

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI-MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI-MOKHTAR-ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

CONCEPTION ET CALCUL D'UNE POMPE CENTRIFUGE

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNIQUE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE

PRESENTE PAR : SELLAMI KHOULOU

DIRECTEUR DU MEMOIRE : PR SARI M/R.

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : Pr. MERZOUG B.

Université Annaba

EXAMINATEURS : DR. HAOUAM A.

Université Annaba

EXAMINATEURS : Dr. MECHIGHEL F.

Université Annaba

Année : 2018

Remerciement

En premier lieu, je tiens à remercier notre ALLAH, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Je tiens à exprimer, mes plus vifs remerciements et ma gratitude à mon Encadreur, Monsieur **SARI MOHAMED RAFIK**, professeur à l'Université de BADJI MOKHTAR-ANNABA.

Mes remerciements s'adressent, également, aux membres du jury, qui m'ont fait le très grand honneur de porter un jugement sur notre travail et je tiens aussi à exprimer nos vifs remerciements à tous les professeurs qui nous ont aidés tout au long de notre cursus universitaire et qui ont fait de nous ce que nous sommes, très fière de vous.

Je remercie toutes les personnes, qui, de près ou de loin, ont

Contribué à l'aboutissement de ce travail.

Je remercie également ma famille pour leurs conseils et

Encouragements.

Enfin, je remercie tous mes amis sans les nommer, car ils se

reconnaîtront d'eux-mêmes.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A ma source de bonheur :

Mes très chers parents, mon époux

Qui ont toujours cru en moi et qui m'ont accompagné

Moralement tout au long de ce parcours *que le Dieu pendissent et les protège.*

A mes sœurs MAHA et CHOUROUK et mes amis qui étaient toujours là pour me conseiller, me soutenir,

m'encourager et prier pour moi.

A toute la famille SELLAMI.

Pour tous ceux qui étaient prêts à nous

Enseigner

Tous les membres de groupe énergétique, promotion 2018.

SOMMAIRE

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
INTRODUCTION GENERALE	01

CHAPITRE I : GENERALITE SUR LES TURBOMACHINES

I-1-Introduction.	02
I-2-Définition.	02
I-3-Différentes familles de la turbomachine.	02
I-4-Classification de la turbomachine.	03
I-5-Constitution de turbomachine.	04
I-5-1-Turbomachine monocellulaires.	04
I-5-2-Turbomachine multicellulaires.	06
I-6-La conception des turbomachines.	06
I-7-Fonctionnement d'une turbomachine.	07
I-8-Les avantages et les inconvénients.	07
I-9-Classement des pompes.	07
I-9-1-Les pompes volumétriques	08
I-9-1-1-Pompe à piston.	09
I-9-1-2-Pompe membrane.	10
I-9-1-3-Pompe rotatives.	10
I-9-1-4-Utilisation des pompes volumétriques.	11
I-9-1-5-Les avantages et inconvénients.	11
I-9-2-Les Turbopompes.	12
I-9-2-1-Pompe centrifuges.	12
I-9-2-2-Pompe à hélices.	13
I-9-2-3-Pompes à tourbillon	13
I-9-2-4-Utilisation des turbopompes.	13
I-9-2-5-Avantage et inconvénients.	14
I-10-Conclusion.	14

CHAPITRE II : DESCRIPTION DE LA POMPE CENTRIFUGE.

I-1-Introduction	15
II-2-Pompes centrifuges	15
II-3-Utilisation de la pompe centrifuge	19
II-4-Pompe multicellulaires	19
II-5-Pompes à vortex	22
II-6-Pompes périphériques	22
II-7-L'exploitation	24
II-8-Les avantages et les inconvénients.	24
II-9-Phénomène de cavitation dans les pompes	25
II-9-1-Définition	25
II-9-2-Types de cavitation	25
II-9-3-Effets de cavitation	26
II-9-4-Le bruit de cavitation de cavitation	26
II-9-5-La cavitation dans une pompe centrifuge	26
II-9-6-Utilisation de la cavitation	27
II-9-7-.Solutions apportées aux problèmes de cavitation	27
II-9-8-Amélioration du NPSH des pompes	28
I-10-Conclusion	28

CHAPITRE III : CALCUL D'UNE POMPE CENTRIFUGE

III-1-Calcul du choix de la pompe.	29
III-1-1-Coefficient de râteau.	29
III-1-2-Calcul de la vitesse spécifique N_s et du diamètre spécifique D_s .	29
III-1-3-Calcul du coefficient sans dimension de vitesse spécifique ω_s .	32
III-1-4- Calcule des rendements et la puissance absorbée.	33
III-1-4-1- Calcul des rendements hydraulique et global.	33
III-1-4-2-Calcul de la puissance absorbée.	34
III-2- Dimensionnement de la pompe.	34

III-3- Calcul de la roue.	35
III-3-1- Triangle des vitesses.	35
III-3-1-2- Triangle de vitesse à la sortie de la roue.	35
III-3-1-3-Calcul des dimensions de l'œillard.	37
III-3-1-4-Tracé le triangle des vitesses à la sortie de la roue.	47
III-3-1-5-Triangles des vitesses à l'entrée de la roue.	48
III-3-1-6-Tracé le triangle des vitesses à l'entrée de la roue.	49
III-4-Calcul du diffuseur aubé.	50
III-4-1- Largeur « l_3 » du diffuseur.	50
III-4-2-Choix de l'entrefer (jeu).	50
III-4-3-Calcul de la section du col d'entrée.	51
III-4-4-Choix du nombre d'aubes Z_d du diffuseur.	51
III-4-5-Triangle des vitesses à l'entrée du diffuseur	56
III-5-Calcul de la volute.	59
III-5-1- Schématisation de la volute.	60
III-5-2- Calcul de la conduit de refoulement	63
III-5-2-1-Choix de l'angle α	64
III-5-3-Clcul de la vitesse de sortie	64
III-6-Calcul de cavitation	65
III-6-1-Calcul l'hauteur d'entrée	65
CONCLUSION GENERAL	67
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	68

LISTE DES FIGURES

Figure I-1- Coupe d'une pompe monocellulaire	05
Figure I-2- Coupe d'une pompe multicellulaire	06
Figure I-3- Classement des pompes	08
Figure I-4- Schéma d'une pompe à piston	09
Figure I-5- Pompe à membranes.	10
Figure II-1- Principales composantes Schéma de la pompe centrifuge	15
Figure II-2- Types de rotors	17
Figure II-3- Presse garniture	18
Figure II-4- Principe bicellulaire verticale	20
Figure II-5- Caractéristiques des pompes multicellulaires.	21
Figure II-6- Pompe à vortex.	22
Figure II-7- Pompe périphérique	23
Figure III-1- Relation entre les différents types de machines et les coefficients de similitude.	31
Figure III-2- Relation entre le diamètre spécifique D_s et la vitesse spécifique N_s .	31
Figure III-3- Rendements hydraulique et global de pompes centrifuges et hélico centrifuges en fonction de la vitesse spécifique	33
Figure III-4- Relation entre le nombre d'ailes Z , le rapport (V_m^2/U_2) et le coefficient $\mu_{t\infty}$.	39
Figure III-5- Triangle des vitesses à la sortie de la roue	47
Figure III-6- Vie méridienne de la roue	48
Figure III-7- Triangle des vitesses à l'entrée de la roue au niveau du filet 1/2	49
Figure III-8- Triangle des vitesses à l'entrée de la diffuseur	57
Figure III-9- Partie terminale de la volute	59
Figure III-10- conduite de refoulement	63

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III-1 -Dimensionnement préliminaire.	34
Tableau III-2 -L'ensemble des caractéristiques du triangle des vitesses à la sortie de la roue	46
Tableau III-3 -Choix d'un diffuseur aubé.	56
Tableau III-4 -Rayon r en fonction de l'angle α .	63

Nomenclatures

Notation latine

b	Largeur ou facteur de blocage	[m]
C	Col	[m]
D	Diamètre	[m]
D _s	Diamètre spécifique	[-]
e	Epaisseur des aubes	[mm]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H	Hauteur de charge énergétique	[m]
H _p	Hauteur de charge ajoutée par une pompe	[m]
h	Hauteur manométrique	[m/s ²]
h _u	Hauteur utile fournie par la pompe	[m]
h _t	Hauteur théorique du fluide fournie par la pompe	[m]
K _ℓ	Coefficient correcteur	[-]
L	Longueur	[m]
M	Le moment de force (ou couple)	[m ³ /s]
n	Nombre de cellules (pompe)	[-]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
N _s	Vitesse angulaire spécifique	[-]
NSPH	Net Positive Suction Head	[bar ou,m]
P	Puissance	[w]
P _a	Puissance absorbée	[w]
P	Pression	[Pa]
P _{sat}	Pression de saturation	[pa]
Q _u	Débit utile	[m ³ /s]
Q _f	Débit de fuite	[m ³ /s]
Q _i	Débit interne	[m ³ /s]
Re	Nombre de rynolds	[-]

r	Rayon ou distance du centre de rotation	[m]
r_1	Rayon de l'oreillard	[m]
r_2	Rayon du rotor	[m]
ρ	Rayon de la volute a section circulaire	[-]
S	Surface moyenne ou critère de cavitation	[m]
T	Température de brut	°C
t	Pas de la grille respectivement	[m]
U	Vitesse périphérique	[m/s]
u	Vitesse linéaire	[m/s]
v	Vitesse de sortie du liquide ou la vitesse tangentielle	[m/s]
v_u	Composante tangentielle	[m/s]
v_r	Composante radiale	[m/s]
V_u	Composante tangentielle de la vitesse absolue	[m/s]
V_m	Vitesse débitante moyenne	[m/s]
ω	Vitesse de rotation de la masse liquide ou la vitesse angulaire	rad/s
ω_s	Coefficient sans dimension de vitesse spécifique	[-]
W	Vitesse relative	[m/s]
W_u	Vitesses relatives respectivement tangentielles	[m/s]
Z	Nombre d'ailes	[-]
Z_d	Nombre d'aubes du diffuseur.	[-]

Notation grecque

α	Angle ou coefficient de correction de l'énergie cinétique (alpha)	Rad
β	Angle ou coefficient de correction de quantité de mouvement (béta)	Rad
γ	Poids volumique	[1/m]
δ	Coefficient de débit (ou de râteau) (delta)	[-]
η	Rendement énergétique d'une machine	%
η_h	Rendement hydraulique	%
η_g	Rendement global	%
η_p	Rendement net	%

μ	Coefficient de hauteur manométrique (mu)	[-]
ρ	La masse volumique du liquide (rho)	[kg/m ³]
σ	Coefficient de glissement (sigma)	[-]
τ	Coefficient de puissance (tau)	[-]
ω	Vitesse angulaire	Rad/s
ϖ_s	Coefficient de vitesse spécifique	rad/s
Γ	Circulation de la vitesse	

Indices

e	Entrée
f	Fuite
h	Hydraulique
i	Interne
m	Méridien
r	Radial
s	Sortie
u	Tangentiel
0	Valeur de référence
1	Entrée de la roue
2	Sortie de la roue
3	Entrée de diffuseur
4	Sortie de diffuseur
5	Entrée de la volute
6	Sortie de la volute

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

Les turbomachines, sous leurs différentes formes (pompes, ventilateurs, compresseurs, turbines,etc.) sont partout présentes. En effet, on les trouve dans plusieurs activités et secteurs industriels : aéronautique, automobile, énergie, chimie,etc.

Pour pouvoir véhiculer ou déplacer un liquide jusqu'à une hauteur bien définie, il faut lui communiquer de l'énergie. Cette tâche peut être réalisée par des pompes centrifuges. Ces dernières sont des machines rotatives qui assurent le pompage du liquide. Sous l'action de la rotation de la roue, le liquide est donc aspiré, accéléré puis refoulé vers une volute-conduite de refoulement ou diffuseur-volute-conduite de refoulement.

Dans ce mémoire, on propose de dimensionner ou concevoir une pompe centrifuge. En effet, on s'intéresse aux points suivants :

- Calcul du choix de la pompe. Dans ce point, on va essayer de déterminer la nature de la pompe à concevoir avec toutes ses caractéristiques géométriques.
- Calcul de la roue. Ici, on s'intéresse à la détermination des nombres d'aubes de la roue, ainsi que la détermination du triangle des vitesses en sortie comme en entrée de la roue.
- Calcul du diffuseur aubé.
- Calcul de la volute et de la conduite de refoulement.
- Calcul de la cavitation.

Chapitre I

I-1-Introduction :

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. D'un manière générale, une turbo machine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un «élément rotative» appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin turbinis qui signifie tourne ou alors en rotation. Il a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur de mines Claude Burdin (1790-1873) [1].

Les turbomachines occupent une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques.

Ces systèmes concernent plusieurs domaines d'application qui sont entre autres : le pétrole, l'énergie, les industries chimique et alimentaire, les transports, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

Le classement des turbomachines se fait à partir de l'échange d'énergie entre l'organe moteur et la charge hydraulique. On distingue deux types :

- les machines réceptrices qui reçoivent du travail.
- les machines motrices (génératrices) qui fournissent du travail [2].

I-2-Définition :

Les turbomachines sont des appareils dans lesquelles se produit un transfert d'énergie mécanique entre un fluide et une roue mobile.

Une machine destinée à communiquer de l'énergie au fluide est une pompe dans le cas d'un liquide et un compresseur dans le cas d'un gaz.

Une turbine est une machine qui permet de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique [3].

I-3-Différentes familles de turbomachines :

Une turbomachine est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie entre un fluide en écoulement et un rotor animé d'un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe. Pour des raisons simplificatrices, l'écoulement est permanent.

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

- **Génératrice** lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide ;
- **Réceptrice** lorsqu'elle en reçoit de l'énergie du fluide.

Puisqu'elle consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, une turbomachine doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de :

- moteur dans le cas des turbomachines génératrices (moteur électrique, moteur Diesel, turbomachine réceptrice) ;
- machine entraînée dans le cas des turbomachines réceptrices (dynamo, alternateur, turbomachine génératrice).

Comme l'apport d'énergie au fluide s'accompagne généralement d'une augmentation de sa pression et qu'inversement un emprunt d'énergie est associé à une diminution de pression, on parle indistinctement de turbomachine génératrice ou de compression et de turbomachine réceptrice ou de détente. Parmi les différentes familles de turbomachines, les hélices marines et aériennes, ainsi que les éoliennes, tiennent une place particulière du fait qu'elles empruntent et rejettent le fluide dans un même milieu illimité.

Les turbomachines de détente portent le nom de turbines, alors que celles de compression se subdivisent en :

- **pompes**, dans lesquelles le fluide en mouvement est liquide, et donc incompressible ;
- **ventilateurs**, dans lesquels le fluide gazeux se comporte de manière incompressible c'est-à-dire que sa variation de volume massique au cours de la traversée de la machine est négligeable ;
- les **compresseurs** et **soufflantes** dans lesquelles la compressibilité du fluide gazeux intervient.

Ces turbomachines sont largement utilisées pour réaliser des cycles thermodynamiques ; c'est le cas des compresseurs axiaux et des turbines axiales accouplés dans les réacteurs aéronautiques ou les turbines à gaz industrielles. C'est le cas également des centrales thermiques [4].

I-4-Classification des turbomachines :

Il existe plusieurs manières permettant de classifier les turbomachines [5]. Par exemple, on peut faire une classification selon le sens du transfert d'énergie. Dans ces conditions, les

turbomachines peuvent être divisées en deux catégories principales : génératrices (compresseurs, ventilateurs et pompes) et réceptrices (turbines).

On peut également classer les turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement par rapport à l'axe de rotation de la machine. On distingue :

- les turbomachines axiales ;
- les turbomachines radiales ;
- les turbomachines mixtes.

Une Il existe un autre mode de classification. En effet, il s'agit de classer en fonction de la nature du transfert énergétique. En particulier on trouve :

- les turbomachines à impulsion ou à action ;
- les turbomachines à réaction ;
- les turbomachines de type combiné.

I-5-Constitution des turbomachines :

On distingue deux types de turbomachines :

I-5-1-Turbomachines monocellulaires :

Ce sont des machines complètes composées (Fig. I.1) de trois organes distincts que le fluide traverse successivement [6]:

- **Distributeur :**

Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui assurant une vitesse et une direction convenablement choisies.

- **Le rotor :**

C'est l'organe dans lequel s'effectue l'échange d'énergie : dans une machine réceptrice c'est l'énergie fournie par le moteur d'entraînement qui est communiquée au fluide tandis qu'inversement dans une machine motrice c'est le rotor qui reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide.

- **Le diffuseur :**

Dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée.

Si la présence du rotor est obligatoire (organe essentiel de transmission d'énergie), il n'en n'est pas par de même pour le distributeur et le diffuseur surtout dans le cas des pompes et ventilateurs. En effet, pour ces cas le distributeur est souvent réduit à une simple tuyauterie. Dans le cas des turbines hydrauliques, le diffuseur est inexistant ou alors réduit à une simple tuyauterie divergente.

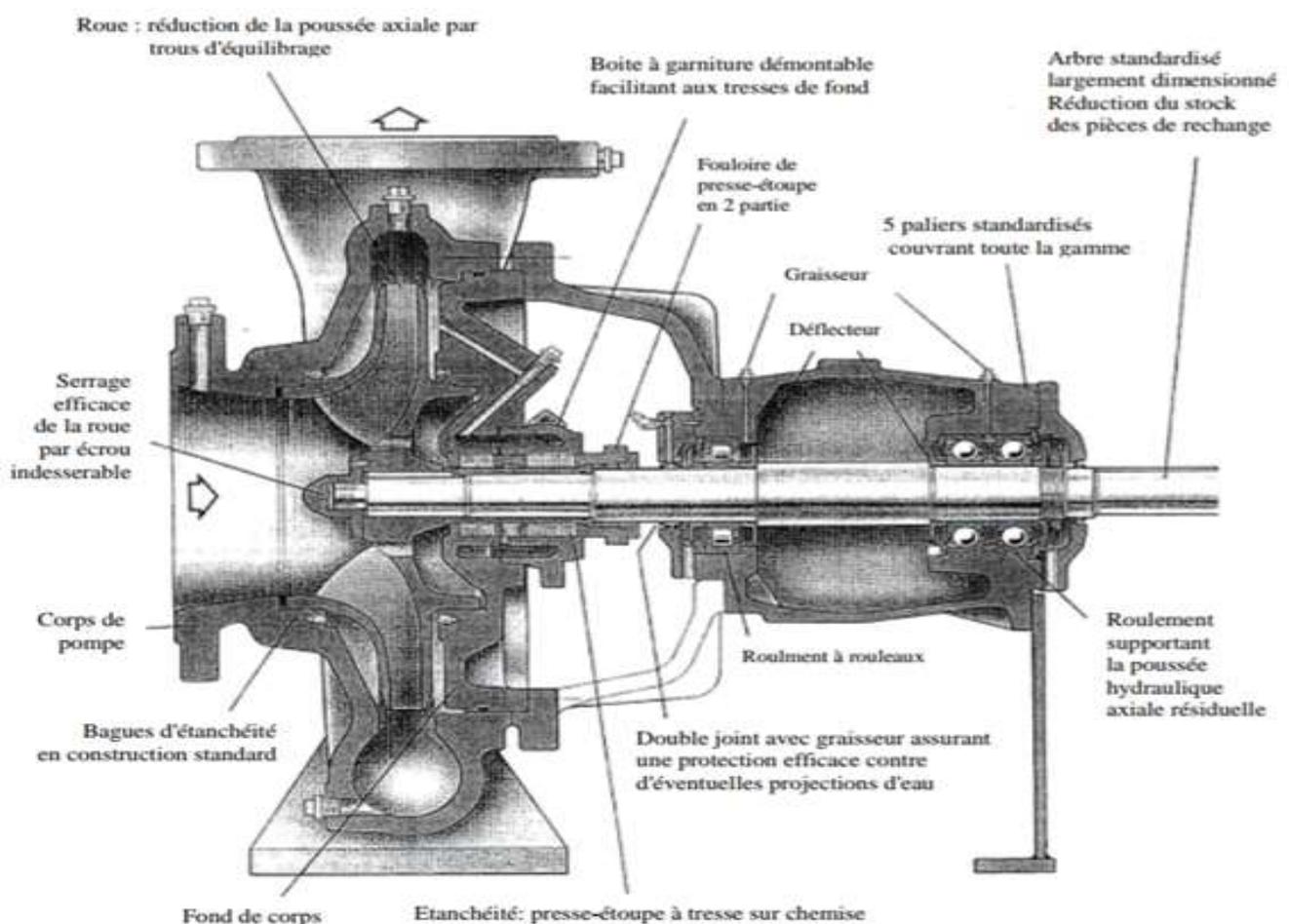


Figure I-1-Coupe d'une pompe monocellulaire. [7]

I-5-2-Turbomachines multicellulaires :

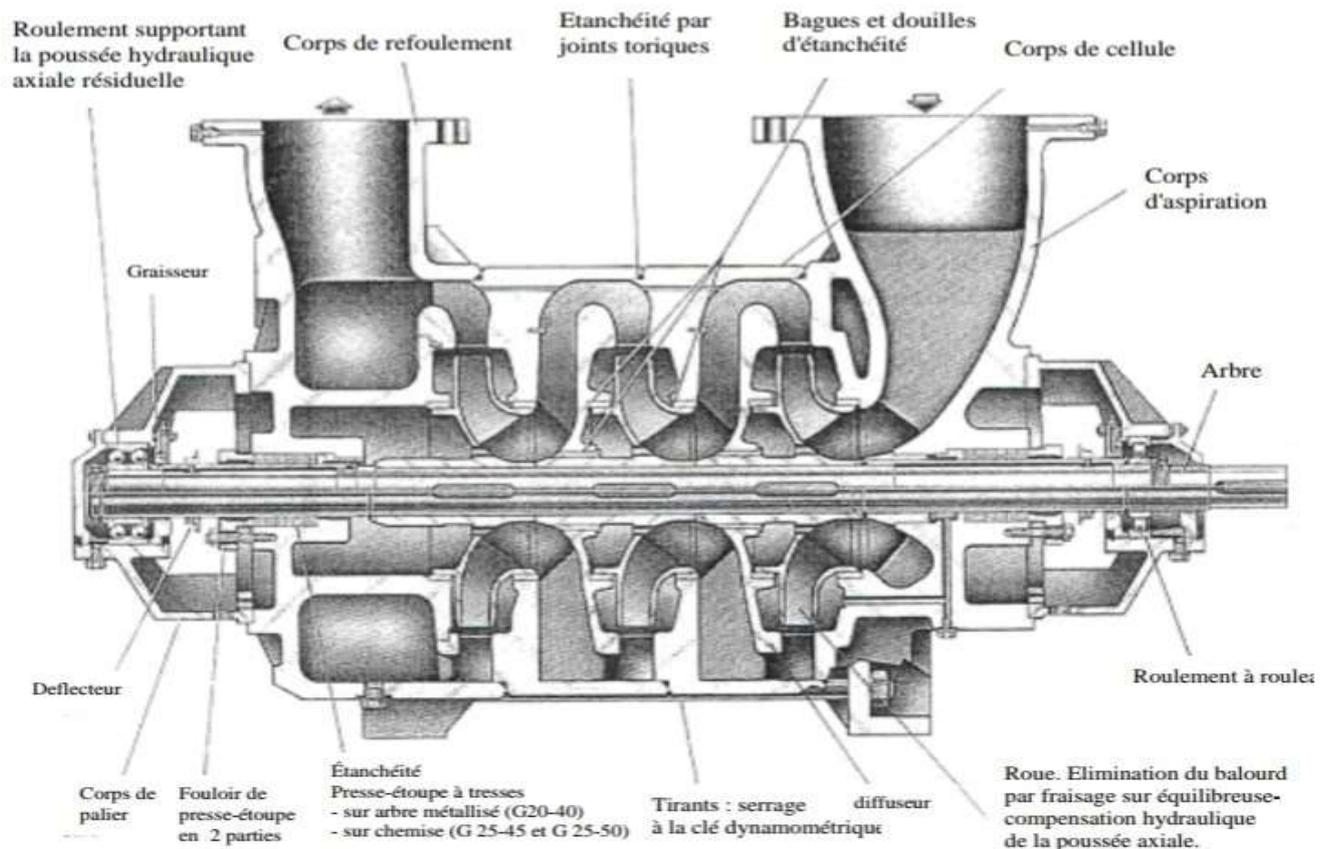


Figure I-2- Coupe d'une pompe multicellulaire [7]

Ce sont des machines (Fig. I.2) comportant un seul rotor composé de plusieurs étages, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, un rotor et un diffuseur pour les pompes et les compresseurs.

I-6- La conception des turbomachines :

Une turbomachine est constituée essentiellement [8] :

- D'une roue qui permet l'échange d'énergie mécanique entre le fluide et l'arbre.
- D'un stator qui comprend les brides d'aspiration et de refoulement; il englobe la roue.
- De paliers qui supportent l'arbre de transmission.
- De butées contrebutées assurant le positionnement du rotor dans le stator et encaissent les forces axiales.
- Des dispositifs d'étanchéité qui limitent les fuites du fluide pendant le travail.

I-7-Fonctionnement d'une turbomachine :

La fonction principale des turbomachines est de faire passer le fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure, ou encore de lui assurer un accroissement d'énergie cinétique ; dans ce cas sa rotation absorbe de la puissance et elle constitue la turbomachine réceptrice comme les turbopompes, les ventilateurs, les soufflantes, les compresseursetc.

Au contraire, le fluide peut s'écouler d'un milieu à haute pression vers un milieu à basse pression, ou encore il peut voir son énergie cinétique diminuer ; la machine a alors pour fonction, de recueillir l'énergie libérée par cette détente ou ce ralentissement, elle constitue donc une turbomachine motrice comme les turbines hydrauliques, les turbines à vapeur, les moulins à vent, les turbopropulseurs, les turboréacteurs.....etc. [9].

I-8-Les avantages et inconvénients :

Malgré le grand avantage des turbomachines, celui d'être utiliser dans plusieurs domaines très sophistiqués, cela n'empêche pas, vu le contexte actuel de la libération du marché de l'énergie qui impose leur fonctionnement dans des régimes à charge partielle (non prévue lors de la conception des machines), qu'elles aient en plus du problème de corrosion, d'autres causes internes liées au comportement du fluide à travers les aubes. Ces causes conduisent à des fluctuations de pression et de vitesse, à un fonctionnement en régime de cavitation et à de

fortes sollicitations mécaniques, ce qui conduit en conséquence à la fatigue prématurée du matériel, à l'apparition de fissures et à une diminution conséquente du temps d'exploitation de la machine [9].

I-9-Classement des pompes :

Au sens large, on définit une pompe comme étant tout appareil qui a pour fonction d'accroître l'énergie hydraulique du liquide pompé. A partir de cette définition, on peut classer les pompes en deux grandes catégories (Figure I.3) [10]:

- Les pompes volumétriques ;
- Les pompes roto-dynamiques.

Dans la première catégorie, on trouve les pompes volumétriques et les pompes à pistons. La seconde catégorie regroupe les pompes centrifuges, les pompes hélico-centrifuges et les pompes hélico-axiales.

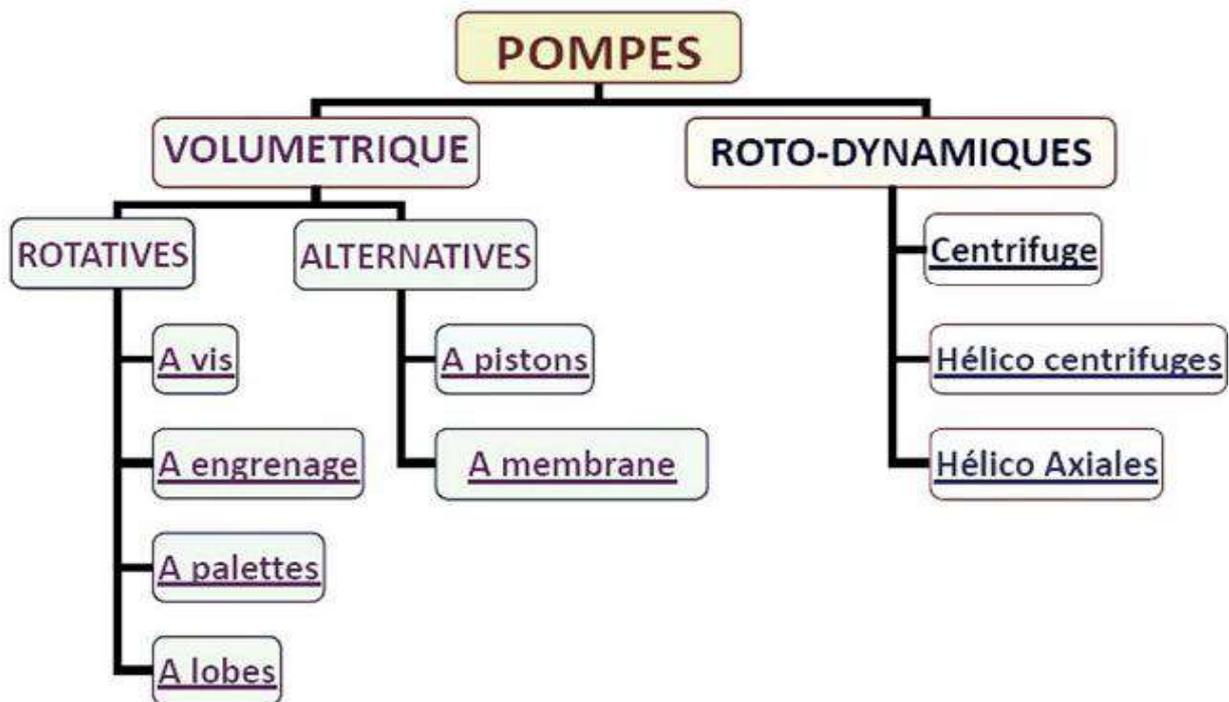


Figure I-3-Classification des pompes [11]

I-9-1- Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques se subdivisent en deux sous-groupes suivant la nature des mouvements mécaniques considérés : [9]

- 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-9-1-1- 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 $200 \text{ m}^3/\text{h}$. La Figure I.4 donne une vue d'ensemble d'une pompe à piston [11].

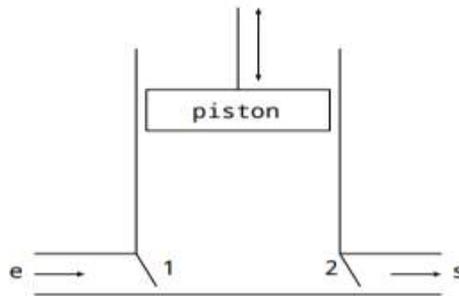


Figure I-4-Schéma d'une pompe à piston

• Le fonctionnement est comme suit :

1 : Clapet d'aspiration.

2 : Clapet de refoulement.

- En phase d'aspiration, le clapet 1 est ouvert et le 2 fermé.

- En phase de refoulement, le clapet 1 est fermé et le 2 ouvert.

Dans ce cas l'entrée est déconnectée de la sortie et on ne peut pas passer par un chemin continu entre les points d'entrée et de sortie.

• Il existe d'autres types de pompes volumétriques :

- pompes à palettes ;

- pompes à engrenages ;

- pompes à écrasement de tuyaux [12].

I-9-1-2- 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-5). Ces pompes sont utilisées pour des débits moyens de l'ordre de 80 m³/h, pour des températures inférieures à 150 °C et des viscosités faibles [13].

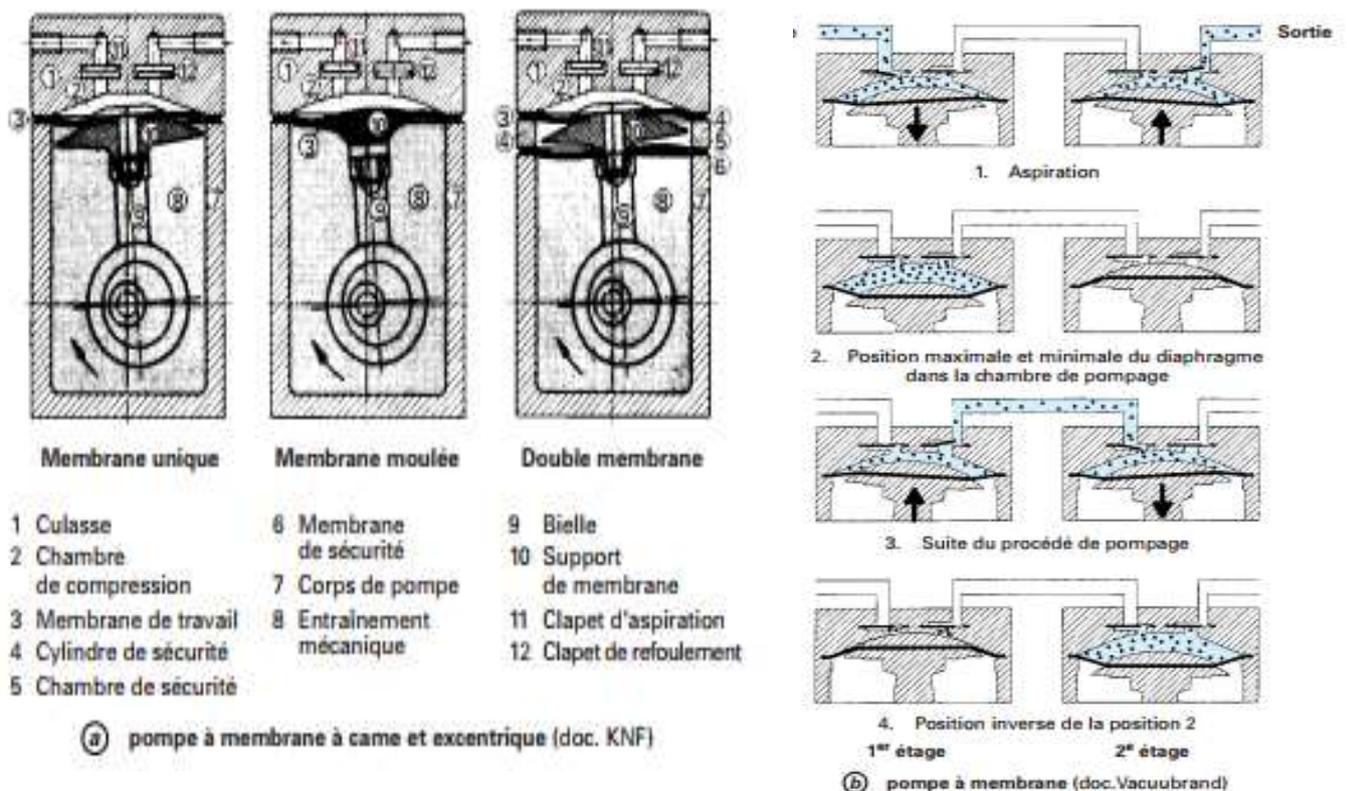


Figure I-5- Pompe à membrane [14].

I-9-1-3- 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 [7].

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. [11]

I-9-1-4-Utilisation des pompes volumétriques :

En général, on utilise les pompes volumétriques pour des débits petits (pompes doseuses).
Leurs rôles se résument en ce qui suit :

- fournir un débit constant, toutefois marqué par des pulsations dans le cas des pompes alternatives ;
- elles sont auto-amorçantes ;
- engendrer une pression de refoulement qui n'est limitée que par la résistance physique du corps de pompe ; il faut donc les munir d'une soupape de décharge réglable conduisant de préférence à la conduite d'aspiration. [16]

I-9-1-5-Les avantages et inconvénients :

Les avantages et les inconvénients se résument en ce qui suit [15]

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

- Inconvénients :

- Appareils plus lourds et plus encombrants ;
- Le débit est pulsé, ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti coup de bélier) ;
- Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression ;
- Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'où la présence indispensable de sécurité (by-pass et soupape de sûreté) ;
- Impossibilité en général de pomper des liquides chargés ;
- Prix d'achat plus élevé ;
- Frais d'entretien plus élevés.

I-9-2-Les turbopompes :

Ce sont des appareils qui modifient la teneur en énergie d'un fluide qui les traverse grâce à l'action dynamique d'un rotor (roue à aube, hélice) tournant autour d'un axe fixe. Parmi les turbomachines hydrauliques, on trouve les turbines, qui soustraient de l'énergie du liquide pour convertir en énergie mécanique, et les turbopompes, qui accroissent l'énergie du liquide par un échange inverse.

Les turbopompes provoquent d'abord un accroissement considérable de l'énergie cinétique du liquide pompé à l'aide de rotors ou d'hélices tournant à grande vitesse et ensuite convertissent en grande partie cette énergie cinétique en énergie de pression, ce qui va permettre le refoulement du liquide. On peut les classer en trois catégories : les pompes centrifuges, les pompes hélices et les pompes hélico-centrifuges ou à écoulement mixte.

On classe les turbopompes en trois types principaux suivant la direction du liquide à l'intérieur de la roue:

- pompes centrifuges ;
- pompes à hélice (pompes axiales) ;
- pompes à tourbillon.

I-9-2-1-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. 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, elle est basée sur d'autres principes.

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

Il existe différentes pompes centrifuges :

- pompes multicellulaires ;
- pompes à vortex ;
- pompes périphériques.

I-9-2-2-Pompe à hélice (pompes axiales) :

Dans les pompes à hélice, le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation.

I-9-2-3-Pompes à tourbillon :

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° .

I-9-2-4-Utilisation des turbopompes :

Les turbopompes, comme les pompes volumétriques, sont des machines de grande précision et exigent beaucoup de soins et d'entretien préventif ; à cet égard, les pompes multicellulaires sont particulièrement exigeantes. Il est important donc de se familiariser avec la notice du fabricant et de respecter à la lettre les échéanciers portant sur la lubrification et vérification du comportement de la pompe.

Parmi les autres machines élévatoires, la vis d'Archimède et la pompe à émulsion d'air sont les plus utilisées, en particulier dans les stations d'épuration des eaux usées. [16]

I-9-2-5-Les avantages et les inconvénients des turbopompes :

Les avantages et les inconvénients se résument comme suit :

Avantage :

- Ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.
- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques.
- leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides.
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux.
- en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur.....etc.

Inconvénients :

- impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bar).
- elles ne sont pas auto-amorçantes. A l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité [17]

I-10-Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons concentrés nos efforts sur la compréhension des turbomachines. En effet, une attention particulière a été dédiée aux modes de fonctionnement, classification, différents types, ainsi que les avantages et inconvénients des turbomachines. Dans le chapitre suivant, on va focaliser notre étude sur les pompes centrifuges.

Chapitre II

I-1-Introduction :

Il est bien établi que pour faire circuler ou relever un fluide à une hauteur bien déterminée, on fait généralement appel à une pompe entraînée par un moteur. La plupart des circuits en charge comportent en effet un dispositif de pompage en amont.

Dans ce chapitre, on va rappeler les notions fondamentales concernant les pompes centrifuges.

II-2-Pompes centrifuges :

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

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

Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant est ainsi de limiter les pertes d'énergie (Figure II-1). [18]

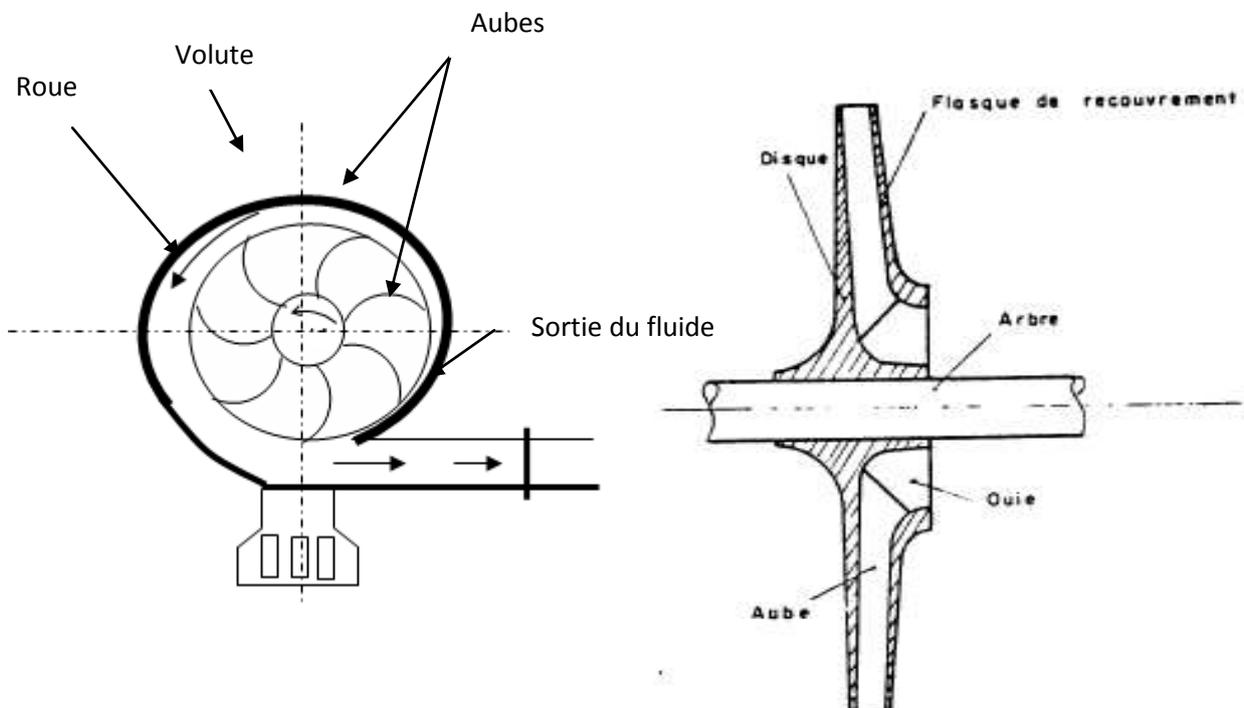


Figure II-1- principale composantes Schéma de la pompe centrifuge [2]

La pièce rotative appelée roue, rotor ou impulseur, est constitué par un moyeu muni d'aubes plus ou moins incurvées, le plus souvent au nombre de 6 à 12, bien qu'il puisse n'y avoir que 2 à 3 dans les appareils destinés au pompage des boues. Le rotor est monté sur un arbre moteur.

Le liquide à l'intérieur de la pompe glisse le long des aubes du rotor vers sa périphérie, donc dans la direction de son rayon ; c'est pourquoi on l'appelle par fois « pompe à écoulement radial ».

On distingue deux types de corps de pompe ou stator dans lequel tourne le rotor, soit le corps de pompe à volute et celui à diffuseur.

-le corps de pompe à volute, en forme de colimaçon, qui s'élargit vers la sortie tangentielle. La pompe est alors dite POMPE CENTRIFUGE A VOLUTE. C'est la plus fréquemment utilisé. [16]

-le corps de pompe à diffuseur, la forme circulaire, qui comporte des lames directrices fixes. La sortie est alors radiale plutôt que tangentielle. Ce type de pompe est appelé pompe centrifuge à diffuseur. On trouve aussi des pompes à volute munies d'un diffuseur. Le diffuseur est surtout utilisé dans les pompes multicellulaires.

L'entrée, appelée ouïe ou œillard, est située sur l'une des faces du rotor, en son centre. Certaines pompes sont munies d'un rotor à deux œillards, soit un à chaque face; ce sont LES POMPES A DOUBLE ASPIRATION OU POMPES BILATERALES. L'œillard est généralement précédé d'un secteur convergent. La sortie est à la périphérie du corps de pompe, tangentielle dans le cas d'une volute. Elle est normalement suivie d'un secteur divergent.

Il existe trois types de rotors :

- les rotors ouverts, dont les aubes sont fixées au moyeu central ;

-les rotors semi-ouverts, dont les aubes sont fixées au moyeu et à un disque, ou flasque, d'un côté seulement ;

-les rotors fermés, dont les aubes sont retenues entre deux flasques. [16]

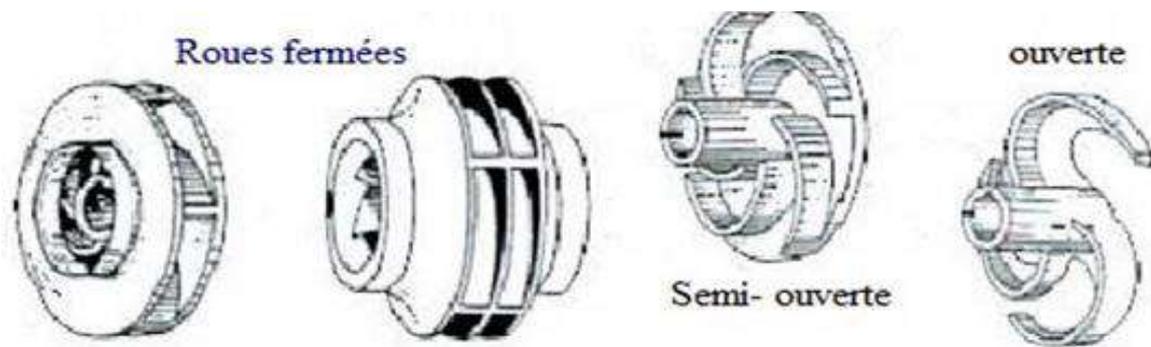


Figure II-2- Types de rotors.

Les rotors fermés servent surtout au pompage de liquides limpides, alors que les rotors ouverts ou semi-ouverts sont utilisés pour les pompages de liquides turbides ou chargés de matières en suspension tels que les boues. Les rotors se distinguent, en outre, par le nombre d'aubes qu'ils comportent et le degré de courbure des aubes. Pour le pompage des boues, on utilise des rotors ne comportant que deux ou trois aubes.

Les principaux dispositifs accessoires sont les anneaux d'usure et d'étanchéité, le presse-garniture et les paliers. On trouve des anneaux d'usure et d'étanchéité remplaçables autour de l'arbre, à l'intérieur du corps de pompe ; ils ont pour fonction de subir l'usure due au mouvement du rotor et ainsi de protéger le corps de pompe. Ils assurent de plus l'étanchéité entre la zone d'aspiration et celle du refoulement.

On trouve aussi une presse garniture, appelé aussi « boîte de garniture », là où l'arbre moteur pénètre dans le corps de pompe. Ce dispositif comporte un espace réduit dans le corps de pompe, autour de l'axe, destiné à contenir une garniture et un fouloir qui sert à refouler la garniture et à la maintenir en place. Dans certains cas, la garniture comporte un anneau lanterne permettant l'injection de liquide sous pression dont la fonction est de sceller la pompe et d'empêcher l'entrée d'air. Étant donné le frottement qu'occasionne la garniture, on prévoit en cet endroit la présence d'une douille ou manchon d'usure sur l'arbre. [16]

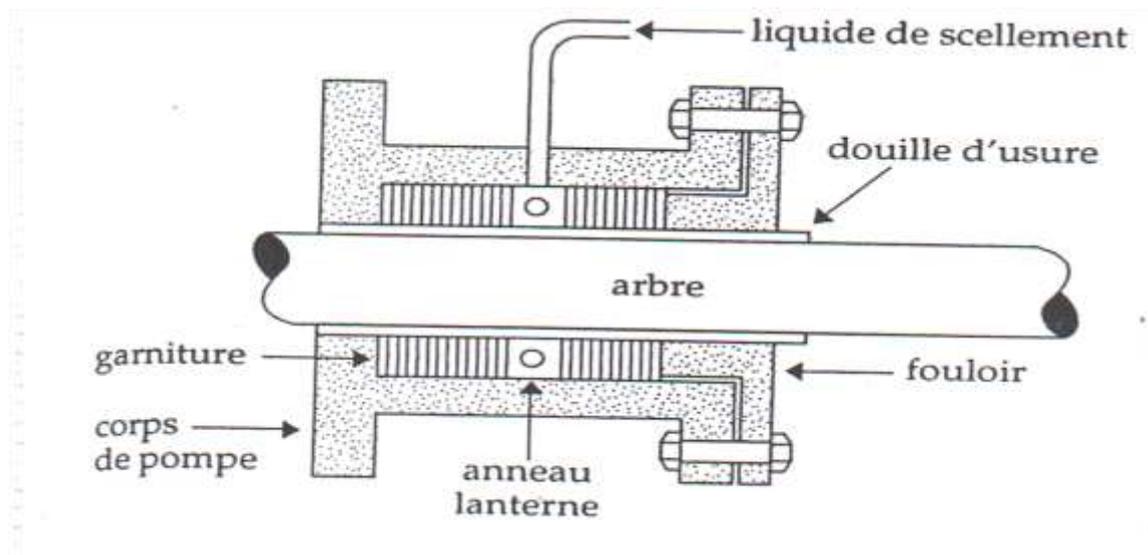


Figure II-3- presse garniture. [16]

L'arbre moteur est supporté par des paliers (roulements à billes ou autres). Les paliers peuvent se situer seulement du côté de l'accouplement au moteur, mais dans certains cas, on trouve un palier de chaque côté de la pompe. Ces paliers sont conçus de manière à pouvoir supporter la poussée axiale exercée par le rotor. Ils sont nécessairement pourvus d'un système de lubrification approprié.

Il faut aussi d'autres dispositifs, la plupart externes, pour faire fonctionner la pompe correctement outre le moteur et dispositif d'accouplement, signalons la présence d'un évent muni d'un robinet au sommet du corps de pompe et le dispositif d'amorçage, si nécessaire, la crépine et le clapet de pied éventuel, le clapet de refoulement, des vannes et des manomètres en amont et en aval de la pompe.

Avec certaines pompes, on a recours à un courant d'eau pour refroidir et lubrifier les paliers ou pour sceller la garniture. Dans de tels cas, il faut de petites conduites appropriées munies de robinets. A cette fin, certaines pompes comportent des joints hydrauliques, petites conduites qui relient la zone « haute pression » de la pompe au point d'injection.

II-3-Utilisation de la pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges sont 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, comme :

- 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 tel que le lait).
- Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages précis [2].

La pompe centrifuge n'est généralement pas auto-amorçant. Quand le corps de pompe est plein d'air, la pompe centrifuge de conception usuelle ne peut engendrer suffisamment de pression pour fonctionner. [16]

Par exemple, une conçue en fonction d'une hauteur de charge 15m d'eau engendre une pression égale à $\rho g H$:

$$\Delta p = 1000(9.81)(15)\text{pa} = 147\text{kpa}$$

Mais si elle est pleine d'air ($\rho = 1,205 \text{ kg / m}^3$) :

$$\Delta p = 1.205(9.81)(15)\text{pa} = 0.18\text{kpa}$$

Pression insuffisante pour que la pompe puisse refouler l'air qu'elle enferme et aspirer de l'eau, elle tourne à vide .pour qu'elle puisse pomper de l'air, il faudrait accroître de beaucoup le diamètre du rotor et sa vitesse de rotation.il faut donc emplir le corps de pompe de liquide avant la mise en marche de l'appareil, c'est L'AMORÇAGE.

II-4-Pompe 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). [16]

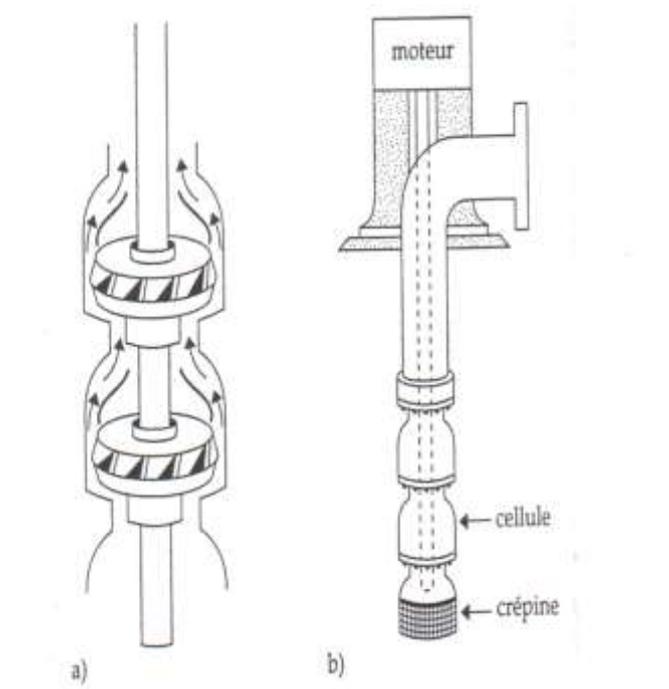


Figure II-4- principe bicellulaire verticale. [16]

Puisque les cellules d'une pompe multicellulaire sont en série, la première cellule alimente la seconde et ainsi de suite ; la pression, ou hauteur de charge, augmente donc d'une cellule à l'autre :

$$H_p(\text{total}) = H_p(1) + H_p(2) + \dots$$

Et si les n cellules sont identiques, comme c'est généralement le cas, il s'ensuit que :

$$H_p(\text{total}) = n H_p$$

Considérons la courbe caractéristique d'un circuit ainsi que les courbes de pompes à une, à deux et à trois cellules (figure II-5). On constate, dans ce cas précis, que la pompe

unicellulaire ne peut fournir de débit ; la pompe à deux cellules a un débit Q_2 et une hauteur de charge de H_2 et la pompe à trois cellules peut fournir le débit Q_3 sous une hauteur de charge de H_3 .

Cependant, le rendement de ces pompes décroît rapidement avec le nombre de cellules et on limite généralement ce nombre à 2 ou 3 ; les pompes destinées aux puits profonds peuvent toutefois en comporter un plus grand nombre. Par ailleurs, à cause des faibles dimensions des composantes de ces cellules et du faible jeu entre les pièces, il faut limiter l'emploi de ces appareils au pompage d'eaux limpides.

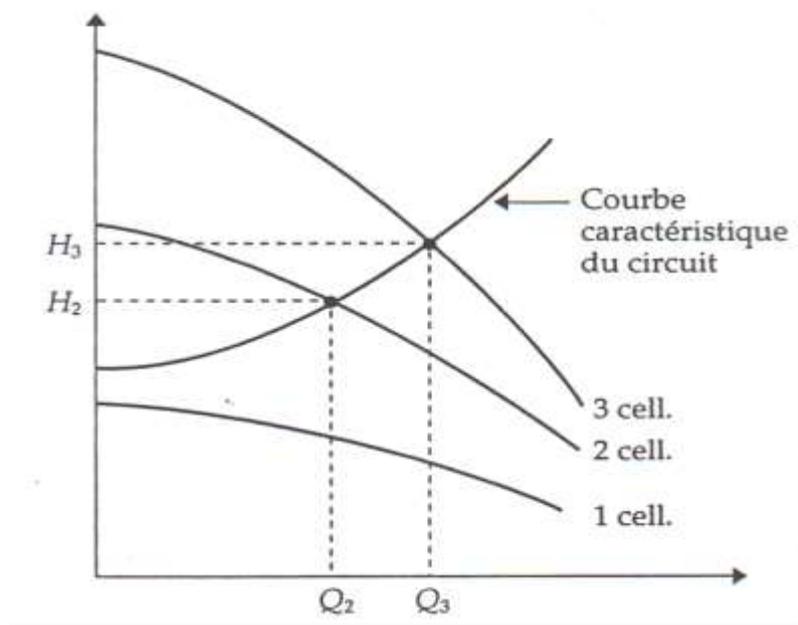


Figure II-5-caractéristiques des pompes multicellulaires. [16]

D'autre part, en ce qui a trait à la vitesse spécifique, il faut considérer celle de chaque cellule prise isolément. Si les cellules sont identiques de la pompe est égale à la vitesse spécifique de l'une des cellules :

$$N_s = \frac{N Q^{1/2}}{\left(\frac{H_t}{n}\right)^{3/4}}$$

Le mode d'emploi de ces pompes est le même que pour les pompes unicellulaires et la mise en marche comporte les mêmes étapes ; mais si elles sont conçues de manière à engendrer de fortes pressions, il faut ouvrir la vanne de refoulement avant le démarrage du moteur afin d'éviter une montée excessive de la pression à ce moment.

II-5-Pompe vortex :

La pompe à vortex met en œuvre un rotor en retrait par rapport à l'écoulement (figure II-6). 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. [16]

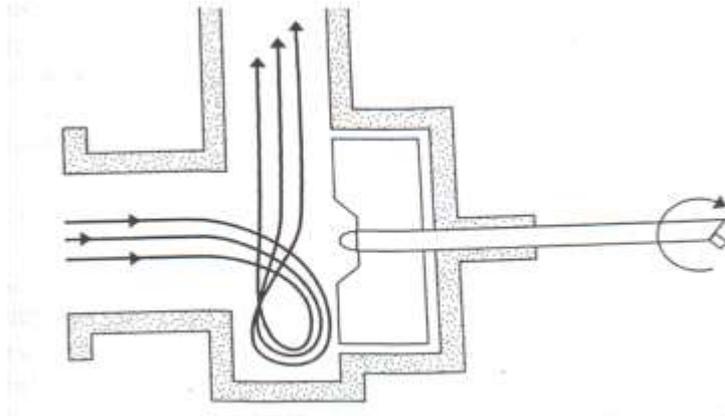


Figure II-6- pompe à vortex.

Par son mouvement circulaire à grande vitesse, la roue engendre un vortex. A cause de la dépression au centre du vortex, le liquide y est aspiré puis refoulé vers sa périphérie et, de là, dans la conduite de refoulement.

A une vitesse de rotation de 1750 r / min, la pompe à vortex peut déplacer jusqu'à 65 L / s sous une charge de refoulement de 45 m. 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.

II-6-Pompe périphériques :

La pompe périphérique ou « à roue régénératrice » diffère nettement de la pompe centrifuge typique dans sa constitution et, partant, dans son mode d'action. Attardons-nous aux principales composantes de cette pompe (figure II-7). Le rotor comporte un grand nombre d'ailettes à sa périphérie et le Corp. de pompe comprend un canal circulaire périphérique dans lequel se meuvent les ailettes du rotor. Le liquide aspiré se déverse dans ce canal où il est fouetté à tour de rôle par ailettes. 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.

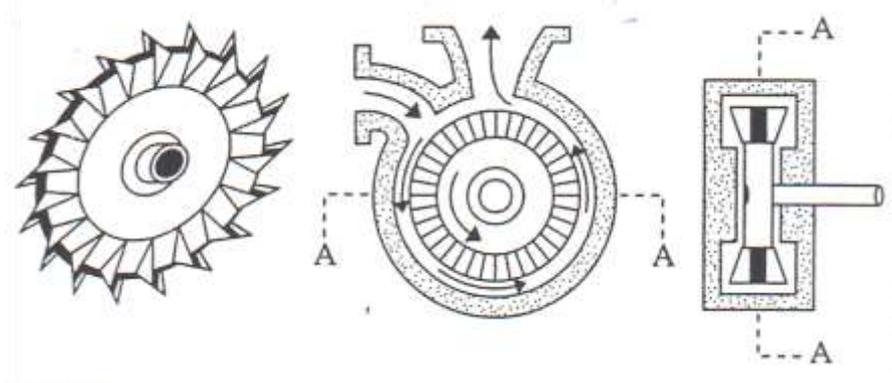


Figure II-7- pompe périphérique. [16]

On peut envisager l'emploi d'une pompe périphérique dans des circonstances où le débit voulu est faible, mais où il faut une forte pression de refoulement. Comme dans le cas de toute autre turbopompe, le débit et la hauteur de charge que ce type de pompe peut fournir dépendent du diamètre du rotor et de vitesse de rotation. Par exemple, munie d'un rotor de 100 mm tournant à la vitesse de 1750 r / min, la pompe périphérique peut normalement débiter environ 2.0 L / s d'eau sous une charge de 20 m ; si on retreint le débit à l'aide d'une vanne à l'aval, la pression peut monter jusqu'à 65 m. On illustre à la figure II-8 les courbes caractéristiques d'une pompe périphérique typique. Notons la forte pente négative de la courbe $H_p - Q$. Par ailleurs, le rendement de ce type de pompe ne dépasse pas 50%. On fabrique aussi des modèles multicellulaires pouvant fournir des pressions dépassant 300 m.

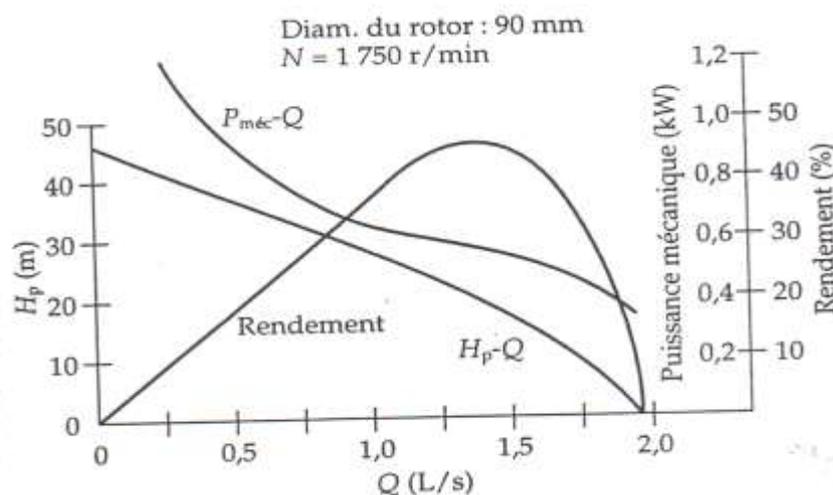


Figure II-8- caractéristiques d'une pompe périphérique.

Comme la pompe centrifuge, la pompe périphérique n'est pas auto-amorçante. 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 limpides. Elles se prêtent bien au pompage et de solution, et 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.

II-7-L'exploitation:

L'utilisation des pompes centrifuge est infiniment diversifiée, on ne s'intéresse donc ici qu'aux principales d'entre elles.

Les grands domaines d'utilisations peuvent être cités comme suite :

- Hydro-électricité (barrage)
- Agriculture (irrigation des surfaces cultivées)
- Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine)
- Industrie hydrocarbure (production du pétrole)
- Industrie de traitement des hydrocarbures.

II-8-Les avantages et les inconvénients 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
- refoulement continu sans pulsations
- acheminement possible de matières solides
- conviennent à des puissances élevées
- concentration élevée de la puissance et petit espace de construction

Coté inconvénients

- pas auto-amorçantes (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peuvent être auto-amorçantes)
- 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.

II-9-Phénomène de cavitation dans les pompes :**II-9-1-Définition :**

Mécaniquement, on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives. Physiquement, La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue, et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de cho) [11]

II-9-2-Types de cavitation:

On rencontre donc une quantité de type de cavitation, dont certains particulièrement importants, ont fait l'objet de classification plus ou moins admises par la communauté spécialisée. Parmi les sous-classifications pouvant présenter un certain intérêt, consiste à considérer qui se produisent au sein du liquide et celles qui sont provoqués près des parois. Toutes les cavitations obtenues au sien d'un liquide impliquent la présence de tourbillons permanents ou non. Elles sont particulièrement sensibles au nombre de Reynolds:

-cavitation à haut nombre de Reynolds: l'inertie du liquide (sa mise en mouvement) ralentit l'expansion de la partie vapeur.

-cavitation à faible nombre de Reynolds: la viscosité du liquide limite la vitesse d'expansion.

-cavitation élastique : la résistance élastique du milieu et la tension de surface limitent la dilatation de la phase gazeuse.

Un autre sous classification possible, il convient de considérer deux grandes familles d'écoulements cavitants, la cavitation à structures séparées, qui nécessite la présence de

germes pour se développes, et la cavitation quasi permanent, la cavitation à poches, par exemple, qui après avoir été initiée, s'auto- entretient par vaporisation du liquide environnement au travers d'une interface assez bien définie. Nous présentons sommairement dans ce qui suit les types de cavitation les plus couramment admis et leurs formes dégradées éventuelles. [11]

II-9-3-Effets de la cavitation :

La cavitation peut avoir à la fois des aspects désirés et non désirés. Elle peut être utile via la génération de microbulles par exemple pour le nettoyage d'objets, en tant que catalyseur de certaines réactions chimiques, ou pour réduire la force de traînée. On peut dans ce contexte-là évoquer la cavitation acoustique qui est caractérisée par l'apparition d'une population de bulles de gaz, sous l'influence d'une onde acoustique et dont les conséquences physico-chimiques sont recherchées dans certains milieux réactionnels.

Dans les pompes, elle engendre une baisse des performances et l'apparition de forces instationnaires qui peuvent avoir plusieurs effets néfastes sur leurs composantes : l'érosion, le bruit et les vibrations.

II-9-4-Le bruit de cavitation :

Dans les roues, les sources de bruit sont de natures diverses. Elles sont d'origine hydraulique ou mécanique. Ces dernières peuvent être occasionnées par des balourds, des dissymétries des coussinets, les roulements... Quant au bruit hydraulique, il peut être dû au défilement des pales, à la présence d'un diffuseur, aux imperfections de réalisation de la roue, à une non-uniformité du champ de vitesse à l'entrée (à cause de la forme du canal d'amenée ou d'une présence de croisillon par exemple), aux tourbillons de Karman causés par la présence d'obstacles dans l'écoulement, au fonctionnement en régime désadapté (surtout en sous-débit) et enfin à la cavitation.

II-9-5-la cavitation dans une pompe centrifuge :

Quand un liquide coule dans un tuyau d'aspiration et qu'il pénètre dans l'œil de l'impulseur, sa vitesse augmente ; ce qui amène une réduction de pression. Si cette pression descend en dessous de la tension de vapeur (T_v) correspondant à la température du liquide, celui-ci va se vaporiser et le courant qui s'écoule consistera à la fois de liquides et de poches de vapeur.

Continuant son mouvement dans l'impulseur, le liquide arrive à une zone de pression plus élevée et les cavités de vapeur disparaissent. C'est cette disparition de poches de vapeur qui cause le bruit relié à la cavitation. La cavitation peut varier de très légère à très forte :

- Dans le premier cas, le seul effet est une baisse d'efficacité.
- Dans le deuxième cas, une forte cavitation est très bruyante et peut briser l'impulseur de la pompe ou d'autres parties.[11]

II-9-6-Utilisation de la cavitation :

La prédiction des effets de la cavitation présente des difficultés dues à la complexité du problème où un grand nombre de facteurs dont on ne maîtrise pas les effets entrent en jeu:

- Influence de l'évolution de bulles voisines
- Existence d'ondes de choc
- Vitesse et turbulence de l'écoulement
- Influence de la nature des matériaux

Cependant en dépit de ses aspects négatifs, la cavitation trouve des applications dans certains procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur de petits domaines afin de produire localement des pics de pressions élevés. La cavitation est ainsi utilisée dans:

- Limitation de débit de liquide
- Aide forage pétrolier
- Générateur de microbulles
- Catalyseur de réaction chimique
- Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants
- La production d'émulsion
- Le dégazage des liquides. [11]

II-9-7-.Solutions apportées aux problèmes de cavitation :

On cite quelques mesures que doit observer un utilisateur pour éviter la cavitation dans la pompe :

- On augmente la pression à l'entrée de l'aspiration, avec l'installation des pompes de gavage (qu'on appelle pompe booster).
- Choisir un matériel qui requiert mieux aux effets de la cavitation, dans l'ordre croissant de résistance nous citons : la fonte, le bronze, bronze aluminium, acier a 13% de chrome, acier

inoxydable...etc. A l'unité de stockage, on adapte la solution de démarrer la pompe à vanne de refoulement fermée, avec l'utilisation d'un compresseur d'air y compris une vanne pneumatique. Cette dernière est reliée à la pompe par une conduite. L'air comprimé provenant du compresseur, exerce une force sur le clapet de la vanne pneumatique. A cet effet, la pompe doit atteindre une pression supérieure à celle du compresseur pour ouvrir la vanne et dégager tout l'air emprisonné dans la pompe.

- Limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibrations) par une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats.
- Dans certains cas, utiliser un inducteur ou hélice de gavage installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.
- Il faut satisfaire la condition de NPSH disponible $>$ NPSH requis. [11]

II-9-8-Amélioration du NPSH des pompes :

En jouant sur les principaux paramètres géométriques des aubes à l'entrée de la roue, on peut concevoir des pompes dont les performances en cavitation peuvent varier dans une très large gamme. Les principaux paramètres géométriques à faire varier sont les suivants :

- D1 diamètre de roue.
- B1 angle d'entrée de l'aube.
- Z nombre d'aubes.
- e₁ épaisseur de l'aube.

II-10-Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons étudié tous les points fondamentaux concernant une pompe centrifuge. Ils se résument comme suit:

- Généralité sur les pompes centrifuges
- Différentes pompes centrifuges.
- Phénomène de cavitation.

Chapitre III

III-1-Calcul du choix de la pompe :

La pompe qu'on désire choisir tourne avec une vitesse de rotation $N=1800$ tr/min et délivrant un débit de 1000 m^3 d'eau par heure. La pompe doit fournir une hauteur de l'ordre de 60 m.

III-1-1- Coefficients de Râteau :

Les coefficients sans dimension de Râteau ont pour objet de répondre de façon simple à deux questions :

- Comment se modifient les caractéristiques d'une pompe lorsque l'on change sa vitesse de rotation ?
- Quelles sont les caractéristiques d'une pompe géométriquement semblable à une autre pompe ?

Ces coefficients se calculent à l'aide des formules suivantes :

- Coefficient de débit :

$$\delta = \frac{Q}{U_2 r_2^2} \quad (1)$$

- Coefficient de hauteur manométrique:

$$\mu = \frac{h}{U_2^2} \quad (2)$$

- Coefficient de puissance :

$$\tau = \frac{P}{\rho U_2 r_2^2} \quad (3)$$

Ces trois derniers coefficients sont également liés entre eux par la formule suivante :

$$\tau = \frac{\mu \delta}{\eta} \quad (4)$$

III-1-2- Calcul de la vitesse spécifique N_s et du diamètre spécifique D_s :

A partir de (1) et (2), on peut avoir :

$$U_2 = \left(\frac{h}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}} \text{ et } r_2 = \frac{Q}{\delta} \left(\frac{\mu}{h}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

Par ailleurs, le diamètre de sortie de la roue $D=2r_2$ et la vitesse de rotation N

Avec :

$$U_2 = \frac{2 \pi N}{60} \times r^2$$

S'expriment par :

$$N = \frac{30 \delta^{1/2} h^{3/4}}{\pi \mu^{3/4} Q^{1/2}} = \left[\frac{30 g^{3/4} \delta^{1/2}}{\pi \mu^{3/4}} \right] \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}}$$

$$D = 2 \frac{\mu^{1/4} Q^{1/2}}{\delta^{1/2} h^{1/4}} = \left[\frac{2 \mu^{1/4}}{g^{1/4} \delta^{1/2}} \right] \frac{Q^{1/2}}{H^{1/4}}$$

L'analyse de (4) et (5) montre clairement la dépendance de N et D avec les coefficients de râteau δ et μ .

A partir de (4) et (5), on peut faire apparaître deux nombres qui sont :

- Vitesse spécifique :

$$N_s = \frac{30 g^{3/4} \delta^{1/2}}{\pi \mu^{3/4}} = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (6)$$

- Diamètre spécifique :

$$D_s = \frac{2 \mu^{1/4}}{g^{1/4} \delta^{1/2}} = D \frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (7)$$

Les formules (6) et (7) montrent clairement que N_s et D_s sont deux nombres avec dimensions.

- Calcul de N_s :

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

On a: $N = 1800$ tr/min

$$Q = 1000 \text{ m}^3/\text{h} = 0.2777 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 60\text{m}$$

Alors :

$$N_s = 1800 \frac{1000^{1/2}}{3600} = 1800 \frac{0.527}{21.55} = 1800 \times 0.0244$$

$$N_s = 44\text{tr}/\text{min}$$

Par la suite, selon le schéma de la **figure III.1**, on peut déterminer la nature de la pompe envisagée en fonction du nombre N_s . On constate que $N_s=44 \in [15-45]$, ce qui permet de classer la pompe comme centrifuge monocellulaire.

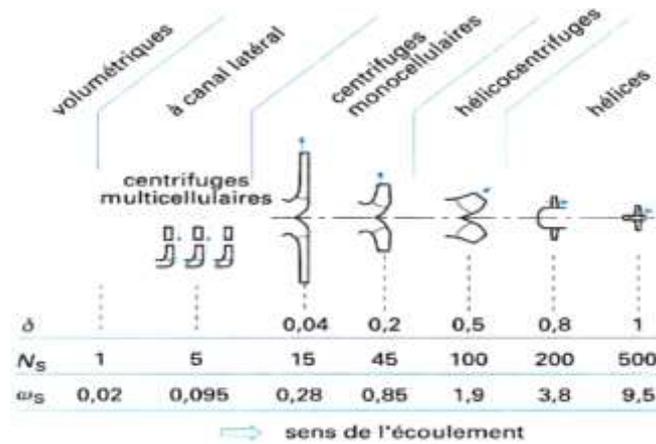


Figure III-1- Relation entre les différents types de machines et les coefficients de similitude [19]

Le diamètre spécifique D_s d'obtient par utilisation de la **Figure III.2**. Cette dernière donne la relation entre le diamètre spécifique D_s et la vitesse spécifique N_s .

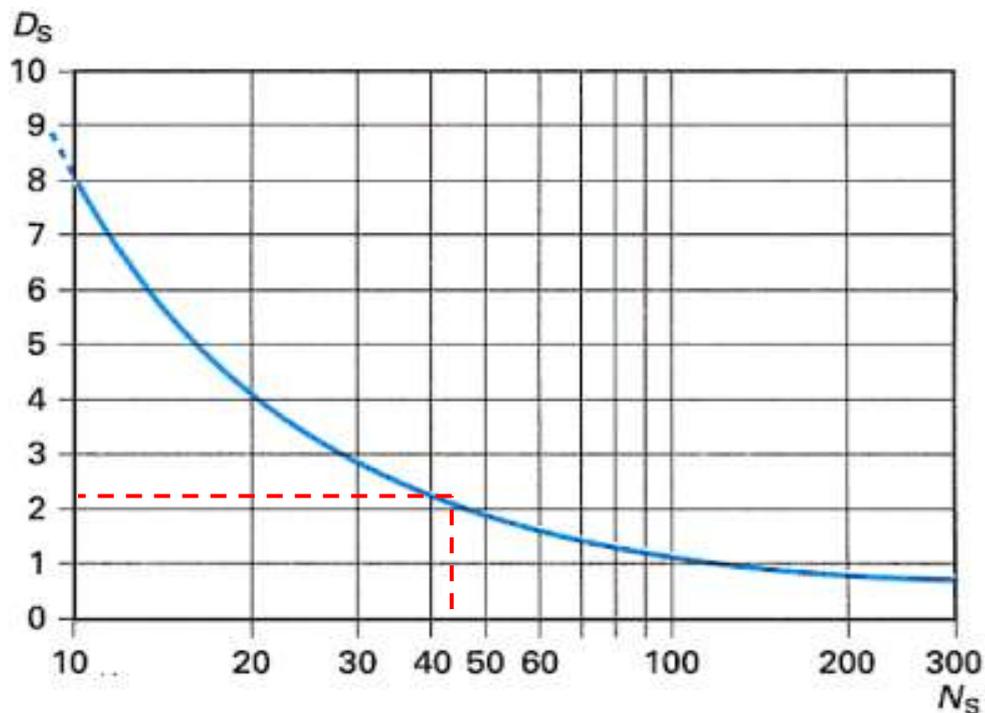


Figure III-2- Relation entre le diamètre spécifique D_s et la vitesse spécifique N_s [19]

La Figure III.2 donne $D_s = 2.1$ pour une vitesse spécifique de l'ordre de 44.

$$N_s = 44 \rightarrow D_s = 2.1$$

Une fois le diamètre spécifique calculé, on peut déterminer le diamètre de la roue. Ce dernier se calcule comme suit :

$$D_s = D \frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} = D \frac{2.78}{0.527} = D \times 5.275 \rightarrow D_s = D \times 5.275 \rightarrow D = \frac{2.1}{5.275}$$

$$D = 0.398 \text{ m}$$

Alors :

$$D = 2r_2 \rightarrow r_2 = \frac{D}{2} = \frac{0.398}{2}$$

$$r_2 = 0.199 \text{ m}$$

La roue de la pompe centrifuge proposée possède un diamètre :

$$D = 2r_2 = 0.398 \text{ m} \rightarrow D = 398 \text{ mm}$$

- La vitesse à la sortie de la roue est alors :

$$U_2 = \frac{2 \pi N}{60} \times r_2$$

$$U_2 = \frac{2 \times 3.14 \times 1800}{60} \times 0.199$$

$$U_2 = 157 \times 0.199 = 31.24 \text{ m/s}$$

III-1-3-Calcul du coefficient sans dimension de vitesse spécifique ϖ_s :

Comme mentionnée ci-dessus, les nombres N_s et D_s ne sont pas adimensionnels et dépendent essentiellement du système d'unités utilisé. Pour remédier à ce problème, on peut calculer un nombre sans dimensions, ϖ_s , dit nombre adimensionnel de vitesse spécifique. Il est donné par la formule suivante :

$$\varpi_s = \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \varpi \frac{Q^{1/2}}{h^{3/4}} \quad (8)$$

$$\omega = \frac{2 \pi N}{60} \Rightarrow \omega_s = \frac{2 \pi N Q^{1/2}}{60 h^{3/4}}$$

Avec : h exprimée en j/kg, c'est-à-dire en $(\text{m/s})^2$,

ω En rad/s,

Q en m^3/s ,

En substituant la vitesse angulaire $\omega = 2\pi N/60$ à la vitesse de rotation N :

$$\omega = 157 \text{ rad/s}$$

$$h = 60 \times 9.81 = 588.6 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Il vient finalement :

$$\omega_s = 157 \cdot \frac{0.277^{1/2}}{588.6^{3/4}} = 157 \times \frac{0.526}{119.49} = 157 \times 0.0044$$

$$\omega_s = 0.6908 \rightarrow \omega_s \approx 0.7$$

D'après la figure III.1, la valeur de $\omega_s = 0.7$ permettra de confirmer le choix d'une pompe centrifuge monocellulaire. En effet, elle est située entre 0.28 et 0.85 ($0.28 < \omega_s = 0.7 < 0.85$).

III-1-4- Calcule des rendements et la puissance absorbée :

III-1-4-1- calcul des rendements hydraulique et global :

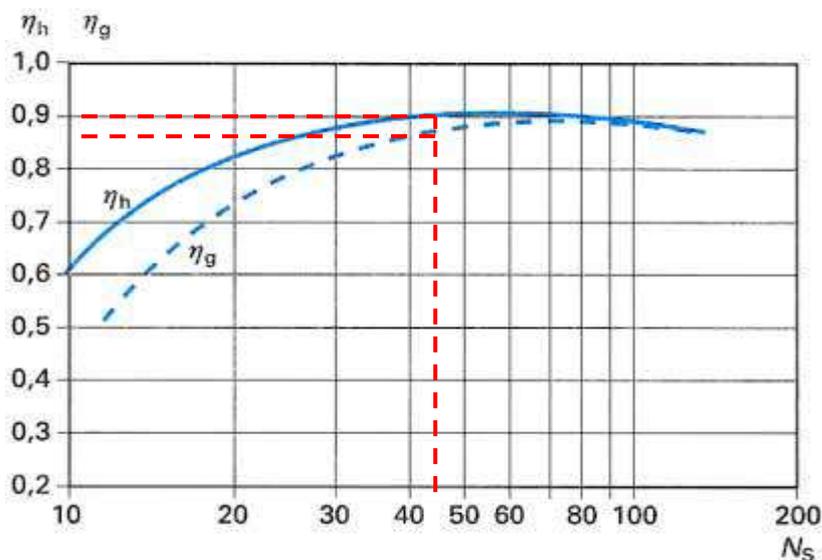


Figure III-3-Rendements hydraulique et global des pompes centrifuges et hélico centrifuges en fonction de la vitesse spécifique [19]

Considérons la courbe de la Figure III.3 qui donne les différents rendements d'une pompe centrifuge en fonction du nombre de la vitesse spécifique N_s .

Le calcul nous a donné une valeur de N_s de l'ordre de 44.

L'utilisation de la Figure III.3 permettra d'obtenir les rendements hydraulique et global de la pompe centrifuge objet d'étude. Les valeurs numériques de ces rendements sont donc :

$$\eta_g = 0.87 = 87 \%$$

$$\eta_h = 0.9 = 90 \%$$

III-1-4-2-calcul de la puissance absorbée :

Elle se calcule comme suit :

$$P = \frac{\rho \times Q \times h}{\eta_{\text{global}}} ; h = g \times H \quad (9)$$

$$P_a = \frac{1000 \times 0.277 \times 588.6}{0.87} = 187404.82 \text{ j/s} = 187.404 \text{ Kw}$$

III-2- Dimensionnement de la pompe :

La pompe objet d'étude véhicule de l'eau dont les caractéristiques sont regroupées dans le tableau suivant :

N	1800 tr/min
Q	0.277 m ³ /s
H	60 m
h	588.6 j/kg
N_s	44
η_h	90 %
η_g	87 %
D_s	2.1
D	0.398 m
r_2	0.199 m

Tableau III-1- Dimensionnement préliminaire.

Les coefficients de Râteau sont alors :

$$\delta = \frac{Q}{U_2 r_2^2} \rightarrow \delta = \frac{0.277}{37.49 \times 0.199^2} \rightarrow \delta = 0.186$$

$$\mu = \frac{h}{U_2^2} \rightarrow \mu = \frac{588.6}{37.94^2} \rightarrow \mu = 0.418$$

III-3- Calcul de la roue :

III-3-1- Triangle des vitesses :

En analysant la Figure III.3, on constate qu'il y a différence entre η_h et η_g ; cette différence est caractérisée par les pertes dues aux fuites internes et par les pertes de frottement de disque. L'écart (la différence) s'estime généralement par :

$$\eta_h - \eta_g = 3\%$$

Les pertes de divisent comme suit :

1.5% pertes par frottement de disque.

1.5% pertes dues aux fuites internes.

III-3-1-2- triangle de vitesse à la sortie de la roue :

On a : $H = 60$ m et $\eta_h = 0.9$

La hauteur utile fournie par la pompe est donnée par :

$$h = h_t \cdot \eta_h \quad (10)$$

h_t : hauteur théorique du fluide fournie par la pompe (si les pertes hydrauliques sont nulles)

h_t se calcule généralement à l'aide du théorème d'Euler. Elle est donnée par la relation suivante :

$$h_t = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} \quad (11)$$

Avec :

U_2 : vitesse périphérique à la sortie de la roue.

V_{u2} : Composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue.

U_1 : vitesse périphérique à l'entrée de la roue.

V_{u1} : composante tangentielle de la vitesse d'entrée.

D'une manière générale, le produit des vitesses : $V_{u1} \cdot U_1$ est nul au point de fonctionnement nominal.

Dans la grande majorité des cas, au point de fonctionnement nominal, le terme $U_1 V_{u1}$ est nul ou négligeable. En effet, les conduits d'entrée sont souvent pourvus d'aubes radiales pour arrêter d'éventuels vortex, les canaux de retour sont calculés de façon à laisser une composante résiduelle nulle, en fin le terme U_1 est beaucoup plus petit que U_2 , ce qui limite l'influence d'imperfections dans les systèmes d'arrêt de la rotation. Dans ces conditions, on a :

$$h_t = U_2 V_{u2}$$

La hauteur théorique h_t en m^2/s^2 se calcule comme suit :

$$h_t = H_t \times g \quad (12)$$

H_t : hauteur théorique en m.

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

Comme $H = 60 \text{ m}$ et $\eta_h = 0.76$ le calcul de h_t donne :

$$H_t = \frac{H}{\eta_h} = \frac{60}{0.9} = 66.66 \text{ m} \Rightarrow h_t = H_t \times g = 66.66 \times 9.81$$

$$h_t = 653,93 \text{ m}^2/\text{s}$$

On a :

$$U_2 = 37.49 \text{ m/s}$$

La composante tangentielle est :

$$V_{u2} = \frac{h_t}{U_2} = \frac{653,93}{37.49}$$

$$V_{u2} = 17.44 \text{ m/s}$$

La composante tangentielle de la vitesse relative de la sortie de la roue est alors :

$$W_{u2} = U_2 - V_{u2} \quad (13)$$

$$W_{u2} = 37.49 - 17.44$$

$$W_{u2} = 20.05$$

Le débit utile est :

$$Q_u = 0.277 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Le débit de fuite se calcule comme suit :

$$Q_f = 1.5\% \times Q_u \quad (14)$$

$$Q_f = 1.5\% \times Q_u$$

$$Q_f = 0.0041 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le débit interne se détermine comme suit :

$$Q_i = Q_f + Q_u \quad (15)$$

$$Q_i = 0.277 + 0.0041$$

$$Q_i = 0.2811 \text{ m}^3/\text{s}$$

III-3-1-3-Calcul des dimensions de l'œillard :

L'œillard caractérise l'entrée de la roue.

A l'entrée de la roue (œillard), la vitesse débitante est toujours prise : $V_{m1} < 7.6 \text{ m/s}$

Par exemple pour une vitesse débitante moyenne prise égale : $V_{m1} = 7 \text{ m/s} < 7.6 \text{ m/s}$, la section de l'œillard est alors :

$$V_{m1} = \frac{Q_i}{S_{m1}} \Rightarrow S_{m1} = \frac{Q_i}{V_{m1}} \quad (16)$$

$$S_{m1} = \frac{0.2811}{7}$$

$$S_{m1} = 0.04015 \text{ m}^2$$

On a également :

$$S_{m1} = \frac{\pi d_1^2}{4} \Rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4 S_{m1}}{3.14}}$$

$$d_1 = 0.226 \text{ m} \Rightarrow r_{1e} = 0.113 \text{ m} \Rightarrow r_{1e} = 113 \text{ mm}$$

Le diamètre de sortie calculé plus haut est :

$$D_2 = 0.398 \text{ m} \Rightarrow r_2 \approx 0.199 \text{ m} = 199 \text{ mm}$$

On peut également déduire (par comparaison avec des roues existantes) le rayon à l'entrée du filet $\frac{1}{2}$ (le filet $\frac{1}{2}$ partage l'écoulement en deux parties). Dans ces conditions, il convient de prendre :

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.404$$

Il vient :

$$r_1 = r_2 \times 0.404 = 0.199 \times 0.404$$

$$r_1 = 0.080396 \text{ m} \Rightarrow r_1 \simeq 80 \text{ mm}$$

On a :

$$\frac{H}{\eta_h} = \frac{60}{0.9} = 66.66 \text{ m}$$

$$h_t = H_t \times g = 66.66 \times 9.81 = 653.93 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$h_t = 653.99 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Par ailleurs

$$h_t = V_{u2} \times U_2$$

Pour un nombre d'ailes (aubes) infini, on a :

$$\mu_{t\infty} = \frac{V_{u2\infty}}{U_2} \quad (17)$$

Avec :

$$V_{u2\infty} = \frac{V_{u2}}{\sigma}$$

σ : coefficient de glissement.

Pour le calcul de σ , on utilise la formule de *STODOLA* [20]:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin(\beta_{2a})}{Z} \quad (18)$$

Z : nombre d'ailes

En première approximation on prend l'angle β_{2a} égal à 26° (valeur de 1ère approximation).

Choisissons deux valeurs possibles du nombre d'ailes Z ; considérons $Z = 4$ et $Z = 5$. On obtient alors les résultats suivant :

Pour $Z = 4$:

$$\sigma = 1 - \frac{3.14 \sin(26^\circ)}{4} \Rightarrow \sigma = 0.65$$

Pour $Z = 5$:

$$\sigma = 1 - \frac{3.14 \sin(26^\circ)}{5} \Rightarrow \sigma = 0.72$$

- Le calcul de $V_{u2\infty}$ donne :

Pour $Z = 4$:

$$V_{u2\infty} = \frac{Vu_2}{\sigma} = \frac{17.44}{0.65}$$

$$V_{u2\infty} = 26.83 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$:

$$V_{u2\infty} = \frac{Vu_2}{\sigma} = \frac{17.44}{0.72}$$

$$V_{u2\infty} = 24.22 \text{ m/s}$$

- Le calcul de $\mu_{t\infty}$ donne :

Pour $Z = 4$:

$$\mu_{t\infty} = \frac{V_{u2\infty}}{U_2} = \frac{26.83}{37.49}$$

$$\mu_{t\infty} = 0.71$$

Pour $Z = 5$:

$$\mu_{t\infty} = \frac{V_{u2\infty}}{U_2} = \frac{24.22}{37.49}$$

$$\mu_{t\infty} = 0.64$$

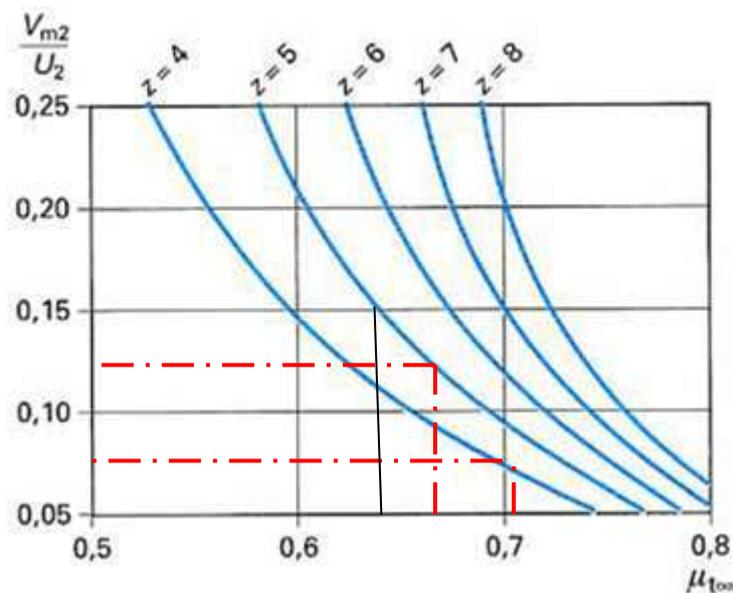


Figure III-4-Relation entre le nombre d'ailes Z , le rapport $(\frac{V_{m2}}{U_2})$ et le coefficient $\mu_{t\infty}$ [19]

Le calcul de la vitesse débitante V_{m2} à la sortie se fait à l'aide de la figure III-4.

En effet, pour de valeurs possibles du nombre d'ailes et en fonction du nombre $\mu_{t\infty}$, on peut facilement déterminer la valeur du rapport $\frac{V_{m2}}{U_2}$ et par conséquent la détermination de la vitesse V_{m2}

- On tire donc la vitesse V_{m2} de la Fig. III.4

Pour $Z = 4$

$$\Rightarrow \frac{V_{m2}}{U_2} = 0.075$$

$$V_{m2} = U_2 \times 0.075 \Rightarrow V_{m2} = 2.81 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$

$$\Rightarrow \frac{V_{m2}}{U_2} = 0.14$$

$$V_{m2} = U_2 \times 1.24 \Rightarrow V_{m2} = 5.24 \text{ m/s}$$

L'angle β_{2a} du triangle des vitesses est relié à V_{m2} et U_2 par la relation :

$$\tan \beta_{2a} = \frac{V_{m2}}{(U_2 - V_{u2\infty})} = \frac{V_{m2}/U_2}{(1 - \mu_{t\infty})} \quad (19)$$

Pour $Z = 4$;

$$\tan \beta_{2a} = \frac{2.81/37.49}{(1 - 0.71)} = 0.2584 \simeq 0.26$$

$$\beta_{2a} = 14.57$$

Pour $Z = 5$;

$$\tan \beta_{2a} = \frac{5.24/37.49}{(1 - 0.64)} = 0.39$$

$$\beta_{2a} = 21.3$$

La vitesse relative $W_{2\infty}$ est donnée par la relation suivante :

$$V_{m2} = W_{2\infty} \sin \beta_{2a} \quad (20)$$

$$\Rightarrow W_{2\infty} = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_{2a}}$$

Pour $Z = 4$

$$\Rightarrow W_{2\infty} = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_{2a}} \Rightarrow \frac{2.81}{\sin(14.57)} = 11.17 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$

$$\Rightarrow W_{2\infty} = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_{2a}} \Rightarrow \frac{5.24}{\sin(21.30)} = 14.42 \text{ m/s}$$

- Calcul de la vitesse W_2 à la sortie de la roue :

La vitesse relative W_2 est donnée par la relation suivante :

$$\sin \beta_2 = \frac{V_{m2}}{W_{u2}} \Rightarrow w_2 = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_2}$$

Pour pouvoir calculer la vitesse W_2 , il faut calculer en premier l'angle de sortie β_2 .

On a :

$$\text{tang} \beta_2 = \frac{V_{m2}}{W_{u2}}$$

Pour $Z = 4$;

$$\text{tang} \beta_2 = \frac{2.81}{20.05} = 0.14$$

$$\rightarrow \beta_2 = \text{arctg}(0.14) \rightarrow \beta_2 = 27.96^\circ$$

Pour $Z = 5$;

$$\text{tang} \beta_2 = \frac{5.25}{20.05} = 0.26$$

$$\beta_2 = \text{arctg}(0.26)$$

$$\beta_2 = 14.57^\circ$$

Le calcul de la vitesse relative donne alors :

Pour $Z = 4$ et $\beta_2 = 7.96^\circ$;

$$w_2 = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_2} = \frac{2.81}{\sin (7.96)} = 20.29 \text{ m/s}$$

$$w_2 = 20.29 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$ et $\beta_2 = 14.57^\circ$;

$$w_2 = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_2} = \frac{5.24}{\sin (14.57)} = 20.82 \text{ m/s}$$

$$w_2 = 20.92 \text{ m/s}$$

Également, le calcul de $W_{2u\infty}$ donne :

Pour $Z = 4$;

$$W_{2u\infty} = W_{2\infty} \times \cos \beta_{2a} \quad (21)$$

$$W_{2u\infty} = 11.17 \times \cos(14.57) \Rightarrow W_{2u\infty} = 10.81 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$;

$$W_{2u\infty} = W_{2\infty} \times \cos \beta_{2a}$$

$$W_{2u\infty} = 14.42 \times \cos(21.3)$$

$$W_{2u\infty} = 13.43 \text{ m/s}$$

- Calcul de la largeur « b_2 » à la sortie de la roue :

On a :

$$Q_i = S_{m2} \times V_{m2} \times \left(1 - \frac{e}{t_2 \sin \beta_{2a}}\right) \quad (22)$$

Avec :

Q_i : Débit interne.

V_{m2} : vitesse débitante à la sortie de la roue.

e : épaisseur des aubes ($e = 4 \text{ mm}$: valeur arbitraire).

t_2 : Pas à la sortie de la roue.

$$t_2 = \frac{2 \pi r_2}{Z} \quad (23)$$

Z : nombre d'ailes (d'aubes).

β_{2a} : Angle de sortie.

$$S_{m2} = \frac{Q_i}{V_{m2} \times \left(1 - \frac{e}{t_2 \sin \beta_{2a}}\right)}$$

Comme :

$$S_{m2} = \pi \cdot d_2 \cdot b_2 \quad (24)$$

Il vient :

$$b_2 = \frac{Q_i}{V_{m2} \times \left(1 - \frac{e}{t_2 \sin \beta_{2a}}\right) \times \pi \cdot d_2}$$

On a :

$$d_2 = 0.398 \text{ m}$$

$$Q_i = 0.2811 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\begin{cases} V_{m2} = 2.81 \text{ m/s} \rightarrow \text{pour } Z = 4 \\ V_{m2} = 5.24 \text{ m/s} \rightarrow \text{pour } Z = 5 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \beta_{2a} = 14.57^\circ \rightarrow \text{pour } Z = 4 \\ \beta_{2a} = 21.3^\circ \rightarrow \text{pour } Z = 5 \end{cases}$$

$$t_2 = \frac{2 \pi r_2}{Z}$$

Pour $Z = 5$;

$$t_2 = \frac{3.14 \times 0.398}{4} = 0.31 \text{ m} = 310 \text{ mm}$$

Pour $Z = 5$;

$$t_2 = \frac{3.14 \times 0.398}{5} = 0.2499\text{m} = 250 \text{ mm}$$

Le calcul de la largeur b_2 donne alors :

Pour $Z = 4$;

$$b_2 = \frac{0.2811}{2.81 \times \left(1 - \frac{4.10^{-3}}{0.31 \times \sin(14.57)}\right) \times 3.14 \times 0.398}$$

$$b_2 = 0.0843 \text{ m} \Rightarrow b_2 = 84.3 \text{ mm}$$

Pour $Z = 5$;

$$b_2 = \frac{0.2811}{5.24 \times \left(1 - \frac{4.10^{-3}}{0.250 \times \sin(21.37)}\right) \times 3.14 \times 0.398}$$

$$b_2 = 0.0449 \text{ m} \Rightarrow b_2 = 44.9 \text{ mm}$$

- Calcul de l'angle (α_2) :

Pour $Z = 4$;

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{m2}}{V_{u2}} \quad (25)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{2.81}{17.44} = 0.161$$

$$\alpha_2 = \text{arc tg} (0.161)$$

$$\alpha_2 = 9.14^\circ$$

Pour $Z = 5$;

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{m2}}{V_{u2}}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{5.24}{17.44} = 0.30$$

$$\alpha_2 = \text{arc tg} (0.3) \rightarrow \alpha_2 = 16.69^\circ$$

-calcul de l'angle α_{2a} :

Pour $Z = 4$;

$$\tan\alpha_2 = \frac{V_{m2}}{V_{u2\infty}}$$

$$\alpha_{2a} = \frac{2.81}{26.83} = 0.104$$

$$\alpha_{2a} = \text{arc tg}(0.104) \rightarrow \alpha_{2a} = 5.93^\circ$$

Pour $Z = 5$;

$$\tan\alpha_2 = \frac{V_{m2}}{V_{u2\infty}}$$

$$\alpha_{2a} = \frac{5.24}{24.22} = 0.21$$

$$\alpha_{2a} = \text{arc tg}(0.21) \Rightarrow \alpha_{2a} = 11.85^\circ$$

- Calcul de la vitesse V_2 :

On a:

$$\sin\alpha_2 = \frac{V_{m2}}{V_2}$$

$$V_2 = \frac{V_{m2}}{\sin\alpha_2} \quad (26)$$

Pour $Z = 4$;

$$V_2 = \frac{V_{m2}}{\sin\alpha_2} = \frac{2.81}{\sin(9.14)}$$

$$V_2 = 17.68 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$;

$$V_2 = \frac{V_{m2}}{\sin\alpha_2} = \frac{5.24}{\sin(16.96)}$$

$$V_2 = 18.24 \text{ m/s}$$

- Calcul de la vitesse $V_{2\infty}$:

Pour $Z = 4$;

$$\sin\alpha_{2a} = \frac{V_{m2}}{V_{2\infty}} \quad (27)$$

Alors :

$$V_{2\infty} = \frac{V_{m2}}{\sin\alpha_{2a}} = \frac{2.81}{\sin(5.93)} = 27.19 \text{ m/s}$$

$$V_{2\infty} = 27.19 \text{ m/s}$$

Pour $Z = 5$;

$$V_{2\infty} = \frac{V_{m2}}{\sin\alpha_{2a}} = \frac{5.24}{\sin(11.85)} = 25.51 \text{ m/s}$$

$$V_{2\infty} = 25.51 \text{ m/s}$$

- Récapitulatif des paramètres du triangle des vitesses à la sortie de la roue :

Caractéristiques de triangle des vitesses	Nombre d'ailes Z	
	4	5
σ	0.65	0.72
V_{u2} (m/s)	17.44	
$V_{u2\infty}$ (m/s)	26.83	24.22
W_{u2} (m/s)	20.05	
$W_{u2\infty}$ (m/s)	10.81	13.43
$\mu_{t\infty}$	0.71	0.64
V_{m2}/U_2	0.075	0.14
V_{m2} (m/s)	2.81	5.24
W_2 (m/s)	20.29	20.82
$W_{2\infty}$ (m/s)	11.17	14.42
V_2 (m/s)	17.68	18.24
$V_{2\infty}$ (m/s)	27.19	25.51
β_2 (°)	7.96	14.57
β_{2a} (°)	14.57	21.3
α_2 (°)	9.14	16.69
α_{2a} (°)	5.93	11.85
b_2 (mm)	84.3	44.9

Le tableau III-2-l'ensemble des caractéristiques du triangle des vitesses à la sortie de la roue.

- Choix de la roue :

Le tableau III-2 montre que les caractéristiques de la roue en sortie, pour deux possibles valeurs des nombres d'aubes ($Z = 4$ et $Z = 5$).

Nous écarterons la solution à 4 ailes parce qu'elle conduit à un angle de sortie très petit et une roue très large, ce qui engendrerait des difficultés de raccordement avec l'entrée de la roue.

Pour la suite des calculs, on va conserver toutes les caractéristiques du tableau III.2 pour une roue à 5 aubes.

Nous retiendrons donc la solution à 5 ailes, en conservant intégralement les valeurs du tableau III-2.

III-3-1-4-Tracé du triangle des vitesses à la sortie de la roue :

Vitesses exprimées en m/s

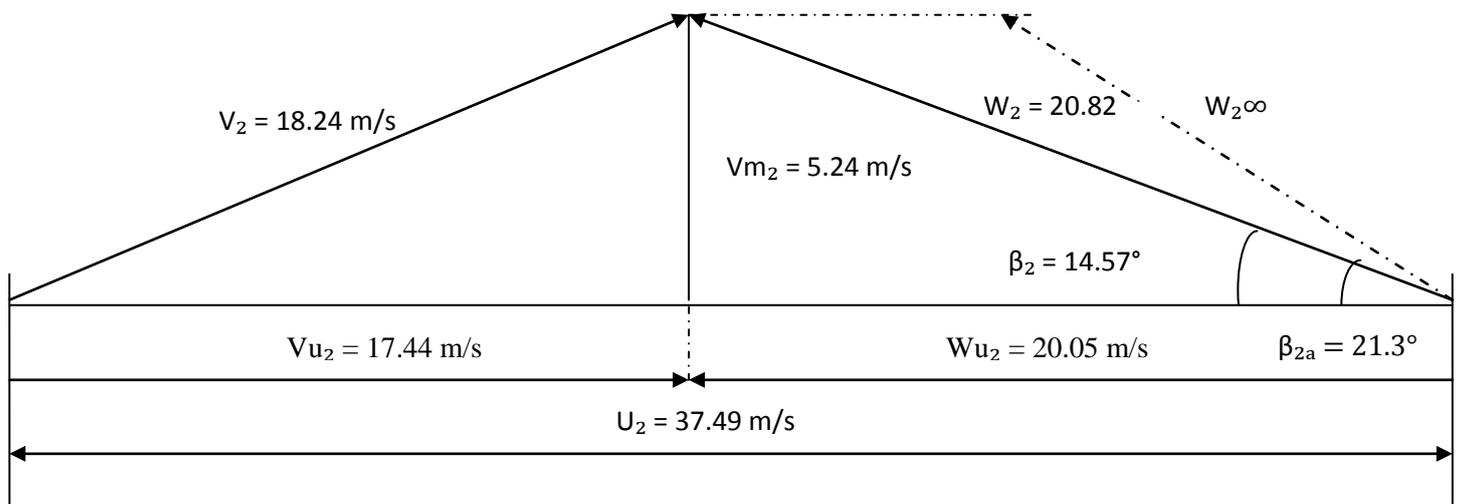


Figure III-5-Triangle des vitesses à la sortie de la roue

III-3-1-5-Triangles des vitesses à l'entrée de la roue :

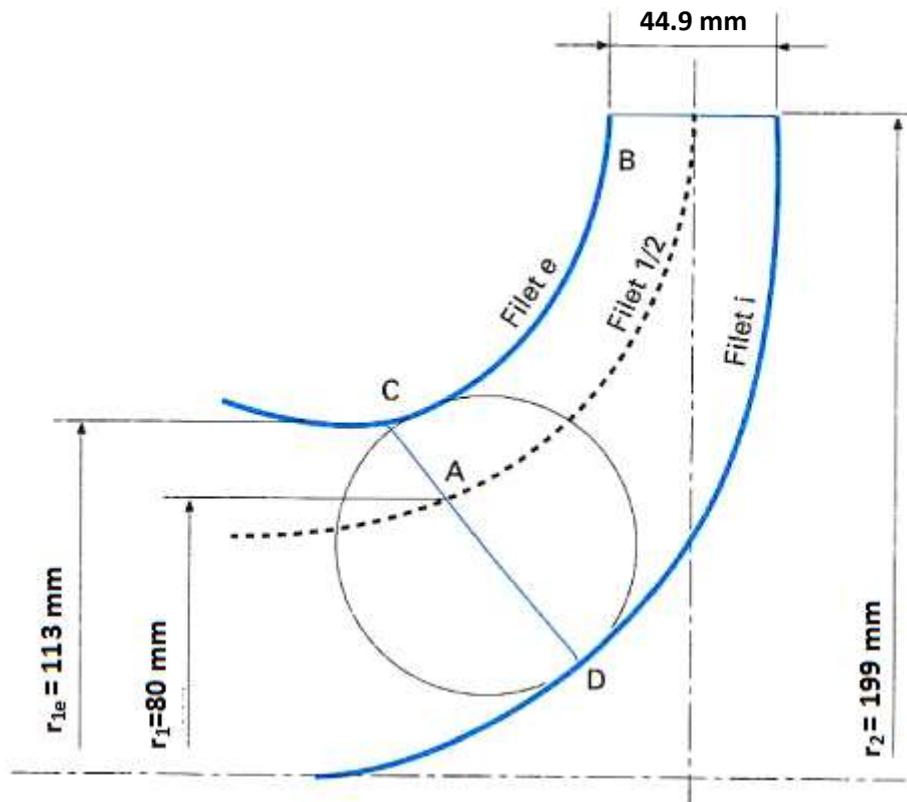


Figure III-6-vue méridienne de la roue. [19]

- Calcul des caractéristiques du triangle des vitesses :

Comme le montre la Figure III-6 présentant la vue méridienne de la roue, il existe trois filets :

- filet e dit externe.
- filet i dit interne.
- filet $\frac{1}{2}$ divisant l'écoulement en deux parties.

L'entrée de la roue pour ces trois filets se caractérise donc par :

- point C : filet extérieur.
- point D : filet intérieur.
- point A : filet $\frac{1}{2}$.

On va déterminer le rayon d'entrée de la roue correspondant au filet $\frac{1}{2}$.

$$U_1 = \omega \times r_1 \quad (28)$$

Avec :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

$$U_1 = \frac{2 \times 3.14 \times 1800}{60} \times 0.08$$

$$U_1 = 157 \times 0.080 = 12.56 \text{ m/s}$$

On a :

$$U_1 = 7 \text{ m/s.}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ \text{ (entrée radiale).}$$

Alors :

$$\tan\beta_1 = \frac{V_{m1}}{U_1} = \frac{7}{12.56}$$

$$\tan\beta_1 = 0.557$$

$$\beta_1 = 29.13^\circ$$

$$\sin\beta_1 = \frac{V_{m1}}{W_1} \rightarrow W_1 = \frac{V_{m1}}{\sin\beta_1} \quad (29)$$

$$W_1 = \frac{7}{\sin(29.13)} = \frac{7}{0.48} = 14.58 \text{ m/s}$$

III-3-1-6-Tracé le triangle des vitesses à l'entrée de la roue au niveau de filet 1/2 :

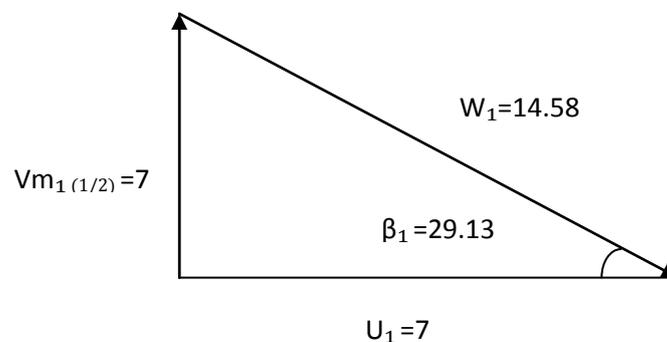


Figure III-7-Triangle des vitesses à l'entrée de la roue au niveau du filet 1/2

III-4-Calcul du diffuseur aubé :

On va essayer, d'une part, de représenter le diffuseur aubé, et, d'autre part, de calculer le triangle des vitesses à son entrée.

Le diffuseur aubé commence généralement sur un rayon « r_3 » légèrement supérieur au rayon « r_2 » de sortie de la roue.

Pour le diffuseur, les indices 3 et 4 désignent l'entrée et la sortie respectivement.

III-4-1- Largeur « l_3 » du diffuseur :

Il n'y a pas une formulation spécifique permettant de calculer la largeur du diffuseur, mais sa valeur sera choisie.

En effet, le choix se réalise d'une façon à ne pas conduire à un désaffleurement entre les faces internes du diffuseur et de la roue.

On choisit une largeur « l_3 » peu supérieure ou égale à la largeur « b_2 » de la roue.

On a $b_2 = 44.9$ mm et par conséquent $l_3 \geq b_2$.

III-4-2-choix de l'entrefer (jeu) :

Généralement on admet un jeu de 5%.

$$D_2 = 2 \times r_2 = 0.398$$

$$e = 0.05 \times D_2 = 0.05 \times 0.398$$

$$e = 0.0199\text{m} = 19.9\text{mm} \approx 20\text{mm}$$

Il vient :

$$D_3 = D_2 + e = 398 + 20$$

$$D_3 = 418\text{mm}$$

$$D_3 = 2 \times r_3$$

$$r_3 = \frac{D_3}{2} = \frac{418}{2}$$

$$r_3 = 209 \text{ mm}$$

III-4-3-Calcul de la section du col d'entrée :

Le diffuseur est de section rectangulaire ayant une largeur l_3 et un col d'entrée c_3 .

La section à l'entrée est donc:

$$S_{c3} = l_3 \times c_3 \times Z_d \quad (30)$$

Avec :

Z_d : Nombre d'aubes du diffuseur.

l_3 : Largeur du diffuseur (m).

c_3 : Col (m).

On peut également calculer la section d'entrée à l'aide de la formule suivante :

$$S_{c3} = \frac{Q_u}{V_{u3}(1 - b_1)} \left(1 + \frac{c_3}{2r_3}\right) \quad (31)$$

Avec :

V_{u3} : vitesse à l'entrée du diffuseur.

b_1 : Facteur de blocage ($b_1=10\%$).

r_3 : Rayon d'entrée du diffuseur.

Q_u : Débit utile.

Si on fait (1) = (2), on peut aisément déterminer le col d'entrée C_3 . Il vient alors :

$$C_3 = \frac{\frac{Q_u}{V_{u3}(1 - b_1)}}{\left[l_3 Z_d - \frac{Q_u}{V_{u3}(1 - 0.1) \times 2r_3} \right]} \quad (32)$$

III-4-4- Choix du nombre d'aubes Z_d du diffuseur :

Généralement, le nombre d'aubes Z_d à choisir doit être premier avec celui de la roue. Un nombre d'aubes qui diffère d'une unité avec celui de la roue est à éviter.

Dans notre étude, le nombre d'aubes de la roue choisis est $Z = 5$.

Dans ces conditions, pour une roue portant 5 aubes, nous aurons à choisir, un diffuseur avec un nombre d'aubes entre 7, 11, 13, 17 et 19.

Pour $Z_d = 7$;

- Calcul de V_{u3} :

Pour une largeur du diffuseur ℓ_3 égale à la largeur de la roue b_2 , on a :

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{r_2}{r_3}$$

$$V_{u3} = 17.44 \frac{199}{209}$$

$$V_{u3} = 16.60 \text{ m/s}$$

Alors :

$$C_3 = \frac{\frac{Q_u}{V_{u3}(1 - b_1)}}{\left[\ell_3 Z_d - \frac{Q_u}{V_{u3}(1 - 0.1) \times 2r_3} \right]}$$

Avec :

Le calcul de C_3 donne :

$$C_3 = \frac{\frac{0.277}{16.60(1 - 0.1)}}{\left[0.0449 \times 7 - \frac{0.277}{16.60(1 - 0.1) \times 2 \times 0.209} \right]}$$

$$C_3 = 0.06868 \text{ m} = 68.68 \text{ mm}$$

- Calcul de la section S_3 à l'entrée du diffuseur:

S_3 Est appelée également $S_{3\text{col}}$.

$$S_{c3} = \ell_3 \times c_3 \times Z_d$$

$$S_{c3} = 0.0449 \times 0.06868 \times 7$$

$$S_{c3} = 0.239 \text{ m}^2 \approx 0.024 \text{ m}^2$$

- Calcul du rapport C_3/ℓ_3

$$\frac{C_3}{\ell_3} = \frac{0.06868}{0.0449} = 1.52$$

Pour $Z_d = 11$;

$$C_3 = \frac{\frac{0.277}{16.60(1-0.1)}}{[0.04495 \times 11 - \frac{0.277}{16.60(1-0.1) \times 2 \times 0.209}]}$$

$$C_3 = 0.04124 \text{ m} = 41.24 \text{ mm}$$

- Calcul de la section S_3 à l'entrée du diffuseur:

$$S_{c3} = \ell_3 \times c_3 \times Z_d$$

$$S_{c3} = 0.0449 \times 0.0412 \times 11$$

$$S_{c3} = 0.02034 \text{ m}^2$$

- Calcul du rapport C_3/ℓ_3

$$\frac{C_3}{\ell_3} = \frac{0.04124}{0.0449} = 0.92$$

Pour $Z_d = 13$;

$$C_3 = \frac{\frac{0.277}{16.60(1-0.1)}}{[0.0449 \times 13 - \frac{0.277}{16.60(1-0.1) \times 2 \times 0.209}]}$$

$$C_3 = 0.0343 \text{ m} = 34.3 \text{ mm}$$

- Calcul de la section S_3 à l'entrée du diffuseur:

$$S_{c3} = \ell_3 \times c_3 \times Z_d$$

$$S_{c3} = 0.0449 \times 0.0343 \times 13$$

$$S_{c3} = 0.02002 \text{ m}^2$$

- Calcul du rapport C_3/ℓ_3

$$\frac{C_3}{\ell_3} = \frac{0.0343}{0.0449} = 0.76$$

Pour $Z_d = 17$;

$$C_3 = \frac{\frac{0.277}{16.60(1 - 0.1)}}{[0.0449 \times 17 - \frac{0.277}{16.60(1 - 0.1) \times 2 \times 0.209}]}$$

$$C_3 = 0.0257 \text{ m} = 25.7 \text{ mm}$$

- Calcul de la section S_3 à l'entrée du diffuseur:

$$S_{c3} = \ell_3 \times c_3 \times Z_d$$

$$S_{c3} = 0.0449 \times 0.0257 \times 17$$

$$S_{c3} = 0.0196 \text{ m}^2$$

- Calcul du rapport C_3/ℓ_3

$$\frac{C_3}{\ell_3} = \frac{0.0257}{0.0449} = 0.57$$

Pour $Z_d = 19$;

$$C_3 = \frac{\frac{0.277}{16.60(1 - 0.1)}}{[0.0449 \times 19 - \frac{0.277}{16.60(1 - 0.1) \times 2 \times 0.209}]}$$

$$C_3 = 0.0228 \text{ m} = 22.8 \text{ mm}$$

- Calcul de la section S_3 à l'entrée du diffuseur:

$$S_{c3} = \ell_3 \times c_3 \times Z_d$$

$$S_{c3} = 0.0449 \times 0.0228 \times 19$$

$$S_{c3} = 0.019 \text{ m}^2$$

- Calcul du rapport C_3/ℓ_3

$$\frac{C_3}{\ell_3} = \frac{0.0228}{0.0449} = 0.51$$

- Calcul du coefficient K_ℓ :

K_ℓ Est un coefficient correcteur qui tient compte du facteur de forme (c/ℓ). Ce facteur est donné par :

$$K_\ell = \frac{5}{8} + \frac{9}{8} \times \frac{1}{\left[2 + \frac{c}{\ell}\right]} \quad \text{si} \quad \frac{c}{\ell} > 1 \quad (33)$$

$$K_\ell = \frac{15}{16} + \frac{1}{16} \times \frac{1}{\left[2 + \frac{c}{\ell}\right]} \quad \text{si} \quad \frac{c}{\ell} < 1 \quad (34)$$

Pour $Z_d = 7 \Rightarrow \frac{c}{\ell} > 1$:

$$K_\ell = \frac{5}{8} + \frac{9}{8} \times \frac{1}{[2 + 1.52]}$$

$$K_\ell = 0.94$$

Pour $Z_d = 11 \Rightarrow \frac{c}{\ell} > 1$;

$$K_\ell = \frac{15}{16} + \frac{1}{16} \times \frac{1}{[2 + 0.92]}$$

$$K_\ell = 0.958$$

Pour $Z_d = 13$;

$$K_\ell = \frac{15}{16} + \frac{1}{16} \times \frac{1}{[2 + 0.76]}$$

$$K_\ell = 0.9601$$

Pour $Z_d = 17$;

$$K_\ell = \frac{15}{16} + \frac{1}{16} \times \frac{1}{[2 + 0.57]}$$

$$K_\ell = 0.9618$$

Pour $Z_d = 19$;

$$K_\ell = \frac{5}{8} + \frac{9}{8} \times \frac{1}{[2 + 0.51]}$$

$$K_\ell = 0.9624$$

Le Tableau suivant donne les principaux paramètres permettant le choix d'un diffuseur en fonction du nombre d'aubes Z_d .

caractéristique du diffuseur	nombres d'aubes du diffuseur, Z_d				
	7	11	13	17	19
largeur ℓ_3 (m)	0.0449	0.0449	0.0449	0.0449	0.0449
col C_3 (m)	0.06868	0.0412	0.0343	0.0257	0.0228
S_{C_3} (m ²)	0.024	0.02034	0.02002	0.0196	0.019
C_3/ℓ_3	1.52	0.92	0.76	0.57	0.51
K_ℓ	0.94	0.958	0.9601	0.9618	0.9624

Tableau III-3-choix d'un diffuseur aubé.

A partir du tableau III-3, nous choisissons $Z_d = 19$. Ce nombre d'aubes conduit à un facteur de forme le plus favorable au rendement K_ℓ .

Il s'agit de choisir le rendement maximal qui s'obtient pour une valeur K_ℓ maximal.

III-4-5-Triangle des vitesses à l'entrée du diffuseur :

On va procéder au calcul des différents paramètres permettant la construction du triangle des vitesses à l'entrée du diffuseur.

- Vitesse V_{u3} :

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{r_2}{r_3} \quad (35)$$

Valable si la largeur du diffuseur « ℓ_3 » est égale à la largeur de la roue « b_2 ».

$V_{u3} = 16.60$ m/s ; (Calculée plus haut).

- Vitesse méridienne à l'entrée du diffuseur :

$$V_{m3} = \frac{Q_u}{S_{m3}} \quad (36)$$

Avec :

$$S_{m3} = \pi \times D_3 \times \ell_3$$

$$V_{m3} = \frac{0.277}{3.14 \times 0.418 \times 0.0449} = 4.70 \text{ m/s}$$

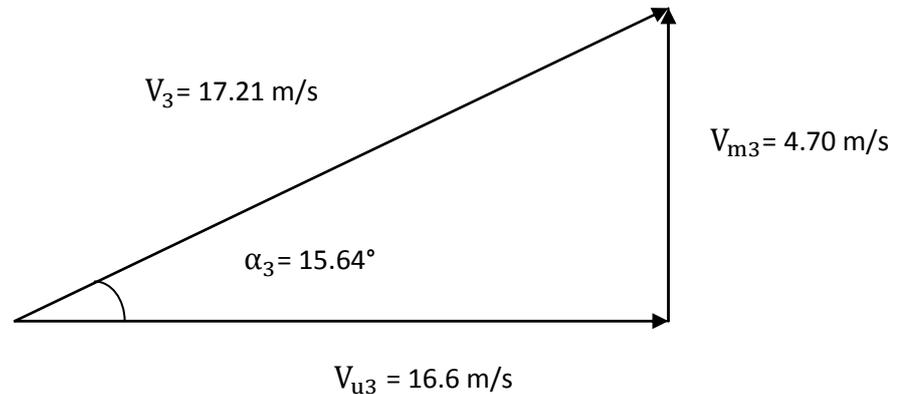


Figure III-8-Triangle des vitesses à l'entrée du diffuseur

Egalement on a :

$$\text{tang}\alpha_3 = \frac{V_{m3}}{V_{u3}} = \frac{4.70}{16.60} = 0.28$$

$$\alpha_3 = \text{arctg}(0.28) \Rightarrow \alpha_3 = 15.64^\circ$$

On a :

$$\cos\alpha_3 = \frac{V_{u3}}{V_3}$$

$$V_3 = \frac{V_{u3}}{\cos\alpha_3} \quad (37)$$

$$V_3 = \frac{16.6}{\cos(15.64)} = 17.21 \text{ m/s}$$

$$V_3 = 18.074 \text{ m/s}$$

- Calcul de la section de sortie du diffuseur :

Elle est donnée par :

$$S_4 = \frac{Q_u}{V_{u4}} \quad (38)$$

- Vitesse V_{u4}

La vitesse V_{u4} à la sortie du diffuseur doit être inférieure à la vitesse d'entrée V_{u3} .

On a : $V_{u3} = 16.60 \text{ m/s}$.

Pour pouvoir estimer la vitesse V_{u4} , il faut préciser le taux de ralentissement.

Le ralentissement de l'écoulement est assuré par le diffuseur et par la volute.

Si on choisit un ralentissement de l'ordre de 0.4, la vitesse V_{u4} sera alors :

$$V_{u4} = 0.4 \times V_{u3}$$

$$V_{u4} = 0.4 \times 16.60$$

$$V_{u4} = 6.64 \text{ m/s}$$

Le coefficient de blocage b_1 à l'entrée est de 10%. En sortie, ce coefficient est peu élevé de l'ordre 15%. ($b_2 = 0.15$)

Le calcul de « S_4 » donne finalement :

$$S_4 = \frac{Q_u}{V_{u4} \times (1 - b_2)} \quad (39)$$

$$S_4 = \frac{0.277}{6.64 \times 0.85}$$

$$S_4 = 0.0490 \text{ m}^2$$

Donc :

$$C_4 = \frac{S_4}{Z_d \times \ell_4}$$

Pour $Z_d = 19$:

$$C_4 = \frac{0.0490}{19 \times 0.0449}$$

$$C_4 = 0.057 \text{ m} = 57 \text{ mm}$$

C_4 : Le col de sortie ($C_4 = 0.057 \text{ m}$).

Calcul du diamètre de sortie D_4 :

On a :

$$S_4 = 0.049 \text{ m}^2$$

$$\text{Comme : } S_4 = \pi \cdot D_4 \cdot \ell_4$$

Il vient :

$$D_4 = \frac{S_4}{\pi \cdot \ell_4} = \frac{0,049}{3,14 \times 0,0449} = 0.34 \text{ m}$$

$$\Rightarrow r_4 = 0.34 \text{ m} = 340 \text{ mm}$$

- III-5-Calcul de la volute :

Dans notre cas, la volute objet d'étude est pratiquement située en aval du diffuseur aubé. Plus exactement à l'entrée de la volute n'est que la sortie du diffuseur (point 4).

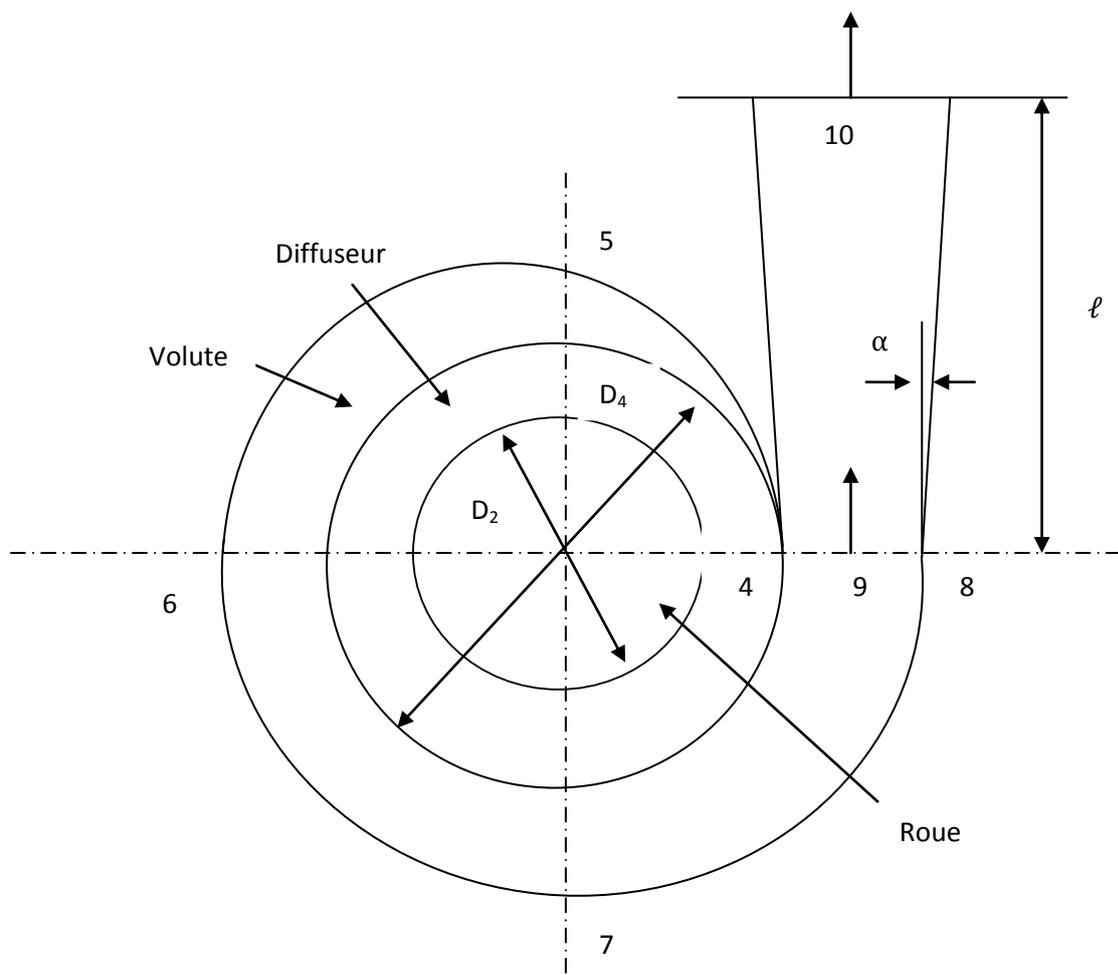


Figure III-9- Partie terminale de la volute

III-5-1-Schématisation de la volute :

Pour pouvoir schématiser la volute, il faut en premier procéder au calcul des différents diamètres aux endroits les plus notables de la volute. En effet, comme le montre la figure III-9, il s'agit des points 5, 6, 7 et 8 correspondant respectivement aux sections 1/4, 1/2, 3/4 et 4/4. Ces points sont situés à 90°, 180°, 270° et 360° du bec de la volute.

On a :

Le débit utile :

$$Q_u = 0.277 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Considérons une volute à section circulaire. Le rayon de la section circulaire est :

$$\text{rho}(\alpha) = \frac{\alpha^\circ}{360} \times \frac{1}{\gamma_0} + \sqrt{\frac{2}{\gamma_0} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} \cdot r_4} \quad (40)$$

Le rayon au niveau des points notables de la volute se calcule alors à l'aide de la formule suivante :

$$r(\alpha) = r_4 + 2 \cdot \text{rho}(\alpha)$$

$$r(\alpha) = r_4 + 2 \cdot \left[\frac{1}{\gamma_0} + \sqrt{\frac{2}{\gamma_0} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} \cdot r_4} \right] \quad (41)$$

Avec :

$r_4 = 264.5$ mm : rayon d'entrée de la volute (rayon de bec de la volute).

Le paramètre γ_0 est donnée par :

$$\gamma_0 = \frac{\Gamma}{Q_u} = \frac{2 \pi g \cdot H_u}{\omega \cdot \eta_p \cdot Q_u} \quad (42)$$

Avec :

Γ : Circulation de la vitesse.

g : accélération de la pesanteur.

H_u : Hauteur utile.

Q_u : Débit utile.

η_p : Rendement net de la pompe centrifuge. il a une valeur de l'ordre de 75% pour des pompes centrifuges petites.

Il vient :

$$\gamma_0 = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 9.81 \cdot 60}{\frac{2 \cdot 3.14 \cdot 1500}{60} \cdot 0.75 \cdot 0.277} = \frac{3696.408}{32.616}$$

$$\gamma_0 = 113.33 \left[\frac{1}{m} \right]$$

On obtient par la suite :

$$\rho(\alpha) = \frac{\alpha^\circ}{360} \times \frac{1}{113.33} + \sqrt{\frac{2}{113.33} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} \cdot 0.34}$$

$$\rho(\alpha) = \frac{\alpha^\circ}{360} \times 8.82 \cdot 10^{-3} + \sqrt{17.64 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} \cdot 0.34}$$

$$\rho(\alpha) = 10^{-3} \left[\frac{\alpha^\circ}{360} \times 8.82 + 77 \cdot \sqrt{\frac{\alpha^\circ}{360}} \right]$$

Finalement, le rayon se calcule comme suit :

$$r(\alpha) = 0.34 + 2 \cdot \rho(\alpha)$$

Pour $\alpha = 90^\circ$

$$\rho(90^\circ) = \frac{90^\circ}{360} \times \frac{1}{113.33} + \sqrt{\frac{2}{113.33} \cdot \frac{90^\circ}{360} \cdot 0.34}$$

$$\rho(90) = 10^{-3} \left[\frac{90}{360} \times 8.82 + 77 \sqrt{\frac{90}{360}} \right]$$

$$\rho(90) = 40.70 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Pour $\alpha = 180^\circ$

$$\rho(180^\circ) = \frac{180}{360} \times \frac{1}{113.33} + \sqrt{\frac{2}{113.33} \cdot \frac{180}{360} \cdot 0.34}$$

$$\rho(180^\circ) = 10^{-3} \left[\frac{180}{360} \times 8.82 + 77 \sqrt{\frac{180}{360}} \right]$$

$$\rho(180^\circ) = 58.85 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Pour $\alpha = 270^\circ$

$$\rho(270^\circ) = \frac{270}{360} \times \frac{1}{113.33} + \sqrt{\frac{2}{113.33} \cdot \frac{270}{360} \cdot 0.34}$$

$$\rho(270^\circ) = 10^{-3} \left[\frac{270}{360} \times 8.82 + 77 \sqrt{\frac{270}{360}} \right]$$

$$\rho(270^\circ) = 73.29 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Pour $\alpha = 360^\circ$

$$\rho(360^\circ) = \frac{360}{360} \times \frac{1}{113.33} + \sqrt{\frac{2}{113.33} \cdot \frac{360}{360} \cdot 0.291}$$

$$\rho(360^\circ) = 10^{-3} \left[\frac{360}{360} \times 8.82 + 77 \sqrt{\frac{360}{360}} \right]$$

$$\rho(360^\circ) = 85.82 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Le rayon "r" se calcule finalement de la manière suivante :

Pour $\alpha = 90^\circ$

$$r(90^\circ) = 0.34 + 2 \cdot \rho(90^\circ)$$

$$r(90^\circ) = 0.4214 \text{ m}$$

Pour $\alpha = 180^\circ$

$$r(180^\circ) = 0.34 + 2 \cdot \rho(180)$$

$$r(180^\circ) = 0.4577 \text{ m}$$

Pour $\alpha = 270^\circ$

$$r(270^\circ) = 0.34 + 2 \cdot \rho(270)$$

$$r(270^\circ) = 0.4865 \text{ m}$$

Pour $\alpha = 360^\circ$

$$r(360^\circ) = 0.34 + 2 \cdot \rho(360)$$

$$r(360^\circ) = 0.51164$$

Aux points notables, on obtient les valeurs suivantes du rayon r en fonction de l'angle α :

α	90°	180°	270°	360°
$\rho(\alpha)$	$40.70 \cdot 10^{-3}$	$58.85 \cdot 10^{-3}$	$73.29 \cdot 10^{-3}$	$85.82 \cdot 10^{-3}$
$r(\alpha)$	0.4214	0.4577	0.4865	0.51164

Tableau III-4- Rayon 'r' en fonction de l'angle α .

III-5-2-Calcul de la conduite de refoulement :

La conduite de refoulement prolonge la volute.

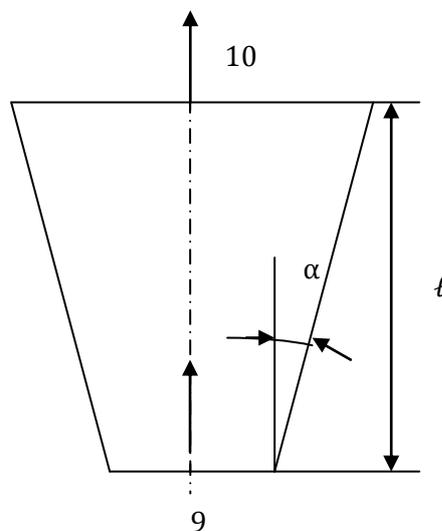


Figure III-10- Conduite de refoulement

On a :

$$D_9 = 2 \cdot \rho(360^\circ)$$

$$D_9 = 171.64 \approx 172 \text{ mm}$$

$D_{10} = 200 \text{ mm}$ (Valeur imposé).

D'après la Figure III-9, on a :

$$2 \operatorname{tang} \alpha = \frac{D_{10} - D_9}{\ell} \Rightarrow \operatorname{tang} \alpha = \frac{D_{10} - D_9}{2\ell}$$

$$\ell = \frac{D_{10} - D_9}{2 \operatorname{tang} \alpha} \quad (43)$$

III-5-2-1-Choix de l'angle α :

Une limite de l'angle α est imposée. Elle est située entre 3° et 4° .

$\Rightarrow 2\alpha = 8$ (Si on prend $\alpha = 4^\circ$)

Cette valeur est choisie pour éviter le décollement.

Il vient alors :

$$\ell = \frac{220 - 172}{2 \operatorname{tang} \alpha}$$

$$\ell = 0.345 \text{ m}$$

III-5-3-Calcul de la vitesse de sortie :

D'après l'équation de continuité, on a :

$$Q_u = V_s \cdot D_s \quad (44)$$

$$V_s = \frac{Q_u}{D_s} = \frac{0.277}{220}$$

$$V_s = 1.25 \text{ m/s}$$

III-6-Calcul de cavitation :

La condition à respecter est :

$$H_{en} \geq h_t + s \frac{(q \cdot N^2)^{2/3}}{2g} \quad (45)$$

On a :

$$S = 0.02$$

$$Q_u = 0.277 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = 1500 \text{ tr}/\text{min}$$

$$g = 9.81 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$$

à une température 20°C, la pression de vapeur saturante est $P_{sat} = 2337 \text{ Pa}$.

A partir de P_{sat} , on peut calculer la hauteur de tension de vapeur

$$P_{sat} = \rho \cdot g \cdot h_t \quad (46)$$

$$h_t = \frac{P_{sat}}{\rho \cdot g}$$

$$h_t = \frac{2337}{1000 \cdot 9.81}$$

$$h_t = 0.2382 \text{ m}$$

III-6-1-Calcul de « H_{en} » hauteur d'entrée :

$$H_{en} = 0.2382 + 0.02 \frac{0.277 \times (1500^2)^{2/3}}{2 \times 9.81}$$

$$H_{en} = 4.63 \text{ m}$$

Ou en faisant abstraction de la hauteur dynamique ;

$$P_{en} = \rho \cdot g \cdot h_{en} \quad (47)$$

$$P_{\text{en}} = 100 \times 9.81 \times 4.63$$

$$P_{\text{en}} = 45420.3 \text{ N/m}^2$$

Il est clair que la pression d'entrée P_{en} est de loin supérieure à la pression de saturation P_{sat} du liquide (eau). En effet, le risque d'apparition de bulles vapeur au sein du fluide est évité.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

De nos jours, il est bien établi qu'il y a une forte croissance sur la demande de l'énergie qui se présente dans tous les secteurs industriels. Il est également bien établi que les pompes consomment une part très importante de cette énergie. Parmi les pompes les plus utilisées, on peut citer les pompes centrifuges. Ces dernières sont largement sollicitées à cause de la simplicité de leur fonctionnement.

L'objectif principal de cette étude est de réaliser un projet de choix d'une pompe à partir des données suivantes : la vitesse de rotation du rotor de la roue, la hauteur utile d'élévation et le débit utile.

Dans cette modeste contribution, un plan d'action a été établi. Il s'agit tout simplement de respecter l'enchaînement suivant :

- Calcul de choix qui nous a amené à partir de la vitesse spécifique N_s de choisir une pompe de type centrifuge.
- Une fois la nature de la pompe déterminée, on a procédé au calcul de l'élément rotatif de la pompe qui est la roue. Ici, les calculs ont conduit à choisir une pompe avec un nombre d'aubes de 5. Les triangles des vitesses en sortie et en entrée ont été également établis.
- Le calcul du diffuseur, nous a conduits à choisir un diffuseur à 19 aubes.
- Le calcul de la volute a permis pour sa part de déterminer sa forme spirale par le calcul des différents rayons et notamment aux points les plus remarquables de la volute.
- Pour le choix de la conduite de refoulement, les calculs ont mener à un divergent d'une longueur de l'ordre de 0.345 m.
- Finalement, nous terminons par un calcul de la cavitation. Ici, une méthode très particulière de calcul est adoptée. Les résultats montrent clairement que la condition de non cavitation est respectée.

En fin, ce projet est d'une grande importance car il donne une vision sur le choix, le dimensionnement et la conception d'une pompe (quelque soit sa nature) pour avoir le meilleur choix pour des utilisations bien précises.

Références bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]. BAGUIGUI Yousouf, Amélioration des performances des pompes centrifuges Connaissant les Caractéristiques Géométriques, Université Mohamed Khider – Biskra, 2017
- [2]. AMOR Abd ellatif, contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel cfx, Université Hassiba Benbouali Chlef, 2010
- [3]. R.ADJABI, Cour de Mécanique des Fluides. Cour de « Gazodynamique et Turbomachines » université badji mokhtar-annaba,2014
- [4]. Michel PLUVIOSE, Professeur honoraire du conservatoire national des arts et métiers, Christelle PERILHON, Maitre de conférences chaire de turbomachines du CNAM. Turbomachines – Description – Principes de base, (CNAM), technique de l'ingénieur [BM 4 280] ;
- [5]. Ressource électronique,Théorie des turbomachines M. Reggio et J-Y. Trépanier, <https://www.google.dz/search?q=Th%C3%A9orie+des+turbomachines+M.+Reggio+et+J-Y.+Tr%C3%A9panier&oq=Th%C3%A9orie+des+turbomachines+M.+Reggio+et+J-Y.+Tr%C3%A9panier&aqs=chrome..69i57.2192j0j4&sourceid=chrome&ie=UTF-8#>
- [6]. Ressource électronique, notions sur les turbomachines, Choitre 15, MECAH301_cours_13a-turbomachines.pdf.
- [7]. Ressource électronique,ANNEXE : Pompes centrifuge Notes de cours Mécanique des fluides,1316772563esXgEB.pdf
- [8]. Michel PLUVIOSE, « Ingénierie des turbomachines », Ellipses Edition Marketing S.A, 2003.
- [9]. Nemouchi Z, simulation numérique de l'écoulement à travers une cascade d'aubes d'une turbomachine : application au stator et/ou au rotor, université mentouri- constantine,2007

References bibliographiques

- [10]. Ressource électronique <http://www.almohandiss.com/>
- [11]. Mazouzi Med Lassaad, étude de défaillance d'une pompe à eau centrifuge de type guinard hp, université kasdi merbah Ouargla, 2016.
- [12]. Livre, Mathieu Jenny, TURBOMACHINES ENERGIES HYDRAULIQUE ET EOLIENNE, 2017
- [13]. BERNARD, Techniques d'ingénieur (B 4320) Pompes Volumétriques pour Liquides, PARIS.
- [14]. Jean LECLERC, ingénieur de l'école supérieure de chimie industrielle de Lyon Docteur 3 cycle chimie minérale et structurale Consultant Technique de l'ingénieur [bm4271].
- [15]. technologie des pompes.pdf
- [16]. jean-PAUL BEAUDRY, jean-CLAUDE ROLLAND Livre, mécanique des fluides appliquée, berger, 2005.
- [17]. BASCAL BIGOT, "Cours : Les Pompes",
- [18]. Instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales. Connaissances-de-base-en-pompe-centrifuges_french.pdf.
- [19]. Jean POULAIN, Ingénieur de l'école supérieure d'électricité Ancien élève de l'institut Von Karman Conseiller scientifique de l'Association française des constructeurs de pompes, Pompes rotodynamiques, Projet d'une pompe, technique de l'ingénieur, [B4304].