



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Installation Energétiques et Turbomachines

Titre

**Etude conceptuelle d'une pompe centrifuge à 11 étages Pour
gazoil**

(L'unité l'arbaa MC 80-260/11)

Proposé et encadré par :

Mr. M Said

Réalisé par :

BEN MAHMOUD MAHMOUD
MESSAOUD Oussama

OUACHERINE Djazia

Année universitaire : 2022/2023

SOMMAIRE

Introduction générale	2
Chapitre 1.....	4
1.1. Présentation et généralité :	4
1.1.1. Présentation de l'entreprise :	4
1.1.2. Système a huile combustible :	5
1.2. Généralités sur les pompes :	7
1.2.1. Définition :	7
1.2.2. Classification des pompes :	8
1.2.2.1. Les pompes volumétriques :	9
1.2.2.2. Turbopompes :	10
1.3. Description d'une turbopompe centrifuge :	12
1.3.1. Définition :	12
1.3.2. Utilisation :	13
1.3.3. Principe de fonctionnement d'une turbopompe :	13
1.3.4. Rôle de la pompe :	14
1.3.5. Classification des turbomachines :	14
1.3.5.1. Selon le transfert d'énergie :	14
1.3.5.2. Selon la direction de l'écoulement :	15
1.3.5.3. Selon la nature de transfert :	15
1.4. Constitution d'une turbomachine :	15
1.4.1. Le distributeur :	15
1.4.2. La roue :	15
1.4.3. Le diffuseur	16
1.4.4. Divergent.....	16
1.4.5. Situation comparée des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices : ...	16
1.5. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :	16
1.5.1. Avantages des pompes centrifuges :	16
1.5.2. Inconvénients des pompes centrifuges :	17
CHAPITRE 2.....	18
2.1. Introduction :	18
2.2. Equations de conservation appliquées pour les pompes :	18
2.2.1. Conservation de la masse :	18
2.2.2. Conservation de la quantité de mouvement :	19

2.2.3.	Moment de la quantité de mouvement :	20
2.3.	Caractéristique des pompes centrifuge :	20
2.3.1.	Critères généraux de définition des pompes :	20
2.3.2.	Types des pertes dans la pompe centrifuge :	21
2.3.3.	Le rendement :	22
2.3.3.1.	Rendement globale :	22
2.3.3.2.	Rendement mécanique :	23
2.3.3.3.	Rendement volumétrique :	23
2.3.3.4.	Rendement hydraulique :	23
2.3.3.5.	Rendement global :	23
2.3.4.	La puissance :	23
2.3.5.	La Hauteur théorique :	24
2.3.6.	Evolution du fluide à l'intérieur de la roue :	24
2.4.	Les courbes caractéristiques des pompes centrifuges :	26
2.4.1.	Courbe hauteur manométrique totale / débit :	27
2.4.2.	La courbe puissance /débit :	28
2.4.3.	Le courbe rendement /débit $\eta = f(Q)$:	29
2.5.	Installation des pompes centrifuges :	29
2.5.1.	Installation en charge :	30
2.5.2.	Installation en aspiration :	30
2.6.	N.S.P.H Hauteur de charge nette absolue (Net Positive Section Head) :	30
2.6.1.	Qu'est –ce le N.P.S.H :	31
2.7.	La cavitation :	32
2.8.	Conclusion :	32
Chapitre 3 :		33
3.1.	Introduction :	33
3.2.	Description de la pompe MC 80-260/11 :	33
3.3.	Détermination des paramètres principaux :	35
3.3.1.	Vitesse spécifique :	35
3.3.2.	Diamètre de l'arrête d'entrée ramené D (r1) :	36
3.4.	Rendement :	37
3.4.1.	Rendement hydraulique :	37
3.4.2.	Rendement volumétrique :	37
3.4.3.	Rendement mécanique :	38
3.4.4.	Rendement global :	38

3.4.5. Puissance consommée par la pompe :.....	38
3.5. Puissance du moteur d'entraînement P_m :.....	39
3.6. Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu :.....	39
3.6.1. Diamètre de l'arbre :.....	39
3.6.2. Diamètre de moyeu de la roue :.....	40
3.7. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée :.....	41
3.7.1. Débit de circulation dans la pompe :	41
3.7.2. Diamètre moyen de l'arbre d'entrée :.....	41
3.8. Calcul de la largeur de la fente à l'entrée de la roue b_1 :	41
3.9. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue :	43
3.9.1. . Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes :.....	43
3.9.2. Vitesse circumférentielle :	44
3.9.3. Diamètre de la roue à la sortie D_2	44
3.9.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue β_2	44
3.9.5. Nombre d'aubes :.....	45
3.9.6. Précision des valeurs calculées	45
3.9.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue :.....	46
3.9.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant k_1 et k_2	46
3.9.9. Calcul des vitesses relatives à la sortie de la roue :	46
Chapitre 4 :.....	49
4.1. Solutions des problèmes d'une pompe centrifuge :.....	50
4.1.1. Solutions pour problèmes de cavitation :.....	50
4.1.2. Equilibrage de la poussée axiale - pistons d'équilibrage :	50
4.2. Les courbes caractéristiques de la pompe MC 80-260/11 :.....	51
4.4. Commentaire sur les courbes :.....	55
Conclusion générale.....	56

Liste des figures

Chapitre 1 : Presentatoin et generalite sur les pompe

Figure (1. 1) : Indication des lignes.	5
Figure (1. 2) : site sonalgaz de l'arabaa.....	7
Figure (1. 3) : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.	8
Figure (1. 4) : Classification générale.....	8
Figure (1. 5): dispositif de sécurité.	9
Figure (1. 6) : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique.....	10
Figure (1. 7) : Type des roues de turbopompe.....	11
Figure (1. 8) : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.....	12
Figure (1. 9): Pompe multicellulaire.....	12

chapitre 2: Théorie des pompes centrifuge

Figure (2. 1): Composantes d'une pompe centrifuge.	18
Figure (2. 2): Volume de contrôle 19	19
Figure (2. 3): Rotor schématique.	20
Figure (2. 4): Le mouvement de liquide entre la roue et la volute.	24
Figure (2. 5): Triangles des vitesses.	26
Figure (2. 6): Courbe hauteur / débit.	28
Figure (2. 7): La courbe de puissance absorbe.	28
Figure (2. 8): courbe de la puissance utile.	29
Figure (2. 9): la courbe du rendement /débit.	29
Figure (2. 10) : installation d'une pompe centrifuge.	30
Figure (2. 11): courbe caractéristique de NSPH_(req) et NSPH_(dis).....	31
Figure (2. 12): Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.	32

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

Figure (3. 1) : dessin technique de conception de la pompe étagée:	33
Figure (3. 2): pompe centrifuge HP à 11 étages 34	34
Figure (3. 3): Roue d'une pompe centrifuge type mixte et ses démentions caractéristiques.....	36
Figure (3. 4): Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.	42
Figure (3. 5): Triangle des vitesses à la sortie de la roue.	43
Figure (3. 6): Roue d'une pompe centrifuge type mixte et ses démentions 48	48

Chapitre 4 : description de la pompe

Figure (4. 1) : Description de la pompe 49	49
Figure (4. 2): Equilibrage de la poussée axiale..... 51	51
Figure (4. 3): Caractéristiques de la pompe MC 80-260/11 =f(Q), P=f(Q) , et $[\eta]$ _g=f(Q) , NPSH=f(Q) pour N=2980 tr/min..... 52	52
Figure (4. 4): Débit Q [m ³ /s] en fonction de rendement η_g [%] 53	53
Figure (4. 5): Débit Q [m ³ /h]en fonction de puissance [kw] 53	53

Figure (4. 6): Débit Q [m ³ /h] en fonction de puissance [kw]	54
Figure (4. 7): Débit Q [m ³ /s] en fonction de rendement [%]	54

Liste des tableaux

Chapitre 3

Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

Tableau 3 1: Reference de site de sonalgaz de L'Arbaa	34
Tableau 3 2 : Vitesse spécifique	35
Tableau 3 3: Paramètres validés de la pompe.....	47

Chapitre 4

Description de la pompe

Tableau 4 1: tableau comparatif avec les données du constructeur.....	52
--	----

Remerciements

Nous remercions DIEU tout puissant qui nous a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Nous adressons nos sincères remerciements à nos chers parents, pour toutes ses introductions à nous de l'enfance à ce moment, leur ombre sur nous est grande après Dieu Tout puissant, alors merci beaucoup à eux.

Je tien à remercier M.SAID et M.TETBIRTE. Pour tous les conseils et orientations qu'ils nous ont donnés et leur travail acharné avec nous dans le domaine de la recherche scientifique, merci beaucoup.

Nous exprimons également notre gratitude et notre gratitude aux honorables professeurs, membres du comite et de la discussion pour leur générosité dans la discussion du mémorandum et por avoir accepté notre hmble travail.

Nous ne manquons pas non plus d'adresser nos remeriment et notre reconnaissance à tous les professeurs et personnels administratifs du departement de genie mécanique pour les installations et bons traitements ainsi que tous les travailleurs de la société sonelgaz de l'arbaa pour le bon accueil et l'assistance.

Et tous ceux qui ont contribué de prés ou de loin, ou meme avec un mot gentil, et tous nos amis et collègues.

A tous je dis mecri à tous.

Oussama et Djazia.

Dédicace

Le plus beau moment est celui où se réalise ce pour quoi vous avez été patient et fatigué. Je consacre mon témoignage à ce que Dieu m'a commandé de faire dans la justice et la bonté, et je consacre les années de ma vie à mon père bien-aimé qui m'a nourri des bénédictions du monde. Oh Dieu, nourris-le des fruits du paradis et fais-le parmi son peuple.

A la mer d'amour, de tendresse et de pitié qui habite dans mes veines, ma tendre mère, aux étoiles scintillantes de mon ciel, et mon soutien dans la vie, mes frères, pour préserver l'avenir, la bougie de donner l'espoir d'un brillant avenir, mes professeurs et collègues, à chaque cœur qui bat pour moi par amour et par peur pour moi. Je leur dédie le fruit de mes humbles efforts. Je demande à Dieu d'ouvrir les portes de la bonté et du succès pour moi et mes amis.

Oussama

NOMENCLATURE

D : Diamètre	[m]
N_S : La vitesse de rotation	[%]
η_h : Rendement hydraulique	[%]
η_v : Rendement volumétrique	[%]
η_i : Rendement mécanique	[%]
η_g : Rendement global	[%]
p_{ab} : Puissance consommée par la pompe	[W]
p_m : Puissance du moteur d'entraînement	[W]
C_t : Étant le couple de torsion	[N.m]
d_a : Le diamètre réel de l'arbre	[m]
d_m : Diamètre du moyeu d la roue	[m]
D₁ : Le diamètre moyen	[m]
V₀ : Vitesse absolue à l'entrée	[m/s]
D₀ : Diamètre de l'arrête d'entrée	[m]
b₁ : La largeur de la fente à l'entrée de la roue	[m]
V_{1m} : Vitesse absolue de liquide à l'entrée e la roue	[m/s]
U₁ : Vitesse tangentielle à l'entrée de la roue	[m/s]
β₁ : L'angle d'aube à l'entrée	[c]
H_{th} : Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes	[m]
U₂ : Vitesse circonférentielle	[m/s]
D₂ : Diamètre de la roue à la sortie	[m]
V_{2m} : Composante méridienne à la sortie	[m/s]

β_2 : Angle de l'aube à la sortie de la roue	[c]
Z : Nombre d'aubes	
μ : Viscosité dynamique	[N. s/m ²]
b_2 : Largeur de la fente à la sortie de la roue	[m]
k : Coefficient de rétrécissement	
w_1 : Vitesses relatives à l'entrée	[m/s]
w_2 : Vitesses relatives à la sortie	[m/s]
Q_c : Débit de circulation dans la pompe	[m ³ /h]
H : Hauteur manométrique	[m]
T : Température de brut	[c]
I : Nombre d'étages	
σ : L'angle d'attaque pour le calcul	[c]
n : Le coefficient de sécurité	
w_t : La contrainte limite de résistance à la torsion.	[rad]
μ : Coefficient de correction	
ρ : Masse volumique	[kg / m ³]
V : vitesse	[m/s]
dv : Unité de volume	[m ³]
ds : Unité de surface	[m ²]
N.S.P.H : Hauteur de charge nette absolue	[m]

ملخص

يتكون هذا العمل من دراسة مفاهيمية هيدروليكية وحيوية لمضخة طرد مركزي متعددة الخلايا ذات 11 مرحلة من الخصائص 260 كيلوواط ، 2980 دورة في الدقيقة و 1120 ميلي أمبير. يتم إجراء تحجيم العمود والتوربينات ويتم تضمين حسابات قوة الأداء والحمل والكفاءة ومعدلات التدفق. يتم إجراء مقارنة بين حساباتنا التي تم الحصول عليها وتلك الخاصة بالشركة المصنعة.

Résumé

Ce travail consiste à l'étude conceptuelle énergétique et hydraulique d'une pompe centrifuge multicellulaire à 11 étages de caractéristiques 260 kW, 2980 tr/m et 1120 mCE . Le dimensionnement de l'arbre et des turbines sont faites et des calculs des performances puissance, charge, rendement et débits y figurent. Une comparaison entre nos calculs obtenus et ceux du constructeur est faite.

Summary

This work consists in the energetic and hydraulic conceptual study of a multicellular centrifugal pump with 11 stages of characteristics 260 kW, 2980 rpm and 1120 mCE. The sizing of the shaft and the turbines are made and calculations of the performance power, load, efficiency and flow rates are included. A comparison between our calculations obtained and those of the manufacturer is made.

Introduction générale

Les pompes centrifuges jouent un rôle primordial dans plusieurs secteurs de notre vie quotidienne à savoir dans la canalisation et le contrôle du niveau d'eau, l'exploitation minière, pétrolière, agricole et autres. Elles appartiennent à la famille des turbomachines. Elles ont pour rôle de transformer l'énergie mécanique de leurs moteurs d'entraînement en énergie hydraulique.

Chaque particule de fluide s'éloigne de l'axe de rotation dans la traversée du canal, son trajet est dit centrifuge. Il est donc nécessaire de bien connaître la façon avec laquelle sont conçues ces pompes afin d'améliorer et d'augmenter leur efficacité énergétique et leurs performances en minimisant le plus possible les pertes. Cependant, le processus de leur conception est une tâche très fastidieuse vu le grand nombre de paramètres géométriques fondamentaux des composantes de la pompe à considérer. Dans cette optique, le constructeur doit disposer des méthodes rapides, fiables et suffisamment précises pour la réalisation de la géométrie d'une aube, d'une roue ou d'une volute d'une pompe centrifuge.

Notre travail consiste à l'étude d'une turbopompe à 11 étages de puissance 265 kw. Le fluide utilisé étant le gazoile et le moteur tourne à 2980 tr/min .

Après cette brève introduction et dans cette op titré, le travail est présent en quatre chapitres :

* Le premier chapitre est une présentation de l'entreprise de la sonelgaz de l'Arabaa suivi d'une généralité sur les pompes.

* Le deuxième chapitre est la théorie de la pompe nécessaire pour le calcul dimensionnel.

* Le troisième chapitre est réservé au dimensionnement proprement de la pompe à onze étages utilisant le gazoil comme fluide.

* Le quatrième chapitre contsient le calcul des performances et une description de la pompe à 11 étages est faite.

En fin on termine l'étude par une conclusion générale.

Chapitre 1**Présentation et Généralités sur les turbopompes****1.1. Présentation et généralité :****1.1.1. Présentation de l'entreprise :**

La Centrale de Production d'électricité Larbaa Wilaya de Blida et s'étend sur une superficie de 6 Ha.

La centrale est composée de 4 Groupes Turbo-Alternateurs totalisant une puissance installée 560MW aux conditions du site.

Réalisée dans le cadre du programme d'urgence 30 mai 2007 destinée à :

- Faire face à la demande d'énergie résultant de l'implantation dans la Région de divers aménagements industriels, agricoles et domestiques, notamment en périodes de pointes (été-hiver).
- Assurer la sécurité de l'alimentation en énergie électrique du réseau,

Assurer un appoint au réseau national interconnecté

Le système inclut quatre lignes principales : la ligne d'aspiration avec filtre et accumulateurs, la ligne de refoulement après la pompe d'injection avec soupape de sûreté, la ligne de retour principal provenant de la turbine gaz et la ligne de retour secondaire qui recueille le flux de la soupape de recirculation minimal et le flux éventuel, en sortie de la soupape de sûreté. Les quatre lignes recensées sont représentés en illustration suivant : [1]

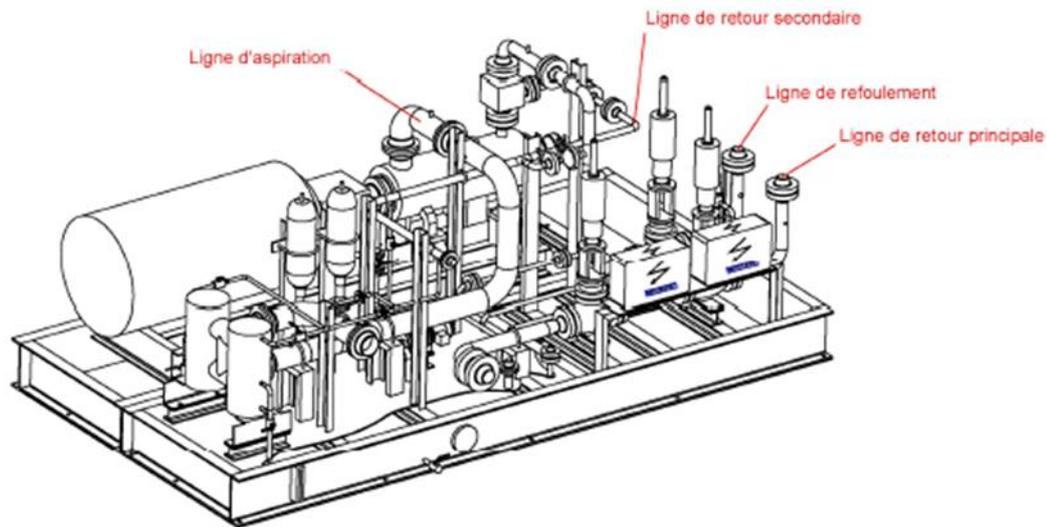


Figure (1. 1) : Indication des lignes.

1.1.2. Système a huile combustible :

Le système à huile combustible fournit aux brûleurs l'huile combustible propre et filtré et contrôle la quantité s'écoulant dans les chambres de combustion correspondante à la demande de démarrage, de fonctionnement et d'arrêt.

Afin que le système à huile combustible soit doté d'une pression suffisante, on requiert

L'installation d'une pompe de surpression en amont de l'entrée d'huile combustible.

L'huile combustible est filtrée à l'entrée, puis, au moyen de la pompe d'injection, la Pression de l'huile combustible augmente jusqu'à atteindre la pression requise pour l'atomisation dans les brûleurs (de 30 à 65 bar). La pompe d'injection c'est une pompe volumétrique (à vis). La vanne de démarrage située en aval de la pompe d'injection s'ouvre quand la pompe d'injection est activée pour décharger l'huile combustible dans la ligne de retour et pour éviter le démarrage de la pompe à haute pression.

Le circuit est divisé en deux branches: la ligne d'alimentation et la ligne de retour.

La vanne d'arrêt d'urgence située dans la ligne d'alimentation sert à habiliter ou

déshabiller le flux d'huile combustible dans les chambres de combustion pendant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz. C'est fermé pendant les perturbations lorsqu'on requiert l'interruption immédiate du fonctionnement de la turbine à gaz (Déclenchement de la vitesse GT).

Une soupape à bille combinée est située sur chaque chambre de combustion.

Quand elle s'ouvre, l'huile combustible entre dans le brûleur et se divise en deux flux :

L'un est injecté dans la chambre de combustion et l'autre revient à la ligne de retour.

Cette subdivision dépend de la position de la vanne de contrôle placée sur la ligne de retour. Si la vanne de contrôle est partiellement ouverte, la pression dans la ligne de retour est basse et le flux injecté dans les chambres de combustion est inférieur, tandis que si la vanne de contrôle est partiellement fermée, la pression dans la ligne de retour est haute et le flux injecté est supérieur.

Pour éviter que le gaz chaud puisse entrer dans le brûleur d'huile combustible quand la turbine à gaz fonctionne à gaz combustible, l'air étanche venant du compresseur est canalisé dans le brûleur à huile combustible. On fournit aussi une action réfrigérante.

La vanne d'arrêt est placée dans la ligne de retour où est placée la vanne de contrôle de retour, ayant la même fonction de la vanne d'arrêt d'urgence sur la ligne d'alimentation. Le réservoir d'huile de fuite recueille l'huile de fuite venant des soupapes à bille combinées. Quand le réservoir est plein, la pompe canalise l'huile de fuite dans le réservoir d'huile combustible. [1]

Le changement de combustible entre gaz et huile est possible dans une gamme de charge entre 35Mw-95 % de la charge de base et est effectué avec mode diffusion pour gaz combustible et huile combustible.



Figure (1. 2) : site sonalgaz de l'arabaa

1.2. Généralités sur les pompes :

1.2.1. Définition :

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou les mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression.

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

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

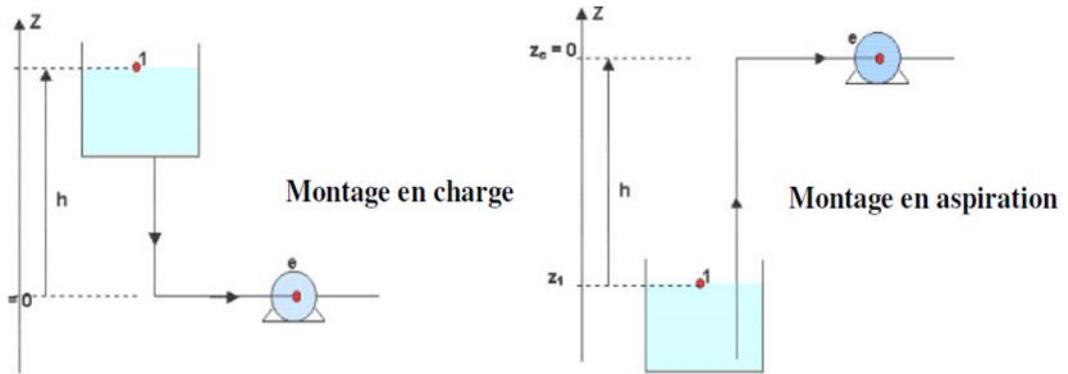


Figure (1.3) : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

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.

1.2.2. Classification des pompes :

Les machines hydrauliques peuvent être classées en deux grandes familles : les pompes volumétriques et les turbopompes, selon le schéma suivant [2] :

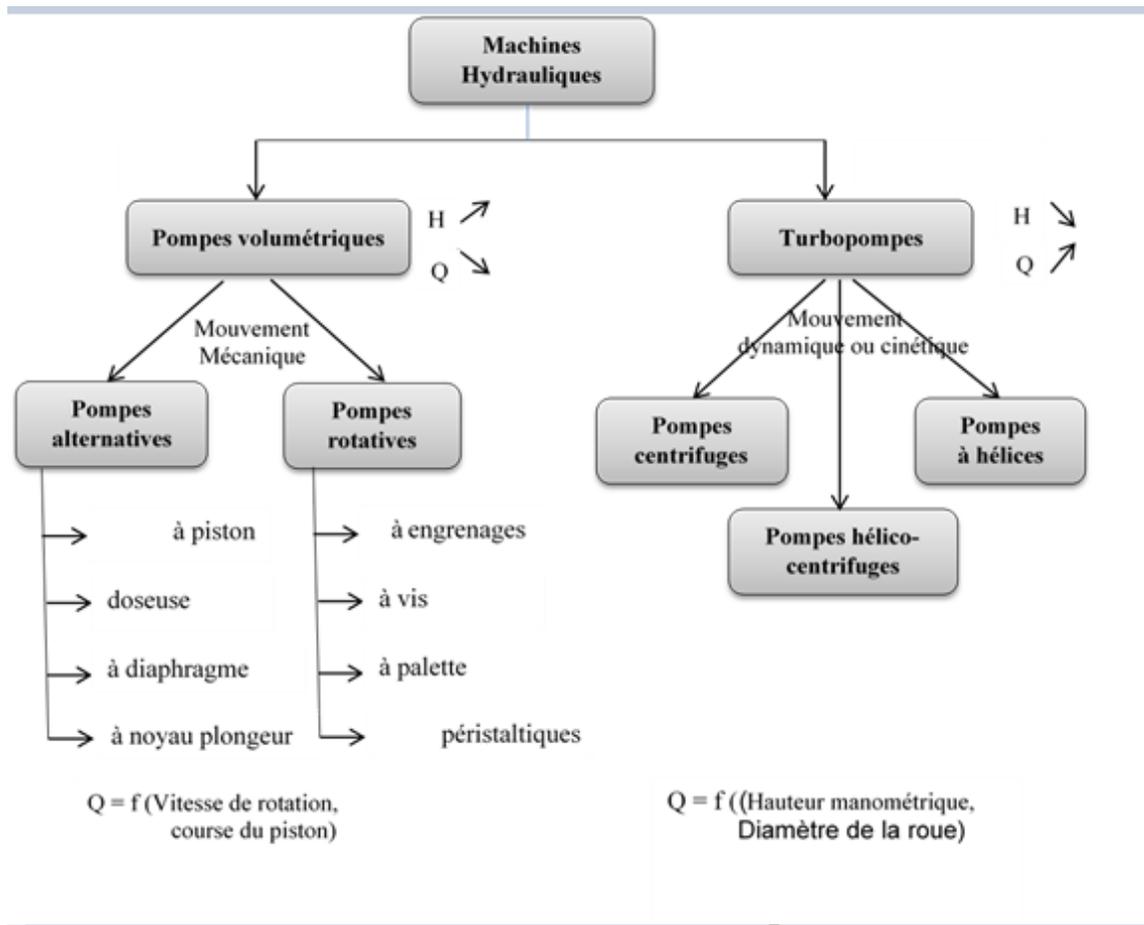


Figure (1.4) : Classification générale

1.2.2.1. Les pompes volumétriques :**A) Principe et caractéristiques générales :**

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

- Exécution d'un mouvement cyclique ;
- Pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin, ce qui permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

Ces pompes volumétriques sont généralement auto-amorçasse. Dès leur mise en route elles provoquent une diminution de pression en amont qui permet l'aspiration du liquide.

Elles permettent d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges. La pression au refoulement est ainsi plus importante. Le débit est par contre généralement plus faible mais il ne dépend pratiquement pas des caractéristiques du réseau .Le rendement est souvent voisin de 90 %.

Si la canalisation de refoulement est bouchée, Il faut arrêter immédiatement une pompe volumétrique dans cette situation pour éviter les risques d'une augmentation de pression très importante dans la pompe qui pourrait entraîner de graves détériorations.

S'il y a possibilité de fermetures de vannes placées sur le circuit de refoulement, il faut prévoir un dispositif de sécurité à la sortie de la pompe : une dérivation équipée d'une soupape de sûreté et reliée au réservoir d'aspiration constitue une bonne solution.
[2]

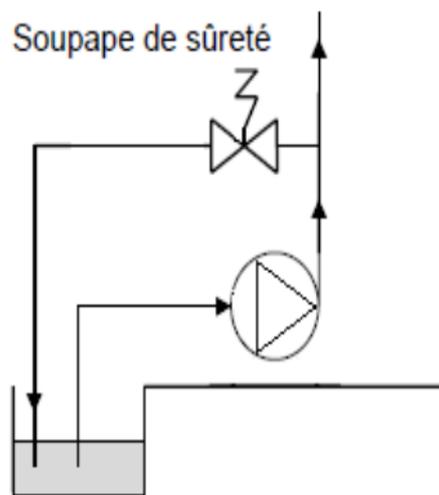


Figure (1. 5): dispositif de sécurité.

B) Types de pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques alternatives : la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

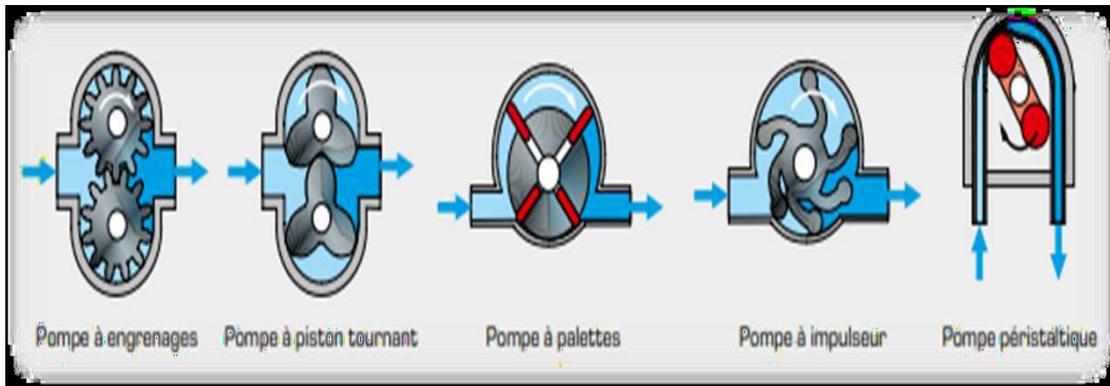


Figure (1. 6) : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique.

1.2.2.2. Turbopompes :

Les pompes hydrodynamique sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe ,une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide Parmi les types de turbopompes on cite ; les pompes centrifuges, les pompes hélico-centrifuges et les pompes a hélices ; la différence entre ces pompes porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide. Les turbopompes sont classées de deux parties principales : [3]

Un **rotor** qui communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers et couplé au moteur au moyen d'un dispositif rigide ou flexible.

Un **corps** de pompe dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulement et il supporte des paliers et sert d'habitable pour l'équipage mobile.

Dans la famille roto-dynamiques, on classe les pompes :

Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement)

- a- Les pompes centrifuges (à écoulement radial)
- b- Les pompes hélico-centrifuges (à écoulement diagonal)
- c- Les pompes axiales ou à hélices (à écoulement axiales)

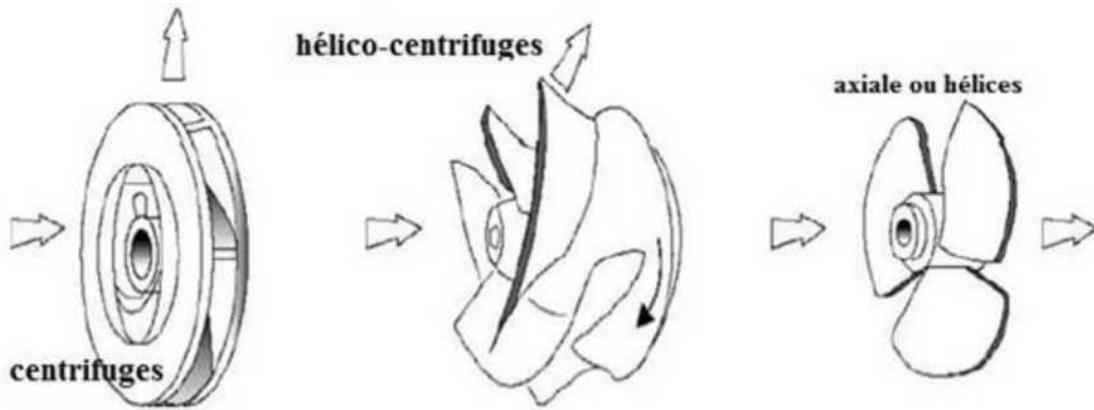


Figure (1. 7) : Type des roues de turbopompe.

a. Les pompes centrifuges

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

b. Les pompes hélico-centrifuge

Etude et maintenance de la pompe centrifuge bi-étage a axe vertical Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une courbe tracée sur un cône de révolution.

c. Les pompes hélices

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

- Selon le nombre d'étages:

a- Monocellulaire : avec une seule roue (impulser) sur l'arbre.

b- Multicellulaire : avec plusieurs impulseurs sur l'arbre disposé en série.

- Selon la disposition de l'axe de la pompe :

a- Pompe à vertical.

b- Pompe à horizontal.

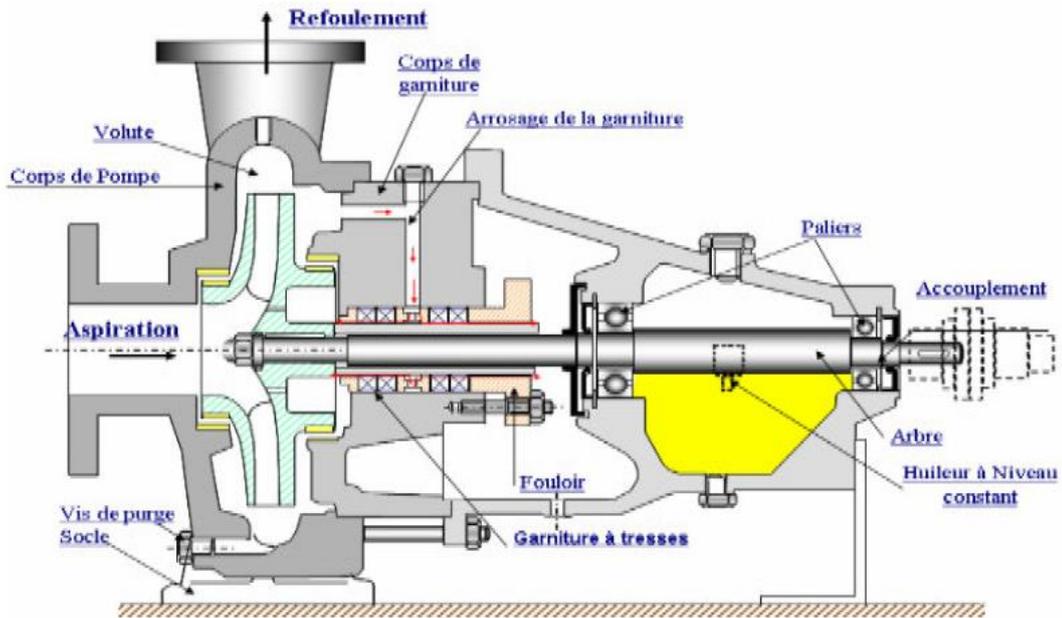


Figure (1. 8) : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.

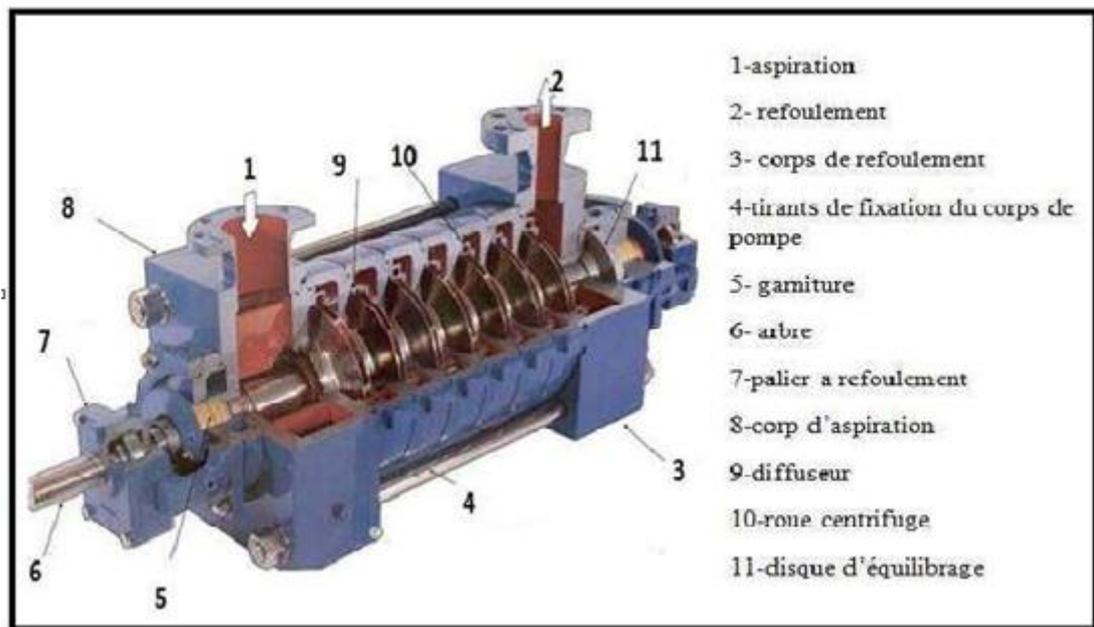


Figure (1. 9): Pompe multicellulaire

1.3. Description d'une turbopompe centrifuge :

1.3.1. Définition :

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 centrifuge. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Cela est une notion très simple, « que nous allons le voir dans ce qui suit », elle est basée sur d'autres principes.

La pompe centrifuge fonctionne et s'utilise selon d'autres lois, qui sont l'objet de l'ensemble des paragraphes qui vont suivre, Nous avons traité l'essentiel, cependant certains domaines restreints ou certains aspects particuliers n'ont pas été abordés. [4]

1.3.2. Utilisation :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas :

--Utilisation de liquides visqueux : la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.

-- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tels que le vin, le lait et la bière).

--Utilisation comme pompe doseuse : la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre contrairement à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides. [5]

1.3.3. Principe de fonctionnement d'une turbopompe :

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge repose sur l'effet de la force centrifuge grâce aux aubes de la roue. Celle-ci est placée dans le corps de la pompe qui possède généralement deux orifices, le premier pour l'aspiration dans l'axe de rotation et le second pour le refoulement perpendiculaire à l'axe de rotation. Le fluide pris entre deux aubes trouve contraint de tourner avec la roue, la force centrifuge repousse alors la masse du liquide vers l'extérieur de la roue où la seule sortie possible sera l'orifice de refoulement.

L'énergie fluide provient donc de la force centrifuge.

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

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

Le rotor est actionné par une machine d'entraînement qui est le plus souvent un moteur électrique.

On appelle aubes les lamelles grossièrement radiales qui, à l'intérieur de l'impulseur,

Canalisent le fluide de l'intérieur vers l'extérieur de la volute.

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes :

L'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. [6]

L'accélération :

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. [6]

Le refoulement :

Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur. [6]

1.3.4. Rôle de la pompe :

La pompe est une machine mécanique utilisée pour transférer des liquides d'un endroit à un autre en augmentant la pression du liquide et en lui fournissant de l'énergie pour se déplacer dans les tuyaux jusqu'à l'endroit requis, et cette énergie doit être suffisante pour permettre au liquide de surmonter la effet des forces de frottement et de gravite, on peut l'utiliser pour :

Transférer le liquide d'un réservoir situé à un certain niveau vers un réservoir situé à un niveau plus élevé.

Transférer le liquide d'un réservoir à une certaine pression vers un autre réservoir à une pression plus grande.

Augmenter la quantité de liquide qui traverse une conduite d'une autre manière, et de point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique «de pression, potentiel, cinétique»

1.3.5. Classification des turbomachines :

Il existe plusieurs façons de classier les turbomachines selon le transfert d'énergie, ou selon la direction principale de l'écoulement du fluide par rapport à l'axe de rotation : [7]

1.3.5.1. Selon le transfert d'énergie :

Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide (enthalpie). Dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs et les pompes ; - les turbomachines desquelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique. Dans ce cas, on parle alors de turbine. [7]

1.3.5.2. Selon la direction de l'écoulement :

On trouve une seconde classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement par à l'axe de rotation de la machine. Selon ce critère on a : [7]

Les turbomachines axiales dans lesquelles la direction de l'écoulement est Parallèle à l'axe de rotation de la machine.

Les turbomachines radiales ou centrifuges dans lesquelles une partie importante de l'écoulement, à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes axiales et radiales.

1.3.5.3. Selon la nature de transfert :

Une troisième classification peut être faite en fonction de la nature du transfert énergétique. En particulier on trouve :

Les turbomachines à impulsion ou à action dans lesquelles le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor sans aucune variation de pression.

Les turbomachines à réaction dans lesquelles l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraîne une chute de pression sans aucune variation de pression. - les turbomachines de type combiné dans lesquelles fluide subit un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor. Enfin, on peut re-classifier les turbomachines en fonction du type d'installation. On distingue deux types :

La turbomachine encastrées telles que les pompes centrifuges, les turbines a gaze etc..., ou le fluide circule à l'intérieur de conduit .

Les turbomachines en veine libre telle que les éolienne, les hélices d'avion ou de navire [7].

1.4. Constitution d'une turbomachine :

Le fluide traversant successivement le distributeur, la roue, le diffuseur, la volute le divergent

1.4.1. Le distributeur :

Le rôle de distributeur est de permettre une orientation correcte des files fluides à leur entrée dans la roue. Il n'existe que dans le cas de compresseur à étage et comporte des aubages qui peuvent être orientable. Ces aubages sont appelés venelle lorsqu'il appartient à un ventilateur [8].

1.4.2. La roue :

Elle transforme l'énergie mécanique en énergie cinétique, thermique de pression du fluide et réciproquement. Ceci est effectué dans des canalisations fermé par le disque de la roue et les aubages avec parfois un flasque de recouvrement [8].

1.4.3. Le diffuseur

Avec et sans aubage, cet organe permet de transformer l'énergie cinétique acquise dans la roue en énergie de pression, les aubages ont pour fonction d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant [8].

1.4.4. Divergent

En ralentissant le fluide, le divergent transforme l'énergie cinétique restante du fluide en énergie de pression. Ceci pour a conséquence de minimiser les pertes dans les conduites avalées [8].

1.4.5. Situation comparée des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices :

Il n'existe pas de normalisation reconnue qui fixe clairement la limite entre, d'une part, les pompes centrifuges et, d'autre part, les pompes hélico-centrifuges. On passe de façon continue d'un type de pompe à l'autre, en traversant un petit domaine flou où les deux modes de dessin sont possibles. Un domaine flou, assez semblable, existe également à la frontière qui sépare les pompes hélico-centrifuges et les pompes hélices. Nous verrons que ces domaines respectifs peuvent être marqués, ou limités, en utilisant le paramètre N_s qui est la vitesse spécifique de la pompe, et nous ferons la convention suivante :

- ❖ les pompes hélices correspondent au domaine $N_s > 150$
- ❖ les pompes centrifuges correspondent au domaine $N_s < 80$
- ❖ les pompes hélico-centrifuges correspondent au domaine intermédiaire

$$300 \leq N_s \leq 600$$

1.5. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :**1.5.1. Avantages des pompes centrifuges :**

- construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation
- vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine

- limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requise
- fonctionnement très silencieux grâce à un bon équilibrage des masses et à l'absence de masses oscillantes
- refoulement continu sans pulsations
- acheminement possible de matières solides
- conviennent à des puissances élevées [9]

1.5.2. Inconvénients des pompes centrifuges :

- risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.
- plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées [9]

CHAPITRE 2

Théorie des pompes centrifuges

2.1. Introduction :

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aubes ou d'une hélice appelée impulsor (souvent nommée improprement turbine). C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de l'impulsor, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement.[11]

2.2. Equations de conservation appliquées pour les pompes :

Les équations de la conservation de la masse, de la conservation de la quantité de mouvement et de la conservation de l'impulsion angulaire (moment de la quantité de mouvement).

Représentent des éléments essentiels pour les applications dans le domaine des turbomachines.

Les expressions mathématiques de ces équations sont illustrées ci-dessous. La figure 2.1 illustre un volume de contrôle V [12].

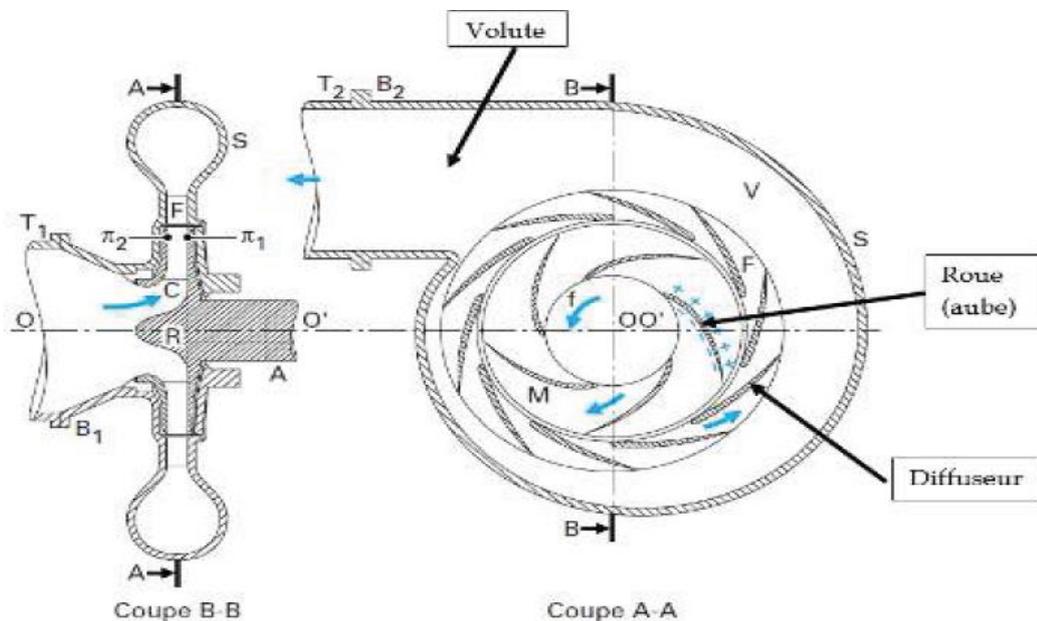


Figure (2. 1) : Composantes d'une pompe centrifuge.

2.2.1. Conservation de la masse :

L'équation de la conservation de la masse (continuité) exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle dans le temps est égale à la somme des flux massiques qui traversent les frontières du volume. L'expression mathématique du principe est [12]:

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho \, dv + \int_s \rho \, v \, ds = 0 \quad (2.1)$$

Avec :

$\frac{d}{dt} \int_v \rho \, dv$: Accumulation de matière dans le volume de contrôle dans le temps

$\int_s \rho \, v \, ds$: Flux massique traversant les surfaces (d'entrée et de sortie).

ρ : Masse volumique

V : vitesse

dv : Unité de volume

ds : Unité de surface

Pour un régime permanent, la première partie de l'équation est égale à zéro. Donc l'équation (2.1) [12].

$$- \int_s \rho \, v \, dS = 0 \quad (2.2)$$

$$\rho \cdot V \cdot S_1 = \longrightarrow \rho \cdot V \cdot S_2 = Q_m \quad (2.3)$$

$$\longrightarrow Q_v = .V \cdot S_1 = .V \cdot S_2 \quad (2.4)$$

Q_m : Débit massique (Kg/s) ;

Q_v : Débit Volumétrique (m^3/s).

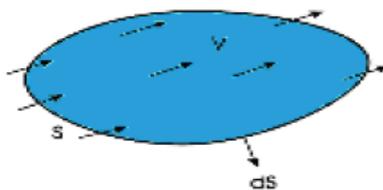


Figure (2. 2) : Volume de contrôle

2.2.2. Conservation de la quantité de mouvement :

Le principe de la conservation de la quantité de mouvement indique que la sommation des forces est égale à l'accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps plus la somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les frontières du volume... [12].

$$\mathcal{E}F = \frac{d}{dt} \int_v \rho \, dv + \int_s \rho \, v \, ds \quad (2.5)$$

Avec : $\mathcal{E}F$: Sommation des forces

$\frac{d}{dt} \int_v \rho dv$: Accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps

$\int_s \rho v ds$: Somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les deux surfaces d'entrée et de sortie [12].

2.2.3. Moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante

$$\mathbf{M} = \frac{d}{dt} \int_v r \cdot \rho dv + \int_s r \cdot \rho v ds = 0 \quad (2.6)$$

Etat stationnaire :

$$\frac{d}{dt} \int_v r \cdot \rho dv = 0$$

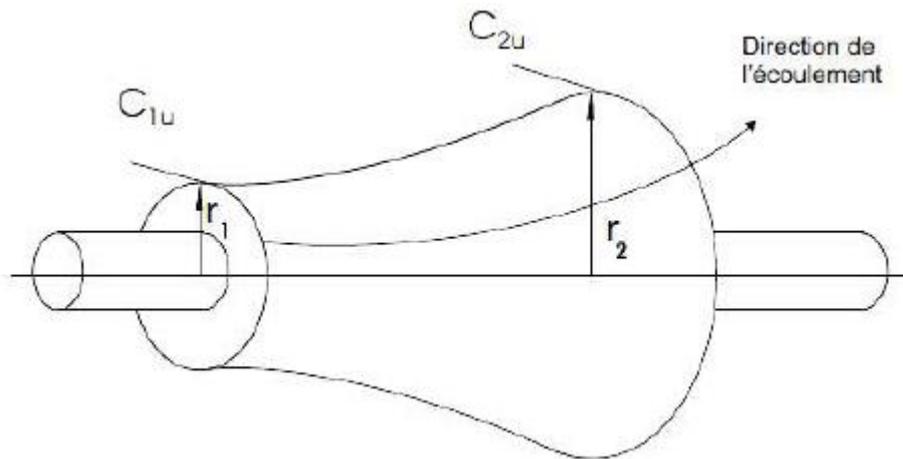


Figure (2. 3): Rotor schématique.

$$\mathbf{M} = \int_s (r \cdot \rho v) v ds = (r_2 v_2) \rho_2 v_2 r_2 - (r_1 v_1) \rho_1 v_1 r_1 \quad (2.7)$$

En utilisant l'équation (2.3), l'équation (2.7) devient :

$$\mathbf{M} = (r_2 v_2 - r_1 v_1) \quad (2.8)$$

[12].

2.3.Caractéristique des pompes centrifuge :

2.3.1. Critères généraux de définition des pompes :

Les critères les plus importants sont :

- **La vitesse de rotation N [tr/min] :** c'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.

- **Le débit Q_V [m³/s]** : c'est le volume qu'une pompe peut ou doit fournir par unités de temps.
- **La hauteur réelle H [m] produite par la pompe** : cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement H_R et la hauteur totale à l'aspiration H_A

$$H = H_{\text{haut}} + H_{\text{bas}} \quad (2.9)$$

- **La puissance utile est absorbée** : la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe.

La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile P_u . Le rapport de la puissance utile P_u et la puissance absorbée P_a est le rendement global de la pompe η_g [13].

$$\eta_g = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_V}{P_a} \quad (2.10)$$

2.3.2. Types des pertes dans la pompe centrifuge :

a. Pertes mécaniques

- Perte dans paliers radiaux.
- Perte dans paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.
- Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :
- Pertes par frottement de disque.
- Pertes par frottement sur un cylindre.

b. pertes par fuites

- Fuite d'une garniture d'ouïe mono étage.
- Fuite dans une garniture d'ouïe bi étage.
- Fuite sur barrage arrière d'une roue équilibrée.
- Fuite au piston d'équilibrage.
- Fuite à l'extrémité des aubes.
- Fuite externes.

c. pertes hydrauliques :

Les pertes hydrauliques sont constituées par :

- Les pertes dans le conduit d'amenée.
- Les pertes dans les roues.
- Les pertes dans les diffuseurs lisses.
- Les pertes dans les canaux de retour.
- Les pertes dans la volute ; le diffuseur droit et le coude pour les pompe hélices.
- Les pertes des organes situés sur les conduits (pipe) entre les pompes et les puits Injecteurs [13] .

2.3.3. Le rendement :

Le rendement de la pompe c'est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le Liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique. [13]

Le meilleur rendement de la pompe détermine le **débit nominal** pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

- 70 % pour les pompes procédant à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes procédant à 1500 tr/min.
- 80 % pour les pompes de forte puissance.
- 50 à 60 % pour les petites pompes.

2.3.3.1.Rendement globale :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} \quad (2.11)$$

Avec :

P_u : Puissance utile

$$P_u = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v \quad (2.12)$$

$$H = H_m = H_{réelle}$$

P_a : Puissance totale absorbée.

2.3.3.2. Rendement mécanique :

$$\eta_{\text{méc}} = \frac{P_a}{P_{\text{mec}}} \quad (2.13)$$

Avec :

$P_{\text{méc}}$: Puissance mécanique

2.3.3.3. Rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_c} = \frac{Q}{Q+q} \quad (2.14)$$

Avec :

Q_c : Débit circulaire (ou débit interne Q_i) qui traversant la roue. = $(Q+q)$

q : Respectivement débit dans les garnitures d'ouïe et le piston.

2.3.3.4. Rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{P_{ur}}{P_u} = \frac{H}{H_{\text{théo}}} \quad (2.15)$$

Avec :

P_u : Puissance utile transmise au fluide par la roue.

$H_{\text{théo}}$: La hauteur théorique.

2.3.3.5. Rendement global :

Il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment :

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_{\text{méc}} \quad (2.16)$$

2.3.4. La puissance :

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement pour un débit, cette puissance se calcule à partir de la connaissance des données de la hauteur, du rendement et de la densité [13].

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_h} P_h \quad (2.17)$$

Avec :

$$P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (2.18)$$

P_a : En (KW)

H : En (m)

Q : En (m³/h)

d : Densité

η_h : Rendement hydraulique de la pompe.

P_h : Puissance hydraulique en (KW).

2.3.5. La Hauteur théorique :

On appelle hauteur théorique $H_{théo}$ la hauteur de fluide qui serait fournie par la pompe s'il n'y avait pas de pertes hydrauliques ou si le rendement hydraulique η_h était égal à 1. la hauteur utile h fournie par la pompe n'est qu'une fonction de cette valeur.

$$H = H_{théo} \cdot \eta_h \longrightarrow H_{théo} = \frac{H}{\eta_h} \quad (2.19)$$

On remarque que la hauteur théorique représente aussi l'énergie absorbée par la roue par unité de masse du fluide ou la puissance par unité de débit [13] .

2.3.6. Evolution du fluide à l'intérieur de la roue :

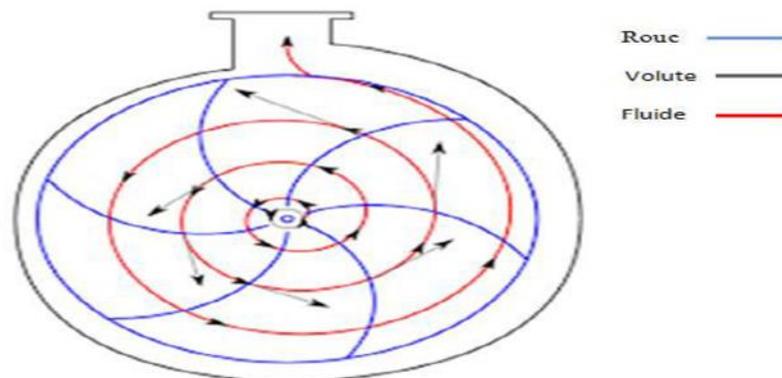


Figure (2. 4): Le mouvement de liquide entre la roue et la volute.

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements [13] :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieur de la roue).

Le mouvement de la particule est caractérisé par :

\vec{U} : La vitesse d'entraînement

\vec{w} : La vitesse relative

La vitesse absolue \vec{V} qui est la somme de ces deux vitesses.

$$\vec{U} + \vec{w} = \vec{V} \quad (2.20)$$

Avec

$$U = \omega \cdot (D/2) \text{ en } (m/s) \quad (2.21)$$

D : Le diamètre du point considéré en (m).

$$\omega: \text{ La vitesse angulaire} \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad \text{en } (rad/s) \quad (2.22)$$

Grâce à ces trois vitesses on peut construire les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile tout en supposant que la vitesse relative est tangente à la surface d'aubes, tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence de la roue. On désigne par l'indice (1) toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée de la roue, et par l'indice (2) les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue [13].

Soit **D**₁ et **D**₂ les diamètres de la roue donc nous aurons :

$$U_1 = \omega \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right) \tag{2.23}$$

$$U_2 = \omega \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right) \tag{2.24}$$

α_1 Et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue.

β_1 Et β_2 : angles des vitesses relatives a l'entrée et la sortie de la roue ou angle d'inclinaison des aubes

V_{1m} Et V_{2m} : sont respectivement les composantes radiales absolues à l'entrée et la sortie des particules dans la roue[13].

r_1 Et r_2 : sont des rayons de la roue

$$r_1 = \frac{D_1}{2} \tag{2.25}$$

Et $r_2 = \frac{D_2}{2} \tag{2.26}$

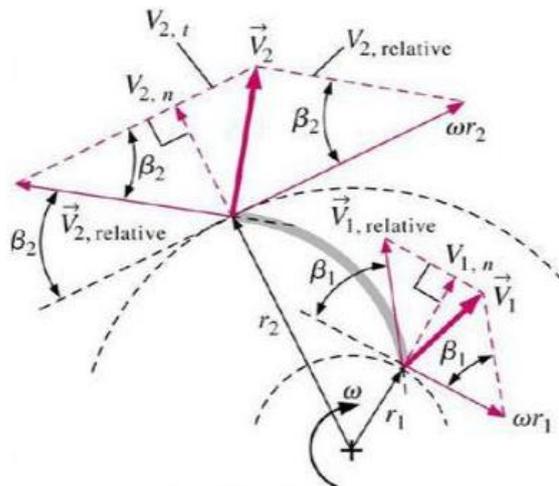


Figure (2. 5): Triangles des vitesses.

2.4. Les courbes caractéristiques des pompes centrifuges :

Les courbes caractéristiques d'une pompe sont :

- La courbe de la hauteur nette d'élévation ou encore courbe débit/hauteur (Ou débit/pression).
- La courbe débit/puissance ou courbe de puissance.
- La courbe débit/rendement ou courbe de rendement.

L'importance des courbes caractéristiques tient à ce qu'une fois établies elles sont invariables et permettent de prévoir le fonctionnement de la pompe dans des conditions d'exploitation données [14].

Les courbes caractéristiques se déterminent expérimentalement en mesurant la variation de la charge en fonction du débit entre l'aspiration et le refoulement de la pompe.

$$H_{mn} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2.27)$$

$$\text{Avec } V = \frac{Q_v}{s} = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (2.28)$$

Des manomètres sont placés aux emplacements prévus à cet effet à l'entrée et à la sortie de la pompe. On peut mesurer ou calculer pour chaque débit les différences d'altitudes [14].

$(Z_r - Z_a)$ de hauteurs de pression $(\frac{P_r}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g})$ et de hauteurs de vitesses $(\frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g})$ La somme de trois termes ci-dessus, donne la hauteur nette d'élévation, encore appelées « hauteur manométrique totale » (H_{mn})

Parallèlement on détermine la puissance absorbée (P_{abs}) de la pompe, il s'agit de la puissance disponible à l'entrée du moteur d'entraînement, elle s'obtient en multipliant la vitesse de rotation $N(\text{tr/min})$ mesurée au tachymètre par le couple échangé mesuré un dispositif approprié.

Le rendement de la pompe (η_p) est le rapport entre la puissance utile (P_u) et la puissance (P_{abs}) Absorbée. On peut donc écrire [14] :

$$P_{abs} = \frac{H_{mn} \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta_p} \quad (2.29)$$

2.4.1. Courbe hauteur manométrique totale / débit :

Elle est d'allure parabolique, de concavité tournée vers le bas, et elle décroît avec la variation du débit, du fait des pertes par frottement dans la pompe [14].

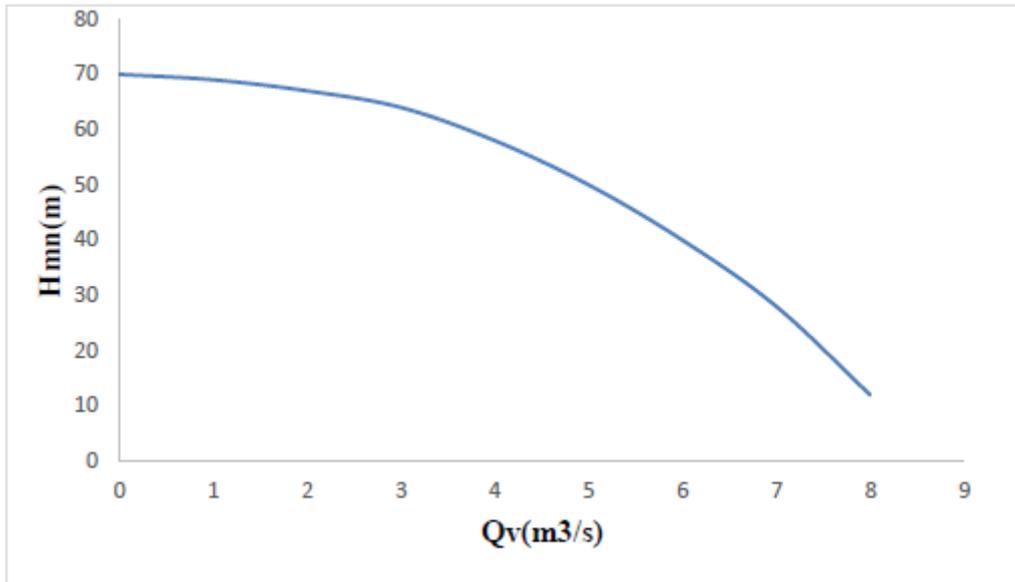


Figure (2. 6) : Courbe hauteur / débit.

2.4.2. La courbe puissance /débit :

On distingue deux courbes qui caractérisent la puissance d’une pompe :

- La courbe de puissance absorbée : $P_{abs} = f(Q)$

Elle représente la puissance absorbée par l’arbre de la pompe, ce qui permet de faire le choix du moteur qui convient. Elle démarre avec une puissance minimale qui s’explique par la caractéristique du moteur qui développe la puissance progressivement, voire la figure (2.7) [14] .

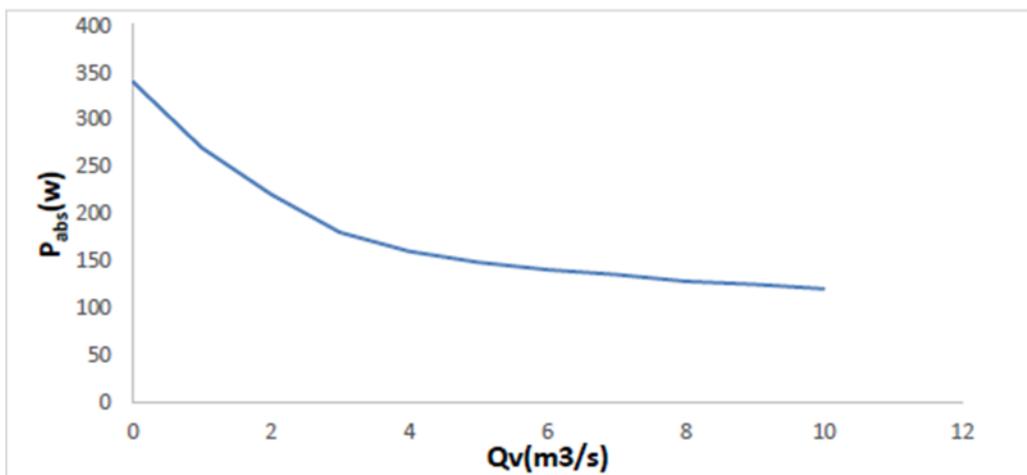


Figure (2. 7): La courbe de puissance absorbée.

- la courbe de Puissance utile $P_u = f(Q)$

La puissance utile est la puissance transmise au fluide. Elle est définie par :

$$P_u = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_m \tag{2.30}$$

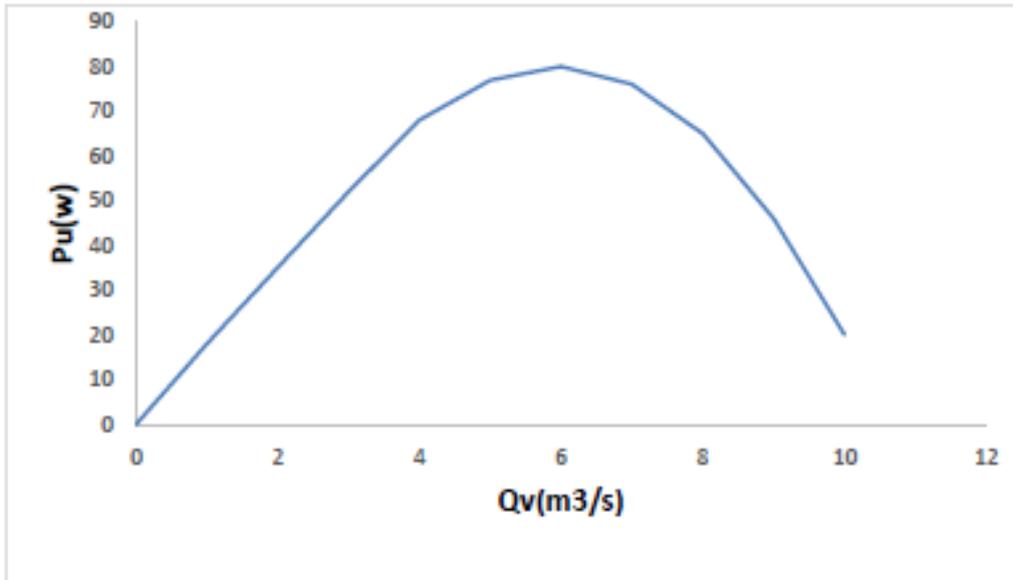


Figure (2. 8): courbe de la puissance utile.

2.4.3. Le courbe rendement /débit $\eta = f(Q)$:

La courbe du rendement est d'allure parabolique et elle passe par un maximum pour le débit nominal de la pompe, elle ce comme étant le rapport entre la puissance utile par la puissance absorbée par l'arbre, et elle est représentée sure la figure ci-dessous [14] :

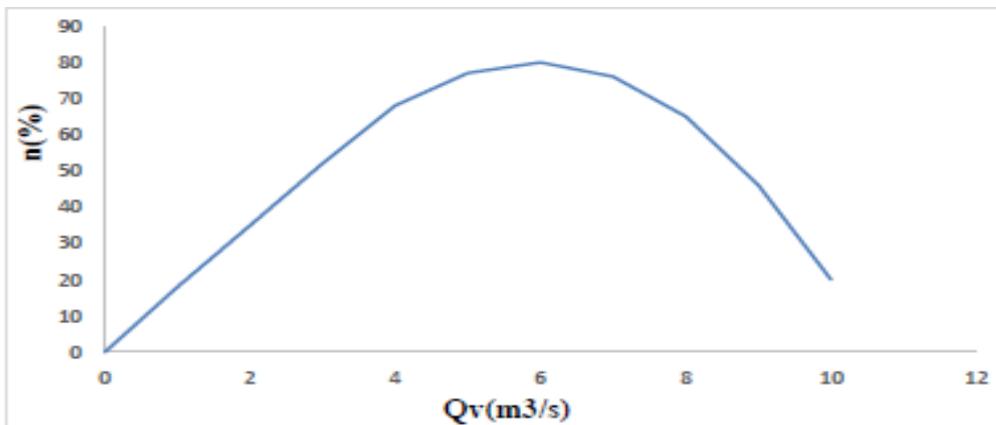


Figure (2. 9) : la courbe du rendement /débit.

2.5.Installation des pompes centrifuges :

Le schéma hydraulique d'installation d'une pompe centrifuge (ou disposition générale) dépend de la ressource des caractéristiques de site où elle installée. Mais les cas les plus existants, se rattachent à l'une des trois dispositions ci-après :

Disposition avec pompe en charge, disposition avec pompe en aspiration et disposition avec pompe en siphon.

Dans notre étude on prend considération, les deux premières dispositions

2.5.1. Installation en charge :

C'est la disposition la plus souhaitable si elle est possible, 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 .

2.5.2. Installation 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 NPSHr, on peut utiliser ce type de disposition par exemple : dans les puits, dans les rivières etc... [14].

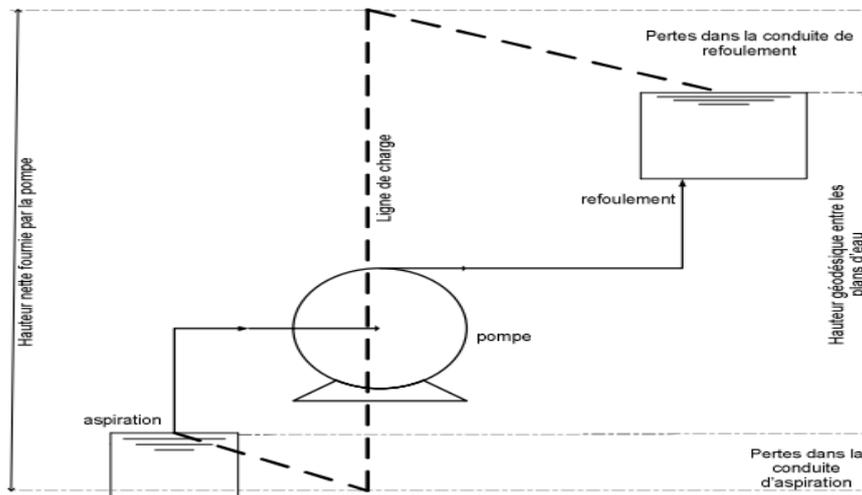


Figure (2. 10) : installation d'une pompe centrifuge.

2.6.N.S.P.H Hauteur de charge nette absolue (Net Positive Section Head) :

- Une pompe possède une capacité maximum d'aspiration qui est la valeur du vide qu'elle peut produire. Cette caractéristique varie suivant le type et la conception technique de la pompe.
- Théoriquement, la hauteur maximale d'aspiration, dans une cavité ou règne le vide absolu, est égal à la pression atmosphérique, c'est-à-dire à 1013 mbar au niveau de la mer (10,33 m d'eau). Elle diminue progressivement quand l'altitude augmente.
- En réalité cette hauteur est limitée, non seulement par les pertes de charge dans la conduite d'aspiration mais également par les propriétés physiques à chaque type de liquide [15].

2.6.1. Qu'est –ce le N.P.S.H :

NPSH est simplement une mesure permettant de quantifier la hauteur manométrique d'aspiration disponible pour éviter la vaporisation au niveau le plus bas de la pression dans la pompe.

- A une température donnée, un liquide à une pression d'ébullition bien donnée correspond sa tension de vapeur.
- Si la pression en un point de ce liquide devient inférieure à la tension de vapeur, il entre en ébullition.
- Le NPSH requis est une donnée fournie par le constructeur. Il est généralement donné sous forme de courbe en fonction du débit [15] .

$$NPSH_{dis} = (P_{asp} - P_{vs}) - \rho gh - \Sigma J \tag{2.31}$$

Remarque :

Le NPSH requis ou nécessaire est un paramètre donné par le constructeur de la pompe et généralement donné sous la forme d'une courbe.

⇒ Pour éviter le phénomène de cavitation, il faut que

$$NPSH_{donné} > NPSH_{requi} + 0,5 mce \tag{2.32}$$

Avec : 0,5 mce est une marge de sécurité.

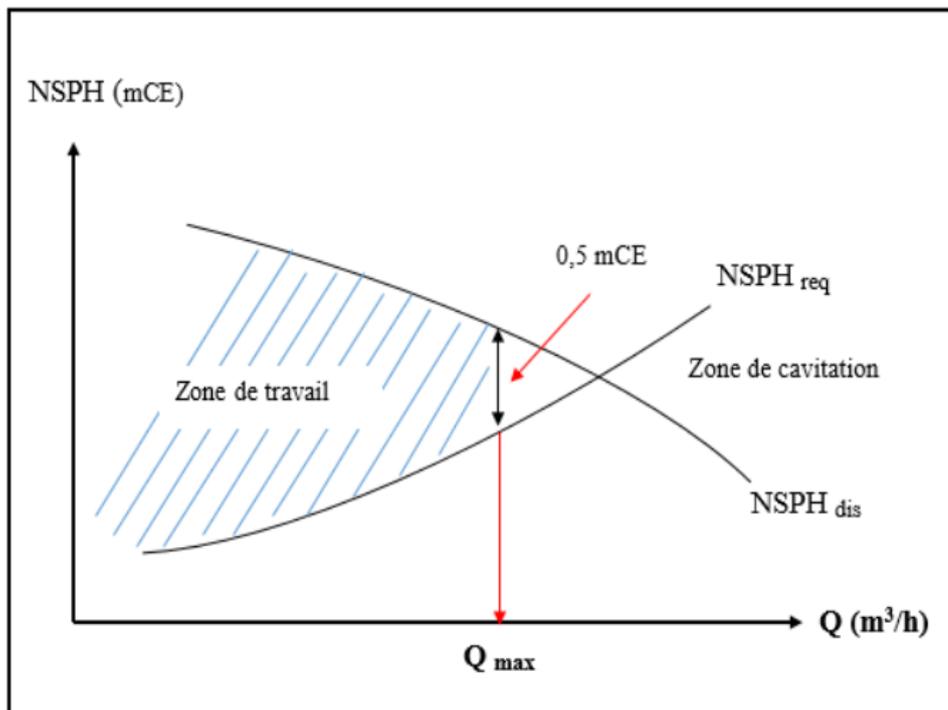


Figure (2. 11): courbe caractéristique de NSPH_(req) et NSPH_(dis)

- Le seul moyen d'empêcher les effets indésirables de la cavitation c'est de s'assurer que le NPSH disponible dans le système est plus élevé que le NPSH requis par la pompe.
- Le circuit de refoulement n'intervient pas dans les problèmes de cavitation.
- Il ne faut jamais placer de vanne de réglage ou de vanne d'isolement sur la conduite d'aspiration [15]

2.7.La cavitation :

C'est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le NPSH est insuffisamment disponible. La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commençant à se former.

Le bruit d'accompagnement est le moyen le plus facile pour identifier la cavitation. La vibration et les dommages mécaniques tels que la défaillance de roulement peuvent également se produire en raison du fonctionnement dans la cavitation [15].



Figure (2. 12): Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.

2.8.Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les différentes théories qui caractérisent les pompes centrifuges et qui permettent de bien faire le choix de la pompe, ensuite, le développement mathématique et physique lié aux pompes a été présenté. Finalement, on a expliqué le phénomène de cavitation ainsi que le NPSH.

**Chapitre 3 :
Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages**

3.1. Introduction :

On se propose de faire le calcul de dimensionnement des différents éléments de la pompe principalement, la roue ou turbine et les performances de la pompe dont les données nous sont fournies par le promoteur. Il s'agit d'une turbopompe multicellulaire du type pompe centrifuge haute pression à 11 étages référenciée par le constructeur **MC 80-260/11**

3.2. Description de la pompe MC 80-260/11 :

La pompe haut pression a corps segmenté de type MC 80-260/11 est une pompe centrifuges multicellulaires horizontales conçues pour alimentation de chaudière et installations de surpression. [1]

- MC → série de la pompe
- 80 → diamètres de l'arbre
- 260 → diamètres de la roue
- 11 → nombre des étages

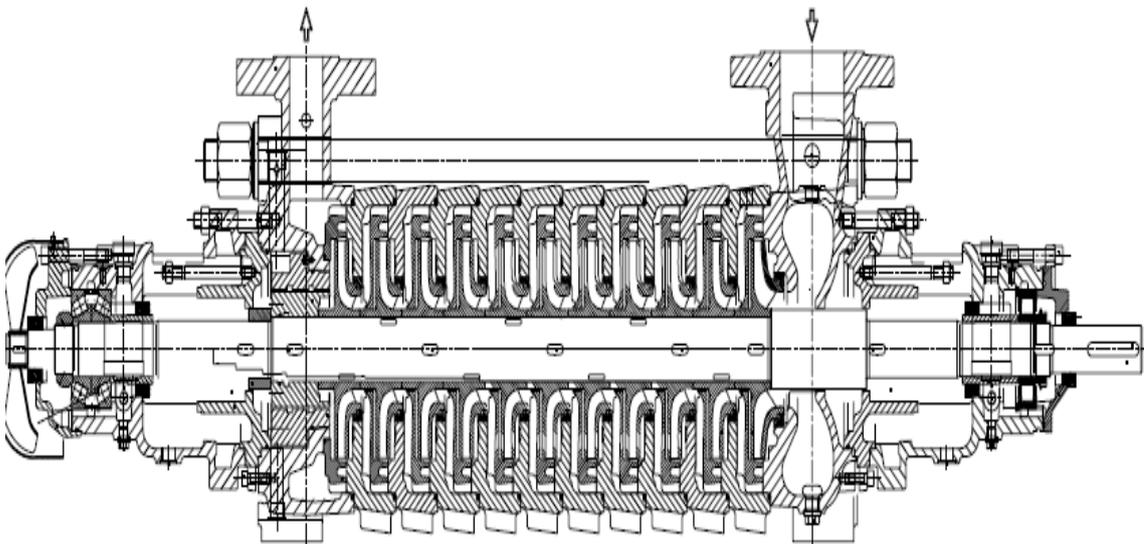


Figure (3. 1) : dessin technique de conception de la pompe étagée:

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

Tableau 3 1: Reference de site de sonalgaz de L'Arbaa

Contractant	Fuel oïl pompe
Client final	SONELGAZ
Installation	Algerie
Lieu d'installation	l'Araba/ Blida
No. Cde. de SULZER	103 171-050/100
Type de pompe	MC 80-260/11

Données principales :

- 1) Débit volumétrique : $Q = 60 \text{ m}^3 / \text{h}$
- 2) Hauteur manométrique : $H = 1120 \text{ m}$
- 3) Vitesse de rotation : $N = 2980 \text{ tr} / \text{min}$
- 4) Densité de fluide gasoils (brut) : $\rho = 810 \text{ kg} / \text{m}^3$
- 5) Température de brut : $T = 80^\circ\text{C}$
- 6) Nombre d'étages : $i = 11$
- 7) Puissance de la pompe : $P = 390 \text{ Kw}$
- 8) Pression d'épreuve hydraulique : $p = 89 \text{ bars}$

La figure ci-contre présente la photo.



Figure (3. 2): pompe centrifuge HP à 11 étages

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

Le but de ce calcul est le dimensionnement de la roue de la pompe remplissant les conditions de service où devrait évoluer la pompe, on abordera le calcul des paramètres suivants :

3.3. Détermination des paramètres principaux :

3.3.1. Vitesse spécifique :

En se basant sur les formules de similitudes qui ont été précitées, utilisons l'équation de similitude pour deux pompes :

$$\frac{N_s \sqrt{Q_v}}{H_s^{\frac{3}{4}}} = \frac{N_1 \sqrt{Q_{v1}}}{H_1^{\frac{3}{4}}} = C^{te} \quad (3.1)$$

L'expression que nous venons d'obtenir est identique non seulement pour deux pompes semblables, mais aussi pour toute une série de pompes identiques fonctionnant à des régimes semblables. La pompe à construire est caractérisée par H_m en **m**, Q_v en **m³/s** et N en **tr/min**. On considère la pompe géométriquement semblable à la pompe projetée, qui serait capable d'une hauteur manométrique **1 m** et qui débiterait **1 m³/s**.

On démontre qu'elle doit tourner à N_s **tr/min** et peut être donnée par :

$$N_s = 3,65 \cdot N \cdot \frac{Q^{1/2}}{(H/i)^{3/4}} \quad (3.2)$$

N_s : C'est la vitesse de rotation de la pompe étalon. La vitesse spécifique est liée avec la forme des roues des turbopompes. Suivant la valeur de leur coefficient (**ns**), les pompes centrifuges ainsi que les autres pompes à aubes qui leurs sont voisines peuvent être classées comme Tableau suivant : [5]

Tableau 3 2 : Vitesse spécifique

N_s	Type de pompe
$N_s < 80$ tr /min	pompes centrifuges à vitesses faibles
80 à 150 tr / min	pompes centrifuges à vitesses moyennes
150 à 300 tr /min	pompe centrifuges à vitesses rapides
300 à 600 tr / min	pompes hélico-centrifuges
600 à 1200 tr / min	pompes axiales (hélice)

N : Vitesse de rotation.

Q : Débit volumétrique de la pompe.

H : Hauteur manométrique.

i : Nombre d'étages

$$N_s = 3.65 \cdot 2980 \cdot (60/3600)^{(1/2)} / (1120/11)^{(3/4)} \quad (3.3)$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

$N_s = 43,8091$ tr/min

En consultant le tableau ci-dessus on opte pour une pompe centrifuge à vitesse faible

Le N_s global pour 11 étages est de 7,25

Notre pompe étudiée fait partie des pompes centrifuges à faible vitesse.

3.3.2. Diamètre de l'arrête d'entrée ramené $D(r_1)$:

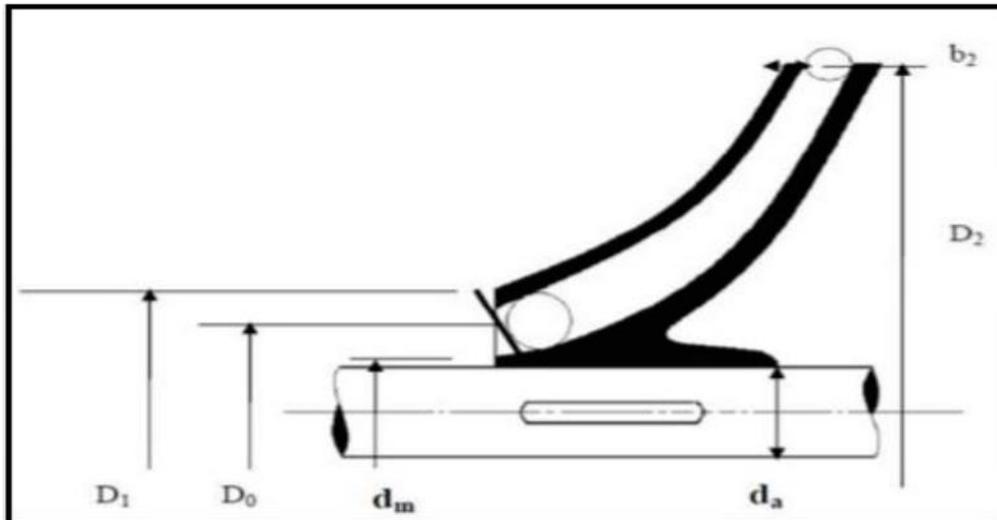


Figure (3.3) : Roue d'une pompe centrifuge type mixte et ses démentions caractéristiques.

$$D_{r_1}^2 = D_0^2 - D_m^2 \quad (3.4)$$

D_0 : Diamètre de l'arrête d'entrée.

D_m : Diamètre du moyeu d la roue.

$$D_{r_1} = K_0 \left(\frac{Q}{N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.5)$$

K_0 : Coefficient d'aspiration qui dépend de la construction et la destination de la Pompe. Selon le constructeur la valeur de K_0 varie entre 3,6 et 5, pour notre cas en Prend la condition de bonne aspiration $K_0=3.6$ [5].

K_0 : Coefficient de calcul. Allant de 3,6 à 5

N : vitesse de rotation en [tr /min].

Q : Débit réel de la pompe en [m^3/s].

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

$$D_{r_1} = 3,6 \cdot \left(\frac{60}{\frac{3600}{2980}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{r_1} = 0,0639018 \text{ m} = 63,9018 \text{ mm}$$

$$D_{r_1} = 64 \text{ mm}$$

3.4. Rendement :

3.4.1. Rendement hydraulique :

Il caractérise les pertes de charge dans la pompe par frottement sur les parois de la roue, du diffuseur et dans la tubulure d'entrée.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut être, en première approximation calculée à la moyenne de la formule empirique du LOMAKINE [5] :

$$\eta_h = 1 - \left(\frac{0.42}{(\log(D_{r_1}) - 0.172)^2} \right) \quad (3.6)$$

$$\eta_h = 1 - \left(\frac{0.42}{(\log(63.9018) - 0.172)^2} \right)$$

$$\eta_h = 0,8426 \text{ Ou } \eta_h = 84,26 \% \text{ Soit } \eta_h = 84\%$$

Donc 16% de la hauteur de la charge théorique de la pompe est disparue par frottement de liquide durant son passage de l'aspiration jusqu'à le refoulement.

3.4.2. Rendement volumétrique :

Il caractérise les pertes du débit à l'intérieur de la pompe. Il est donné par la formule

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(N_S)^{-\frac{2}{3}}} \quad (3.7)$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(43.80)^{-\frac{2}{3}}} = 0,9481$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

Soit $\eta_v = 95\%$ arrondi

Donc 5 % du débit de la pompe est perdue à l'intérieur de celle-ci.

3.4.3. Rendement mécanique :

Il caractérise les pertes de puissance dues aux frottements mécaniques dans les garnitures mécaniques dans les palies, dans la butée et le frottement qui se produit entre les surfaces externes du rotor et liquide.

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{(N_S)^2}} \quad (3.8)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{(43,809)^2}} = 0,7006$$

Ou $\eta_m = 70,06\%$ Soit $\eta_m = 70\%$

3.4.4. Rendement global :

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (3.9)$$

$$\eta_g = 0,85 \cdot 0,94 \cdot 0,66 = 0,5597$$

Ou $\eta_g = 55,97\%$

Cette valeur calculée, est proche de celle donnée par les constructeurs

Dans la suite de calcul on considère que $\eta_g = 56\%$

3.4.5. Puissance consommée par la pompe :

C'est la somme de la puissance utile et les pertes de puissance

$$P_{ab} = \frac{P_{util}}{\eta_g} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_V}{\eta_g} \quad (3.10)$$

$$P_{ab} = \frac{810 \cdot 9,81 \cdot 1120 \cdot \left(\frac{60}{3600}\right)}{0,5597} = 264994 \text{ Watt}$$

$P_{ab} = 265 \text{ Kw}$

Avec : g accélérations de l'apesanteur $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

3.5. Puissance du moteur d'entraînement P_m :

$$P_m = k P_{ab} \quad (3.11)$$

k : Coefficient de réserve, pour assurer un entraînement sans risque.

On prend : $k=1,1$ Soit une réserve de 10%

$$P_m = 1,1 \cdot 264,994 = 291,493 \text{ Kw}$$

$$P_m = 291 \text{ Kw}$$

Cette puissance est celle que doit fournir le moteur pour que la pompe fonctionne et suffisante pour rejeter le liquide à une condition que :

$$P_m > P_{ab}$$

3.6. Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu :

3.6.1. Diamètre de l'arbre :

L'arbre de la pompe en fonctionnement est soumis à l'action de toute une série de forces extérieures dont la principale qui permet de dimensionner cet arbre est due au couple de torsion. Le couple de torsion agissant sur l'arbre à section circulaire est donné par la formule suivante :

$$C_t = \tau \cdot W_t \quad (3.12)$$

Avec :

τ : La contrainte limite de résistance à la torsion.

W_t : Le module de résistance à la torsion de la section.

C_t : étant le couple de torsion.

$$W_t = \frac{\pi d_a^3}{16} \quad (3.13)$$

$$\text{Et } \omega = \frac{\pi N}{30} \quad (3.14)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2980}{30}$$

$$\omega = 311,90 \quad \text{rad/s}$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

$$C_t = \frac{P_m}{\omega} \quad (3.15)$$

$$C_t = \frac{291,493 \cdot 1000}{311,90}$$

$$C_t = 934,554 \text{ N.m}$$

$$\text{Nous aurons : } d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot C_t}{\pi \cdot \tau}} \quad (3.16)$$

si R_e est la limite d'élasticité de l'acier constructif de l'arbre inoxydable référenciée A276T420/U4021-QT700) et égalé à : [10]

$R_e = 212 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ avec une contrainte admissible

$$\tau = R_e / n \quad (3.17)$$

avec n : étant le coefficient de sécurité pris égale à 3

$$\tau = 212 \cdot 10^6 / 3$$

$$\tau = 70,66 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 934,554}{\pi \cdot 70,66 \cdot 10^6}} \quad d_a = 0,04069 \text{ m}$$

$d_a = 41 \text{ mm}$ donc le diamètre normalise est $d_a = 42 \text{ mm}$

Le diamètre réel de l'arbre au manchon d'accouplement est de **42 mm** donc notre arbre est vérifié à la torsion. Cette différence résulte du fait qu'on a pris en considérations que l'effort de torsion par contre l'arbre est soumis à d'autres forces qui influent sur le calcul de son diamètre réel.

3.6.2. Diamètre de moyeu de la roue :

Le diamètre de l'arbre dans le tronçon où les roues sont montées, La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue avec l'arbre on admet généralement dans le cas d'un clavetage libre.

$$d_m = (1,2 \div 1,25) d_a \quad (3.18)$$

$$d_m = (1,2 \div 1,25) 42$$

$$d_m = 50,4 \div 52,5 \text{ on prend } d_m = 52 \text{ mm}$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

3.7. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée :

3.7.1. Débit de circulation dans la pompe :

$$Q_C = \frac{Q_v}{\eta_v} \quad (3.19)$$

$$Q_C = \frac{60/3600}{0.9481}$$

$$Q_C = 0,01757 \text{ m}^3 / \text{s} \quad \text{ou} \quad Q_C = 63,25 \text{ m}^3 / \text{h}$$

3.7.2. Diamètre moyen de l'arbre d'entrée :

C'est un diamètre point moyen de l'extrémité d'entrée de l'aube. On prend en général :

$$D_0 = (0,7 \div 0,9) \cdot D_1 \quad (3.23)$$

$$D_0 = (0,7 \div 0,9) \cdot 0,093$$

$$D_0 = 65,4 \div 84,15$$

En prendre $D_0 = 68 \text{ mm}$

3.8. Calcul de la largeur de la fente à l'entrée de la roue b_1 :

Sans tenir compte de l'épaisseur de l'aube :

$$b_1 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_0 \cdot V'_{1m}} \quad (3.24)$$

V'_{1m} : Composante radiale de la vitesse absolue du liquide à l'entrée de la roue le cas où l'entrée est parfaitement radiale : $\alpha = \pi/2$ [5]

Donc : $V'_{1m} = V_0 = 3,65 \text{ m/s}$

$$b_1 = \frac{0,01757}{3,14 \cdot 0,068 \cdot 3,66}$$

$$b_1 = 0,02254 \text{ m}$$

On prend : $b_1 = 22 \text{ mm}$ est la largeur de l'aube à l'entrée de la roue

L'angle d'aube β_1 à l'entrée sera déterminé par la suite par la contrainte :

$$\beta_1 = 20^\circ \div 25^\circ$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

A cause de l'épaisseur des aubes, la section du courant du liquide à l'entrée des aubes diminue, donc la vitesse du liquide augmente, et pour tenir compte de cette augmentation, la vitesse absolue à l'entrée est multipliée par un coefficient k_1 tel que $k_1 = 1,1 \div 1,5$. [5]

k_1 : Coefficient de rétrécissement

V_{1m} : vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue

$$V_{1m} = k_1 \cdot V_0 \quad (3.25)$$

$$V_{1m} = (1,1 \div 1,5) 3,65$$

$$V_{1m} = 4,015 \div 5,47$$

$$V_{1m} = 4,2 \text{ m/s}$$

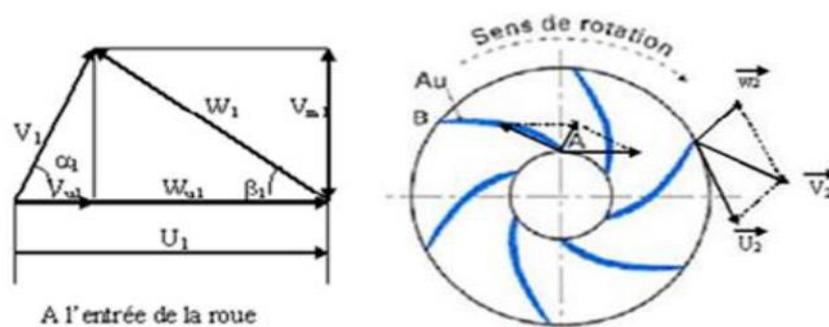


Figure (3.4) : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.

D'après le triangle de vitesses (**fig. (3.4)**) nous avons :

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{V_{1m}}{U_1} \quad (3.26)$$

U_1 : vitesse tangentielle à l'entrée de la roue

$$U_1 = \frac{\pi N}{30} \cdot \frac{D_0}{2} \quad (3.27)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 2980 \cdot 0,068}{30 \cdot 2}$$

$$U_1 = 10,60 \text{ m/s}$$

Donc :

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{V_{1m}}{U_1} \quad (3.28)$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{4,19}{10,60} = 0,396$$

$$\beta_{1,0} = 21,60^\circ \text{ en prendre } \beta_{1,0} = 22^\circ$$

$$\text{L'angle d'aube à l'entrée } \beta_1 \text{ est } \beta_1 = \beta_{1,0} + \delta \quad (3.29)$$

δ : est l'angle d'attaque pour le calcul $\delta = (3 \div 8)^\circ [5]$

$$\delta = 3$$

$$\text{On choisit } \delta = 25^\circ - 21,60^\circ = 3,4^\circ$$

$$\text{Donc : } \beta_1 = 25^\circ$$

Cette valeur est bonne car l'analyse du fonctionnement des pompes à montrer que le rendement hydraulique d'une pompe est maximal pour $\beta_1 = 20^\circ \div 25^\circ$

3.9. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue :

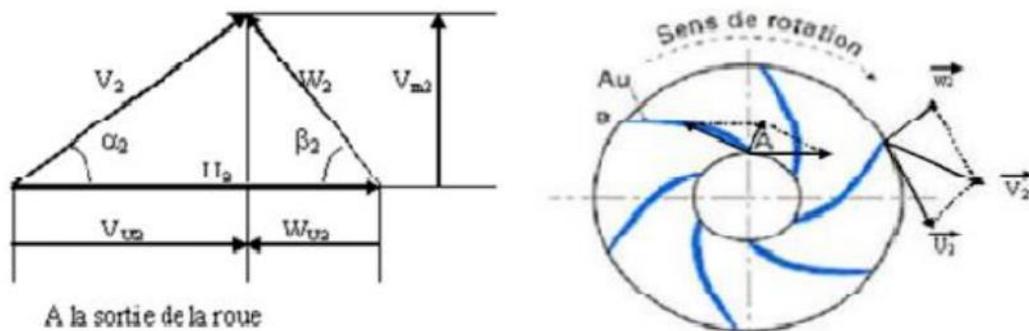


Figure (3. 5): Triangle des vitesses à la sortie de la roue.

3.9 .1. . Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes :

$$H_{Th} = \frac{H/i}{\eta_h} \quad (3.30)$$

$$H_{Th} = \frac{1120 / 11}{0,8426}$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

$$H_{Th} = 120,83 \text{ m}$$

3.9.2. Vitesse circonférentielle :

On peut déterminer la vitesse U_2 en première approximation de la formule suivante :

$$U_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_t} \quad (3.31)$$

$$U_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 120,83}$$

$$U_2 = 48,69 \text{ m/s}$$

3.9.3. Diamètre de la roue à la sortie D_2 :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot N \cdot D_2}{60}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot N} \quad (3.32)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 48,69}{\pi \cdot 2980} = 0,31221 \text{ m}$$

$$D_2 = 312,21 \text{ mm}$$

3.9.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue β_2 :

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \frac{w_1}{w_2} \frac{k_1}{k_2} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \quad (3.33)$$

V'_{1m} et V'_{2m} : Composante méridienne à l'entrée et la sortie, avec :

$$\frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} = 0,8 \quad (3.34)$$

$$V'_{2m} = 0,8 \cdot V'_{1m}$$

$$V'_{2m} = 0,8 \cdot 3,65$$

$$V'_{2m} = 2,92 \text{ m/s}$$

k_1, k_2 : Coefficients de rétrécissement à l'entrée et à la sortie avec $k_1=1,15$ et $k_2=1,1$

Avec : w_1 et w_2 les vitesses relatives [5].

On prendre : $\frac{w_1}{w_2} = 1,1$

$$\sin \beta_2 = 0,422 \cdot 1,1 \cdot 1,045 \cdot 0,8$$

$$\sin \beta_2 = 0,388$$

$$\beta_2 = 22,83^\circ$$

3.9.5. Nombre d'aubes :

Il est donnée par :

$$Z = 6,5 \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.35)$$

$$Z = 6,5 \frac{94 + 312,21}{312,21 - 94} \sin \frac{25 + 22,83}{2}$$

$Z = 4,90$ Donc $Z = 5$ aubes

3.9.6. Précision des valeurs calculées :

$$\mu = \frac{2\Psi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (3.36)$$

μ : Coefficient de correction

$$\Psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2 \quad (3.37)$$

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 22,83 = 0,882$$

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,882}{5} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{94}{312,21}\right)^2}$$

$$\mu = 0,3872$$

Puis on précise la valeur de U_2 [5] :

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\left(\frac{V'_{2m}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + g H_\infty\right)} \quad (3.38)$$

$$V_{2m} = k_2 \cdot V'_{2m} \quad (3.39)$$

$$V_{2m} = 1,1 \cdot 2,92$$

$$V_{2m} = 3,21 \text{ m/s}$$

$$H_\infty = (1 + \mu) H_{th} \quad (3.40)$$

$$H_\infty = (1 + 0,387) 120,83 = 167,62 \text{ m}$$

$$U_2 = \frac{3,21}{2 \cdot 0,420} + \sqrt{\left(\left(\frac{2,92}{2 \cdot 0,420}\right)^2 + 9,81 \cdot 167,62\right)}$$

$$U_2 = 44,38 \text{ m/s}$$

Précision de la valeur r_2 :

$$r_2 = \frac{U_2}{\omega} \quad (3.41)$$

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

$$r_2 = \frac{44,38}{311,90} \quad r_2 = 0,1422 \text{ m}$$

$$D_2 = 2 \cdot r_2 \quad (3.42)$$

$$D_2 = 2 \cdot 0,1422$$

$$D_2 = 0,284 \text{ m soit } 284 \text{ mm}$$

3.9.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue :

$$b_2 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}} \quad (3.43)$$

$$b_2 = \frac{0,0175}{3,14 \cdot 0,284 \cdot 2,92}$$

$$b_2 = 0,0067 \text{ m} \Rightarrow b_2 = 6.7 \text{ mm soit } b_2 = 8 \text{ mm}$$

3.9.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant k_1 et k_2 [5] :

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (3.44)$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 3}{3,14 \cdot 94 \cdot 0,422}} = 1,13$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (3.45)$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 3}{3,14 \cdot 284 \cdot 0,387}} = 1,04$$

$Z=5$ aubes, e : épaisseur de l'aube ($e = 3 \text{ mm}$) [1]

Les valeurs de k_1 et k_2 calculées sont proches de celles utilisées dans les Formules précédentes, donc les paramètres calculés sont proches de la réalité.

3.9.9. Calcul des vitesses relatives à la sortie de la roue :

$$W_1 = k_1 \frac{V'_{1m}}{\sin \beta_1} \quad (3.46)$$

$$W_1 = 1,15 \frac{3,65}{0,422} = 9,95 \text{ m/s}$$

$$W_2 = k_2 \frac{V'_{2m}}{\sin \beta_2} \quad (3.47)$$

$$W_2 = 1,1 \frac{2,92}{0,387} = 8,30 \text{ m/s}$$

Tableau 3 3: Paramètres validés de la pompe.

Element	Paramètres	Valeurs
Performances	N_s [tr/min]	43,80 tr/min
	η_h [%]	84 %
	η_v [%]	95 %
	η_m [%]	70 %
	η_g [%]	56 %
	P_{abs} [Kw]	265 Kw
	P_m [Kw]	291 Kw
	C_t [N.m]	934,55 N.m
	τ [N/m ²]	70.10 ⁶ N/m ²
	ω [rad/s]	311,90 rad / s
	R_e [N/m ²]	212 . 10 ⁶ N/m ²
	Q_c [m ³ /s]	0,0175 m ³ /s
	Z	5
	Ψ	0.882
	μ	0.387
	k_1	1.13
k_2	1.04	
La roue / l'arbre	D_{r_1} [mm]	64 mm
	d_a [mm]	42 mm
	d_m [mm]	52 mm
	D_1 [mm]	94 mm
	D_0 [mm]	68 mm
	b_1 [mm]	22 mm
	D_2 [mm]	312,21 mm
	D_2 (recalcule) [m]	0,284 m ou 284 mm
	r_2 [mm]	142 mm
	b_2 [mm]	8 mm
Triangle de vitesse	V'_{1m} [m/s]	3,65 m/s
	V_{1m} [m/s]	4,2 m/s
	U_1 [m/s]	10,60 m/s
	$\beta_{1,0}$ [°]	22°
	β_1 [°]	25°
	H_{Th} [m]	120,83 m
	U_2 [m/s]	48,69m/s
	V_0 [m/s]	3,65 m/s
	V'_{2m} [m/s]	2,92 m/s
	β_2 [°]	22,83°

Chapitre 3 : Etude conceptuelle d'une turbopompe centrifuge à 11 étages

	$V_{2m} [m/s]$	3,21 m/s
	$H_{\infty} [mm]$	167,62 mm
	U_2 (recalculé) $[m/s]$	44,38m/s
	$w_1 [m/s]$	9,95 m/s
	$w_2 [m/s]$	8,30 m/s

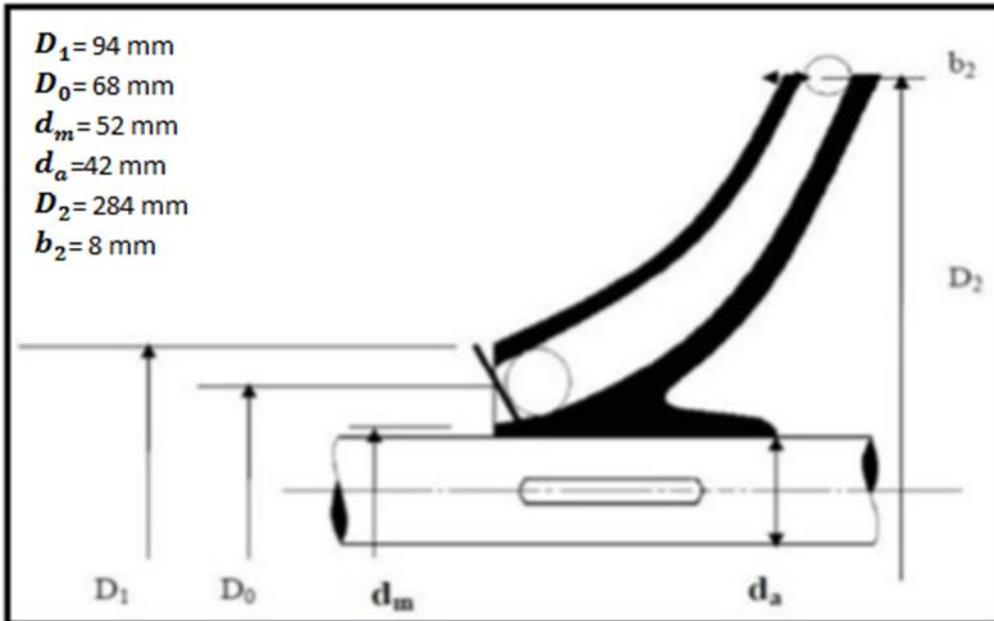


Figure (3. 6): Roue d'une pompe centrifuge type mixte et ses démentions

Chapitre 4 :
Description de la pompe

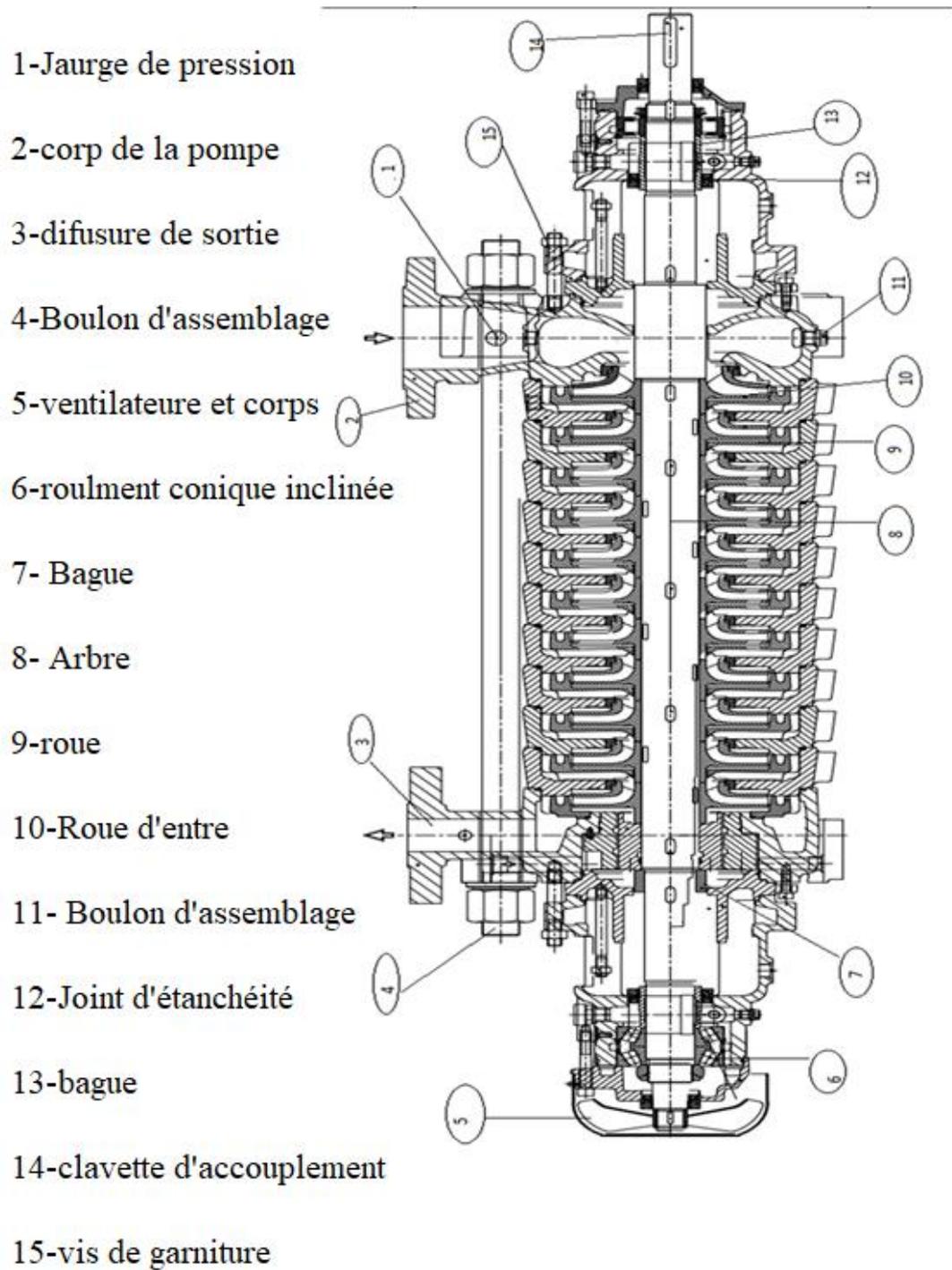


Figure (4. 1) : Description de la pompe

4.1. Solutions des problèmes d'une pompe centrifuge :

4.1.1. Solutions pour problèmes de cavitation :

- Pour éviter la cavitation de la pompe il faut $L_{NPSH\ disp} > NPSH\ requis$.
- Diminuer les pertes de charge.
- Augmenter la pression d'aspiration.
- Limiter le débit et la vitesse de rotation pour limiter les pertes de charge.
- Démarrer la pompe avec vanne de refoulement ferme.
- Arrêt d'urgence de la pompe si la pression d'aspiration est insuffisante.
- Amélioration du NPSH des pompes.
- Réduction du bruit et des vibrations.

4.1.2. Equilibrage de la poussée axiale - pistons d'équilibrage :

Lors de l'exploitation de la pompe centrifuge, il se produit au droit du rotor une poussée axiale en direction du Côté de l'aspiration qui s'explique par le fait que la surface soumise à la contrainte de la pression du fluide sur La surface de portée de la roue est supérieure à celle de la face avant interrompue par la bouche d'aspiration.

Dans le cas des pompes multicellulaires, les forces s'ajoutent en fonction du nombre d'étages, ce qui Entraîne une contrainte importante au droit du palier. Ces forces axiales sont absorbées par la compensation

Hydraulique.

La compensation est constituée d'un piston d'équilibrage tournant avec l'arbre ainsi que d'une chemise d'équilibrage de piston qui est intégrée dans le corps. La différence de pression entre l'intérieur de la pompe „a" (pression de la pompe) et la chambre de compensation „b" (pression d'alimentation+ résistance de la tuyauterie de compensation) a pour effet une force axiale „F" au droit du piston d'équilibrage, cette force étant de sens opposé à celle de la poussée axiale. La valeur de cette force „F" dépend de la surface du piston „A" qui est dimensionnée de manière à ce que la force axiale soit rapidement absorbée au point de fonctionnement. Le palier axial absorbe la poussée résiduelle. Du fait de la différence de pression entre la chambre „a" et la chambre „b", le fluide s'écoule dans la chambre de compensation en passant par la fente d'étranglement „c". La compensation ne fonctionne cependant correctement uniquement si l'arrivée du fluide dans la chambre compensation [1].

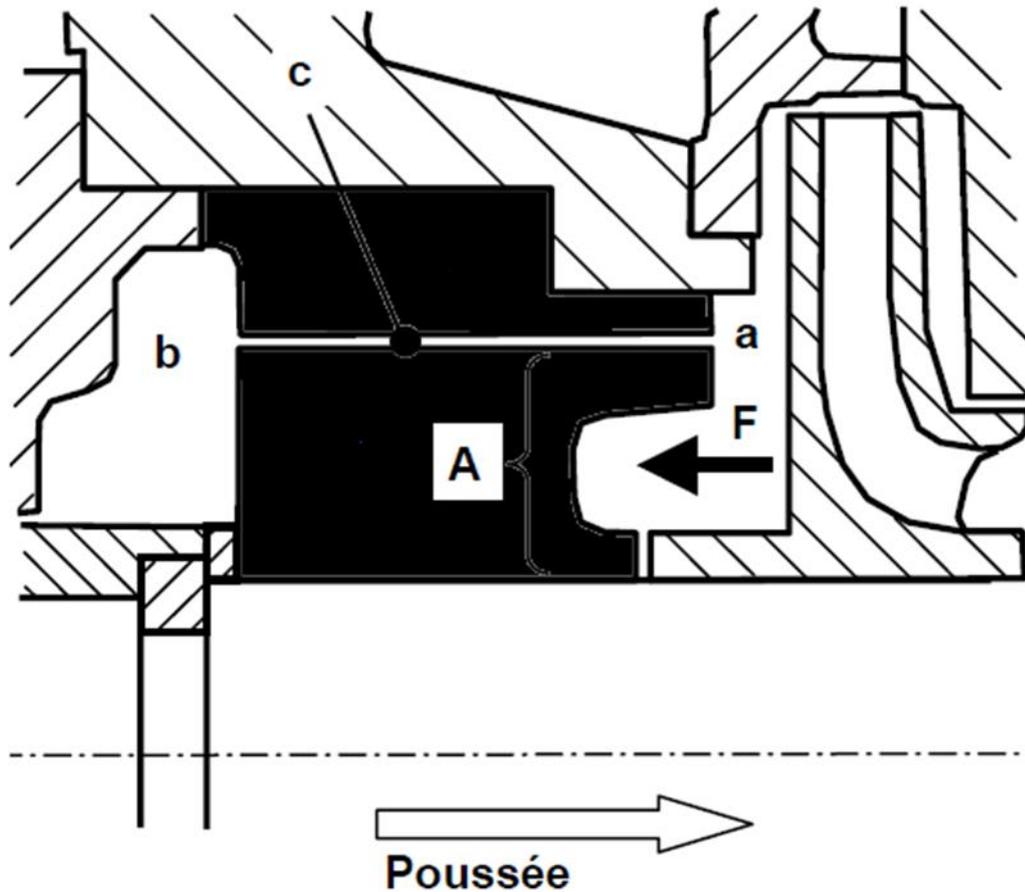


Figure (4. 2) : Equilibrage de la poussée axiale

4.2. Les courbes caractéristiques de la pompe MC 80-260/11 :

Les pompes centrifuges en, général, sont faites pour fonctionner sous une certaine Plage : débit de refoulement, vitesse de rotation et rendement. Donc, il est essentiel de Connaitre le comportement de la pompe sous différentes conditions, (ce qui est représenté Graphiquement sous forme de courbes nommées courbes caractéristiques). **(Figure 4.3)**

La courbe caractéristique la plus importante est celle en fonction du débit. La figure ci-dessous représente la performance de la pompe pour une vitesse de rotation constante égale 2980 tr/min c'est une corps parabolique, la hauteur manométrique augmente très légèrement avec le débit, mais des qu' elle dépasse une certaine limite elle commence à diminuer tandis que le débit continue d'augmenter

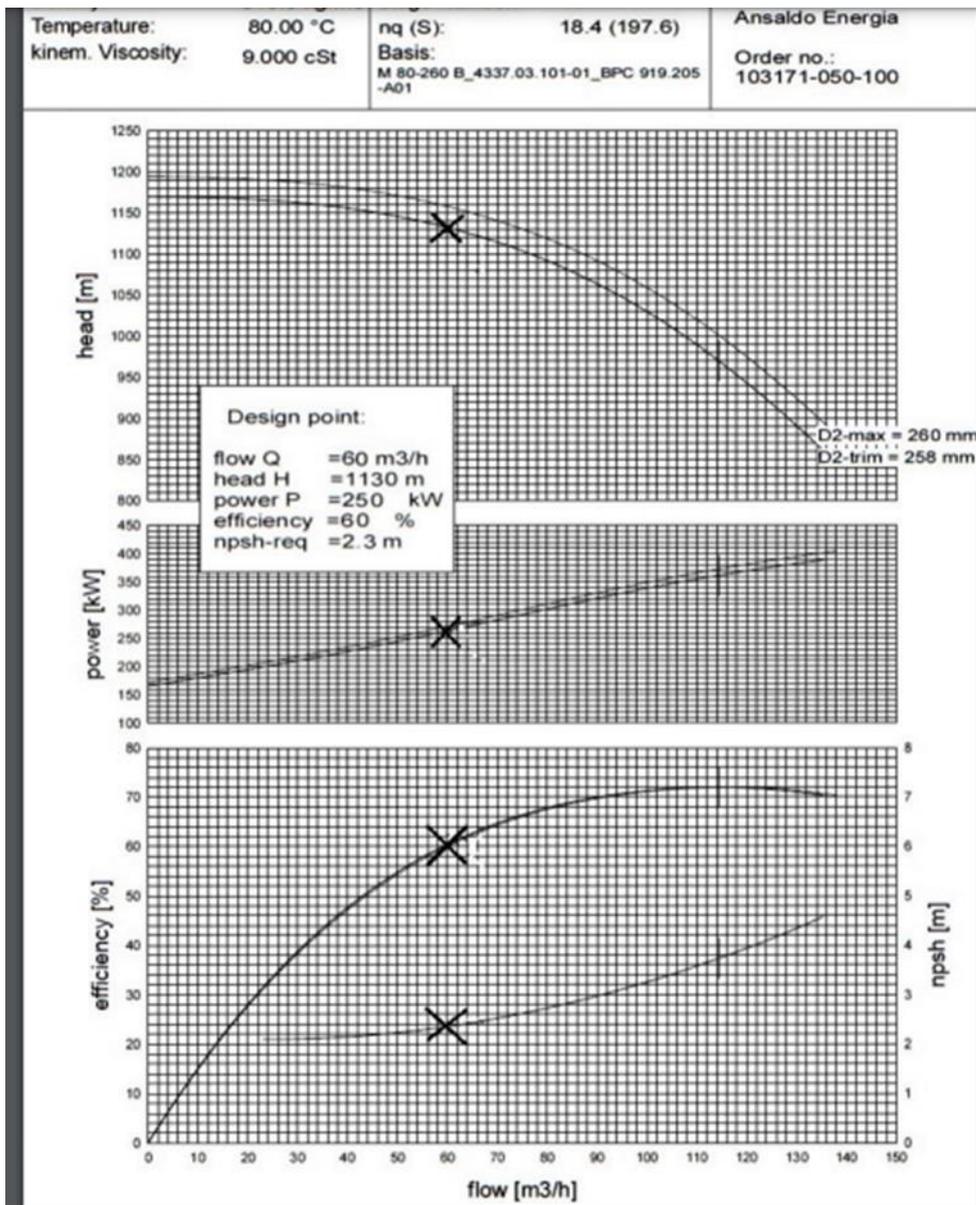


Figure (4. 3) : Caractéristiques de la pompe MC 80-260/11 =f(Q), P=f(Q) , et [η]
_g=f(Q) , NPSH=f(Q) pour N=2980 tr/min

Tableau 4 1: tableau comparatif avec les données du constructeur

	Les performances du constructeur	Performance calcule	Ecart en %
Débit (m ³ /h)	60	60	0
Puissance (kW)	250	265	-6
Hauteur (m)	1130	1120	0.9
Rendement(%)	60	56	6.7

Remarque :

* -6 % : sur dimensionné une augmentant la sécurité de la pompe, Notamment au niveau de l'arbre qui doit supporter 11 roues

*le rendement est amélioré a 6.7 % , vue la remarque de l'arbre surdimensionné

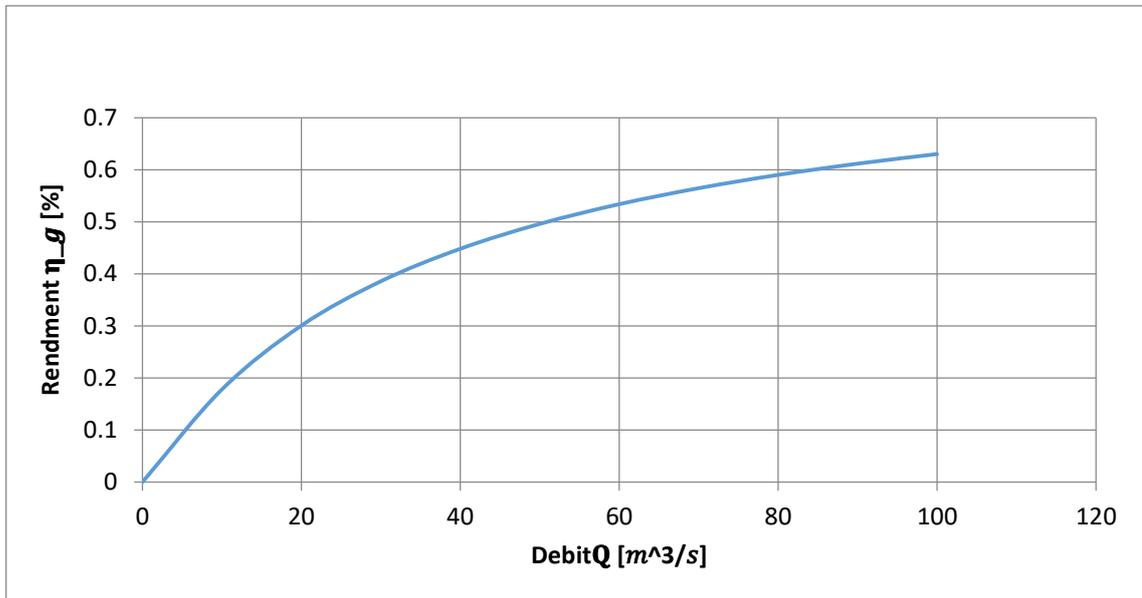


Figure (4. 4):Débit Q [m³/s] en fonction de rendement η_g [%]

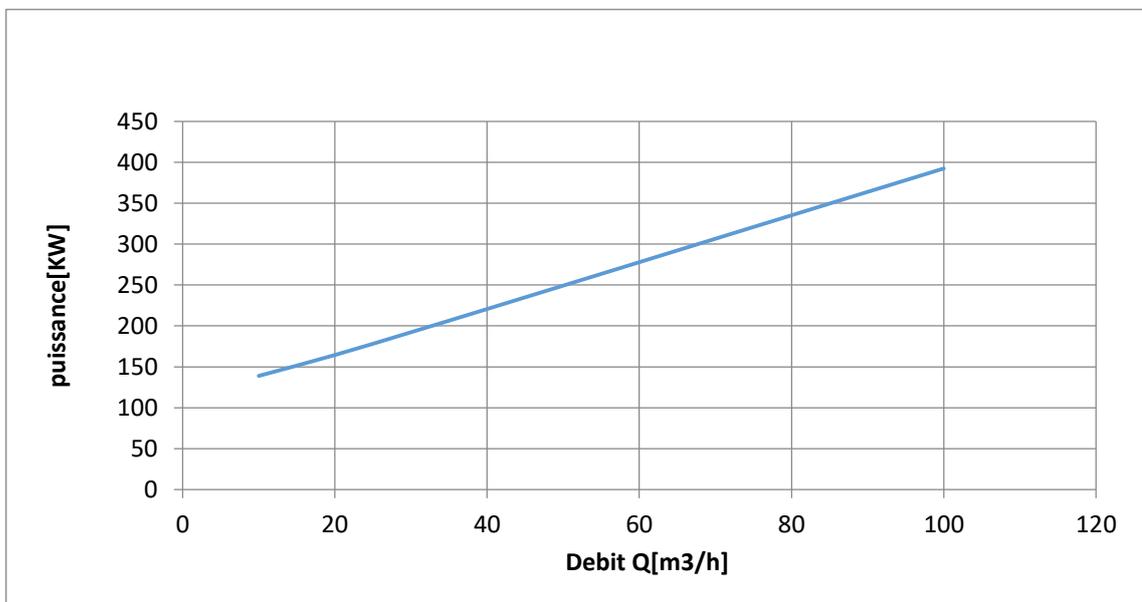


Figure (4. 5) : Débit Q [m³/h] en fonction de puissance [kw]

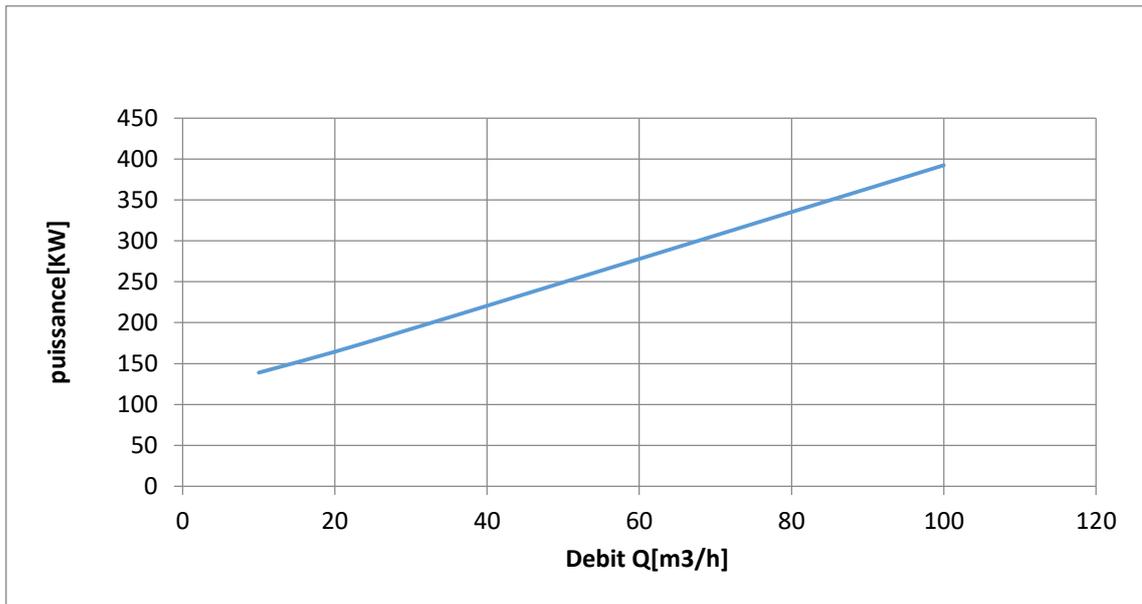


Figure (4. 6) : Débit Q [m³/h] en fonction de puissance [kw]

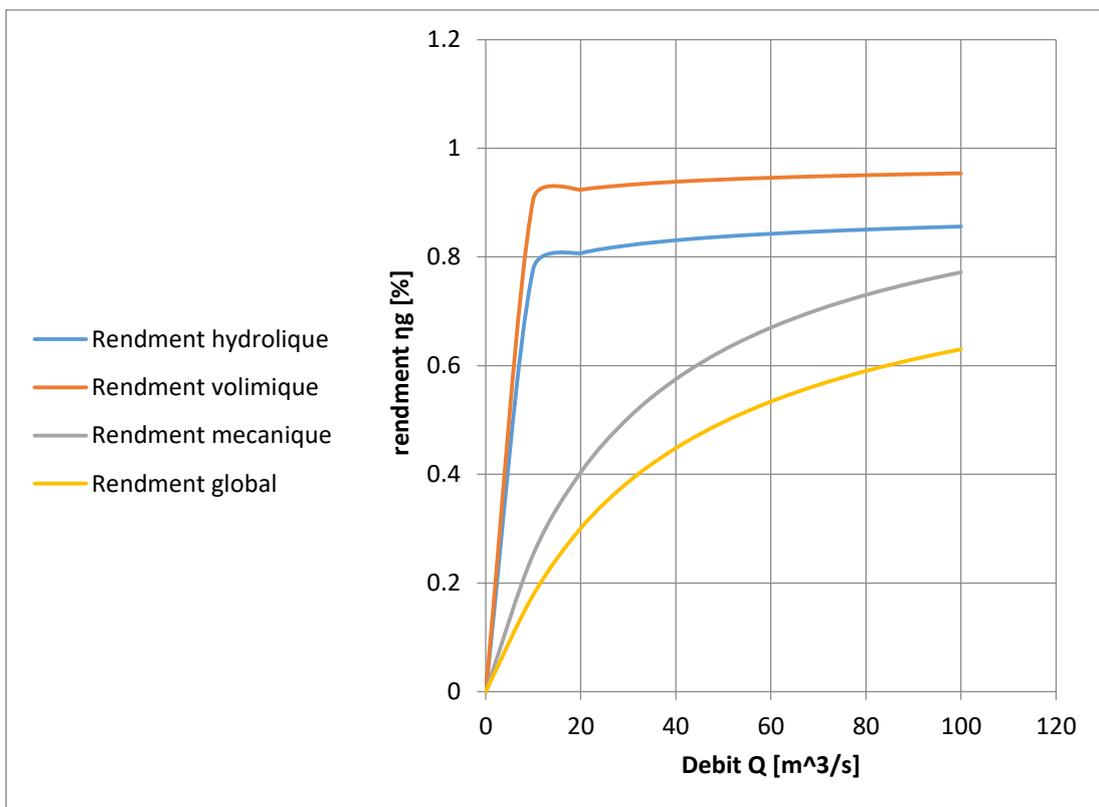


Figure (4. 7) : Débit Q [m³/s] en fonction de rendement [%]

4.4. Commentaire sur les courbes :

* Les courbes sont de même allure que le constructeur

* le rendement globale est généralement de l'ordre de 60% , la valeur obtenue pour le calcul est de 56 % c'est une valeur acceptable .

Conclusion générale

L'étude concerne l'étude conceptuelle d'une turbopompe à 11 étage transport du gazoil elle est utilisée dans les unités de la sonelgaz au niveau nationale. la nôtre est celle de l'Arabaa .une étude de théorique de la pompe à permis de dimensionner les différents et principales composantes de la pompe à savoir, l'arbre et la roue et les éléments annexes associés . Une description sous forme de dessin technique de la pompe est faite.

Les valeurs trouvées ont été comparées graphiquement avec celles du constructeur. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'elles avoisinent ceux fournis par la note de calcul du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de la pompe.

Références Bibliographique

- [1] LARBAA – BATNA, Skid injection huile combustible manuel d'emploi et d'entretien
- [2] CHAPITRE I : Rappels sur les pompes <http://elearning.univ-biskra.dz/>
- [3] Formation TOTAL: MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR Dernière révision: 26/11/2008
- [4] : JEAN POULAIN (pompes rotodynamique)
- [5] S.BEKHTI, M.FATIMA, Etude conceptuelle d'une pompe centrifuge à plusieurs étages, université Saad Dahlab –Blida – 2019/2020
- [6]: BASCAL BIGOT, ‘ cours : Les pompes ’,
- [7] théorie des turbomachines M.reggio et J-Y.Trépanier Ecole polytechnique
- [8] Ahmed Misbah Youssef, PUMP TECHNOLOGY
- [9]cour http://staff.univ-batna2.dz/hoggas_bachir/classes/machines-hydrauliques-et-stations-de-pompage/materials/chapitre-n1-rappels-sur
- [10] Valbruna-Nordic-english
- [11] https://fr.wikipedia.org/wiki/Pompe_centrifuge
- [12] <https://www.univdocs.com/p/page.html?1hjtTGg8R6XEmWmm4emmGI4ISA>
[Axpt8](#) L0
- [13] Mémoire Calculs des performances et dimensionnement d'une pompe hydraulique Mlle Kenza AOUI UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA 2017/2018
- [14] Mémoire Etude et Conception d'un banc d'essai pour deux pompes installées en série et en parallèle, BENDAHMANE rafik et HOCINA Iyes , UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
- [15] <https://www.univ-usto.dz/faculte/fac-chimie/wp-content/uploads/2022/05/Cours-sur-Pompes> –Dr. R. SAKER OUARGLI

