs de débit nominal, le rendement maximal et la plage de bon fonctionnement de pompe sont affichées dans le tableau suivant :

Tableau VI-10 : la plage de bon Fonctionnement

Rendement maximal (%)	Débit nominal (l/min)	Hauteur nominale (m)	Plage de bon fonctionnement (l/min)
48.47	24.34	13.76	21.90 - 26.77

VI-7- La comparaison des résultats avec la courbe du constructeur :

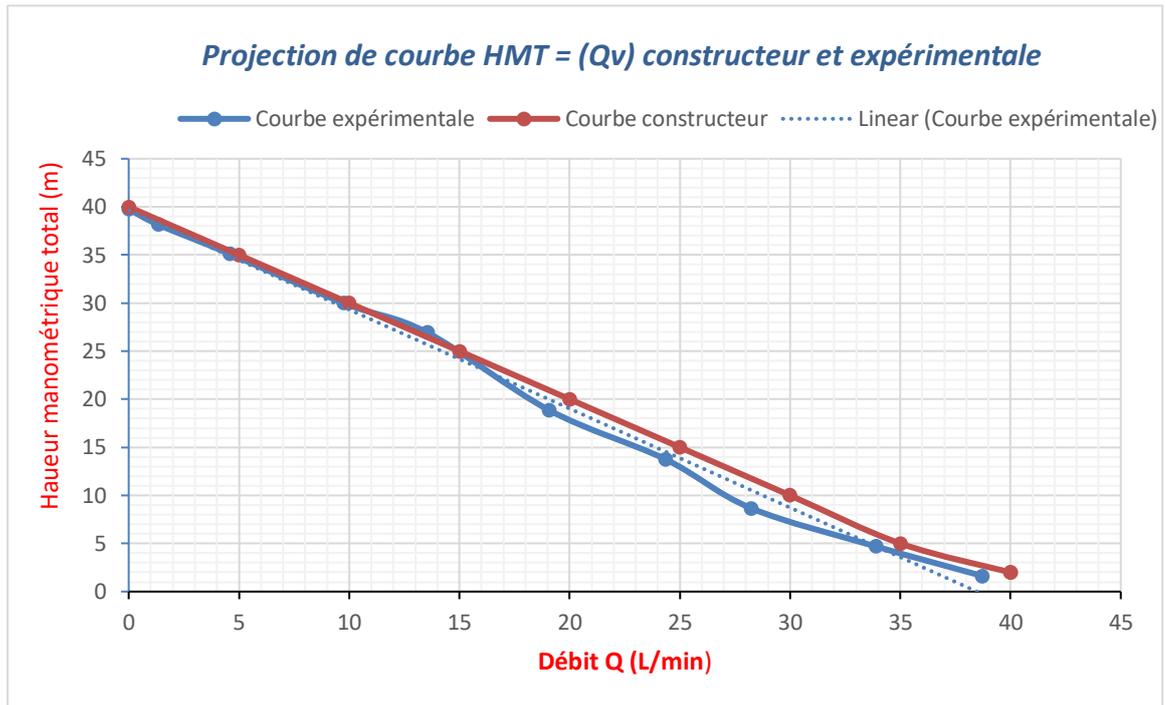
Vu que le constructeur n'ayant fourni que la courbe de $HMT = f(Q_v)$. Généralement dans ce type de pompe, on s'intéresse à cette courbe seulement due à l'énergie électrique consommée est faible.

Nous avons donc combiné la courbe obtenue expérimentalement avec la courbe d'usine pour $HMT = f(Q_v)$. Voir le figure VI-6

Et après cela, il a été examinée et comparée avec les courbes du constructeur, et les résultats obtenus étaient très proches de celui fourni par le fabricant.

Avec : La Plage de bon fonctionnement (constructeur) = 22.50 - 27.50 l/min

La Plage de bon fonctionnement (expérimental) = 21.90 - 26.77 l/min



La figure VI-7 : La projection de la courbe HMT= f(Qv) constructeur- expérimental

VI-8- Interprétation des résultats :

Après avoir les résultats obtenus ont été pris et répertoriés dans les courbes qui sont appelées courbes caractéristiques.

D'après les résultats on constate :

1- La courbe de type (HMT–Q_v) représente l'évolution de la hauteur manométrique totale développée par la pompe en fonction du débit HMT=f (Q_v) (Lorsque la valeur du débit augmente, la hauteur manométrique de la pompe diminue).

En point barbotage (la vanne totalement fermé), la courbe de la caractéristique HMT=f (Q_v) coupe l'axe des hauteurs en un point correspondant à débit nul et à une allure générale tombante jusqu'une valeur HMT_{min} =1.63 m pour un débit Q_{vmax}=38.71 l/min.

2- La courbe de type (P_{abs-p}–Q_v) représente l'évolution de la consommation de la puissance par la pompe en fonction du débit. Nous constatons que pour un débit nul (vanne fermée) la puissance absorbée est égale à une certaine valeur (P_{abs-p}= 267 Wat), en

augmentant le débit, la puissance absorbée diminue jusqu'à qu'elle atteigne une valeur minimale ($P_{abs-p} = 42 \text{ Wat}$) pour un $Q_{vmax} = 38.71 \text{ l/min}$.

3- La courbe de type $(\eta - Q_v)$ représente l'évolution du rendement de la pompe en fonction du débit. Nous constatons que pour un débit nul le rendement est nul, en augmentant le débit le rendement augmente jusqu'à qu'il atteigne une valeur maximale ($\eta_{max} = 48.47\%$) pour un $Q_{vn} = 24.34 \text{ l/min}$, puis la valeur baisse jusqu'à une valeur de ($\eta = 24.58\%$) pour un ($Q_{vmax} = 38.71 \text{ l/min}$).

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

VI-8- Conclusion :

Dans ce chapitre, le premier objectif était de savoir comment les courbes des caractéristiques de la pompe sont dérivées, tracées et discutées afin de déterminer la plage de fonctionnement correcte de la pompe dans divers domaines.

De plus, nous avons conclu que les courbes caractéristiques d'une pompe démontre la relation entre les deux paramètres principaux : le débit et la pression, et donc examinée et comparée avec la courbe du constructeur, et les résultats obtenus étaient très proches de celui fourni par le fabricant.

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Notre étude a été réalisée dans le but de montrer comment les courbes caractéristiques de la pompe sont dérivées, vérifiées et comparées avec les courbes données par le constructeur.

L'étude expérimentale a été menée, en utilisant le banc d'essai qui cela a été fait afin de construire les courbes caractéristiques ($H = f(Q)$, $P = f(Q)$ et $\eta = f(Q)$). La pompe utilisée est celle à turbine régénérative (Pompe périphérique) de type QB60 par un moteur asynchrone avec une vitesse de 2900 tr/mn.

Après analyse des résultats, nous concluons que le choix de la pompe appropriée pour une application donnée est essentiel pour un bon fonctionnement.

Fondamentalement, la pompe augmente la charge de fluide entre son entrée et sa sortie.

La détermination des caractéristiques de la pompe centrifuge (pompe périphérique) dépend principalement sur les courbes caractéristiques. Par conséquent, la mesure correcte des caractéristiques pour la sélection de la pompe est la première étape efficace pour le bon fonctionnement de cette pompe.

Les conclusions tirées les plus importantes sont :

- Les différents paramètres des pompes diffèrent d'un fabricant à l'autre, des tests sont donc obligatoires pour voir si la pompe installée fonctionne dans de bonnes conditions avec un bon rendement qui assure le requis débit nominal à la hauteur requise.
- La hauteur manométrique suit approximativement une droite. La courbe de type ($HMT-Q_v$) représente l'évolution de la hauteur manométrique totale développée par la pompe en fonction du débit (Lorsque la valeur du débit augmente, la hauteur manométrique de la pompe diminue).
- L'évolution de la consommation de la puissance par la pompe en fonction du débit. On constate que pour un débit nul (vanne fermée) la puissance absorbée est égale à une certaine valeur maximale ($P_{max}=267$ Wat). En augmentant le débit, la puissance absorbée diminue, ainsi que la puissance consommée par la pompe à vide est très importante par rapport à la puissance fournie au liquide.

-L'évolution du rendement de la pompe en fonction du débit. Nous constatons que pour un débit nul le rendement est nul. En augmentant le débit le rendement augmente jusqu'à qu'il atteint une valeur maximale ($\eta_{\max}=48.47\%$) pour un ($Q_n= 24.34$ l/min) puis la valeur baisse jusqu'à une valeur du $\eta=24.58\%$ pour un $Q_{\max}=38.71$ l/min.

Enfin, nous pouvons dire que ce présent travail est fructueux sur les deux côtés (théorique et expérimental) et nous offre une vision exhaustive sur la recherche expérimentale.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1]: Histoire de la technologie des pompes, lien : <https://wilo.com>, Volet 1, la distribution d'eau.
- [2]: Michael Volk, "Pump Characteristics and Applications", CRC Press is an imprint of the Taylor & Francis Group, an informal business, THIRD EDITION.
- [3]: SELLAMI KHOULOU, "conception et calcul d'une pompe centrifuge", Mémoire de Master, 2018, Département de Génie mécanique, Université Badji-Mokhtar-Annaba.
- [4]: BERNARD, "Techniques d'ingénieur (B 4320) Pompes Volumétriques pour Liquides, PARIS.
- [5]: Jean-Paul BEAUDRY, Jean-Claude ROLLAND, "mécanique des fluides appliquée", Livre, berger, 2005.
- [6]: Paresh Girdhar, Octo Moniz, "Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance", Library of Congress, www.newnespress.com, First published 2005.
- [7]: Flow Transfer control turbine pumps, lien : <https://www.globalspec.com>.
- [8]: Linda BOUALLAGA "simulation numérique d'un écoulement de fluide dans une roue De pompe centrifuge", Mémoire de Master, 2017, Département de Génie électrique, Université Abderrahmane MIRA de Bejaia.
- [9]: M. ASAJE, "méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des Performances des turbomachines a fluide incompressible", thèse de doctorat, école Nationale supérieure d'art et métiers, de Paris, 2011.
- [10]: LENCASTRE, Armando. "Hydraulique générale", ED. Eyrolles Paris, 1999.
- [11]: BENLABIOD Benaissa, "étude comparative 'Equation d'Euler' dimensionnelle et Expérimentale. Cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL", Mémoire de Master, 2014, département hydraulique urbaine, l'ENSH Arbaoui Abdellah Blida.
- [12]: M.CARLIER, "Machines hydrauliques", Ed. ENGRFE, France, 1968.

- [13]: Dr YUCEFI Sarra, " Polycopié de Mécanique des Fluides I (Cours et applications)
Destiné aux étudiants de 2ème année de Licence (Semestre3) Sciences et Technologie
(ST)", faculté de génie mécanique département de génie mécanique, Université des
Sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf Oran, Année Universitaire 2016-2017.
- [14]: Francis Quail, Thomas Scanlon, Matthew Stickland " study of a regenerative pump
using numerical and experimental techniques", Department of Mechanical Engineering,
Strathclyde University, James Weir Building, 75 Montrose Street, Glasgow, G1 1XJ,
United Kingdom.

Annexe

Les courbes caractéristiques données par le constructeur de la pompe

