



Département de Génie Mécanique
MEMOIRE DE FIN D'ETUDE
En vue de l'obtention du diplôme de :
MASTER
En Génie Mécanique
Option : Énergétique
Présenté par :
Koriba aymen & Atmania amira
Thème

**ÉTUDE ÉNERGETIQUE DU PHENOMENE DE CAVITATION DANS LES
TURBOMACHINES (POMPES CENTRIFUGES)**

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
Ihaddadene Nabila	Professeur	Président
Bouaouina Lalouani	MCB	Encadreur
Belkhiri Khellaf	MCB	Examineur

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicaces

Je dédie ce travail :

- *A mon cher père et ma chère mère.*
- *A mes chers frères et sœurs.*
- *A toute ma famille.*
- *A tous ceux qui ont sacrifié leur temps pour la science et à tous ceux qui utilisent la science pour le bien et la prospérité de l'humanité.*

Remerciements

Nous tenons à remercier le dieu Allah de nous avoir donné le courage et la force pour la réalisation de ce travail. Toutes nos infinies gratitudes à notre encadrure Dr.Bouaouina Lalouani et tous les enseignants qui préservés beaucoup effort afin de transmettre leur savoir et leurs expériences aux étudiants sans eux cette soutenance n'aura pas eu lieu.

Nous exprimons notre sincère remerciement à monsieur Benziane Mohamed Larbi et Mimoune Abd Razak et tout le personnel de la station sp3 de m'sila qui nous ont toujours soutenus, Sans oublier le responsable de la station monsieur Soltani Abdellouahab qui nous a beaucoup facilité a notre stage pratique.

On tient à remercier nos parents, nos familles et nos proches et nos amis qui nous ont toujours soutenus, enfin nous remercions toutes les personnes qui de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce travail.

SOMMAIRE:

.....	1
Introduction générale.....	3
Chapitre I : Technologies Des Turbopompes	4
I.1 Introduction :	5
I.2 Technologies des pompes :	5
I.3 Classification des turbopompes :	5
I.4 Description d'une pompe centrifuge :	6
I.5.1 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :	7
I.5.2 Technologie de pompe centrifuge :	8
I.5.3 Composition d'une pompe centrifuge :	12
I.5.3.1 Organe mobile (roue) :	12
I.5.3.2 Organe fixe (diffuseur) :	13
I.5.4 Dimensions principales de la pompe centrifuge :	14
I.6 Avantages et inconvénients des turbopompes :	15
I.7 Domaines d'utilisations des turbopompes :	15
I.8 Les problèmes et contrôles des pompes centrifuges :	17
I.9 Conclusion :	18
Chapitre II : Etude Energétique d'une Turbopompe.....	19
II.1 Introduction :	20
II.2 Théories générales de mécanique des fluides dans les turbomachines :	20
II.2.1 Conservation de masse :	20
II.2.2 Réaction dynamique du fluide sur un canal :	20
II.2.3 Théorème d'Euler :	21
II.2.4 Théorème de Bernoulli :	22
II.3 Courbe caractéristique du circuit d'installation :	23
II.3.1 La hauteur géométrique :	23
II.3.2 Viscosité du fluide :	23
II.3.3 Rugosité du matériau :	24
II.3.4 les pertes de charge :	24
II.3.4.1 Perte de charge linéaire :	25
II.3.4.2 Perte de charge singulière :	27
II.4 Courbes Caractéristiques du réseau :	29
II.5 Courbes Caractéristiques théorique de la pompe :	29

II.5.1 Triangle des vitesses :.....	29
II.5.2 Hauteur théorique et débit :	30
II.5.3 Courbe caractéristique - droite d'Euler - droite théorique :	31
II.6 Courbes Caractéristiques réel de la pompe :.....	31
II.6.1 Les courbes caractéristiques réel de la pompe :	31
II.6.2 La Hauteur manométrique :	32
II.6.3 Le Débit volumique :	32
II.6.4 La Puissance de pompes :	33
II.6.5 La vitesse spécifique :	33
II.6.6 La vitesse de rotation :	34
II.6.7 Le rendement des turbomachines :	34
II.7 Lois de similitude dans les pompes :.....	35
II.7.271 Définition la similitude :	35
II.7.2 La similitude des pompes centrifuges :	35
II.8 Choix d'une pompe pour une installation :.....	36
II.8.1 Critères de choix d'une pompe centrifuge :	36
II.9 Principaux problèmes posés dans les circuits de transport de fluides :	38
II.9.1 Point de fonctionnement :	38
II.9.2 Groupement des pompes (Série et parallèle) :	39
II.9.2.1 pompes 1 et 2 en série :	39
II.9.2.2 Pompes 1 et 2 en parallèle :	40
II.12.3 Hauteur d'aspiration et d'amorçage de pompes :	41
II.12.3 Cavitation :	41
II.13 Conclusion :	42
Chapitre III : Étude sur le Phénomène de Cavitation	43
III.1 Introduction :	44
III.2 Définition le phénomène de cavitation :	44
III.4 Détection théorique du phénomène de cavitation :	45
III.5 Les facteurs d'apparitions du phénomène de cavitation dans les turbopompes :	46
III.5 Les effets du phénomène de cavitation dans les turbopompes :.....	47
III.5.1 Les effets Physique dans les pompes centrifuges :	47
III.5.1.1 Bruit de cavitation :	47
III.5.1.2 Vibrations de cavitation :	48
III.5.2 Les effets mécaniques sur les pompes centrifuges :	49
III.5.2.1 Érosion de cavitation :	49
III.6 Les paramètres du phénomène de cavitation :	50

III.6.1 Le NPSH :	50
III.7 Traitement du phénomène de cavitation :.....	51
III.13 Conclusion :.....	52
Chapitre IV : Vérification du Phénomène de Cavitation dans la Station SP3 De M'Sila.....	53
IV.1 Introduction :	54
IV.2 Les groupes électropompes principales (GEP 301 A/B/C/D/E) dans la station :.....	54
IV.3 Les groupes électropompes boosters (P 302 A/B/C/) dans la station :.....	55
IV.4 L'Analyse des procédures des groupe électropompe booster (EP) :	56
IV.5 L'Analyse des procédures des groupe électropompe principale (GEP) :	58
IV.5.1 Les pertes de charge linéaire dans le passage :	59
IV.5.2 Les pertes de charge singulières dans le passage :	61
IV.5 Conclusion :	64
Conclusion Générale	66
Références :.....	67

LIST DES FIGURES:

Figure I.1 Classification des pompes hydraulique	6
Figure I.2 Les différentes roues de turbopompes.....	11
Figure I.3 Trajet de l'écoulement d'une turbopompe.....	12
Figure I.4 Les Composants de la pompe centrifuge.....	7
Figure I.5 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	8
Figure I.6 Pompe centrifuge multicellulaires horizontales	9
Figure I.7 Pompe centrifuge multicellulaires verticales	9
Figure I.8 Roue à simple aspiration	10
Figure I.9 Roue à double aspiration	10
Figure I.10 Pompes centrifuge monocellulaire ou mon-étagée	10
Figure I.11 Pompe centrifuge multi-étage	11
Figure I.12 Les types de roues (rotors)	12
Figure I.13 Coupes d'une pompe centrifuge monocellulaire.....	12
Figure I.14 Dimensions principales de la roue pompe centrifuge	13
Figure II.1 conservation de masse.....	19
Figure II.2 Écoulement dans une conduite illustrant l'équation de quantité de mouvement.....	20
Figure II.3 Théorème d'Euler	20

Figure II.4 L'écoulement dans une canal illustrant l'équation de Bernoulli	21
Figure II.5 hauteurs de pompe dans le circuit de pompage.....	22
Figure II.6 les Perte de charge en hydraulique.....	24
Figure II.7 Le diagramme de Moody	25
Figure II.8 Régime hydrauliquement lisse	26
Figure II.9 Régime hydrauliquement rugueux	26
Figure II.10 Régime intermédiaire	26
Figure II.11 Modèle de tableau pour la détermination coefficient de pertes de charge singulières.....	27
Figure II.12 Coefficient de pertes de charge singulières dans les vannes.....	27
Figure II.13 courbes caractérisés du réseau	28
Figure II.15 Courbe caractéristique - droite d'Euler - droite théorique.....	30
Figure II.16 Courbe caractéristique - droite d'Euler - droite théorique.....	30
Figure II.17 Courbe caractéristique stable.....	31
Figure II.18 Courbe caractéristique instable.....	31
Figure II.19 Courbes caractéristiques de la puissance	32
Figure II.20 Courbes caractéristiques du rendement	33
Figure II.21 rappels de la similitude Lois de similitude dans les pompes	34
Figure II.22 Charte de couverture typique des pompes centrifuges de même modèle	36
Figure II.23 superpositions de la courbe du système sur les courbes caractéristiques.....	37
Figure II.24 point de fonctionnement.....	38
Figure II.25 Couplage de pompes centrifuges en sérié	38
Figure II.26 Couplage de pompes centrifuges en parallèle	39
Figure II.27 Hauteur d'aspiration et d'amorçage de pompes	40
Figure III.1 Changement de phase de l'eau	43
Figure III.2 de bulles de Cavitation à côté l'aspiration des roues centrifuges pompes	44
Figure III.3 Fonctionnement de la pompe centrifuge.....	44
Figure III.4 Diagramme de (pression, débit) avec cavitation et sans cavitation	47
Figure III.5 la fréquence de bruit en l'absence de cavitation et dans des conditions de cavitation	48
Figure III.6 Érosion de cavitation sur les pompes.....	48
Figure III.7 Les bulles éclatent à cause de la cavitation.....	48
Figure III.8 Représentation du point de cavitation avec le débit circulé par la pompe.....	49
Figure III.9 Schéma simplifié de circuit.....	50
Figure IV.1 Les groupes électropompes principales.....	53

Figure IV.2 Les groupes électropompes boosters	54
Figure IV.3 Schéma Processus des groupes électropompes	57
Figure IV.4 Le passage de conduite dans les groupes électropompes (EP-301A et GEP-301A).....	57

LIST DES TABLEAUX :

Tableau I.1 Avantages et inconvénients des turbopompes.....	15
Tableau I.2 Hauteur et rendement max pour déférents impulseur	16
Tableau I.3 Problèmes raison et contrôles possibles des pompes centrifuges	17
Tableau II.1 Rendement dans les pompes	35
Tableau IV.1 Caractéristiques des électropompes principales (GEP 301 A/B/C/D/E)	56
Tableau IV.2 Caractéristiques des électropompes boosters (P 302 A/B/C).....	56
Tableau IV.3 Les pressions et les débits correspondants des électropompes principales (GEP).....	57
Tableau IV.4 Pertes de charge dans les lignes d'aspiration et de refoulement sur les pompes booster	57
Tableau IV.5 les longueurs de conduite des pertes de charge linéaire	59
Tableau IV.6 Les pertes de charge linéaire de conduitcaractéristiques de la puis	60
Tableau IV.7 Coefficient de pertes de charge singulières.....	61
Tableau IV.8 Les pertes de charge singulier de conduite	62
Tableau IV.9 Les pertes de charge Total dans le circuit de la pompe booster et principale	62
Tableau IV.10 La hauteur à l'aspiration de la pompes GEP-301A (NPSHd)	63

Introduction Générale

Introduction générale

Les pompes hydrauliques sont parmi les plus vieilles machines inventées à travers l'histoire de l'humanité. Leur première utilisation remonte à l'antiquité où les Romains et les Grecs s'en servaient pour transporter l'eau et alimenter les villes. [1]

Il faut attendre la Seconde moitié du XIX siècle ou on voit le démarrage de l'utilisation des pompes centrifuge (Angleterre – Allemagne), Plusieurs modèles sont présentés à la grande exposition universelle de Londres en 1851. [2]

Les pompes centrifuges occupent une place très importante dans les entreprises nationales notamment Sonatrach, elles jouent un rôle clé dans la production et le pompage des fluides,

La bonne installation des pompes hydraulique dans le circuit de transport et stockages de fluide ainsi la maîtrise de la technologie des pompes hydraulique fait diminuer le coût d'investissement et augmenter la durée de vie ainsi le rendement, ce qui contribuent également au développement des technologies de pompage et la disponibilité de ces installations.

Pour toutes les raisons qui précèdent, la synthèse que nous développons dans ce présent travail contribue à approfondir des connaissances dans la filière de transport et stockage des hydrocarbures dans les canalisations et la bonne maîtrise de la technologie des pompes centrifuges qui sont utilisées à ces fins.

L'une des pannes mécaniques les plus communes dans une pompe centrifuge est précisément le phénomène de cavitation, qui reste aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur.

L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet.

Ce présent travail a pour but de fournir des explications et des éléments directement exploitables sur le plan pratique, tout en essayant de mettre en évidence la multiplicité et la complexité des nombreux éléments à prendre en compte et qui contient la vérification de fonctionnement des pompes centrifuge sans cavitation dans la station de Transport SP3 de M'Sila.

**Chapitre I : Technologies Des
Turbopompes**

I.1 Introduction :

Ce chapitre a pour but de faire une synthèse bibliographique sur la technologie des pompes hydrauliques et mettre en évidence les avantages et les inconvénients de chaque type de pompe ainsi leurs domaines d'utilisation.

I.2 Technologies des pompes :

Une pompe est définie comme étant une machine capable de déplacer un liquide d'un point A à un point B en transformant l'énergie mécanique qu'elle reçoit en énergie hydraulique. Diverses technologies de pompe sont apparues au fil du temps en fonction du besoin et des conditions d'utilisation. Néanmoins, deux grandes familles de pompes peuvent être distinguées : les pompes roto-dynamiques et les pompes volumétriques.[3]

La figure I.1 montre la classification des pompes les plus utilisées selon leur principe de fonctionnement, cette classification vient du fait que ces deux grandes familles ont des principes de fonctionnement complètement différents.

D'un côté, les pompes roto dynamiques fonctionnent en exploitant la force centrifuge créée par la rotation de la roue. Elles transforment ainsi l'énergie cinétique du fluide en pression. De l'autre côté, les pompes volumétriques génèrent la pression. [3]

I.3 Classification des turbopompes :

Les turbopompes sont classées selon : (FIG I.1)

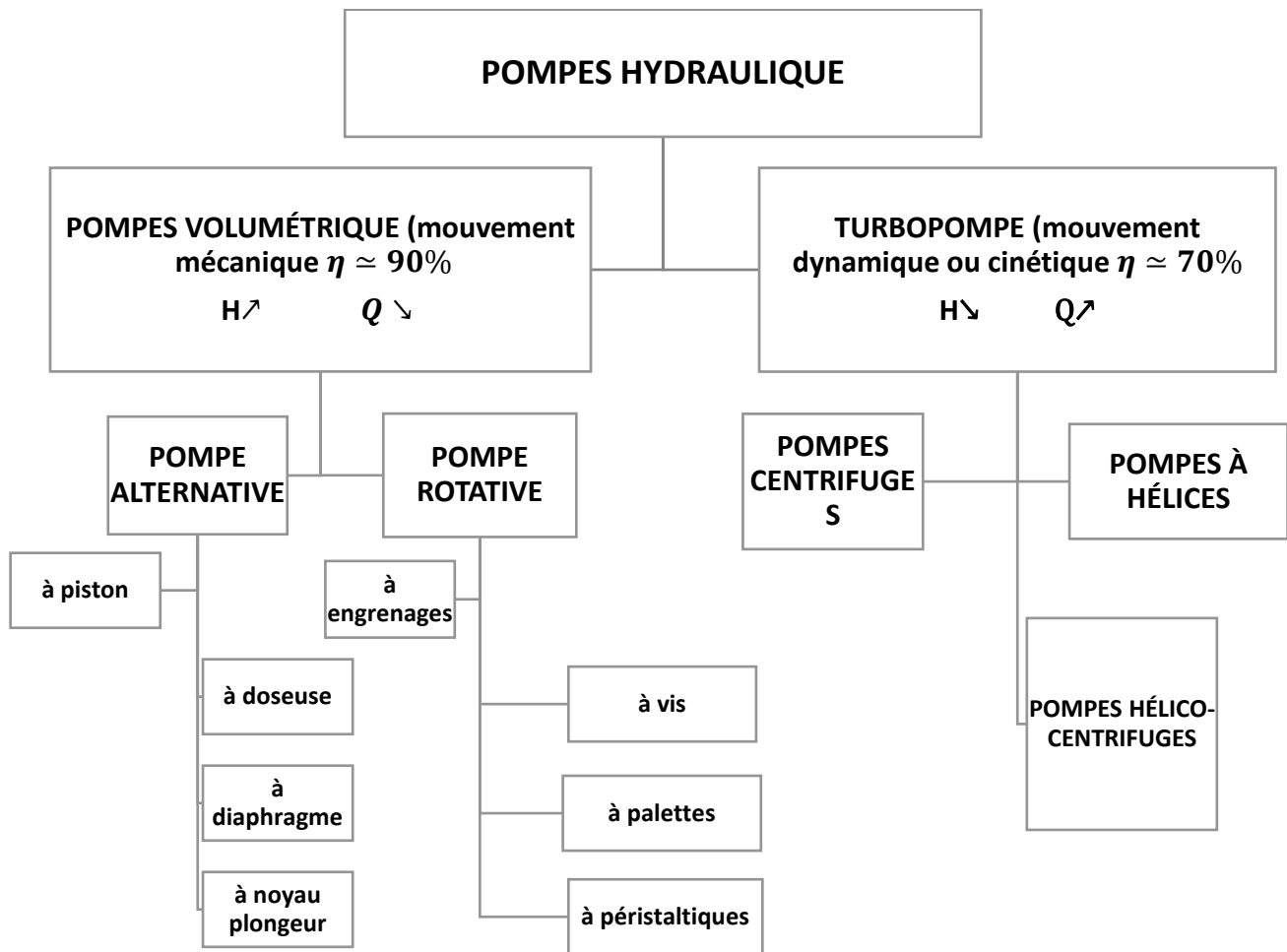


Figure I.1 Classification des pompes hydraulique [2]

I.4 Description d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges représentent certainement la variante la plus utilisée à cause de leur simplicité de fabrication et leur plage de fonctionnement très large. Elles présentent différents types de conception, mais globalement elles sont constituées de quatre composants essentiels :

Le conduit d'amenée, la roue (plus le diffuseur dans certains cas), la volute et le conduit de refoulement (voir Figure I.4). [5]

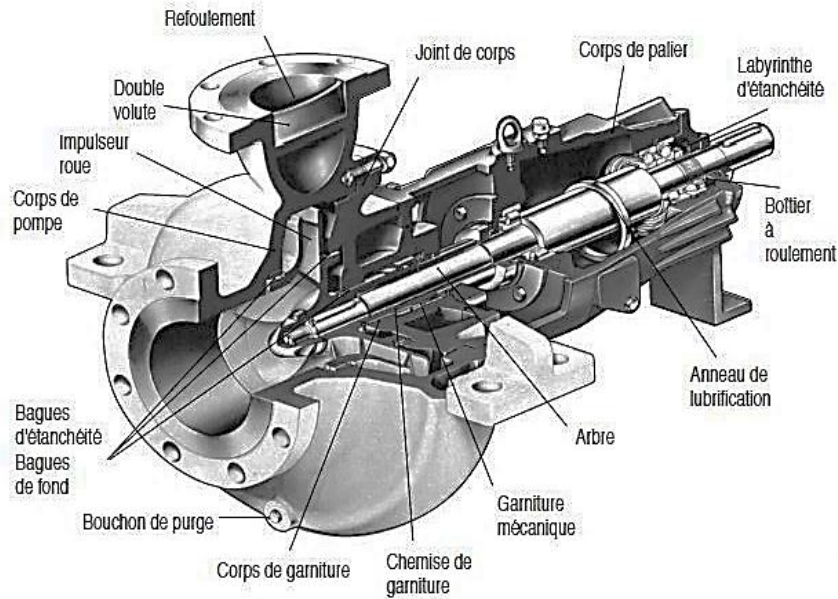


Figure I.4 Les Composants de la pompe centrifuge [5]

Le fluide est aspiré à travers le conduit d'amenée par la rotation de la roue.

Cette dernière transmet au fluide une énergie cinétique qui sera transformée en débit. La volute agit comme un récupérateur d'énergie cinétique et accroît la pression de refoulement, la roue est constituée de plusieurs aubes.

I.5.1 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

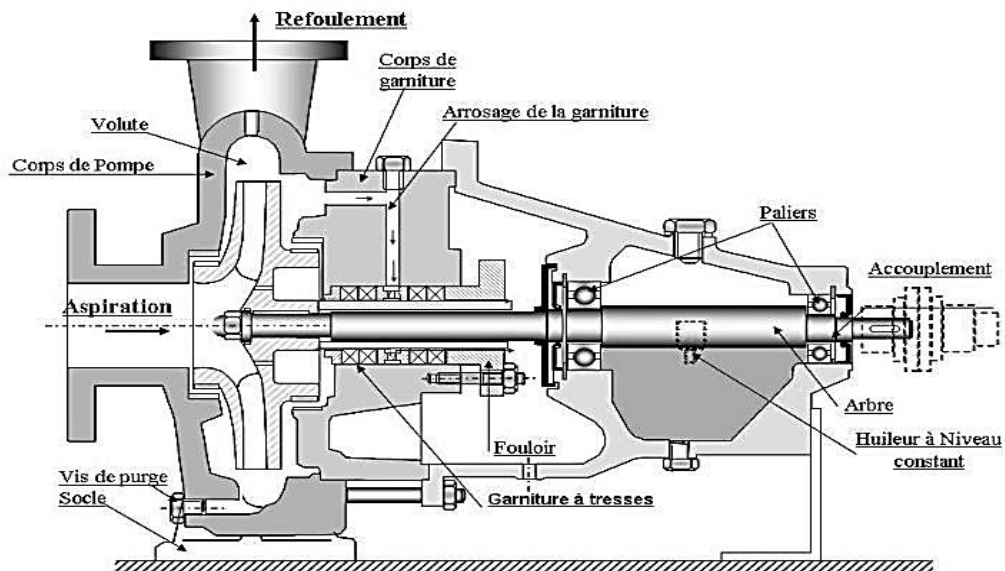


Figure I.5 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge [6]

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes dans la figure :

1) L'aspiration :

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est-à-dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

2) L'accélération :

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique.

A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie.

3) Le refoulement :

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

I.5.2 Technologie de pompe centrifuge :

a) Disposition de l'axe :

- les pompes à axe horizontale
- les pompes à axe vertical (pompes immergées)

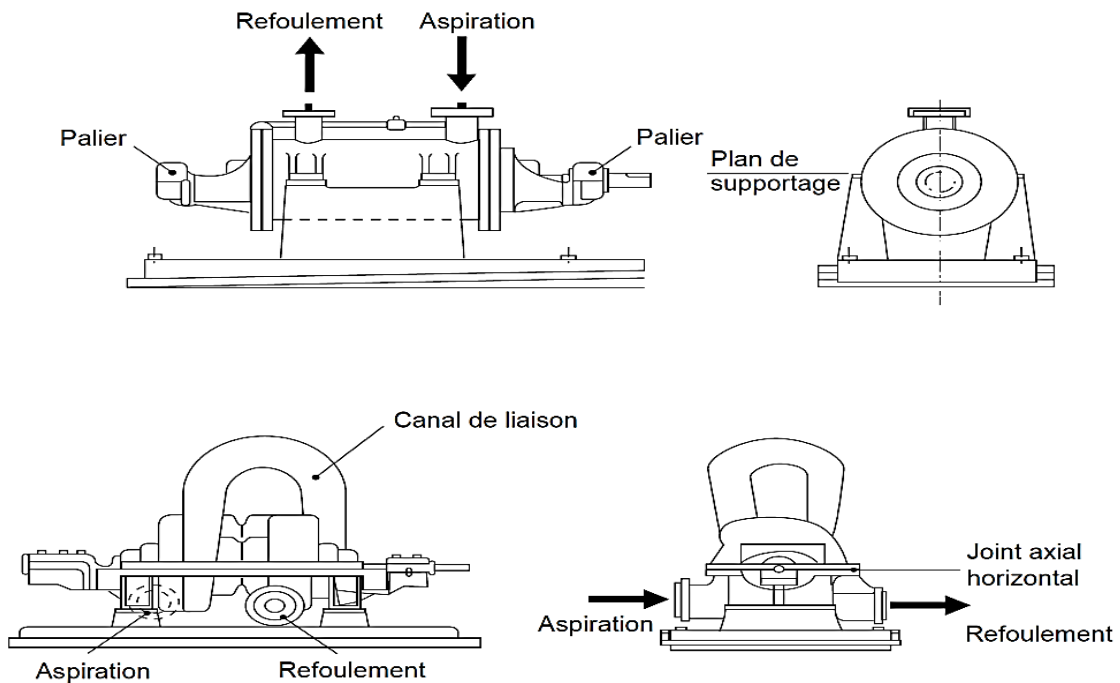
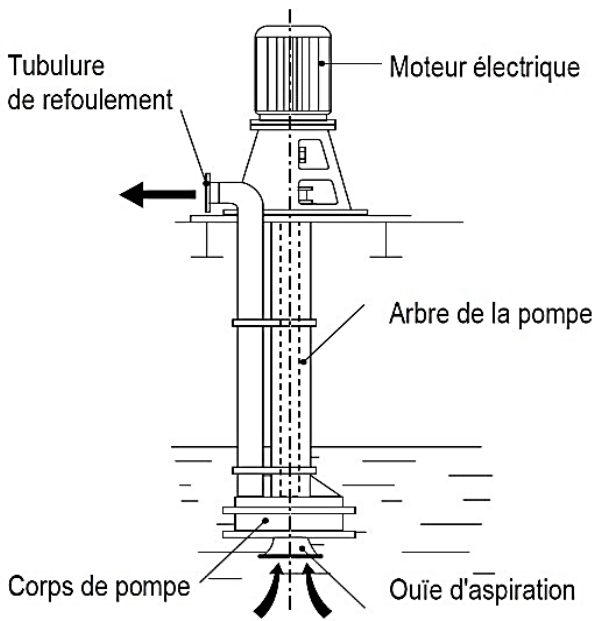
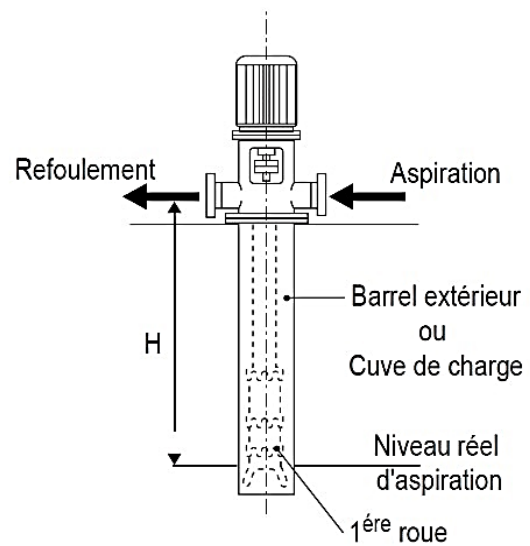


Figure 1 Figure I.6 Pompe centrifuge multicellulaires horizontales [8]



Pompe verticale "de pied"



Pompe verticale à barrel extérieur (ou à cuvelage)

Figure I.7 Pompe centrifuge multicellulaires verticales [8]

b) la forme de la roue :

- Roue à simple aspiration : (voir Fig. I.8)
- Roue à double aspiration : (voir Fig. I.9)

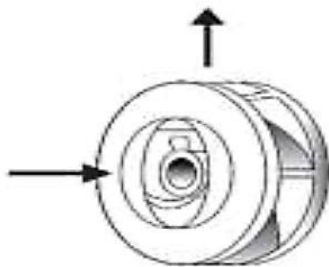


Figure I.8 Roue à simple aspiration [6]



Figure I.9 Roue à double aspiration [6]

c) nombre des roues :

- Pompes monocellulaires (un seul étage, une roue, monobloc) qui sont utilisées pour des pressions moyennes. L'écoulement dans ces pompes se fait radialement, leur vitesse spécifique $N_s = (20-100)$ tr/min (voir Fig. I.10).

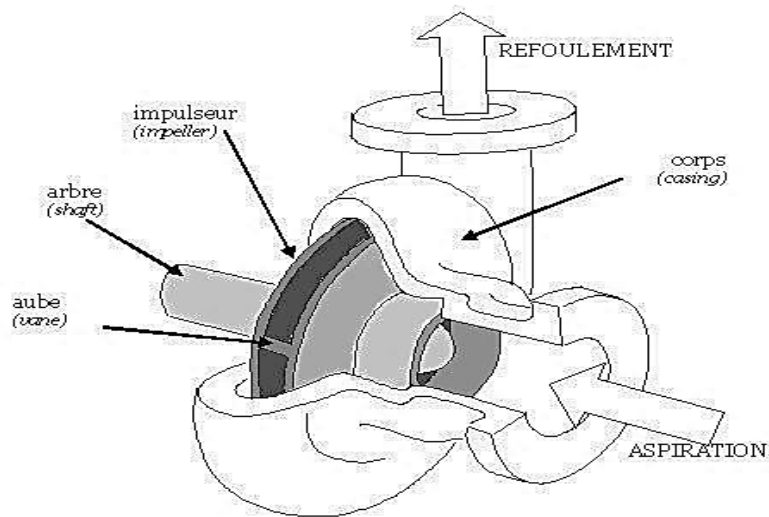


Figure I.10 Pompes centrifuge monocellulaire ou mon-étagée [4]

- Pompes multicellulaires (multi roues, multi-étage,) c'est l'ensemble des roues en série contenu dans un seul corps, l'eau qui sort du diffuseur de la 1^{ère} ou est ramené par un canal de rotor a œillard de la roue suivante, ces pompes sont utilisées pour élever a de grandes hauteurs à chaque fois qu'on augmente le nombre de roues (comme la montre la Fig. I.11).

Soit r nombre de roue, si la multicellulaire élevé d'une hauteur H avec un nombre de roue r et un débit Q alors la hauteur revenante à chaque roue est H/r et chaque roue débite un débit Q. [4]

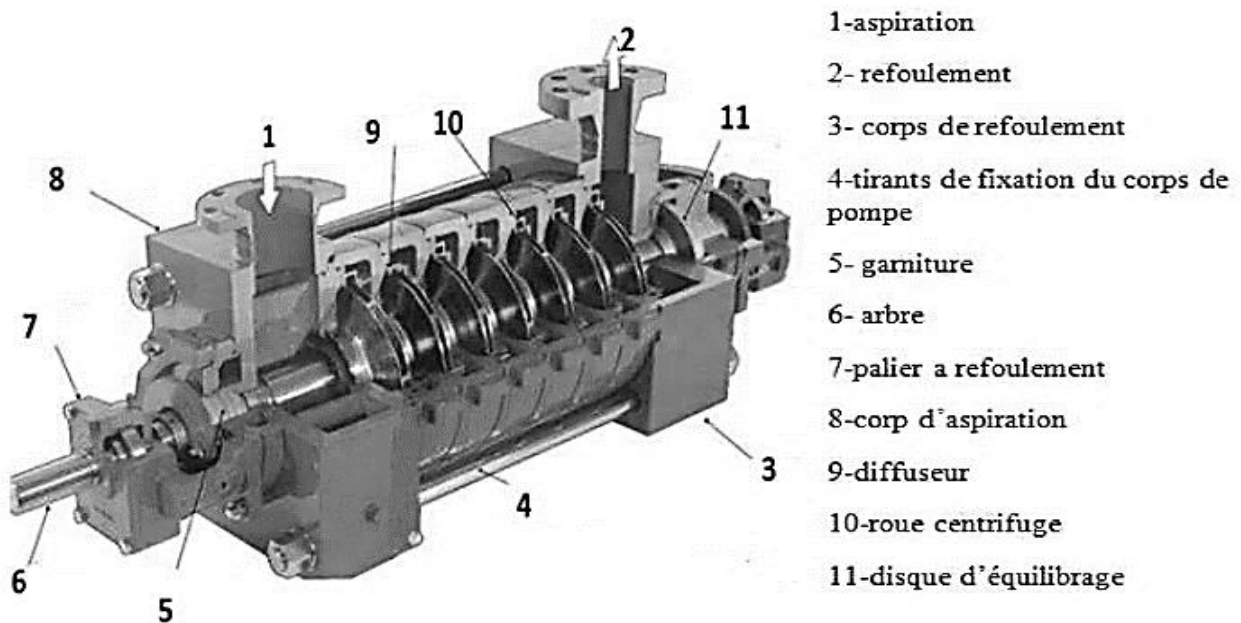


Figure I.11 Pompe centrifuge multi-étage [7]

d) La pression engendrée

- Faible pression
- Forte pression

e) Moyen d'accouplement

- Par chaîne
- Par engrenage - Par bride
- Par courroie

f) Moyen d'entraînement

- Par moteur électrique
- Par moteur diesel ou essence - Par turbine à vapeur ou à gaz

g) Le trajet du fluide par rapport à l'axe:

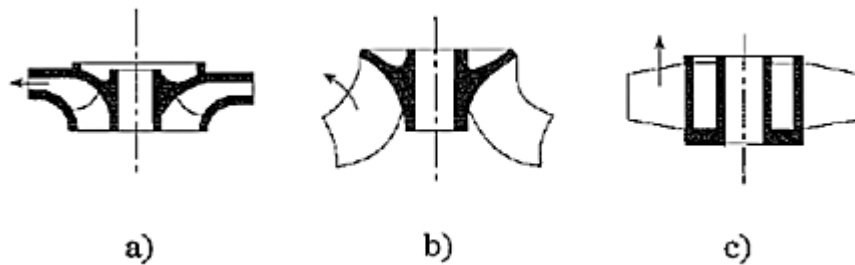


Figure I.2 Les différentes roues de turbopompes

a) Roue radiale b) Roue hélico-centrifuge c) Roue axiale

- On dit que l'écoulement est radial ou la composante de la Vitesse est radiale (machine radiale) chaque ligne du courant se trouve perpendiculaire à l'axe de la roue (pompe radiale).(voir FigI.2a et Fig I.3a 3b)
- Si l'écoulement est parallèle à l'axe on dit que la pompe est axiale.).(voir FigI.2c et Fig I.3f)
- Pour le cas des pompes mixtes on a le cas (axial + radial).).(voir FigI.2b et Fig I.3c- 3b-3e)

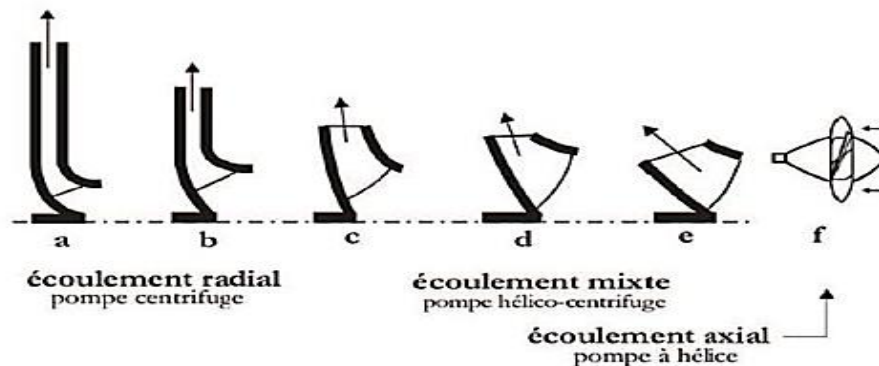


Figure I.3 Trajet de l'écoulement d'une turbopompe [4]

I.5.3 Composition d'une pompe centrifuge :

Les pompes hydrodynamiques sont de construction très simple :

En version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe, une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide, Parmi les types de turbopompes on cite, les pompes centrifuges, les pompes hélico-centrifuges et les pompes à hélices, la différence entre ces pompes porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide. [4]

La pièce essentielle est la roue portant des aubes (profils courbés) l'écoulement du fluide sur ces aubes provoque l'échange d'énergie entre la veine liquide et l'arbre de la machine, elle est constituée des organes suivants :

I.5.3.1 Organe mobile (roue) :

Il est en mouvement continu (rotation) muni d'aubes fixes à des disques tournant à l'intérieur du corps de pompe, on distingue 3 sortes de roues :

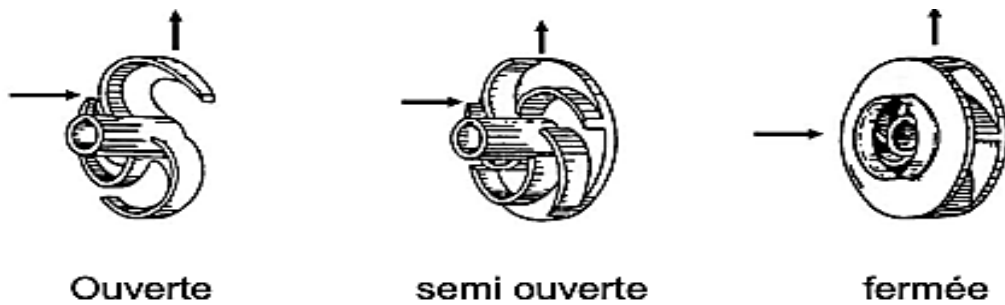
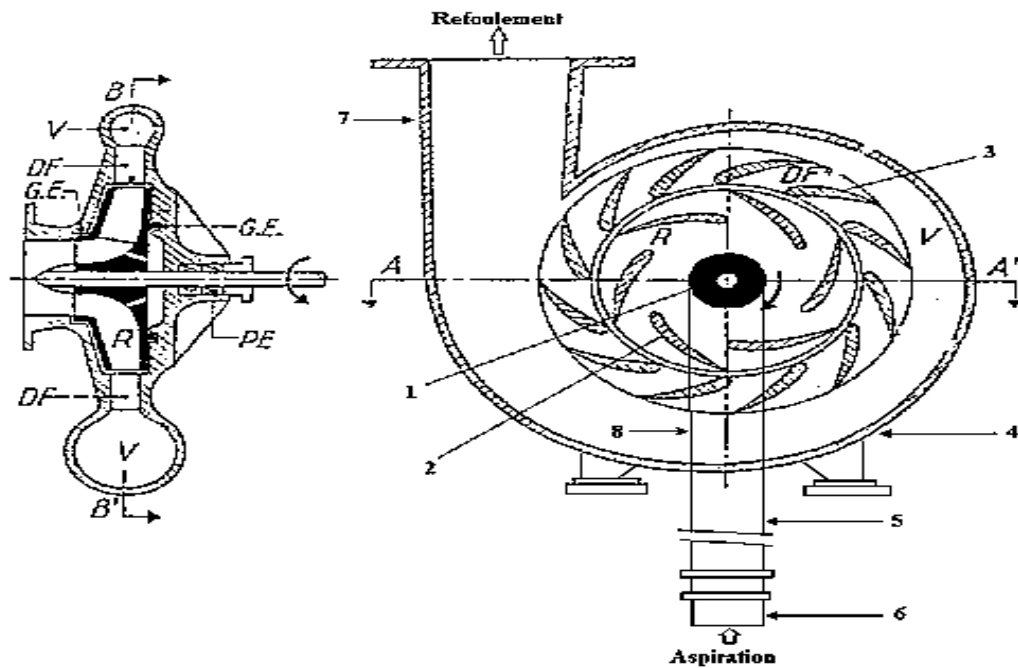


Figure I.12 Les types de roues (rotors) [4]

I.5.3.2 Organe fixe (diffuseur) :



1- Axe de rotation	5- Conduite d'aspiration DF- Diffuseur
2- Aube de la roue	6- Crépine V- Volute (colimaçon)
3- Aube fixe du diffuseur	7- Divergent P.E- Presse-étoupe
4- Corps de pompe R- Roue mobile	8- Convergent G.E- Garniture d'étanchéité
5- Conduite d'aspiration DF- Diffuseur	
6- Crépine V- Volute (colimaçon)	
7- Divergent P.E- Presse-étoupe	
8- Convergent G.E- Garniture d'étanchéité	

Figure I.13 Coupes d'une pompe centrifuge monocellulaire [4]

Cette pièce dirige les filets liquides vers la volute qui se termine par un cône divergent qui contribue à ralentir la vitesse du liquide et de la récupérer sous forme d'énergie cinétique correspondante.

Comme l'arbre traverse le plus souvent la volute, il est nécessaire de réaliser à cet endroit un dispositif assurant l'étanchéité globale. Ceci est effectué à l'aide de deux types principaux d'accessoires : une presse étoupe ou une garniture mécanique.

I.5.4 Dimensions principales de la pompe centrifuge :

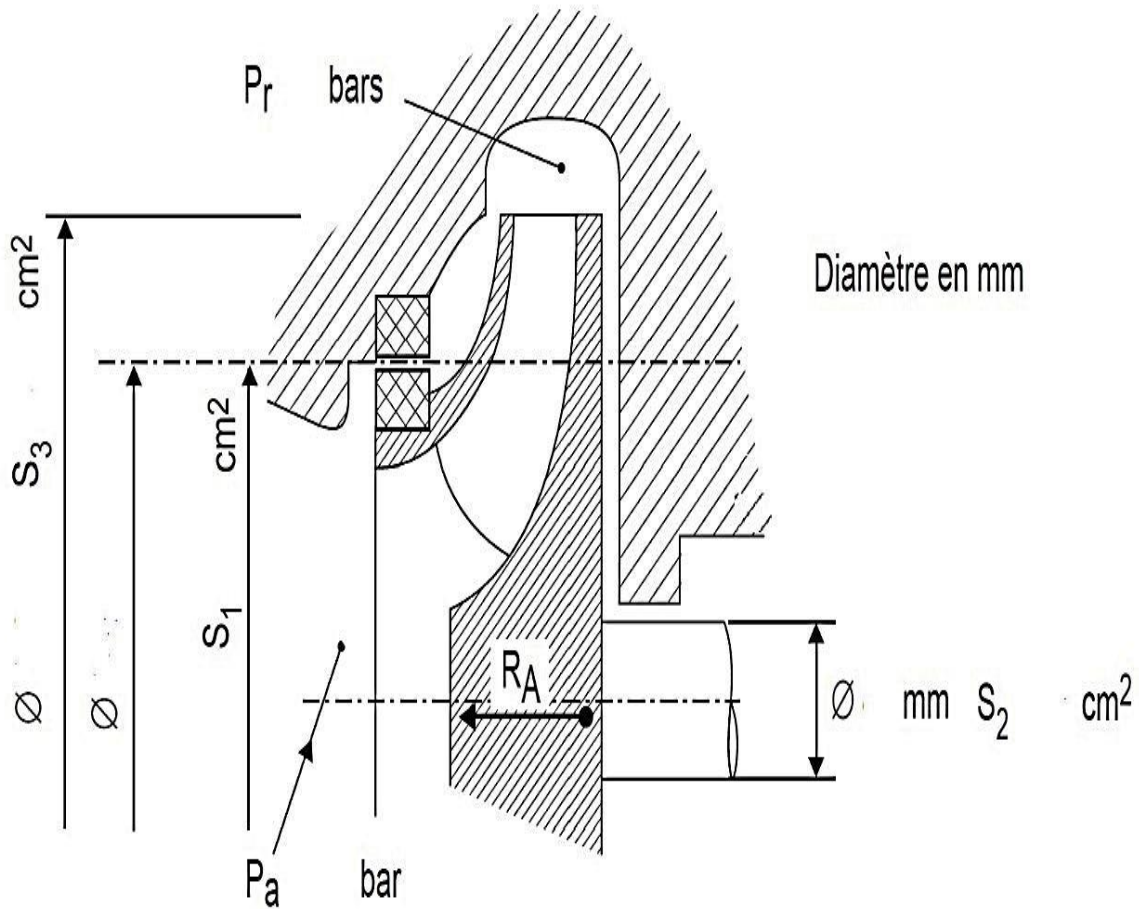


Figure I.14 Dimensions principales de la roue pompe centrifuge [8]

La roue représentée ci-dessous est soumise aux pressions suivantes :

- pression de refoulement **P_r** au dos de la roue
- pression d'aspiration sur l'ouïe de la roue **P_a**
- pression **P_r** sur l'avant de la roue à l'extérieur de l'ouïe.

Il est pratiquement toujours prévu un système qui diminue la poussée axiale. Ce système dit d'équilibrage est intégré à la roue dans les pompes monocellulaires (ailettes de dos ou chambre) ou associés à la pompe dans le cas des multicellulaires. [8]

I.6 Avantages et inconvénients des turbopompes :

Les Avantages	Les inconvénients
<p>- A caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques.</p> <p>- Leur rendement est souvent meilleur que celui des volumétrique.</p> <p>- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides.</p> <p>- Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux.</p> <p>- 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.</p> <p>La pompe se comporte alors comme un agitateur.</p>	<p>- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.</p> <p>- Production d'une pression différentielle peu élevée.</p> <p>- Elles ne sont pas auto-amorçages.</p>

Tableau I.1 Avantages et inconvénients des turbopompes [22]

I.7 Domaines d'utilisations des turbopompes :

Le domaine d'utilisation des machines centrifuges est extrêmement vaste et couvre les extrêmes suivants :

- Débits : de 0,001 à 60 m³/s
- Hauteurs de 1 à 5 000 m
- Vitesses de rotation de 200 à 30 000 tr/min

D'une manière générale, le nombre de tours spécifique peut servir qualitativement à distinguer des différentes conceptions de pompes, sachant que seul son fabricant, à la suite d'essais de type et même des essais effectués sur l'appareil particulier, est en mesure de confirmer les performances particulières de telle ou telle machine.

Le tableau I.2 fournit quelques indications chiffrées en ordres de grandeurs (nombre de Brauer avec h et Q respectivement en mètres - et kg/m³)







N _B (nombre de Brauer)	Type d'impulseur	Forme impulseur	hauteur maximum	rendement
7-30	Pompe radiale		800 m (jusqu'à 1 200 m)	40-88 %
50	Pompe radiale		400 m	70-92 %
100	Pompe radiale		60 m	60-88 %
35	Pompe mixte		100 m	70 - 90 %
160	Pompe mixte		20	75-90 %
160-400	Pompe axiale		2-15 m	70-88 %

Tableau I.2 Hauteur et rendement max pour différents impulseur [23]

Les grands domaines d'utilisation peuvent être cités comme suit :

- Hydro-électricité (barrage).
- Hydro-électricité (barrage).
- Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine).
- Château d'eau.
- Industrie hydrocarbure (production du pétrole).
- Transport des hydrocarbures liquides.
- Industrie de traitement des hydrocarbures. [6]

I.8 Les problèmes et contrôles des pompes centrifuges :

Les défauts, leurs causes et remèdes possibles sont énumérés dans les tableaux :

Problèmes	La raison	Contrôle
Surchauffe et grippage de la pompe	Pompe non amorcée.	Vérifier le remplissage. Aérer et/ou amorcer.
Faible durée de vie des Roulements	Fonctionnement à débit Elevé. Désalignement dû aux contraintes des tuyauteries. Arbre courbé	Mesurer la valeur et vérifier le maximum autorisé. Vérifier les connexions de bride et supprimer les Contraintes. Vérifier que les faux-ronds d'arbre sont dans les limites acceptables.
La pompe vibre ou est Bruyante	La pompe ou la tuyauterie D'aspiration n'est pas remplie complètement de liquide. Hauteur d'aspiration trop importante ou niveau trop bas. Marge insuffisante entre la pression d'aspiration et la liquide	Vérifier le remplissage. Aérer et/ou amorcer. Vérifier $NPSH_d > NPSH_r$, submergée correcte, perte au niveau des filtres/raccords. Vérifier et purger les tuyauteries et le circuit.
Faible durée de vie de la garnit ure mécanique	Roulements usés. Manchon d'arbre usé ou rayé ou axe excentré. garnit ure mécanique Garniture mécanique mal installée.	Remplacer les roulements. Vérifier et remplacer les pièces défectueuses. Vérifier l'alignement des faces ou des pièces endommagées ainsi quelle méthode de démontage
Fuite excessive de la garnit ure mécanique.	Fuite sous le manchon à cause d'une rupture de joint. L'arbre tourne en étant Excentré à cause de l'usure des roulements ou du Désalignement.	Remplacer le Joint et vérifier L'endommagement. Vérifier le désalignement et corriger si nécessaire Si l'alignement est correct, vérifier que les des roulements ou du roulement ne sont pas trop usés.
Puissance absorbée par la pompe excessive.	Garniture mécanique mal Installée	Vérifier l'alignement des faces ou des pièces endommagées ainsi quelle méthode de montage utilisée.
Désamorçage de la pompe après démarrage.	Quantité excessive d'air ou de gaz dans le liquide. Fuite d'air dans la ligne D'aspiration.	Vérifier que la tuyauterie d'aspiration est étanche à l'air. Vérifier et purger les tuyauteries et le circuit
Pression de refoulement Insuffisante.	Hauteur totale du système Supérieure à la hauteur Différentielle générée par la Pompe. Quantité excessive d'air ou de gaz dans le liquide.	Vérifier les pertes du système. Vérifier et purger les tuyauteries et le circuit.
Débit insuffisant.	Poche d'air ou de vapeur dans la ligne d'aspiration. Fuite d'air dans la ligne d'aspiration.	Vérifier la conception de la ligne d'aspiration la ligne pour les poches de vapeur. Vérifier que la tuyauterie d'aspiration est étanche à l'air
Débit nul.	Entrée de la tuyauterie D'aspiration insuffisamment Submergée. La pompe ou la tuyauterie D'aspiration n'est pas remplie Complètement de liquide.	Vérifier la conception du circuit. Vérifier le remplissage. Aérer et/ou amorcer.

Tableau I.3 Problèmes raison et contrôles possibles des pompes centrifuges [20]

I.9 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons décrit le principe de fonctionnement des pompes et ces composantes principales, leurs avantages et inconvénients pour différents types de pompes.

La technologie de chaque type de pompe est liée aux domaines d'utilisation et aux caractéristiques demandées par l'installation du circuit de pompage.

**Chapitre II : Etude Energétique d'une
Turbopompe**

II.1 Introduction :

Ce chapitre a pour but de faire une synthèse bibliographique sur l'étude énergétique des turbopompes et les écoulements dans les conduites, donc les installations de pompage ou de transport de fluides et les phénomènes qui peuvent surgir pendant leurs fonctionnements.

II.2 Théories générales de mécanique des fluides dans les turbomachines :

II.2.1 Conservation de masse :

Considérons un tube de courant (ou un tuyau) parcouru, en régime permanent, par un liquide.

L'expression du principe de conservation de la masse se traduit par l'égalité de la masse de fluide entrant par S1 entre les instants t avec la masse de fluide sortant par S2 pendant cette même durée.

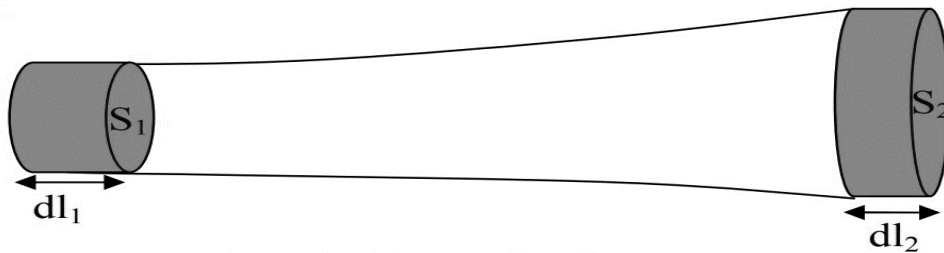


Figure II.1 conservation de masse [32]

C'est-à-dire :

$$dm_1 = dm_2 \rightarrow \rho_1 s_1 dl_1 = \rho_2 s_2 dl_2$$

ρ_1 : La masse volumique du fluide à l'entrée.

ρ_2 : La masse volumique du fluide à la sortie.

II.2.2 Réaction dynamique du fluide sur un canal :

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \vec{C} \cdot \rho \cdot dV = \iint_A \vec{P}_A \cdot dA = \iiint_V \rho \vec{F}_m \cdot dV$$

Avec : $\iint_A \vec{P}_A \cdot dA$: force de surface.

$\iiint_V \rho \vec{F}_m \cdot dV$: force de volume (massique).

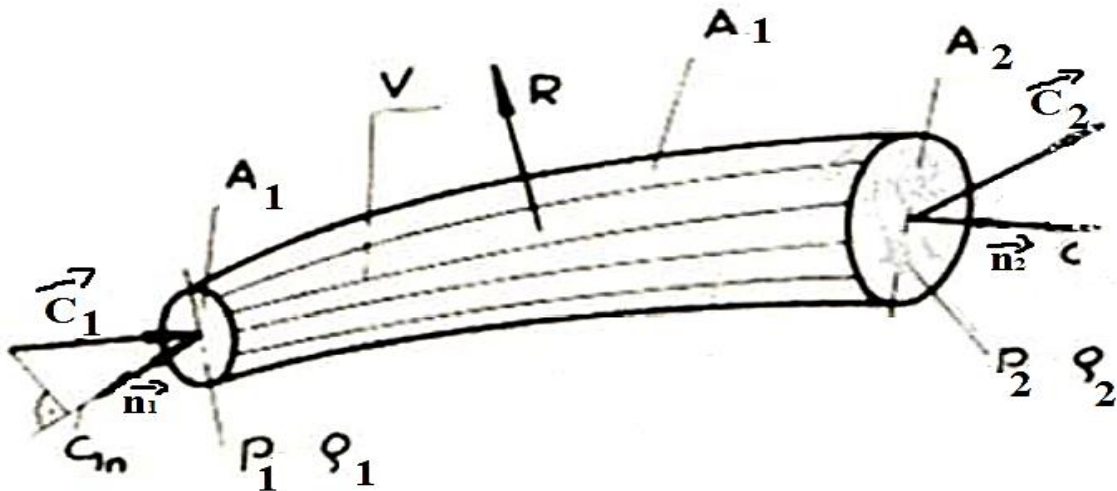


Figure II.2 Écoulement dans une conduite illustrant l'équation de quantité de mouvement [9]

Si les champs de vitesse, de pression et de densité sont uniformes à l'entrée à la sortie du canal on a :

$$\vec{R} = q_m (\vec{C}_1 - \vec{C}_2) - \vec{n}_1 \cdot P_1 \cdot A_1 - \vec{n}_2 \cdot P_2 \cdot A_2$$

II.2.3 Théorème d'Euler :

En mathématiques, le théorème d'Euler ou d'Euler-Fermat en arithmétique modulaire, publié en 1761 par le mathématicien suisse Leonhard Euler.

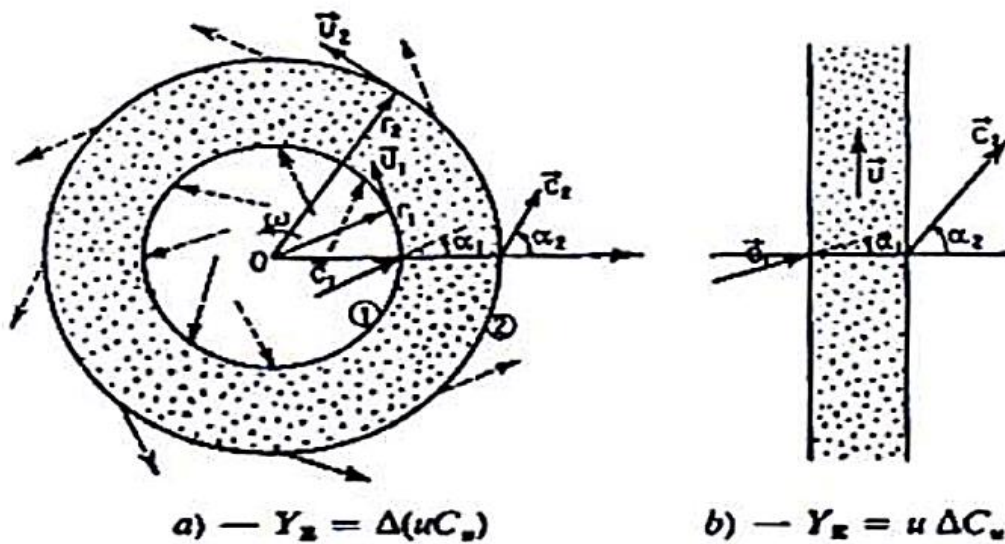


Figure II.3 Théorème d'Euler [9]

La résultante $\sum \vec{F}_{ext}$ des actions mécaniques extérieures exercées sur un fluide isolé, fluide contenu dans l'enveloppe limitée par S_1 et S_2 est égale à la variation de la quantité de mouvement du fluide qui entre en S_1 à une vitesse \vec{C}_1 et sort par S_2 à une vitesse \vec{C}_2 . [9]

Chapitre II

$$\Sigma \vec{F}_{ext} = q_m \cdot (\vec{C}_2 - \vec{C}_1)$$

Hypothèses de la théorie d'Euler. :

Dans la théorie d'Euler on suppose que :

- L'écoulement absolue est permanent et axisymétrique à l'entrée et à la sortie de la roue mobile.
- Et que celle-ci possédé un nombre infini d'aubes infiniment rapprochées.
- Et que le fluide est parfait.

II.2.4 Théorème de Bernoulli :

En mécanique des fluides, le théorème de Bernoulli est un principe de conservation de l'énergie sous certaines hypothèses de l'écoulement, établi en 1738 par Daniel Bernoulli.

C'est un résultat historique dans le développement de la dynamique des fluides. S'il est initialement utilisé pour des fluides en circulation dans une conduite, il trouve un important champ d'application en aérodynamique.

Il formalise le principe de Bernoulli, qui énonce que pour l'écoulement incompressible, parfait et stationnaire d'un fluide homogène soumis uniquement aux forces de pression et de pesanteur, une augmentation de vitesse entraîne une diminution de pression. [10]

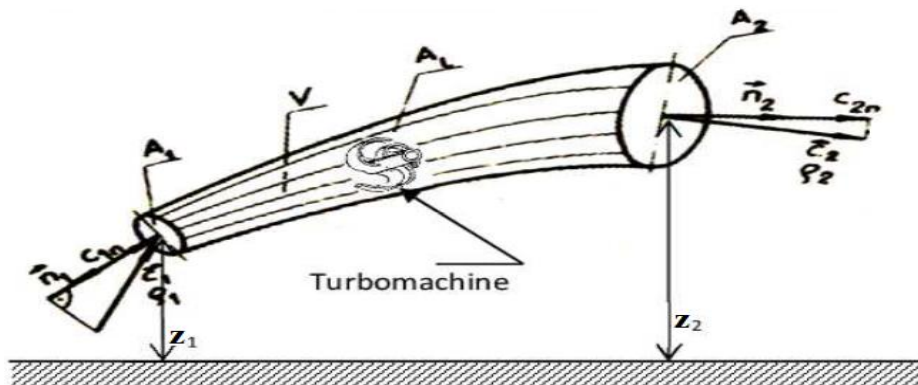


Figure II.4 L'écoulement dans une canal illustrant l'équation de Bernoulli [9]

L'équation générale de Bernoulli dans un circuit hydraulique est :

$$Z_1 + \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + H_{pompe} - h_{pertes} = Z_2 + \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g}$$

Remarque :

$$\text{Si } P_1 = P_2 = P_{atm} \text{ et } C_1 = C_2 = 0 \text{ Alors } H_{pompe} = H = H_g + h_{pertes} = (Z_2 - Z_1) + h_f$$

II.3 Courbe caractéristique du circuit d'installation :

II.3.1 La hauteur géométrique :

Définis par les hauteurs nettes respectivement H_a et H_r , la hauteur géométrique totale (dans un repère centré sur la pompe) : $H_g = H_a + H_r + Z_s - Z_e$

Où Z_s et Z_e sont les côtes d'entrée et de sortie de la machine comme indiqué sur la figure I.18 Si on fait maintenant intervenir les pertes entre l'amont et l'aval de la pompe, on obtient la hauteur du réseau :

$$H = H_g + h_{\text{pertes}} \text{ avec : } h_{\text{pertes}} = h_f = \sum i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{Q^2}{2 g A_i^2} + \sum i k_i \frac{Q^2}{2 g A_i^2} = k \cdot Q^2$$

Regardait la Circuit de pompage dans la figure suivant :

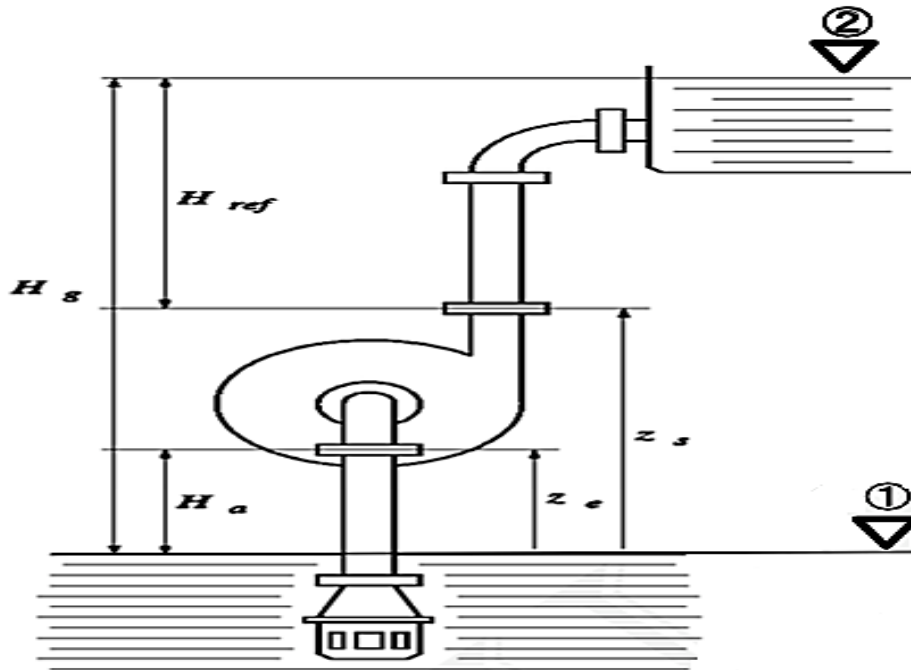


Figure II.5 hauteurs de pompe dans le circuit de pompage [9]

Remarque : $\sum i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{Q^2}{2 g A_i^2}$: pertes linéaires, $\sum i k_i \frac{Q^2}{2 g A_i^2}$: pertes singulières.

II.3.2 Viscosité du fluide :

C'est une grandeur qui caractérise les frottements internes du fluide, autrement dit sa capacité à s'écouler, ces frottements (contrainte de cisaillement) apparaissent lorsqu'une tranche de fluide doit se déplacer par rapport à une autre tranche, les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement. [17]

Viscosité cinématique : $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (m²/s) avec : 1 m²/s = 106 (cSt).

μ : Viscosité dynamique des liquides (Pa · s).

ρ : la masse volumique (kg/m³).

II.3.3 Rugosité du matériau :

La rugosité est une caractéristique de l'état de surface d'un matériau solide. C'est aussi un paramètre d'un écoulement se produisant sur ce matériau. Elle est susceptible de recevoir plusieurs acceptions techniques. En hydraulique, c'est une longueur caractéristique ε (exprimée elle aussi en μm) intervenant dans l'équation de Cole-brook qui caractérise les pertes de charge linéaires dans un écoulement aussi bien en charge qu'à surface libre.

Un nombre sans dimension intervenant dans l'équation de Hazen-Williams qui caractérise les pertes de charge linéaires.

Le coefficient K intervenant dans la formule de Manning-Strickler qui donne l'expression de la vitesse moyenne en régime uniforme, par exemple dans un tronçon de rivière, dont le lit est de pente connue, et pour un rayon hydraulique donné. [18]

Rugosité relative de pipe hydraulique : $\varepsilon = \frac{2e}{D}$

ε : rugosité relative.

e : rugosité absolue de pipe.

D : diamètre intérieure de la conduite en (mm).

II.3.4 les pertes de charge :

Quand l'eau circule dans une installation, les molécules d'eau frottent sur les parois de la tuyauterie et celle-ci peuvent être plus ou moins lisses, les coudes, les changements de direction, les réductions, les divers accessoires s'ajoutent aux frottements de la tuyauterie générant une perte de pression ou perte de charge (voir Fig.II.6). [14]

Perte de pression = Perte de charge

Il existe deux grandes catégories de perte de charge qui s'expriment en pascals ou en mm de colonne d'eau.

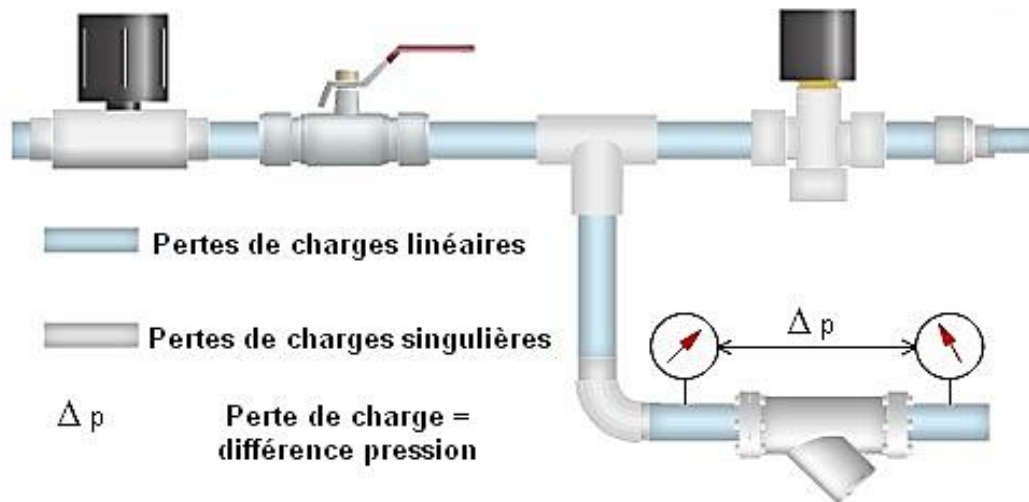


Figure II.6 les Perte de charge en hydraulique [14]

II.3.4.1 Perte de charge linéaire :

C'est la perte de charge de la tuyauterie, qui est proportionnelle :

- 1- À la longueur et la section de la tuyauterie, puis le parcours et long et plus la section est petite pour un même débit plus grand sont les pertes de charge.
- 2- Au carré de la vitesse du fluide en mouvement.
- 3- Aux pertes de charge dues à la rugosité du tube utilisé, les imperfections du tube perturbent l'écoulement du fluide.
- 4- Viscosité du fluide en mouvement en fonction de la pression et de la température.

Le diagramme de Moody (voir Fig.II.7) regroupe des relations rapportées dans la littérature pour calculer le facteur de frottement selon les valeurs de nombre de Reynolds : Re et la rugosité réduite : $\frac{e}{R}$ qui n'est pas sur l'axe vertical, le Le nombre de Reynolds (Re).

Il est défini comme suivant : $Re = \frac{4 Q}{\pi D v}$ avec :

- Q : débit volumique en (m^3/s)
- D : diamètre intérieur de la conduite en (m)
- v : viscosité cinématique du produit en (m^2/s)

Chapitre II

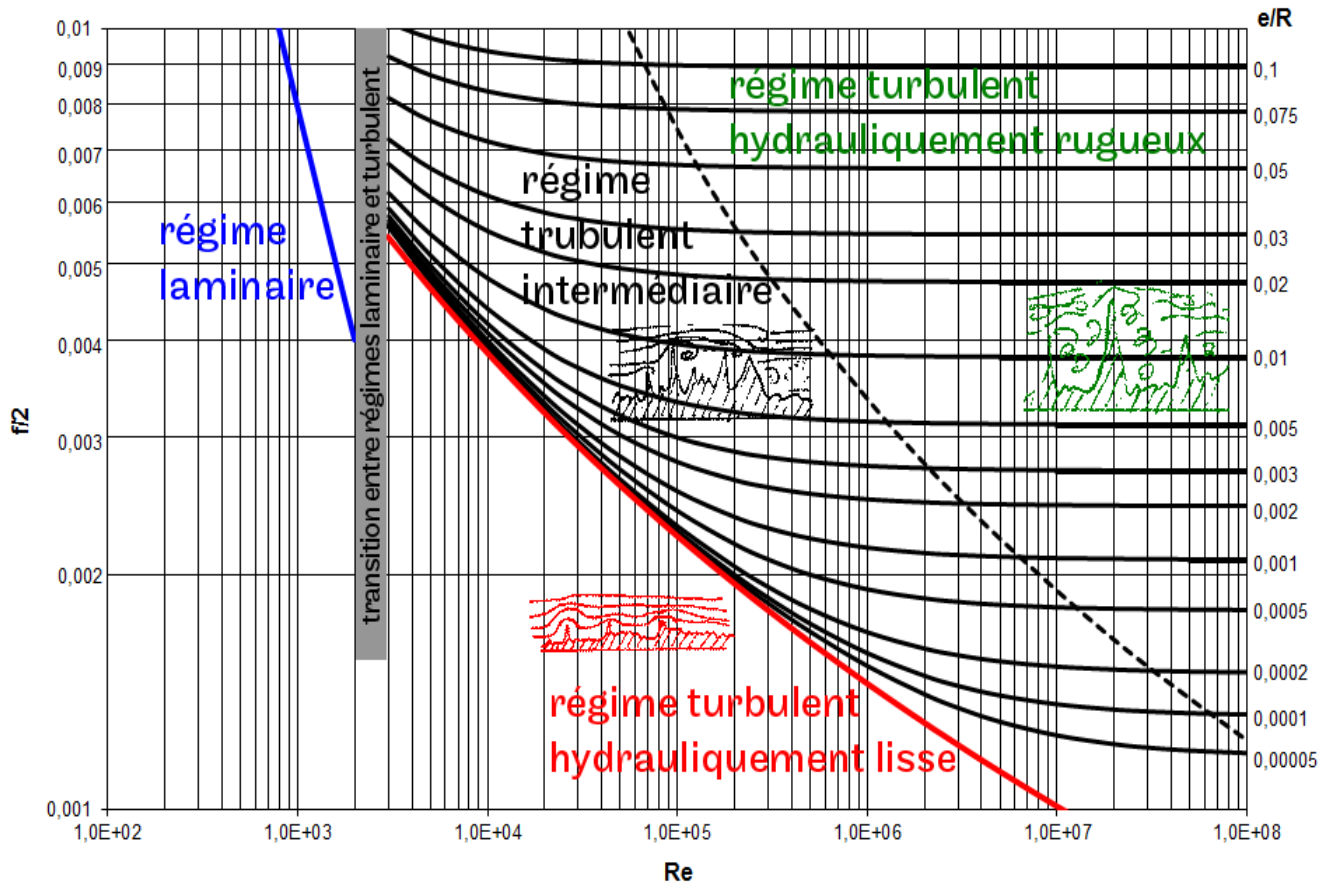


Figure II.7 Le diagramme de Moody [16]

Le Coefficient de perte de charge linéaire λ : Ce coefficient (λ) dépend du régime d'écoulement ainsi le nombre de Reynolds Re .

➤ Si $0 \leq Re \leq 2320$ le régime est laminaire donc le coefficient de perte de charge $\lambda =$

$$\frac{64}{Re}$$

➤ Si $2320 \leq Re \leq Re_1$ le régime est turbulent lisse avec : $Re_1 = \frac{25}{\epsilon}$ et $\epsilon = \frac{2e}{D}$

ϵ : rugosité relative.

e : rugosité absolue de pipe.

D : diamètre intérieure de la conduite en (mm).

Donc $\lambda = 0,3164 \times (Re)^{-2,5}$ (formule de blasius).

➤ Si $Re_1 \leq Re \leq Re_2$ le régime est turbulent mixte. Avec : $Re_2 = \frac{1000}{\epsilon}$

Donc le coefficient de perte de charge $\lambda = 0,11 \times \left(\frac{e}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ (formule d'Altchouille).

Chapitre II

➤ Si $Re \geq Re_2$ le régime est turbulent quadratique avec : $\lambda = 0.1 \times \left(\frac{\varepsilon}{2}\right)^{0.25}$

Formule de Darcy weisbach pour calcul les pertes de charge linéaire :

$$\diamond h_f = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \text{ avec : } v = \frac{4Q}{\pi D^2} \text{ alors } h_f = \frac{Q^2 L \lambda 8}{D^5 \pi^2 g}$$

Avec : λ : coefficient de perte de charge linéaire.

L : longueur (m).

Q : débit de la ligne (m³/s).

D : diamètre intérieur de la conduite (m).

V : vitesse d'écoulement (m/s).

g : gravité = 9.8 m/s²

Les régimes d'écoulement :

Le diagramme de Moody met en évidence trois sous-régimes d'écoulement en régime turbulent :



Figure II.8 Régime hydrauliquement lisse [15]



Figure II.9 Régime hydrauliquement rugueux [15]



Figure II.10 Régime intermédiaire [15]

II.3.4.2 Perte de charge singulière :

Ce sont les pertes de charge des accessoires, vanne, coudes, batterie chaude ou froide, réduction, changement de direction enfin tous les obstacles.

Ces pertes de charges sont déterminées par les constructeurs de façon empirique et sont fonction de la vitesse, elles sont proportionnelles au carré de la vitesse du fluide en mouvement.

Formule de Darcy weisbach pour calcul les Pertes de charge singulières :

❖ $h_s = K_s \times \frac{V^2}{2g}$ avec : K_s : Coefficient de pertes de charge singulières.

La Fig.II.10 explique comment les coefficients de pertes de charge singulières sont déterminés.

Conduits à section circulaire (diamètre = D)											
	R/D	ζ		R/D	ζ		R/D	ζ		α	ζ
	0,5	0,9		0,5	1,3		0,5	1,1		15°	0,1
	0,75	0,45		0,75	0,8		0,75	0,6		30°	0,2
	1,0	0,35		1,0	0,5		1,0	0,4		45°	0,5
	1,5	0,25		1,5	0,3		1,5	0,25		60°	0,7
2,0	0,2	2,0	0,25	2,0	0,2	90°	1,3				
	α	ζ_2		R/D	ζ_2		R/D	ζ_2		α	ζ_2
	15°	0,1		0,5	1,3		0,5	1,2		15°	0,1
	30°	0,3		0,75	0,9		0,75	0,6		30°	0,3
	45°	0,5		1,0	0,8		1,0	0,4		45°	0,7
	60°	0,7		1,5	0,6		1,5	0,25		60°	1,0
90°	1,3	2,0	0,5	2,0	0,2	90°	1,4				
				α	ζ		R/D	ζ		d/D	ζ
				0°	0,9		0,2	0,2		0,1	2,5
				15°	0,5		0,5	0,1		2,5	
				30°	0,3		0,8	0,05		2,5	
				45°	0,3		0,9	0,6		2,3	
60°	0,4	1,0	0,8	1,9							
90°	0,5	1,0	0,9	1,5							
	d/D	ζ		α	ζ		d/D	ζ		d/D	ζ
	0,1	1,0		5°	0,15		0,1	0,6		1	0
	0,2	0,9		10°	0,25		0,2	0,5		0,9	0,1
	0,4	0,7		15°	0,4		0,4	0,4		0,8	1
	0,6	0,4		30°	0,8		0,6	0,3		0,7	2
0,8	0,2	45°	0,9	0,8	0,2	0,6	5				
		90°	1,0	0,8	0,2	0,6	8				

Figure II.11 Modèle de tableau pour la détermination coefficient de pertes de charge singulières [16]

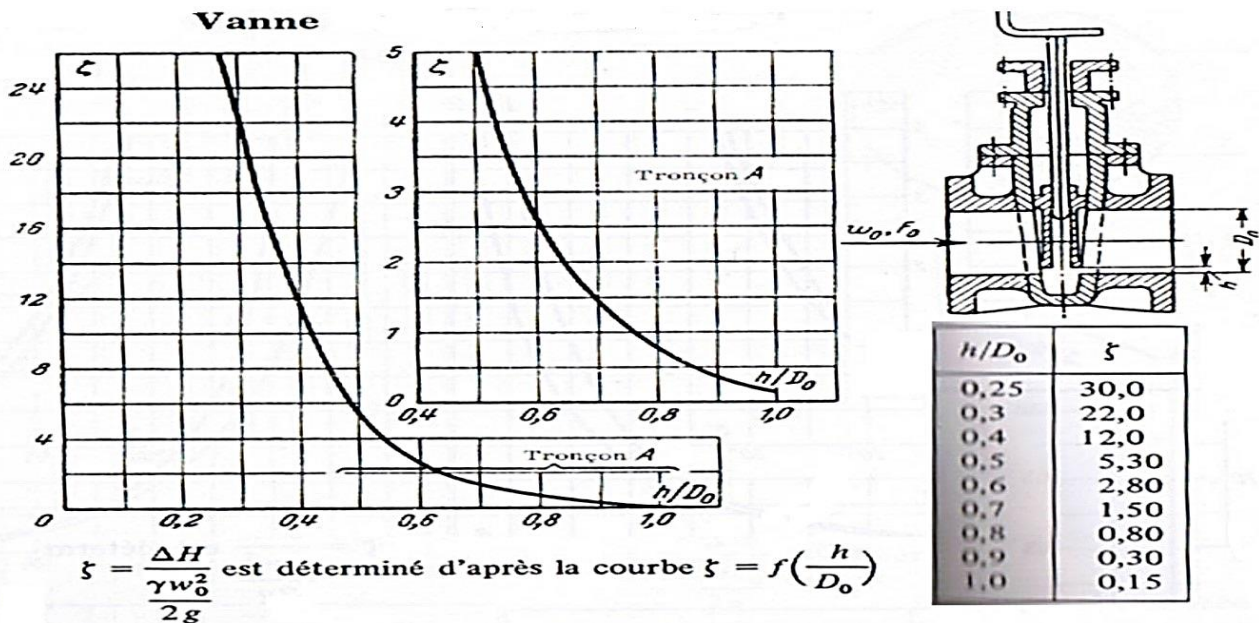


Figure II.12 Modèle de tableau pour la détermination Coefficient de pertes de charge singulières dans les vannes [16]

II.4 Courbes Caractéristiques du réseau :

Dans un circuit hydraulique ou aéraulique les débits peuvent varier de 0 jusqu'à la valeur du débit maximal. Or les pertes de charges augmentent avec le carré de la vitesse, on peut donc tracer une caractéristique $HMT=f(\text{débit})$ qui est une parabole voir figure ci-après.

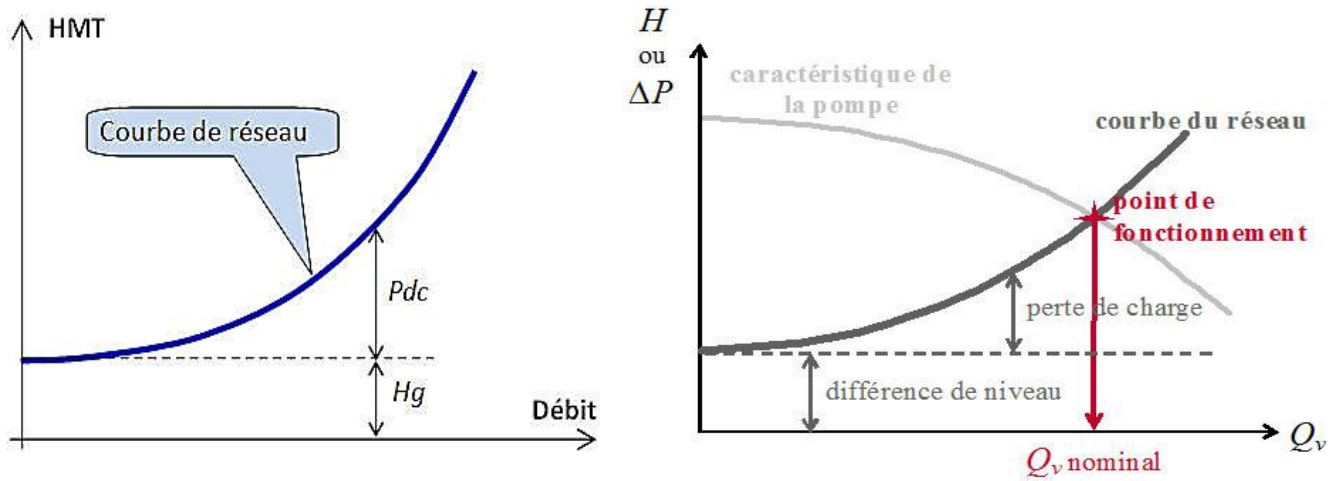


Figure II.13 Courbes Caractéristiques du réseau

II.5 Courbes Caractéristiques théorique de la pompe :

II.5.1 Triangle des vitesses :

Compte tenu de la configuration d'une pompe centrifuge, on peut concevoir que l'écoulement est radial en R1 d'où le triangle des vitesses à l'entrée en première approximation (moment angulaire à l'entrée nulle).

Les vitesses

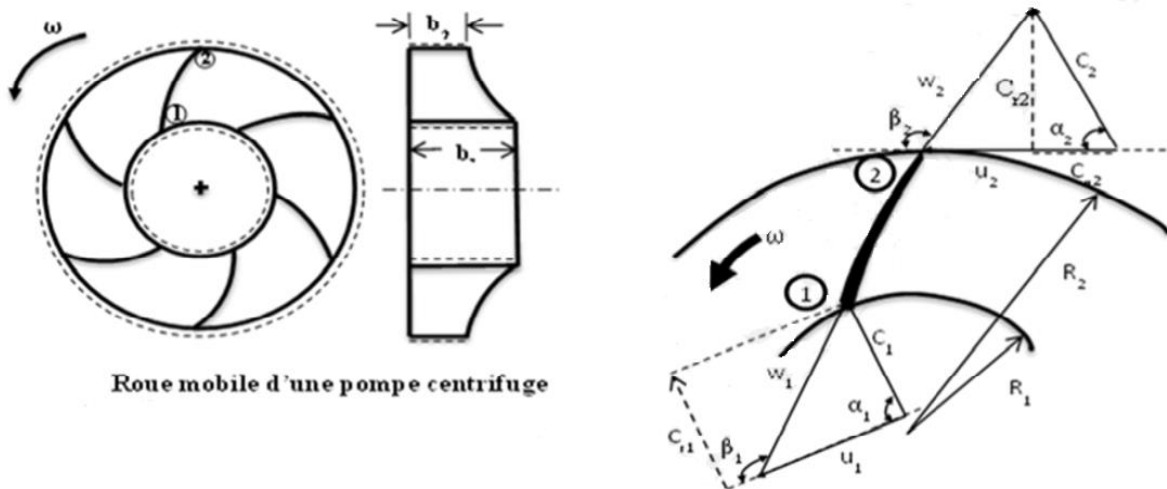


Figure II.14 Triangles de Vitesses de la pompe centrifuge [9]

$\vec{U}_1 \cdot \vec{C}_1 = 0$ la vitesse \vec{C}_1 à l'entrée est orthogonale à \vec{U}_1

Chapitre II

$\alpha_1 = 90^\circ$ et $C_{u1} \cdot u_1 = 0$ avec $u_1 \neq 0$ donc $C_1 = C_{r1}$ de plus le triangle des vitesses.

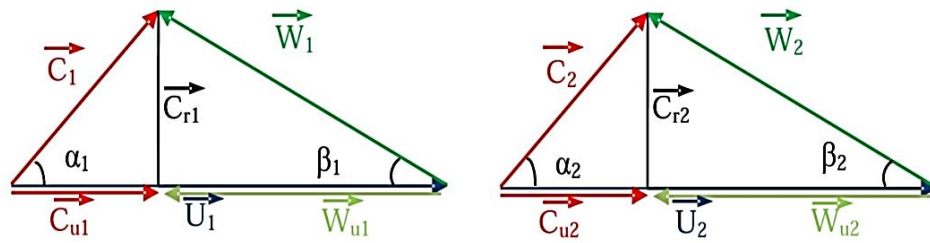


Figure II.15 Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue [13]

\vec{W}_1 : vitesse tangentielle au droit du point d'entrée (m/s)

\vec{C}_1 : vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage (m/s)

\vec{U}_1 : vitesse absolue de l'eau

Sachant que $C_1 = W_1 + U_1$

La sortie : il en est de même que $U_2 = C_2 + W_2$

À l'entrée de la roue, l'eau pénètre à peu près radialement dans la turbine, en conséquence sa vitesse absolue U_1 formera avec W_1 un angle très voisin de 90° .

Les vitesses à la sortie : à la sortie de l'aubage en (2) les vitesses sont, C_2 , U_2 , W_2 , De la même manière

$$U_2 = C_2 + W_2$$

De la même manière $C_2 = U_2 + W_2$

$$U_1 = \omega R_1; U_2 = \omega R_2$$

R_1 et R_2 Rayons de la roue d'entrée et de sortie.

ω : vitesse de rotation de la roue (rd/s) n : Nombre de tours (tour/min) $\omega = 2\pi n / 60$ (Rd/s)

II.5.2 Hauteur théorique et débit :

➤ La Hauteur théorique :

L'équation d'Euler entre l'entrée et la sortie de la roue d'une pompe centrifuge donne la valeur de la hauteur théorique d'élévation sous la forme :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}$$

$$H_{th} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot g(\beta_2)}{g \pi D_2 b_2} \cdot Q \quad \text{Avec } \alpha_1 = 90^\circ :$$

Remarque :

Pour une roue donnée, D_2 , b_2 , et β_2 sont des données et U_2 a une valeur constante pour une vitesse de rotation fixée.

II.5.3 Courbe caractéristique - droite d'Euler - droite théorique :

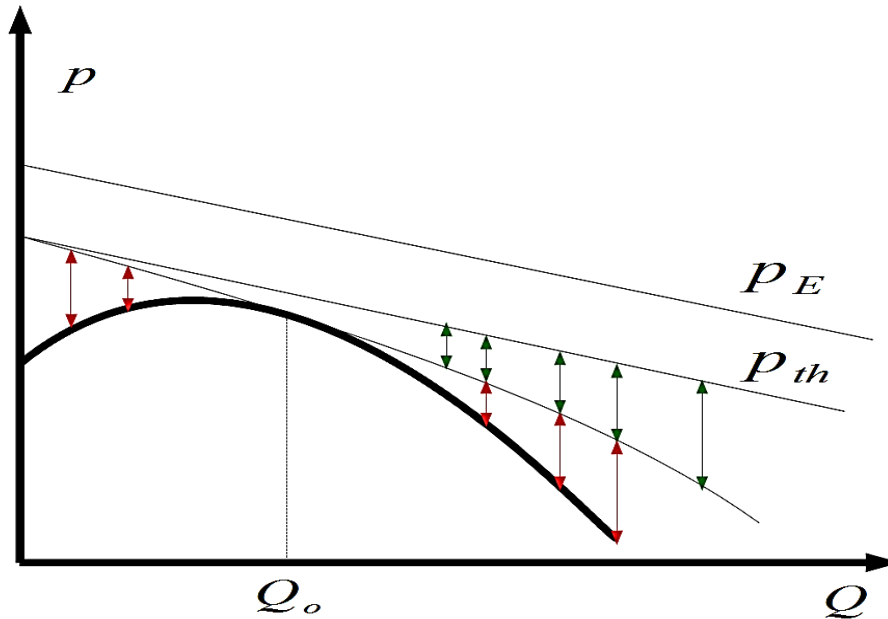


Figure II.16 Courbe caractéristique - droite d'Euler - droite théorique. [31]

Vert : pertes par frottements.

Rouge : pertes par chocs. La courbe de la pompe centrifuge réelle présente un rendement optimum là où elle approche le mieux la droite théorique.

Le calcul théorique d'Euler correspondrait à une roue présentant une infinité d'aubes. Pour une roue réelle, la droite de rendement est donc située en dessous de celle d'Euler. [31]

II.6 Courbes Caractéristiques réel de la pompe :

II.6.1 Les courbes caractéristiques réel de la pompe :

Les courbes caractéristiques dans la figure au-dessous est un tracé de la présence d'une pompe dans un système de pompage, exige la connaissance des paramètres nominaux H (hauteur manométrique) et Q (débit nominale ou utile).

Ces deux paramètres forment un couple (H, Q) qui définit la position du point de fonctionnement de la pompe dans le circuit hydraulique où elle se trouve, on note que H et Q doivent être connus pour une vitesse de rotation N de la roue constante. Mais, il est important parfois de connaître le comportement de la pompe dans des conditions hors de celles nominales. On peut distinguer deux types de caractéristique H(Q).

II.6.2 La Hauteur manométrique :

On appelle hauteur manométrique H d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse.

$$H_m = H_g + h_{\text{pertes}}$$

- H_g : la hauteur géométrique.
- h_{pertes} : les pertes de charge.

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H = f(Q_v)$.

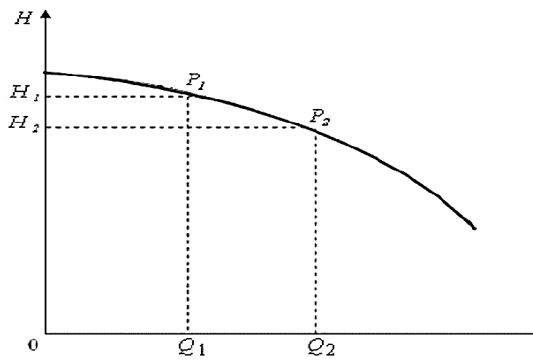


Figure II.17 Courbe caractéristique stable.

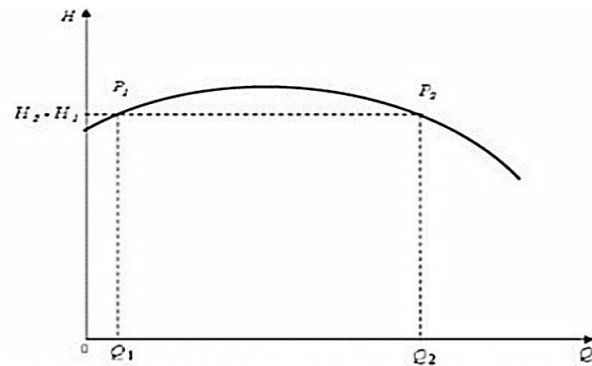


Figure II.18 Courbe caractéristique instable.

Cette différence de pression entre la pression amont et la pression en aval en fonction du débit constitue la caractéristique de la pompe.

La hauteur manométrique est généralement exprimée en hauteur de colonne d'eau (mètre de colonne d'eau mCE).

Lorsque la vanne se ferme progressivement, le débit Q dans le circuit diminue, mais la différence de pression H_m augmente, et on remarquera également que l'augmentation du débit dans la canalisation provoque une perte de charge, donc plus le débit est important plus les frottements sont élevés et les pertes de charges aussi.

II.6.3 Le Débit volumique :

Le débit volumique « Q_v » caractérise la quantité de liquide qui passe à travers une section donnée (section de refoulement) « S » par unité de temps « t ». Cette quantité de liquide est aussi caractérisée par la vitesse de passage à travers cette section. [8]

$$Q_v = V.S \text{ (m}^3\text{/s)}.$$

II.6.4 La Puissance de pompes :

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

La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile P_u .

Le rapport de la puissance utile P_u et la puissance absorbée P_a est le rendement global de la pompe

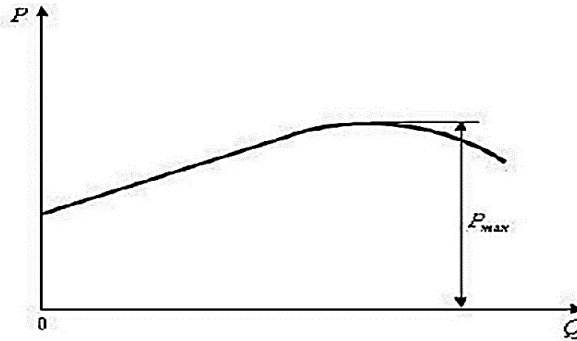


Figure II.19 Courbes caractéristiques de la puissance

II.6.5 La vitesse spécifique :

La vitesse spécifique « N_s » est une expression pour toutes les pompes semblables fonctionnant en similitude mécanique, elle s'exprime généralement en tour par minute (tr/min) avec Q en (m^3/s) et H en (m).

La vitesse spécifique d'une pompe est donc la vitesse à laquelle tournerait la pompe semblable qui en régime de fonctionnement homologue, débiterait $1m^3/s$ à 1m.

La puissance recueillie serait donc 1000 Kgm/s soit environ 10 Kw .

La relation qui exprime la vitesse spécifique est :

$$n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = n' \cdot \frac{Q'^{\frac{1}{2}}}{H'^{\frac{3}{4}}} = N_s = C^{te}$$

La vitesse spécifique nous permet de :

- Faire la classification hydraulique des pompes
- Comparer les différents types des roues
- D'étudier des grandes pompes, en utilisant les modèles réduits
- Le choix de la pompe la plus adaptée pour la condition bien déterminée.

Avec : Q en (m^3/s), H en (m)

Pour $N_s < 1,5$ pompe radiale

Pour $1,5 < N_s < 4,5$ pompe mixte

Pour $N_s > 4,5$ pompe axiale

II.6.6 La vitesse de rotation :

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps n [tr/min] :

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{n}{60} \text{ (rad /sec)}$$

II.6.7 Le rendement des turbomachines :

Le rendement total d'une pompe est le résultat de la multiplication de trois types de rendements.

Chaque type est lié à un genre de pertes qui se passent dans la pompe :

Pertes hydrauliques : due aux frottements.

Pertes volumétriques : causées par les fuites du liquide à travers les jeux de la pompe.

Pertes mécaniques : due aux frottements mécaniques dans les paliers, les presses étoupes

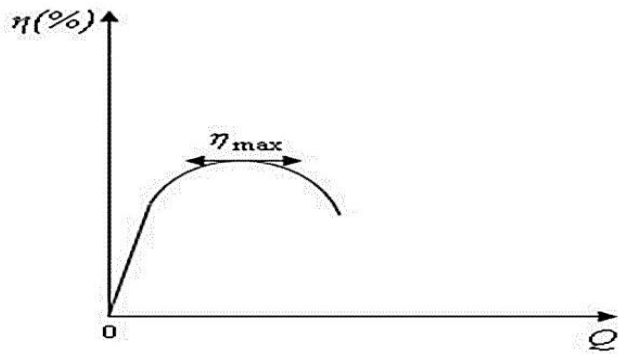


Figure II.20 Courbes caractéristiques du rendement

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

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale. [8]

Voire le tableau suivant :

Type de rendement	Rendement pour une TURBOPOMPE
Hydraulique : η_h	$\eta_h = \frac{\text{hauteur de charge nette}}{\text{hauteur de charge theorique}} = \frac{H_n}{H_{th}}$
Mécanique : η_m	$\eta_m = \frac{\text{puissance reel sur l'arbre}}{\text{puissance sur l'arbre fournie par le moteur}} = \frac{M \cdot \omega}{M_m \cdot \omega}$

Volumétrique : η_v	$\eta_v = \frac{q_v}{q_v + \Delta q_v}$
Globale ou total : η_g	$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v = \frac{\rho g q_v H_n}{C_m \omega}$

Tableau II.1 Rendement dans les pompes [7]

Remarque : La perte de charge interne : $\Delta H_i = \Delta H_{choc} + \Delta H_f$

La charge nette de la pompe par exemple : $H_n = H_{th} - \Delta H_i$ (puissance réellement récupérée par le fluide), (dans le tableau II.1 de rendement).

II.7 Lois de similitude dans les pompes :

II.7.271 Définition la similitude :

En appliquant le principe de similitude mécanique, nous avons trouvé que les roues des pompes centrifuges sont semblables, pour garantir cette similitude il est nécessaire d'assurer à la fois les similitudes géométrique, cinématique et dynamique. [21]

Rappel de la similitude :

On essaye de déterminer des paramètres sans dimension qui caractérisent le fonctionnement d'une pompe, sachant que ces paramètres restent constants lorsqu'on modifie N ou D, Les pompes P1 et P2 semblables.

Voir la figure suivante. Similitude et son rôle [14]

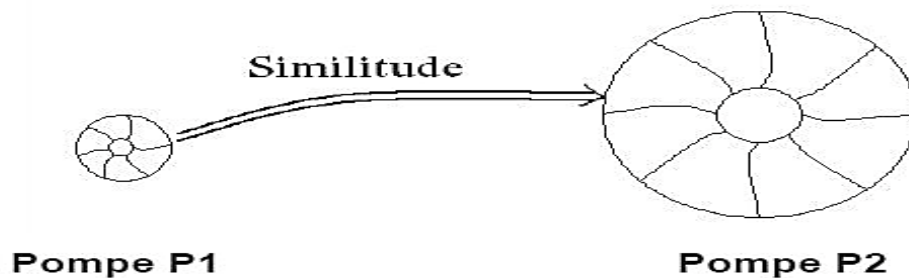


Figure II.21 Rappel de la similitude [14]

La figure au-dessus montre par les lois de similitude : $\frac{D_2}{D_1} = \frac{b_{sortie\ pompe\ 2}}{b_{sortie\ pompe\ 1}} = \text{constante}$.

II.7.2 La similitude des pompes centrifuges :

Le fonctionnement de la pompe est conditionné par cinq paramètres, à savoir :

En utilisant le théorème de Vaschey-Buckingham, pour exprimer les paramètres adimensionnels suivants :

Afin de définir les paramètres du groupement adimensionnels qui sont (W) , (ρ) , (M) , (n) :

a) coefficient de débit

$$\varphi_n = \frac{Q}{n^2 D^3}$$

b) coefficient de hauteur

$$\lambda_n = \frac{gH}{n^2 D^2}$$

c) coefficient de puissance

$$\gamma_n = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$$

d) coefficient de couple

$$K_n = \frac{M}{\rho n^3 D^5}$$

- Q : le débit en volume (m^3/s)
- D : diamètre de la roue (m)
- W : travail spécifique par unité de masse ($g H$) (m^2/s^2)
- ρ : densité du fluide (kg/m^3)
- μ : viscosité dynamique du fluide.

En résumé, nous pouvons dire que si les conditions de similitude sont satisfaites concernant deux machines.[2] (la maquette et la machine en vrai grandeur).

C'est-à-dire les deux machines sont géométriquement semblables, le coefficient de débit et le nombre de Reynolds sont les même donc, les deux écoulements seront homologues.

II.8 Choix d'une pompe pour une installation :

II.8.1 Critères de choix d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge doit être choisie selon les caractéristiques réelles de l'installation. Les données nécessaires pour un dimensionnement correct sont :

- Le débit désiré
- La hauteur géométrique à l'aspiration
- La hauteur géométrique au refoulement
- Le diamètre de la conduite. [6]

Charte de couverture des pompes centrifuges une charte de couverture (voir la figure II.22) aide à faire une sélection préliminaire en permettant de comparer plusieurs pompes d'un même modèle mais de grosseurs

Chapitre II

différentes à la même vitesse. Cette charte aide à cerner le choix des pompes qui satisferont les besoins du système.

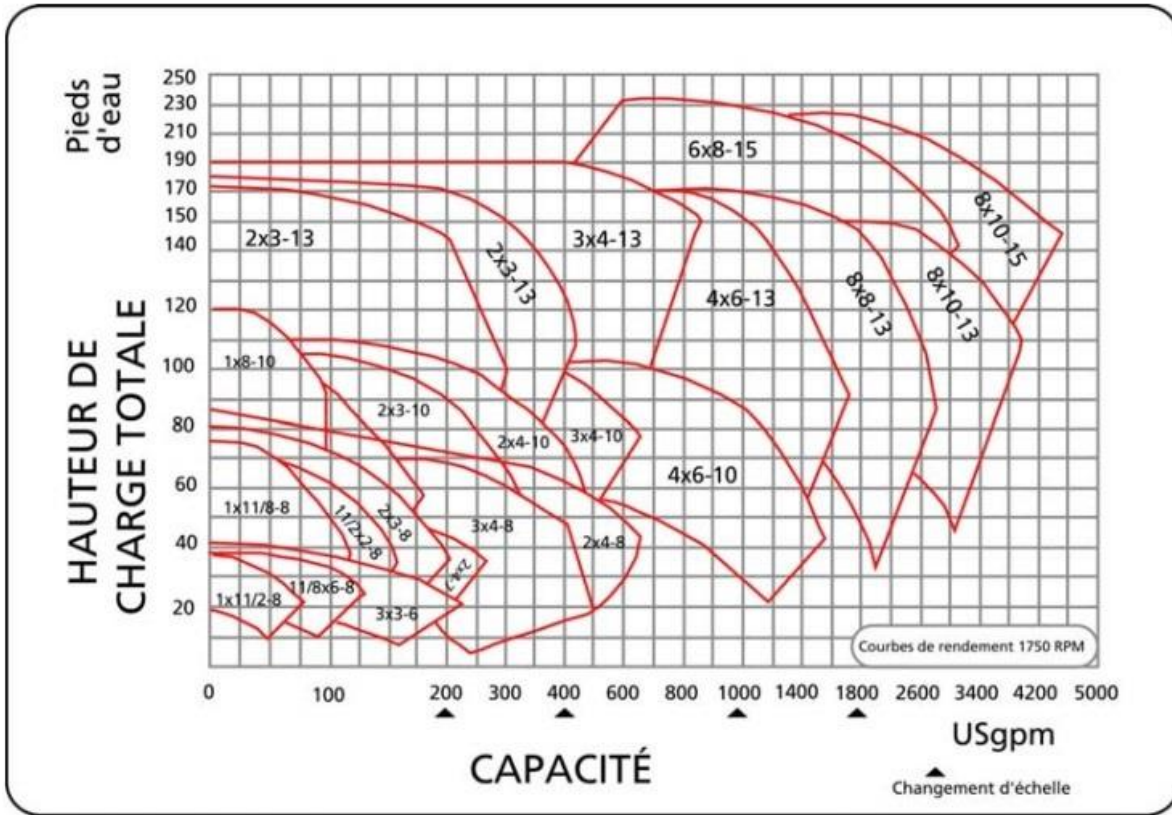


Figure II.22 Carte de couverture typique des pompes centrifuges de même modèle [32]

La figure II.23 montre une charte typique de courbes caractéristiques pour une pompe centrifuge d'un modèle, grosseur et vitesse donnée.

Cette charte présente les informations pour une gamme de diamètre d'impulseurs en incréments de 1/2" de 7 1/2" jusqu'à 9 1/2". Les impulseurs sont fabriqués initialement au diamètre le plus gros pour un modèle de pompe donné et sont ensuite réduits à la grosseur requise pour l'application.

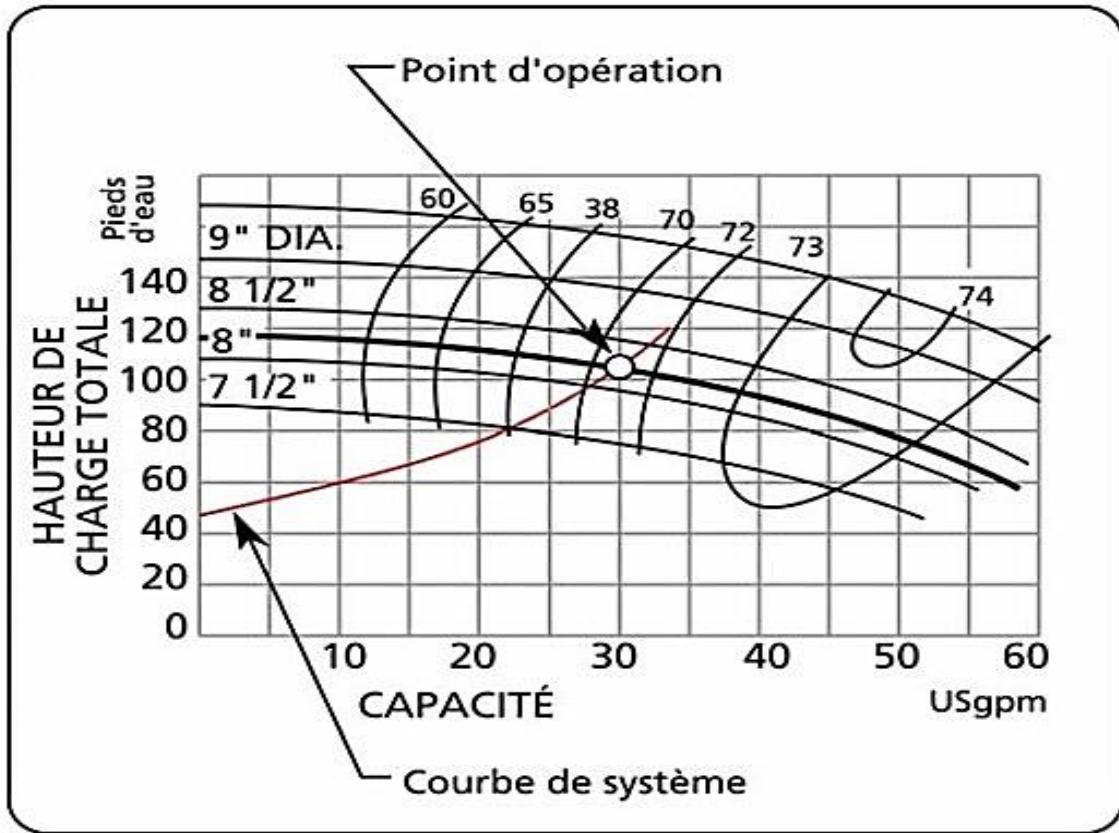


Figure II.23 superpositions de la courbe du système sur les courbes caractéristiques [32]

II.9 Principaux problèmes posés dans les circuits de transport de fluides :

II.9.1 Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement F se trouve à l'intersection de la caractéristique du circuit $C (q_v)$ et de la charge nette de la pompe $H_n (q_v)$. Ce point de fonctionnement fournit le débit de fonctionnement q_{fonct} et le rendement de fonctionnement η_{fonct} .

La courbe de point de fonctionnement d'un système hydraulique représente la relation entre le débit et la pression du fluide hydraulique. Elle peut être obtenue expérimentalement ou à partir des spécifications du système.

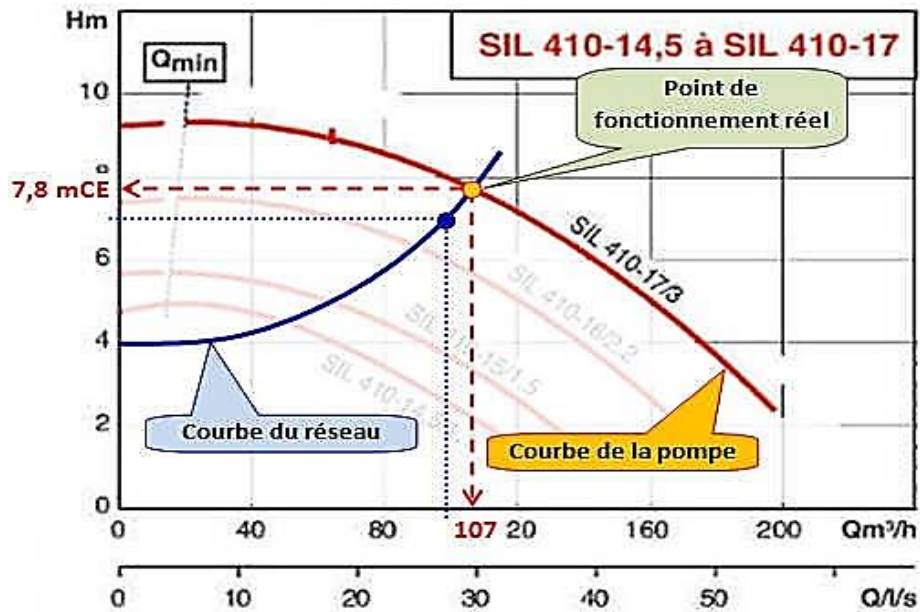


Figure II.24 point de fonctionnement [9]

Le point de fonctionnement est l'endroit où ces deux courbes se croisent. Il représente les valeurs spécifiques de débit et de pression auxquelles le circuit hydraulique fonctionne.

Ce point de fonctionnement dépend des caractéristiques de l'élément hydraulique utilisé, de la configuration du circuit et des conditions de fonctionnement.

Il est important de sélectionner l'élément hydraulique approprié et de dimensionner correctement le circuit pour assurer un point de fonctionnement optimal et une performance optimale du système hydraulique.

II.9.2 Groupement des pompes (Série et parallèle) :

II.9.2.1 pompes 1 et 2 en série :

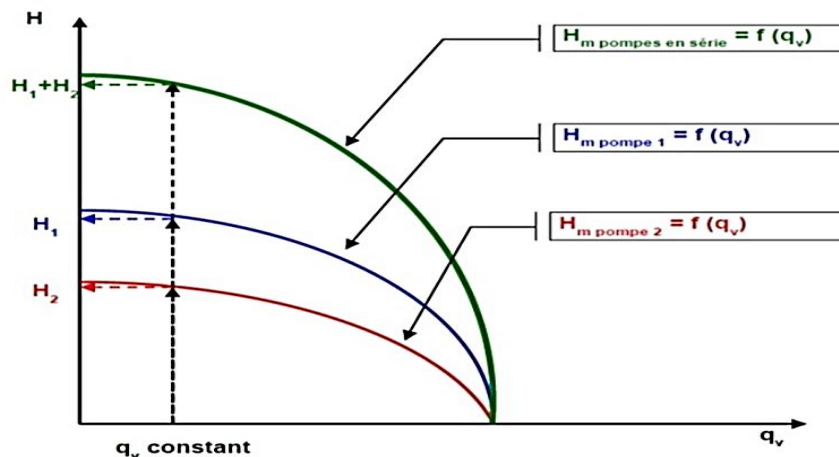


Figure II.25 Couplage de pompes centrifuges en série [15]

Chapitre II

Si les pompes ne sont pas identiques :

On peut donc écrire :

$$H_{mt} = H_{m1} + H_{m2}, q_{vt} = q_{v1} = q_{v2}, P_t = P_1 + P_2$$

On calcule le rendement de montage :

$$\eta_t = \frac{H_{mt}}{\frac{H_{m1}}{\eta_1} + \frac{H_{m2}}{\eta_2}}$$

Si les pompes sont identiques :

$$\eta_t = \eta_1 = \eta_2$$

II.9.2.2 Pompes 1 et 2 en parallèle :

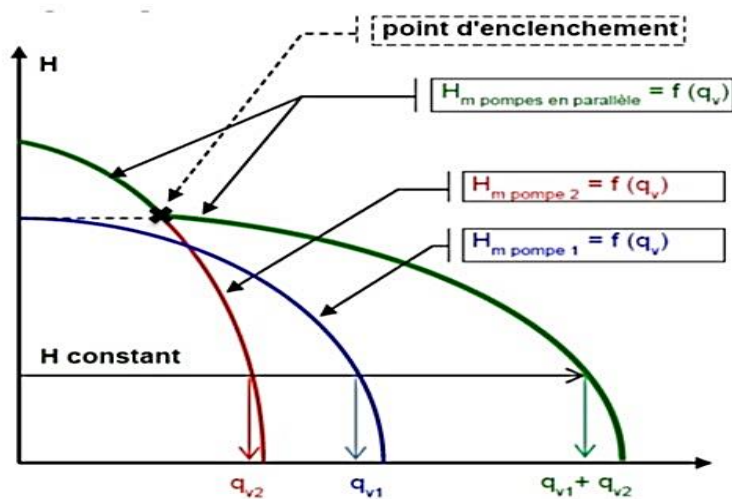


Figure II.26 Couplage de pompes centrifuges en parallèle [15]

Si les pompes ne sont pas identiques :

On peut donc écrire :

$$H_{mt} = H_{m1} = H_{m2}, q_{vt} = q_{v1} + q_{v2}, P_t = P_1 + P_2$$

le rendement total dans ce cas :

$$\eta_t = \frac{q_{vt}}{\frac{q_{v1}}{\eta_1} + \frac{q_{v2}}{\eta_2}}$$

Si les pompes sont identiques :

$$\eta_t = \eta_1 = \eta_2$$

II.12.3 Hauteur d'aspiration et d'amorçage de pompes :

Lorsque la pompe est pleine d'air sans débit, sa mise en fonctionnement fait monter le niveau d'eau d'une hauteur h dans la figure suivante :

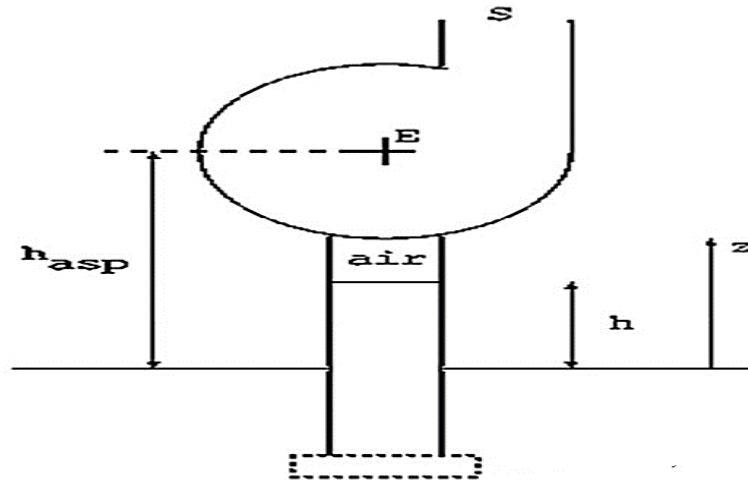


Figure II.27 Hauteur d'aspiration et d'amorçage de pompes [9]

$$h = \frac{p_{air}}{p_{ce}} H_n(0) \text{ pour que la pompe s'amorce, il faut } h_{asp} \leq h$$

$$\text{Alors : } h_{asp} \leq \frac{p_{air}}{p_{ce}} H_n(0)$$

Conséquences :

- Il faudra prévoir des dispositifs d'amorçage surtout dans le cas où la pompe est située au-dessus du réservoir amont (remplissage manuel du corps de la pompe, prévoir un réservoir d'amorçage, prévoir une pompe auxiliaire). [7]
- Dans le cas où la crépine d'aspiration n'est pas assez immergée, l'admission partielle d'air fait chuter la hauteur de refoulement et le rendement. Il ne faut pas confondre ceci avec le phénomène de la cavitation.

II.12.3 Cavitation :

La cavitation apparaît lorsque la pression du fluide devient égale à la pression de vapeur saturante p_{sat} , C'est donc un phénomène d'ébullition sous faible pression à température ordinaire. Au point où la pression devient égale à p_{sat} une bulle de vapeur se forme.

(plus de détaille dans le chapitre suivante)

II.13 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons explicité une étude énergétique des pompes centrifuge ainsi l'écoulement dans les conduites et les phénomènes qui peuvent surgir pendant le transfert d'énergie entre les turbopompes et le fluide.

Remarquant que le type de fluide influe principalement sur les frottements ainsi sur les pertes de charge, soit dans l'installation ou même dans la pompe qui nécessite donc une énergie en plus à consommer par la pompe

Comme nous concluons aussi que les caractéristiques de l'installation (réseau) déterminent le bon choix de type de pompe et ces dimensions.

Parmi les phénomènes qui affectent les pompes est le phénomène de cavitation qui sera détaillé dans le chapitre suivant.

**Chapitre III : Étude sur le Phénomène de
Cavitation**

III.1 Introduction :

Charles Parsons (1906) a été le premier à identifier le phénomène de la cavitation, comme étant la résultante de la vaporisation au sein même de l'écoulement. [23]

Le phénomène cavitation a lieu dans les écoulements liquides lorsque la pression du milieu descend suffisamment pour engendrer un changement de phase et la formation de bulles de vapeur dans les pompes. Le but de notre travail est de présenter les problèmes rencontrés (cavitation) lors du fonctionnement d'une pompe centrifuge, les solutions techniques qui peuvent être appliquées pour détecter et prévoir la cavitation et le critère de choix d'une pompe centrifuge pour le transport hydrauliques.

Ce phénomène est nuisible pour les turbomachines à fluide incompressible qui a plusieurs effets notamment sur les pompes, tels que : l'érosion, le bruit, la perte de performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance, NPSH,...etc.) et la vibration.

III.2 Définition le phénomène de cavitation :

La cavitation est le phénomène qui correspond à une vaporisation du liquide, c'est-à-dire à un changement de phase (phase liquide en phase vapeur). Celui-ci, se fait par diminution de la pression du liquide au-dessous de la pression de vapeur saturante à température constante.[24] (voir la figure III.1)

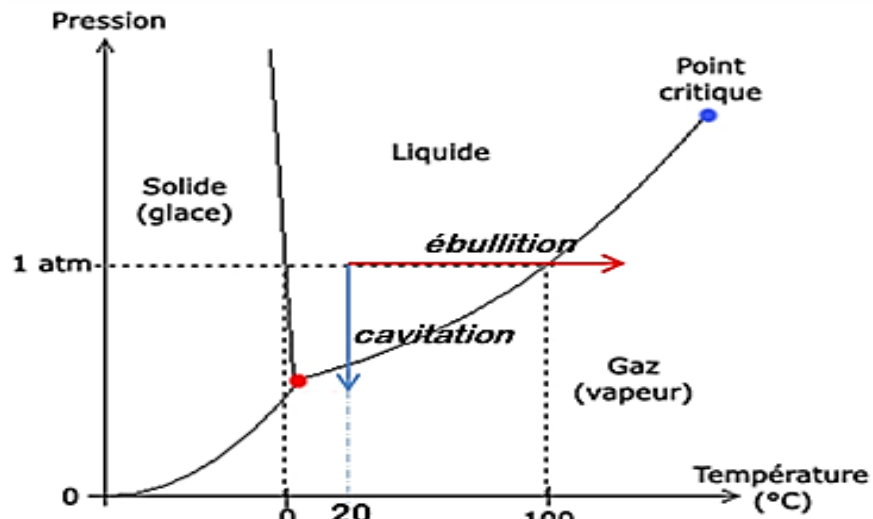


Figure III.1 Changement de phase de l'eau [26]

Contrairement à l'ébullition, qui, elle se fait à pression constante par élévation de température du liquide considéré.

Mécaniquement, on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives.

Chapitre III

Physiquement, La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur.

En d'autres termes, C'est la formation de bulles de vapeur au sein d'un milieu liquidien initialement homogène lors d'une baisse brutale de la pression, à température constante. [6]

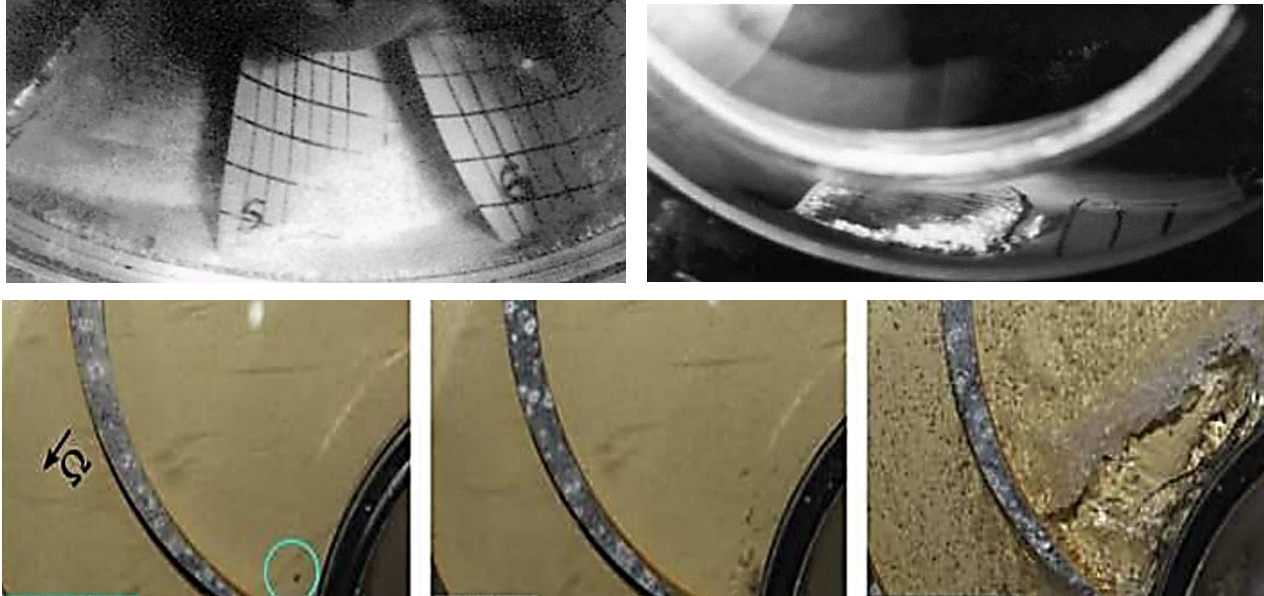


Figure III.2 de bulles de Cavitation à côté l'aspiration des roues centrifuges pompes [29]

III.4 Détection théorique du phénomène de cavitation :

Afin de garantir le bon fonctionnement d'une pompe ou d'un circulateur en circuit fermé, il ne faut jamais que le fluide vaporise dans la roue, lorsque la pression du liquide est inférieure à la pression de vapeur, cela entraînera une possibilité accrue de cavitation comme illustré à la Figure II.1. [25]

Si l'on prend l'exemple de l'eau et que l'on regarde l'évolution de son état en fonction de la température, on remarque les faits suivants. A la pression atmosphérique, l'eau sous forme de glace chauffée atteint son point de fusion à 0°C , elle devient liquide.

Si nous continuons à la chauffer, toujours à la pression atmosphérique, elle passe à l'état de gaz par le phénomène d'ébullition à 100°C . [6]

Cette évolution des différents états s'explique par le diagramme présenté dans la (Fig.II.1), qui montre qu'en fonction de la température et de la pression, un corps peut se retrouver sous forme solide, liquide ou gazeuse. Par exemple, l'eau passe de l'état liquide à l'état gazeux à 100°C , on observe un seuil d'ébullition plus bas, du fait d'une moindre pression atmosphérique (proportionnelle à l'altitude). [6]

Chapitre III

On remarque donc que la pression ambiante influe sur la température de vaporisation. Si l'on se place à une température donnée (par exemple 37° C), à la pression atmosphérique, l'eau est on l'a vu à l'état liquide. D'après la (Fig. II.1), on observe qu'il existe un moyen de faire passer l'eau de l'état liquide à l'état gazeux à température constante. Il suffit d'abaisser suffisamment la pression (Fig. II.2). [6]

Alors de phénomène de cavitation, qui se manifeste par l'apparition de poches d'air et de bulles qui implosion brutale, cette implosion brutale est source de bruit.

La cavitation est un phénomène qui peut se produire dans les pompes centrifuges lorsqu'une baisse de pression locale entraîne la formation et l'implosion de bulles de vapeur dans le liquide pompé. Cela peut avoir des effets néfastes sur les performances et la durée de vie de la pompe.

Lorsque la pression dans la pompe diminue en dessous de la pression de vapeur du liquide, celui-ci peut se vaporiser et former des bulles de vapeur.

Lorsque ces bulles atteignent des zones de pression plus élevée, elles implosent brusquement, créant des ondes de choc qui peuvent endommager les surfaces internes de la pompe.

Ces implosions peuvent également entraîner une érosion et des dommages aux aubes de la pompe, réduisant ainsi son rendement et sa capacité à pomper efficacement le liquide.

III.5 Les facteurs d'apparitions du phénomène de cavitation dans les turbopompes :

La cavitation peut être causée par plusieurs facteurs :

- Une aspiration insuffisante.
- Une hauteur d'aspiration excessive.
- Une vitesse de rotation excessive de la pompe.
- Une température du liquide trop élevée.
- Une viscosité élevée du liquide.
- Une conception inappropriée de la pompe.
- Les fluctuations turbulentes de la pression, le cisaillement élevé et les vortex provoquées par des instabilités de l'écoulement.
- La rugosité de parois et la présence de germes de cavitation.

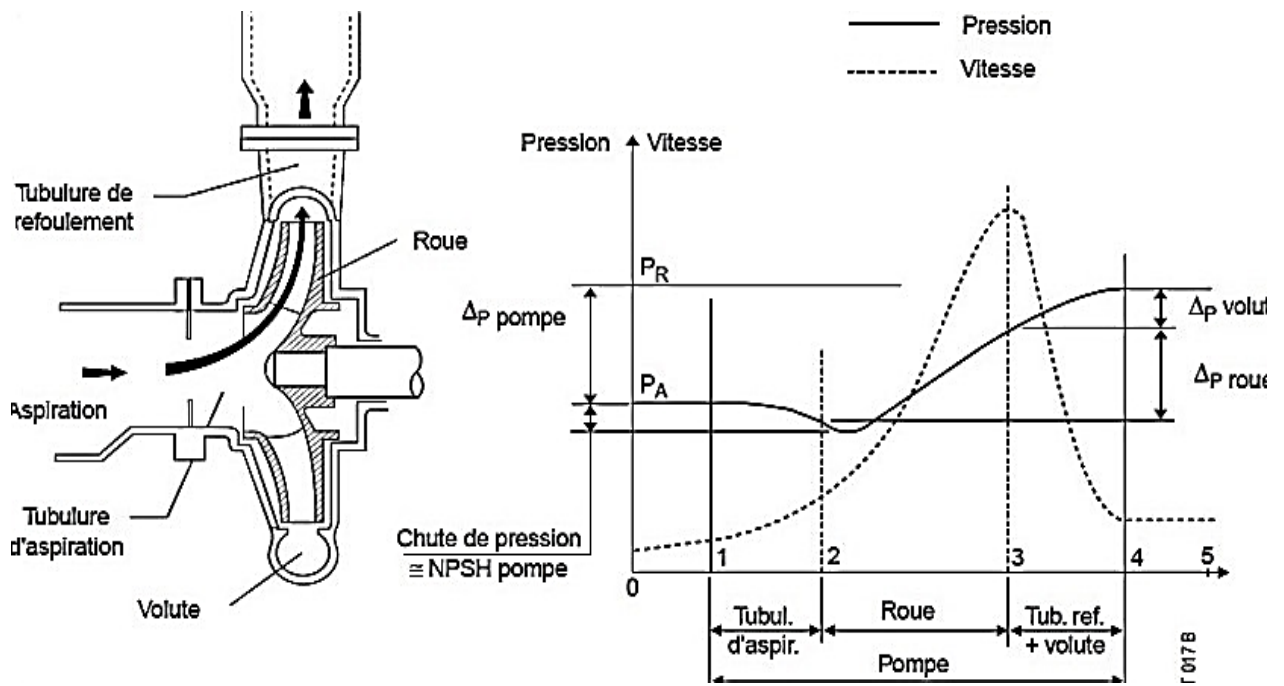


Figure III.3 Fonctionnement de la pompe centrifuge

III.5 Les effets du phénomène de cavitation dans les turbopompes :

III.5.1 Les effets Physique dans les pompes centrifuges :

III.5.1.1 Bruit de cavitation :

Le bruit de cavitation est un phénomène acoustique qui se produit lorsqu'une bulle de gaz ou de vapeur se forme et implose rapidement dans un liquide. Ce phénomène est généralement observé dans les systèmes hydrauliques, tels que les pompes, les turbines et les hélices, où des variations de pression locales peuvent provoquer la formation de bulles de vapeur. Lorsque ces bulles implosent, elles créent des ondes de choc qui génèrent un bruit caractéristique.

Les bulles de cavitation créent une acoustique turbulente qui peut être analysée dans les domaines temporel et fréquentiel (Fig III.2 et Fig III.3)

Le bruit de cavitation peut être très gênant et indiquer un problème dans le système hydraulique., la cavitation peut entraîner une usure prématurée des composants, une diminution de l'efficacité du système, des vibrations excessives et même des dommages structurels.

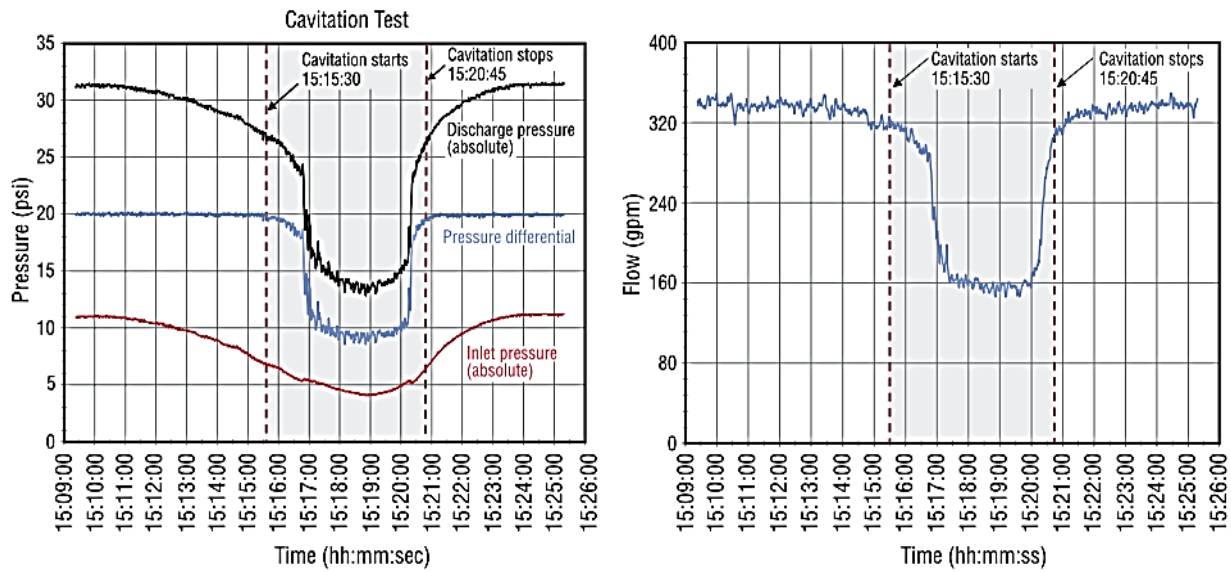


Figure III.4 Diagramme de (pression, débit) avec cavitation et sans cavitation [28]

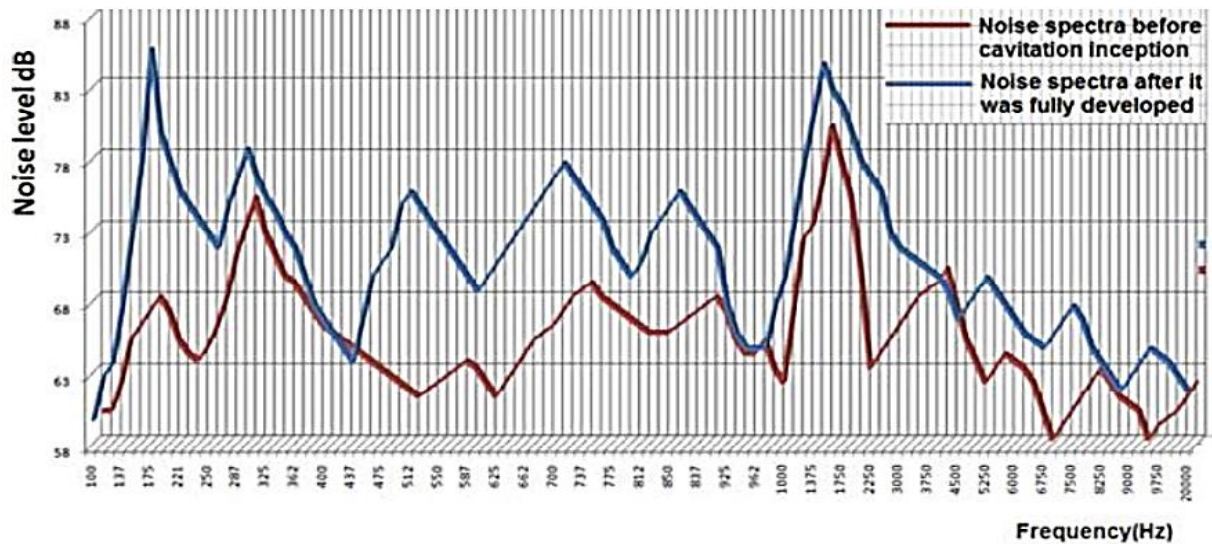


Figure III.5 la fréquence de bruit en l'absence de cavitation et dans des conditions de cavitation [28]

III.5.1.2 Vibrations de cavitation :

Les vibrations de cavitation se produisent lorsqu'une bulle de gaz ou de vapeur est formée et implique la croissance et la contraction rapide de cette bulle. La cavitation peut se produire dans diverses situations, notamment dans les pompes.

Ces bulles se développent à mesure que la pression diminue et se contractent lorsque la pression augmente à nouveau.

Ce cycle de croissance et de contraction rapide des bulles crée des vibrations, les vibrations de cavitation peuvent être problématiques car elles peuvent endommager les équipements.

III.5.2 Les effets mécaniques sur les pompes centrifuges :

III.5.2.1 Érosion de cavitation :

L'érosion de cavitation est un phénomène qui se produit lorsque les bulles de cavitation implosent à proximité de surfaces solides, entraînant une érosion de ces surfaces. Lorsque les bulles de cavitation implosent, elles créent des ondes de choc qui génèrent une force élevée sur les surfaces environnantes. Cette force peut provoquer l'érosion, la corrosion ou la détérioration des matériaux.



Figure III.6 Érosion de cavitation sur les pompes centrifuge [27]

L'érosion de cavitation peut causer des dommages importants aux surfaces des équipements.

Les matériaux peuvent être érodés, creusés ou écaillés, ce qui peut entraîner une diminution des performances, des fuites, des vibrations indésirables et une réduction de la durée de vie de l'équipement.

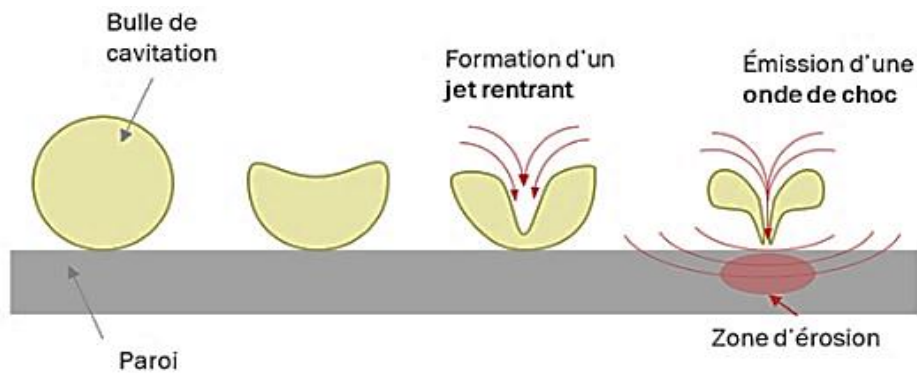


Figure III.7 Les bulles éclatent à cause de la cavitation [27]

Les zones les plus sujettes à l'érosion de cavitation sont généralement celles où les conditions de basse pression se produisent, comme à l'arrière des pales d'une hélice ou à l'entrée d'une pompe.

III.6 Les paramètres du phénomène de cavitation :

III.6.1 Le NPSH :

NPSH est l'abréviation anglo-saxonne de «Net Positive Suction Head», ce qui se traduit en français par : «Charge Totale Nette à l'Aspiration».

C'est un terme utilisé en ingénierie des fluides pour décrire la pression nette disponible à l'entrée d'une pompe afin d'éviter la cavitation. Il représente la différence entre la pression statique d'aspiration d'un fluide et la pression de vapeur du fluide à une température donnée.

Le NPSH est utilisé pour évaluer la capacité d'un système à éviter la cavitation. Le NPSH est généralement exprimé en mètres ou en bar.

NPSH_{req} : Le NPSH requis est une caractéristique spécifique de chaque pompe et est fourni par le fabricant. Il dépend de la conception de la pompe, de la vitesse de rotation, de la taille des pales et d'autres facteurs.

NPSH_{disp} : Le NPSH disponible est la pression nette réellement disponible à l'entrée d'une pompe. Il représente la différence entre la pression statique d'aspiration du fluide et la pression de vapeur du fluide à une température donnée qui influencé par divers facteurs, tels que les pertes de charge due à la friction dans les tuyaux et les composants de la tuyauterie, les pertes de charge dues à des accessoires ou des restrictions, et les variations de pression atmosphérique.

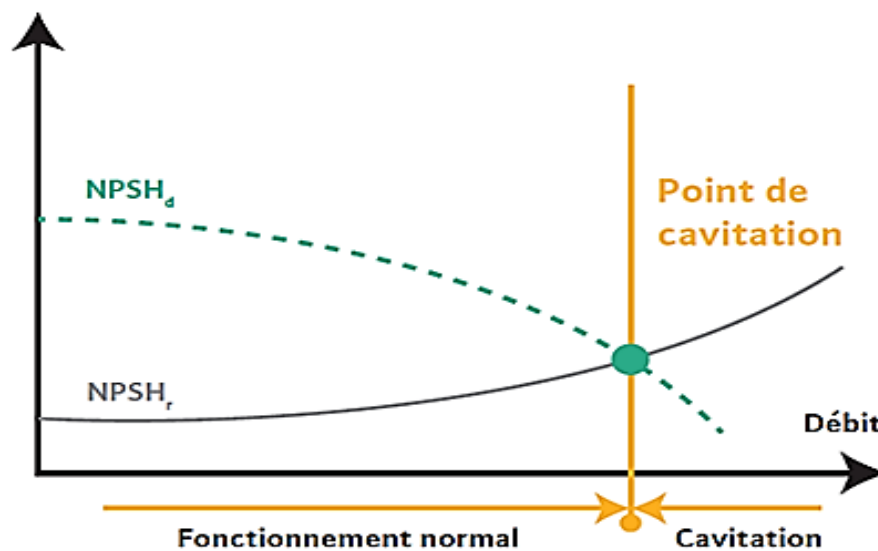


Figure III.8 Représentation du point de cavitation avec le débit circulé par la pompe [26]

La figure II.5 représenté deux types de NPSH :

Chapitre III

Pour garantir un fonctionnement efficace et sans cavitation d'une pompe, il est important de s'assurer que le NPSH disponible (NPSH disponible) est supérieur au NPSH requis par la pompe.

NPSH disponible > NPSH requis → sans cavitation.

NPSH disponible ≤ NPSH requis → avec cavitation.

Le terme peut être calculé mathématiquement :

$$\diamond \text{NPSH}_d = \frac{P_a - P_{vs}}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + (Z_A - Z_E) - (\Delta H_{A \rightarrow E}) \text{ Avec :}$$

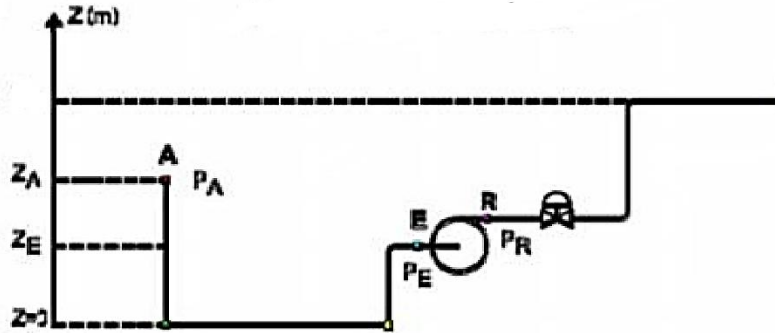


Figure III.9 Schéma simplifié de circuit

- P_A : la pression à la conduite de l'aspiration de pompe.
- P_{vs} : pression de vapeur saturant.
- $Z_A - Z_E$: L'altitudes.
- $\Delta H_{A \rightarrow E}$: Les perte de charges de conduite.
- V_A : vitesse d'écoulement à la conduite.
- ρ : la masse volumique.
- g : gravité = 9.8 m/s^2

III.7 Traitement du phénomène de cavitation :

Pour éviter la cavitation, il est important de prendre certaines mesures préventives, telles que :

- Assurer une pression d'aspiration adéquate en ajustant la hauteur d'aspiration de la pompe ou en utilisant une pompe d'alimentation.
- Contrôler la vitesse de rotation de la pompe pour éviter qu'elle ne dépasse les limites recommandées.
- Maintenir une température appropriée du liquide pour éviter la formation excessive de vapeur.
- Utiliser des matériaux résistants à la cavitation pour les surfaces internes de la pompe.

Chapitre III

- Vérifier régulièrement l'état de la pompe, y compris les aubes, pour détecter tout signe d'usure ou de dommage.
- En prenant ces précautions, il est possible de réduire considérablement les risques de cavitation dans les pompes centrifuges et d'assurer leur bon fonctionnement et leur durée de vie optimale.
- Matériaux résistant à l'érosion de cavitation :

De nombreux essais ont été réalisés afin d'établir des corrélations entre les propriétés mécaniques des matériaux et leur résistance vis-à-vis de la cavitation. Parmi ces corrélations, qui publiée dans une dissertation à l'école technique de DARMSTAD 1963. [6]

À partir de ces essais, les chercheurs ont donné alors une classification de métaux en ordre résistance croissante vis-à-vis de l'érosion.

Fonte, Bronze, Bronze d'aluminium, Acier à 13% de chrome, Acier inoxydable type 18/8.

III.13 Conclusion :

A la fin de ce chapitre on peut dire que la compréhension et le contrôle du phénomène de cavitation est essentiel en hydrodynamique : il représente une limite, à cause de la perte de rendement voir de la destruction des pompes qu'il peut provoquer.

La cavitation a un effet destructeur principalement sur les pompes hydrauliques hautes pression : les micro-explosions arrachent la matière et détruisent la pompe. La cause principale et la diminution de pression au-dessous de la pression de saturation du fluide pompé à l'aspiration de la pompe

Le phénomène de cavitation peut être détecter théoriquement par le calcul du NPSH disponible ou de l'installation qui soit toujours supérieur au NPSH requis de la pompe pour un écoulement sans cavitation.

**Chapitre IV : Vérification du Phénomène de
Cavitation dans la Station SP3 De M'Sila**

IV.1 Introduction :

Ce chapitre institue l'étude pratique du phénomène de cavitation dans une station de pompage hydrocarbure de M'sila pour l'analyse des procédures des groupes électropompes qui utilisent pour le transport par canalisation.

Nous calculons les pertes de charge pour déterminer le NPSHd dans le circuit de pompage, ainsi présenter les caractéristiques des pompes et les éléments principaux de la station.

IV.2 Les groupes électropompes principales (GEP 301

A/B/C/D/E) dans la station :



Figure IV.1 Les groupes électropompes principales [30]

Les pompes principales (GEP 301 A/B/C/D/E) sont connectées en parallèle gérant par l'automate et possèdent les caractéristiques suivantes :

- Chacune est en couple avec un moteur électrique, à travers un variateur de vitesse

Fréquent VVF.

- Collecteur d'aspiration 10"
- Collecteur de refoulement 12"

IV.3 Les groupes électropompes boosters (P 302 A/B/C/) dans la station :



Figure IV.2 Les groupes électropompes boosters [30]

Les Trois électropompes boosters (P 302 A/B/C/) est pompes centrifuges à deux étages immergés
 Entraînées par des moteurs électriques qui possèdent les caractéristiques suivantes :

- Collecteur d'aspiration 12"
- Collecteur de refoulement 16"

Les pompes boosters sont connectées en parallèle et montées en série par rapport aux GEP.

Machines	Constructeur	Type	Caractéristiques
Moteur électrique	Asirobicon	ETP 63012	P = 1600 KW U = 3300 V I = 325 A COS (θ) = 0.9 F = 59.7 Hz N = 712-3560 Tr / mn
Pompe centrifuge	Guinard	DVMX 6*8*11	Q = 800 m ³ /h P.asp = 4.1-6 bar P.ref = 47-70.9 bar 5 étages

Tableau IV.1 Caractéristiques des électropompes principales (GEP 301 A/B/C/D/E) [30]

Chapitre IV

Le but de GEP est donné au fluide la pression nécessaire pour rejoindre la station de pompage suivante ou le terminal arrivé de Bejaïa, Chaque groupe est doté par un système de protection.

Machines	Constructeur	Type	Caractéristiques
Moteur électrique	Asirobicon	CADV355C4	P = 220 KW U = 5500 V I = 28.6 A COS (θ) = 0.85 F = 50 Hz N = 1486 Tr / mn
Pompe centrifuge	DAVID BROWN GUINARD	VLP*01150*8*25-3	Q = 1155 m ³ /h P.ref = 4-6 bar 5 étages

Tableau IV.2 Caractéristiques des électropompes boosters (P 302 A/B/C) [30]

Le but des pompes boosters est d'assurer au fluide la pression nécessaire supérieure à 04 bars, pour éviter le phénomène de cavitation sur les pompes principales.

Débit en fonction de la Pression			Les pompes booster
Débit [m ³ /h]	Pression sortie station [kg/cm ² g]	Nombre de pompes en service	Nombre de pompe booster en service
800	48	2	1
1400	53	3	2
1800	59	3	2
2200	70.95	4	2

Tableau IV.3 Les pressions et les débits correspondants des électropompes principales (GEP 301 A/B/C/D/E) [30]

IV.4 L'Analyse des procédures des groupe électropompe booster (EP) :

Les boosters (P-302A, P-302B, P-302C) sont connectés au réservoir 3.A2, dans ce cas, il est nécessaire de réaliser une ligne temporaire pour contourner les pompes principales.

Les données de base supposées pour la mise en service des pompes booster :

- Densité 800 Kg/m³
- Viscosité 2,15 cP
- Pression de vapeur 0.75 Kg/cm

Séquence de mise en service des pompes :

- Mise en service de la pompe booster n°1 dans la ligne de recirculation.

Chapitre IV

- Mise en service de la pompe booster n°2 (parallèle) dans la ligne de recirculation.
- Mise en service de la pompe booster n°2 (parallèle) dans le circuit principal.

Remarque : Les calculs présentés dans le tableau ont été effectués par le Service technique industriels (SRL), les pompes de booster en condition de fonctionnement requis un NPSHr de 2,69 m.

BOOSTER N°1 EN SERVICE DANS LIGNE DE RECIRCULATION				
Capacité	1155	m³/h		
		PERTE DE CHARGE		
		m	Bar	
Du réservoir au booster		1.26	0.10	
Du booster au réservoir		261.7	20.94	
BOOSTER N°2 EN SERVICE DANS LIGNE DE RECIRCULATION				
Capacité	2310	m³/h		
		PERTE DE CHARGE		
		m	Bar	
Du réservoir au booster		4.18	0.33	
Du booster au réservoir		961.0	76.88	
BOOSTER N°2 EN SERVICE DANS LE CIRCUIT PRINCIPAL				
Capacité	2310	m³/h		
		PERTE DE CHARGE		
		m	Bar	
Du réservoir au booster		4.18	0.33	
Du booster au réservoir		28.0	2.24	

Tableau IV.4 Pertes de charge dans les lignes d'aspiration et de refoulement sur les pompes booster [30]

- Pompe booster n°1 à capacité nominale de 1155 m³/h → **NPSH_d = 6,4 m.**

- Pompe booster n°2 (en parallèle) à une capacité nominale de 2310 m³/h → **NPSH_a = 3,5 m.**

Alors **NPSH** disponible > **NPSH** requis → sans cavitation donc les deux cas, le **NPSH** disponible est suffisant pour l'objectif. Par conséquent le Service techniques industriels (SRL) confirmons que la présente procédure garantit la mise en service des pompes de manière appropriée et complète.

IV.5 L'Analyse des procédures des groupe électropompe principale (GEP) :

Pour présenter notre travail, nous choisissons un circuit entre la pompe booster (EP-302A) et la pompes principale (GEP-301A). (Voire les figures IV.3 et IV.4)

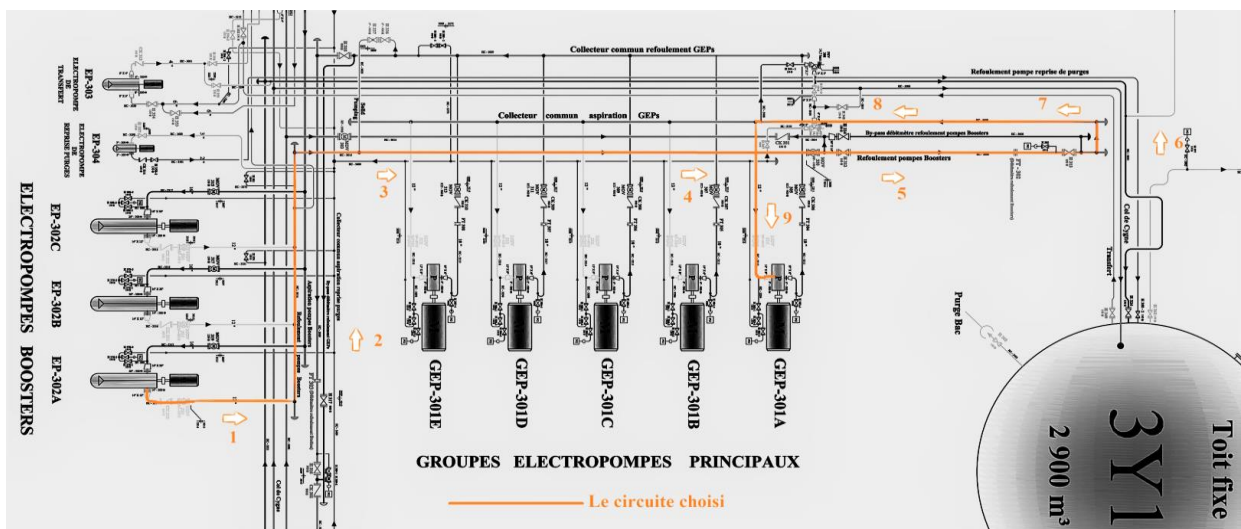


Figure IV.3 Schéma Processus des groupes électropompes (SP3)

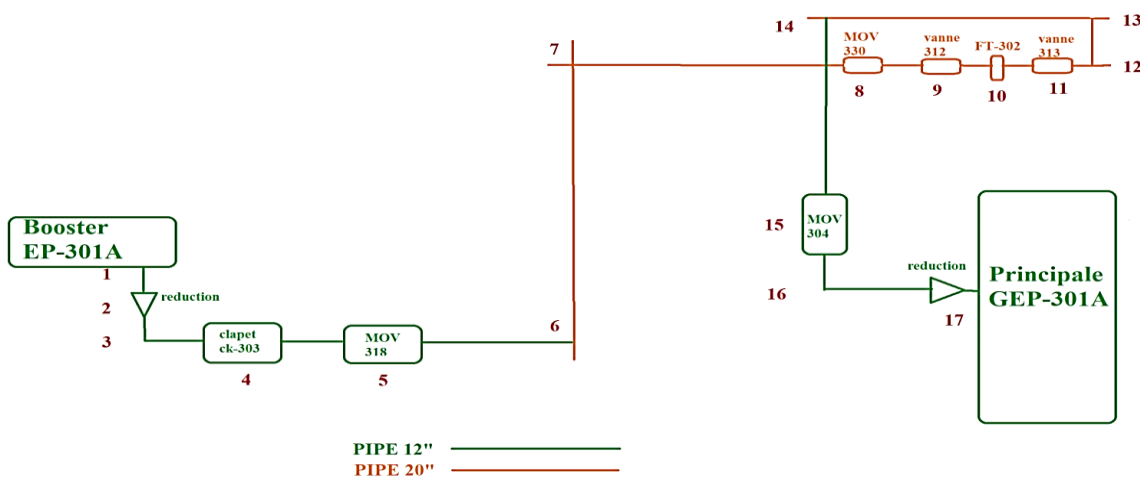


Figure IV.4 Le passage de conduite dans les groupes électropompes (EP-301A et GEP-301A)

Remarque : Pour le calcul des pertes de charges en utilise la relation de Darcy Weis Bach (voire Chap.2).

IV.5.1 Les pertes de charge linéaire dans le passage :

Il y a deux tubes de diamètres différents Dans la conduite de circuit, Voir le tableau suivant :

DIAMETRE DE CONDUITE	12" = 0.30 m
La longueur de conduite de refoulement booster EP-302A	L (m)
Du Booster pompe au reduction... 1 → 2	0.59
Du reduction au coude 1... 2 → 3	0.64
Du coude 1 au clapet... 3 → 4	0.74
Du clapet au (MOV 318)... 4 → 5	0.22
Du (MOV 318) au coude 2... 5 → 6	5.50
Du coude 2 au coude 3... 6 → 7	1.74
Du coude 3 au coude 4... 7 → 8	3.75
Du coude 4 au (Té de branchement 1)... 8 → 9	1.57
La longueur de conduite de L'aspiration principale GEP-301A	L (m)
Du (Té de branchement 5) au (MOV 304)... 14 → 15	10.49
Du au (MOV 304) au coude 5... 15 → 16	2.02
Du coude 5 au reduction (cones convergente)... 16 → 17	0.87
Du reduction au Principale 17 → GEP	0.32
TOTALE	28.45
DIAMETRE DE CONDUITE	20" = 0.50 m
La longueur de conduite de passage de circuite vers ls groupes des pompes prncipale GEP	L (m)
Du (Té de branchement 1) au (Té de branchement 2)... 6 → 7	17.82
Du (Té de branchement 2) au (MOV 330)... 7 → 8	39.85
Du (MOV 330) au (vanne H312)... 8 → 9	1.22
Du (vanne H312) au (débitmètre FT-302) ... 9 → 10	14.52
Du (débitmètre FT-302) au (vanne H313)... 10 → 11	2.34
Du (vanne H313) au (Té de branchement 3)... 11 → 12	1.62
Du (Té de branchement 3) au (Té de branchement 4)... 12 → 13	1.53
Du (Té de branchement 4) au (Té de branchement 5)... 13 → 14	26.93
TOTALE	105.83

Tableau IV.5 les longueurs de conduite des pertes de charge linéaire

Chapitre IV

Les caractéristiques de fluide pompé (pétrole brut) dans la conduite :

- La rugosité absolue : $e = 0,046 \text{ mm} = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$
- Altitude (initiale/finale) : $(Z_i / Z_f) = 0.26 \text{ m}$
- Viscosité du produit : $\nu = 2,75 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Masse volumique : $\rho = 800 \text{ kg/m}^3$
- Longueur de conduite pour le diamètre 12" $L = 28.469 \text{ m}$, et pour le diamètre 20" $L = 105.83 \text{ m}$

	Diamètre de conduite 12" = 0.30 m			Diamètre de conduite 20" = 0.50 m		
	$\epsilon = 3.06 \times 10^{-4}$ $Re_1 = 81699.34$ $Re_2 = 3267973.85$			$\epsilon = 1.84 \times 10^{-4}$ $Re_1 = 135869.56$ $Re_2 = 5434782.6$		
Débit (m ³ /s)	0.222	0.388	0.5	0.222	0.388	0.5
Surface (m ²)	0.07	0.07	0.07	0.19	0.19	0.19
Vitesse (m/s)	3.14	5.48	7.07	1.13	1.97	2.54
Nombre de Reynolds (Re)	342617.18	598808.41	771660.33	205570.31	359285.04	462996.19
Régime d'écoulement	Turbulent mixte	Turbulent mixte	Turbulent mixte	Turbulent mixte	Turbulent mixte	Turbulent mixte
Coefficient (Lambda λ)	0.015	0.014	0.013	0.015	0.014	0.013
Longueur (m)	28.45	28.45	28.45	105.83	105.83	105.83
Pertes de charge linéaire	0.715	2.04	3.14	0.20	0.59	0.91
Capacité (m ³ /h)	800	1200	1800			
hf Totale (m)	0.715+0.20= 0.915	2.04+0.59= 2.63	3.14+0.91= 4.05			

Tableau IV.6 Les pertes de charge linéaire de conduite

IV.5.2 Les pertes de charge singulières dans le passage :

Les éléments	Diamètre	Coefficient de pertes de charge K_s
Reduction	10" × 12"	0.1
(5) Coude (90°)	12"	$1.3 \times 5 = 6.5$
Coude arrondi (45°)	12"	0.5
Coude arrondi (45°)	20"	0.5
Clapet Anti-retour (CK303)	12"	0.15
Débitmètre (FT-302)	12.8"	2.8
(2) Vanne manuelle	20" (ouvert)	$0.15 \times 2 = 0.3$
MOV (318) Vannes motorisées électriques	12" (ouvert)	0.15
MOV (330) Vannes motorisées électriques	20" (ouvert)	0.15
(2) Té	12" × 20"	$1.3 \times 2 = 2.6$
(3) Té	20" × 20"	$1.4 \times 3 = 4.2$
Reduction	12" × 8"	0.1

Tableau IV.7 Coefficient de pertes de charge singulières.

Chapitre IV

	Diamètre de conduite 12" = 0.30 m			Diamètre de conduite 20" = 0.50 m		
Débit (m ³ /s)	0.222	0.388	0.5	0.222	0.388	0.5
Vitesse (m/s)	3.14	5.48	7.07	1.13	1.97	2.54
h _s (2) Reduction	0.10	0.30	0.51	/////	/////	/////
h _s (5) Coude (90°)	3.26	9.95	16.57	/////	/////	/////
h _s (2) Coude arrondi (45°)	0.25	0.76	2.55	/////	/////	/////
h _s Clapet Anti- retour (CK303)	/////	/////	/////	0.009	0.029	0.04
h _s Débitmètre (FT-302)	/////	/////	/////	0.18	0.55	0.92
h _s (2) Vanne manuelle	/////	/////	/////	0.01	0.05	0.09
h _s MOV (318)	0.07	0.22	0.38	/////	/////	/////
h _s MOV (330)	/////	/////	/////	0.009	0.02	0.04
h _s (2) Té	1.30	3.9	6.6	/////	/////	/////
h _s (3) Té	/////	/////	/////	0.27	0.83	1.38
Pertes de charge singulières (m)	4.98	14.32	26.61	0.478	1.47	2.47
Capacité (m ³ /h)	800	1200	1800			
hs Total (m)	4.98+0.47= 5.45	14.32+1.47= 15.79	26.61+2.47= 29.08			

Tableau IV.8 Les pertes de charge singulières de conduite

Nombre de EP (BOOSTER)	Capacité (m ³ /h)	h _s (m)	h _r (m)	Pertes de charge Total (m)
1	800	5.45	0.915	6.36
2	1200	15.79	2.63	18.42
2	1800	29.08	4.05	33.13

Tableau IV.9 Les pertes de charge total dans le circuit de la pompe booster (EP-302A) et la pompes principale (GEP-301A)

Interprétations des résultats :

Les calculs énergétiques (Tab VI.9) concernant les pertes de charges dans le circuit d'aspiration de la pompe principale de la station hydrocarbure SP3 de M'Sila et pour différents débits (800, 1200 et 1800 m³/h) nous a permis de dire que les pertes de charges augmentent avec l'augmentation du débit et qui est influencée par le type de fluide, le nombre d'accessoires dans le réseau, la rugosité des conduites ainsi leurs dimensions.

Calcul la hauteur à l'aspiration de la pompes GEP-301A (NPSH_d) :

Les Données de départ :

- NPSH_{rec} : 7
- Pression de vapeur saturante : $P_s = 73549.88$ pa
- Gravité : $g = 9.8$ m/s²
- Masse volumique : $\rho = 800$ kg/m³
- Z_r : L'altitude de pipe de refoulement de booster 0.74 m
- Z_a : L'altitude de pipe de l'aspiration de principale 1m
- (Z_r - Z_a) = 0.26 m

	Diamètre de conduite 12" = 0.30 m Sur l'aspiration De Pompe principale (GEP-301A)		
	800	1200	1800
Capacité (m ³ /h)	800	1200	1800
Capacité (m ³ /s)	0.222	0.388	0.5
Pression de vapeur saturante (pa)	73549.88	73549.88	73549.88
Vitesse (m/s)	3.14	5.48	7.07
P _a (à la sortie de booster) (pa)	630000	650000	680000
Les pertes de charge : $\Delta H_{PE \rightarrow GEP}$ (m)	3.48	10.46	14.28
NPSH_d (m)	64.85	53.82	40.13

Tableau IV.10 La hauteur à l'aspiration de la pompes GEP-301A (NPSH_d)

Interprétations des résultats :

Les calculs énergétiques (TabVI.10) concernant le NPSH disponible de l'installation ou de la station hydrocarbure SP3 de M'Sila et pour différents débits (800, 1200 et 1800 m³/h) nous ont permis de dire que les pertes de charges augmentent avec l'augmentation du débit et que le NPSHd diminue à chaque fois que le débit augmente.

Comme on peut dire que la valeur du NPSHd (64.85, 53.82 et 40.13 m) pour les trois débits est toujours supérieure au NPSHr (7m) donné par le constructeur, ce qui nous permet de conclure que la pompe principale multi-étagée de la station SP3 fonctionne sans risque de cavitation pour les trois débits.

IV.5 Conclusion :

Dans la première partie de ce chapitre nous avons calculé les pertes de charge linéaire et singulière, les résultats obtenus concernant les pertes de charges totales du circuit d'aspiration ainsi que le NPSHd nous ont permis de conclure que la pompe choisie pour cette installation était un bon choix en tenant compte du phénomène de cavitation tel que la valeur du NPSHd trouvée est nettement supérieure au NPSHr, donc une installation sans risque de cavitation.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le présent travail a pour but l'étude énergétique du phénomène de cavitation dans les turbomachines (turbopompes) pour cela, ce présent travail consiste :

Dans sa première étape, à une étude détailler de la technologie des pompes hydrauliques ainsi leurs classifications.

La deuxième étape est consacrée à une étude énergétique d'une pompe centrifuge ainsi les lois générales qui régies les écoulements dans les conduites en détaillant le phénomène de pertes de charges qui apparait pendant ces écoulements.

La troisième étape détaille une étude sur la cavitation qui est cruciale pour améliorer la conception des systèmes hydrauliques et minimisé leur effet sur les pompes centrifuges.

Dans la quatrième étape, nous avons présenté l'études des paramètres de fonctionnement de la station de pompage de transport des hydrocarbures par canalisation SP3, réaliser à la Sonatrach, dans le but de déterminer les pertes de charge, la hauteur et la pression d'aspiration pour des déférents débit (800, 1200, 1800m³/h). Ensuite nous avons déterminé les paramètres de fonctionnement de la pompe DVDS. Ou on a pu vérifier le bon choix de la pompe vis-à-vis l'installation c'est-à-dire fonctionnement sans risque de cavitation

Le présent travail présente un intérêt important en plus de nombreux domaines, notamment l'ingénierie, la physique des fluides et comprendre les mécanismes de la cavitation permet de concevoir des systèmes plus efficaces et de prévenir les dommages causés par le phénomène de cavitation.

Comme continuité à notre travail nous proposons au futur PFE énergétique de faire une simulation numérique de ce phénomène dans une pompe centrifuge, pour rendre ce phénomène plus prévisible ce qui augmente la rentabilité et la disponibilité de ces turbopompes.

Références :

- [1] J. I. e. M. Ivantysynova, hydrostatiques Pompes et moteurs, Tech books international, 2003.
- [2] P.-L. Viollet, Histoire de l'énergie hydraulique, Presse des ponts, 2005.
- [3] M. Volk, Pump characteristics and applications, CRC Press, 2005.
- [4] Lavoisier, Les stations de pompage d'eau, Librairie professionnelle internationale, 2005.
- [5] D.bensaad, Diagnostic de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux, Thèse de doctorat de université de Lyon, page 8, 2019.
- [6] H. Y. Hadjab Aymen, «revêtement des ailettes d'une pompe centrifuge endommagée sous l'effet de la cavite,» *memoire de fin d'étude, université med. boudiaf de m'Sila*, 2019/2020.
- [7] K. a. Guafaf nasreddine, «Etude et Maintenance de la Pompe Centrifuge Bi-étage à axe Vertical (Barrage Béni Haroun),» *Université Des Frères Mentouri, memoire de fin d'étude*, 2016 / 2017.
- [8] L. n. s. d. p. e. d. m. d. france, Technologie et fonctionnement des pompes centrifuges, 2005, pp. 18-19.
- [9] M.calrier, Machines hydrauliques, engree France, 1968.
- [10] A. S. I. P. Novi Comment, Théorèmes arithmétiques démontrés par une nouvelle méthode, wikipédia, 1763.
- [11] B. Nesbitt, Sélection des pompes centrifuges et interprétation des courbes caractéristiques., Elsevier Science, 2006.
- [12] f. m. bekhti Siham, «Etude conceptuelle d'une pompe,» *Université Saad Dahlab de Blida, Mémoire de Fin d'études pour l'obtention du diplôme de master*, 2019/2020.
- [13] b. m.boubaya wissem, «Simulation numérique des écoulements internes dans une Turbomachines,» *université abdel rahman maraya béjaïa, mémoir Fin d'Etudes Pour l'obtention du Diplôme de Master*, 2020/2021.

- [14] A. CLIM, «Pertes de charges hydrauliques notions simples,» 2010. [En ligne]. Available: <https://www.abcclim.net/perte-de-charge.html>.
- [15] M. debacq, «hydraulique pour le génie des procédés,» Université Claude Bernard, 2018. [En ligne]. Available: https://sites.cnam.fr/industries-de-procedes/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/3grain_associationPompes.html.
- [16] B. Nesbitt, Handbook of Pumps and Pumping, Elsevier Science, 2006.
- [17] bekhti Siham, fatima meriem «Etude conceptuelle d'une pompe centrifuge à plusieurs étages» universite saad dahlab de blida1, 2019/2020.
- [18] Roose, Eric. "Méthodes de mesure des états de surface du sol, de la rugosité et des autres caractéristiques qui peuvent aider au diagnostic de terrain des risques de ruissellement et d'érosion, en particulier sur les versants cultivés des montagnes." *Bull Réseau Erosion* 16 (1996). 87-97.
- [19] BESSOLTANE, Saida, and Ilyas SAIDI. "MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE."
- [23] Blake, J. R. & Gibson, D.C. "Cavitation bubbles near boundaries. Annual review of fluid mechanics." (1987), 99-1
- [22] BENNACER, Asma. Conception d'un système anti-colmatage des pompes. Diss. Univ M'sila, 2020
- [21] Cours de l'industries de procédés, disponible en : https://sites.cnam.fr/industries-de-procedes/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/3grain_associationPompes.html
- [20] Eddine, Moumene Salah. « Etude et Maintenance des pompes centrifuges industrielles. » (2019).
- [19] BESSOLTANE, Saida, and Ilyas SAIDI. "MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE."
- [24] Meftah ali. Etude de la cavitation dans une pompe centrifuge (Mémoire de Fin d'Études master, Univ Saâd Dahlab de BLIDA) (2013/2014).
- [25] Al Obaidi, Ahmed, Experimental and Numerical Investigations on the Cavitation Phenomenon in a Centrifugal Pump, Mémoire de Master, University of Huddersfield Repository UK, January 2018
- [26] Binama, M., Muhirwa, A., & Bisengimana. Cavitation effects in centrifugal pumps-A review. . International Journal of Engineering Research and Applications . (2016). 52-63.
- [27] Smith, P. and T. Kraenzler, Reducing effects of corrosion and erosion. World Pumps, 2017
- [28] Jensen, J., & Dayton, K. Detecting cavitation in centrifugal pumps. *ORBIT, Second quarter*, (2000)

- [29] Binama Maxime.Int. Journal of Engineering Research and Applications.2016, pp.52-63
- [30] Polycopié des rapports de sonatrach station de pompage de M'sila (Sp3)
- [31] R. Castelnovo,wikimedia,Sectional schematic of a ISO centrifugal pump,2005.