



République Algérienne Démocratique et Populaire

MINISTÈRE DE

L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ AKLI MOHAND OULHADJ

BOUIRA



FACULTÉ DES SCIENCES ET DES  
SCIENCE APPLIQUÉE  
DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

Master Spécialité : énergétique

*Thème*

**Etablissement des courbes  
caractéristiques d'une Pompe  
Centrifuge**

**Réalisé par :**

- ABDOUN Walid
- BELARBI Billal

**Devant le jury:**

- Mr. .... Président de jury
- Mr ..... Examineur
- Mr ..... promoteur
- Mr ..... Co- promoteur

**Année universitaire : 2023/2024**



**Génie mécanique**

**Spécialité :** *Energétique*

**Autorisation de déposer un mémoire de Master  
pour soutenance**

Je soussigné, l'enseignant (e) :

*M. LAOUAM: Azzedine*

L'encadreur du mémoire de fin d'études des étudiants :

- 1- *Belarbi Billal*
- 2- *Abdoum Walid*

Ayant le mémoire de fin d'études de Master intitulé :

*Établissement de Courbes Caractéristiques  
d'une pompe Centrifuge*

**Promotion : 2023 / 2024**

Et après avoir consulté le mémoire dans sa forme finale j'autorise les étudiants à l'imprimer  
et la déposer pour la soutenance.

**Signature du L'encadreur**

**Bouira le : 20/06/2024**

**Signature du chef de département**





## نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنتاج بحث.

أنا الممضي اسفله،

السيد(ة) بلعرب بلال .....الصفة: طالب، استاذ، باحث ..... طالب

الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 440600252 والصادرة بتاريخ 2024/03/12

المسجل(ة) بكلية / معهد العلوم والتكنولوجيا قسم هندسة ميكانيكية

والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).

عنوانها: Etablissement de caractéristiques d'une pompe

centrifuge

تحت إشراف الأستاذ(ة): لجوازي عبدالدين

أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبو في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 2024/03/12

توقيع المعني(ة) Bl

### رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة:

26 %

الامضاء:





## نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد(ة)..... السيد بن وليد.....الصفة: طالب، استاذ، باحث..... طالب  
الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 41.0 533 577..... والصادرة بتاريخ 2024/03/19  
المسجل(ة) بكلية / معهد العلوم والتكنولوجيا..... قسم هندسة ميكانيكية  
والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث(مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).  
عنوانها: Etablissement des courbes caractéristiques d'une  
pompe centrifuge  
تحت إشراف الأستاذ(ة): لحواري عز الدين  
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوب  
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 2024/07/19

توقيع المعني(ة)

### رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة:

26 %

الامضاء:





# ***REMERCIEMENTS***

En préambule à ce mémoire nous remerciant ALLAH qui nous aide et nous donne la patience et le courage durant ces longues années d'étude.

Nous tenons d'abord à remercier très chaleureusement notre promoteur ;Mr Laouari et Pr Metaiche qui nous ont permis de bénéficier de leurs encadrements.

Les conseils qu'il nous a prodigué, la patience, la confiance qu'il nous a témoignés ont été déterminants dans la réalisation de notre travail de recherche.

Nos remerciements vont

Aussi aux membres du jury pour l'intérêt qu'il sont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Nos remerciements s'étendent également à tous nos enseignants durant les années des études.

Nos remerciements vers nos parents qui par leurs prières et leurs encouragements, on a pu surmonter tous les obstacles.

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos familles et amis qui nous ont toujours encouragée au cours de la réalisation de ce mémoire et à toute personne qui a participé de près ou de loin à l'exécution de ce modeste travail.

***Merci à tous et à toutes***



## **Dédicace**

*Nous dédions ce travail a tout ceux qui m'ont encouragé et soutenu  
dans ses moments les plus difficiles*

*Et à ceux à qui je chérissent le plus dans la vie*

*A mes très chers parents pour leur amour et leurs sacrifices. «Vous  
êtes les meilleurs ».Que le bon dieu vous inspire la foi, la santé et une  
langue vie.*

*Ames chers amis:Aziz,ferhat*

*A notre promoteur Dr **Laouari** et aussi Dr Metaiche pour son  
encouragement et sa présence.*

*Nous espérons que cet ouvrage sera un témoignage honnête et  
affectueux de ma profonde connaissance de tout ce que vous avez  
fait pour nous.*



## Table de matières

- Introduction générale

### **Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges**

Introduction.....	5
I -2-les pompes volumétrique .....	6
I -3- Les turbo-pompes .....	6
I -4- Les pompes centrifuges .....	7
I-4-1 Description d'une pompe centrifuge .....	8
I-4-2 principe de fonctionnement .....	9
I-4-3 Utilisation.....	9
I-4-4 Les équipements d'installation des pompe centrifuge .....	10
I-5 Caractéristiques des pompes Centrifuges .....	12
I-5-1 Puissance de la pompe centrifuge .....	12
I-5-2 Rendement de pompe centrifuge .....	13
I-5-3 vitesse spécifique .....	14
I-5-5 Équation de Bernoulli .....	17
I-5-6 La Hauteur manométrique totale de la pompe .....	17
I-5-7 NPSH (Net Positive Succion Head) .....	18
I-5-8 Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge .....	19
I-5-8-1 La courbe Hauteur-Débit .....	19
I-6 Le point de fonctionnement .....	21
I-7 Problème de Cavitation [6].....	21
I-7-1 Définition .....	21
I-7-2 Effets de la cavitation .....	22

### **Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES**

2.1. Introduction .....	24
2.2. Équation fondamentale des turbopompes .....	24
2.3. La hauteur manométrique théorique .....	25

2.4. La circulation relative .....	26
2.5. Triangle des vitesses .....	26
2.5.1. Triangle des vitesses à l'entrée de la roue .....	27
2.5.2. Triangle des vitesses à la sortie de la roue .....	31
2.6. Coefficient de glissement .....	35
2.7. Les pertes hydrauliques .....	37
2.7.1. Les pertes hydrauliques dans la roue .....	38
2.7.2. Les pertes hydrauliques dans le diffuseur .....	43
2.7.3. Les pertes hydrauliques dans la volute .....	47
2.8. Les pertes par fuite .....	51
2.9. Les pertes par frottement de disque .....	55
2.10.1. Rendement volumétrique, $\eta_v$ .....	60
2.10.2. Rendement hydraulique, $\eta_h$ .....	60
2.10.3. Rendement mécanique, $\eta_{me}$ .....	61
2.11. NPSH requis de la pompe .....	61

### **Chapitre III : Application Théorique**

INTRODUCTION .....	64
1. Caractéristiques de la pompe centrifuge F50-160 B.....	64
1.1. Les Avantages Des Pompes Monocellulaires Centrifuges F50-160B	65
2. Les courbes de constructeur .....	67
3- Calcule de H réel .....	68
4- Le calcule de déférents vitesses.....	73
5- Le calcule de déférentes pertes hydrauliques .....	75
6- Calcule de H théorique ( $H_{th}$ ).....	75
Conclusion générale .....	79
Référence Bibliographique.....	80

## Liste de figure

<b>Figure I-1</b> :Les différents classes des pompes .....	5
<b>Figure I.2</b> :Pompe centrifuge avec sa roue .....	6
<b>Figure I.3</b> :Pompehélico-centrifuge avecsa roue.....	7
<b>Figure I.4</b> :pompeaxialeavec sa roue.....	7
<b>Figure I.5</b> :pompes-centrifuges-reviséespump technics.....	8
<b>Figure I.6</b> :Schéma d'une pompe centrifuge.....	8
<b>Figure I.7</b> :évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe .....	9
<b>Figure I.8</b> : Simple Collecteur d'aspiration .....	10
<b>Figure I.9</b> :Les joints et coudes .....	10
<b>Figure I.11</b> : Vanne manuelle .....	11
<b>Figure I.12</b> :Exemple un Convergent .....	11
<b>Figure I-13</b> : Equipement en aspiration et en refoulement d'une pompe .....	12
<b>Figure I.14</b> : Schéma d'une pompe en charge .....	17
<b>Figure I.15</b> : La courbe Hauteur-Débit [ $H_{mt} = f(Q_V)$ ] .....	19
<b>Figure I.16</b> :La courbe puissance-débit [ $P = f(Q_V)$ ] .....	20
<b>Figure I.17</b> :La courbe rendement-débit [ $\eta = f(Q_V)$ ] .....	20
<b>Figure. I.18</b> :Variation de NPSH requis et NPSH disponible en fonction de débit .....	21
<b>Figure I.19</b> :détermination de point de fonctionnement .....	21
<b>Figure 2.1</b> :Triangle des vitesses l'entrée et à la sortie de la roue.....	27
<b>Figure 2.2</b> : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue avec différent angle $\alpha_1$ .....	28
<b>Figure 2.3</b> :Angle entre l'aube et la surface de la roue $\lambda_{La}$ .....	29
<b>Figure 2.4</b> :Triangle des vitesses à l'entrée en fonction du débit .....	30
<b>Figure 2.5</b> :Triangle des vitesses à la sortie de la roue en fonction du débit .....	32
<b>Figure 2.6</b> : Triangle des vitesses à la sortie de la roue .....	33
<b>Figure 2.7</b> :Coefficient de glissement et l'angle de déviation .....	34
<b>Figure 2.8</b> : Diminution de la hauteur d'Euler par les pertes .....	37
<b>Figure 2.9</b> :La roue d'une pompe centrifuge .....	38

<b>Figure 2.10</b> :Perte par incidence à l'entrée d'aube : (a) avec un débit accru $Q > Q_n$ , (b) avec un débit réduit $Q < Q_n$ .....	38
<b>Figure 2.11</b> : Perte par incidence.....	39
<b>Figure 2.12</b> :Pertes par frottement.....	40
<b>Figure 2.13</b> : Perte par diffusion (décollement).....	41
<b>Figure 2.14</b> :Le diffuseur .....	42
<b>Figure 2.15</b> :Ralentissement de la vitesse moyenne inter-aubages dans le diffuseur .....	45
<b>Figure 2.16</b> :Coefficient de récupération de pression dans un diffuseur plan .....	46
<b>Figure 2.17</b> : La volute .....	47
<b>Figure 2.18</b> : Évolution de la pression autour de la roue et dans la volute .....	48
<b>Figure 2.19</b> : Types de fuites dans les pompes .....	51
<b>Figure 2.20</b> :Le labyrinthe et l'entrefer de la roue .....	52
<b>Figure 2.21</b> :Boucle pour le coefficient de frottement, $\lambda$ , et la vitesse axiale dans la byrinthe, $c_{ax}$ .....	54
<b>Figure 2.22</b> Écoulement primaire et secondaire dans l'entrefer .....	55
<b>Figure 2.23</b> :Forces de pression qui provoque une poussée axiale .....	56
<b>Figure 3.1</b> : la pompe centrifuge f50-160 B.....	65
<b>Figure3.2</b> : La roue. ....	66
<b>Figure3.3</b> :la courbe caractéristique $H = f(Q)$ de constructeur. ....	67
<b>Figure3.4</b> : la courbe caractéristique $NPSH = f(Q)$ de constructeur.....	68
<b>Figure3.5</b> : la courbe caractéristique $P_2 = f(Q)$ de constructeur.....	68
<b>Figure3.6</b> : les différentes courbes de H manométrique.....	76

## Liste des Tableaux

<b>Tableau 2.1</b> : Valeurs numériques pour différentes surfaces de joint .....	53
<b>Tableau 2.2</b> : Coefficient de frottement de disque.....	57
<b>Tableau 3.1</b> : Caractéristiques de la pompe centrifuge FM 50-160B.....	65
<b>Tableau 3.2</b> : Dimensions de la roue et la volute.....	66
<b>Tableau 3.3</b> : Les résultats de calcul de différents vitesses .....	73
<b>Tableau 3.4</b> : Les résultats de calcul de différents vitesses .....	73
<b>Tableau 3.5</b> : les valeurs de différents éléments.....	74
<b>Tableau 3.6</b> : les valeurs de différentes pertes.....	74
<b>Tableau 3.7</b> : les valeurs de la H réel.....	75
<b>Tableau 3.8</b> les valeurs de $H_{th}$ .....	75
<b>Tableau 3.9</b> l'erreur relative.....	77

## Notations principales

symboles	Désignations	Unités
A	Surface, section	M
a	Distance entre les aubes	M
$A_c$	Surface de la gorge de la volute	M
b	Largeur	M
C	Coefficient	----
c	Vitesse absolue	$m/s$
$c_{ax}$	vitesse axiale dans labyrinthe	$m/s$
$c_{3d}$	Vitesse de circulation dans la volute	$m/s$
$c_{3p}$	Vitesse parallèle à la direction de la volute	$m/s$
d	Diamètre	M
$d_{1m}$	Moyenne géométrique des diamètres ( $d_{1a}, d_{1i}$ ) à l'entrée	M
e	Epaisseur d'aube	M
$f$	Facteur de correction	----
$f_q$	Nombre d'entrée pour la roue, entrée unique ( $f_q = 1$ ), double	----
g	Pesanteur	$m/s^2$
H	Hauteur manométrique	M
K	Facteur de rotation	----
$K_{RR}$	Coefficient de frottement de disque	----
$K_w$	Coefficient d'influence du diamètre de la roue à l'entrée	----
L	Perte	M
l	Longueur	M
$M_{sch}$	Couple de moteur appliqué sur les aubes	N
n	Vitesse de rotation (tours par minute)	$tr/min$
$n_q$	Vitesse spécifique	$tr/min$
P	Puissance	W
$P_{sch}$	Puissance du moteur	----
Q	Débit	$m^3/s$
r	Rayon	M
Re	Nombre de Reynolds	----
s	Largeur de labyrinthe	M
$s_{ax}$	Largeur de l'entrefer	M
$t_{ax}$	largeur de la partie axiale de la volute dans le labyrinthe	M
u	Vitesse d'entraînement	$m/s$

$w$	Vitesse relative	$m/s$
$w_{1q}$	Vitesse moyenne dans le canal de la roue	$m/s$
$y$	Géométrie	M
$Z$	Somme des pertes hydraulique	M
$z$	Nombre des aubes	----
$\alpha$	angle entre la direction de vecteur de la vitesse	○
$\alpha v$	Angle de volute	○
$\beta$	angle entre le vecteur de la vitesse relative et le sens négative	○
$\gamma$	Facteur de glissement	----
$\delta$	Angle de déviation	○
$\varepsilon$	Rugosité	M
$\varepsilon_{lim}$	angle dans le système de coordonnées polaires	○
$n$	Rendement	----
$\lambda_{La}$	Angle entre l'aube et la surface de la roue (roue ou diffuseur)	○
$\lambda$	Coefficient de frottement pour les tuyaux et les canaux	----
$\lambda_c$	Coefficient qui couvre l'accélération et les pertes à l'entrée de	----
$\lambda_w$	Coefficient qui représente le pic de basse pression aux aubes	----
$\nu$	Viscosité cinématique	$m^2/s$
$\xi_{EA}$	Coefficient de perte par fuite à l'entrée et à la sortie 1 à 1,2	----
$\rho$	La masse volumique	$kg/m^3$
$\tau$	Facture de blocage d'aube	----

## Indice:

1	Bord d'attaque de la pale de roue
2	Bord de fuite de la pale de roue
3	Bord d'attaque de la pale de diffuseur ou le bec de volute(volute
4	Borddefuitedelapaledediffuseuroulasortiedevolute
<i>av</i>	Moyenne
a,b,i	externe,moyenne,intérieure de la ligne de courant
<i>B</i>	Angle d'aubage (Rouediffuser,volute cutwater)
<i>c</i>	Volute
<i>D</i>	Diffusion
<i>e</i>	Aube
<i>fr</i>	Frottement
<i>h</i>	Hydraulique
<i>La</i>	Roue
<i>m</i>	Composant méridien
<i>me</i>	Mécanique
<i>n</i>	Inner diameter of suction ozzle
<i>p</i>	Augmentation de pression crée par la roue
<i>q</i>	Vitesse moyenne calculée à partir de la continuité
<i>r</i>	Réel
<i>R</i>	Radial
<i>RR</i>	Frottement de disque
<i>s</i>	Arbre
<i>sh</i>	Incidence(choc)
<i>sp</i>	Débit de fuite, garniture d'ouïe (bague d'étanchéité,d'usure)
<i>th</i>	Théorique
<i>u</i>	Composant tangentielle
<i>us</i>	Utile
<i>v</i>	Volumétrique
$\infty$	Infini

## Exposant

- ' Avec le blocage d'aube
- \* Quantité sans dimension : toutes les dimensions sont référencées à  $d_2$

## résumé

le but de ce travail est une approche théorique a été mise au point afin de déterminer les performances d'une pompe centrifuge en se basant sur des équations théoriques et empiriques de perte d'énergie. Grâce à cette méthode, nous avons pu déterminer la véritable hauteur de la pompe centrifuge. Dès lors, nous comparerons les résultats avec ceux que nous avons obtenus avec le constructeur et avec les résultats théoriques qui ne sont soumis aux mêmes conditions qui existent dans la réalité. Une fois les résultats terminés, nous avons conclu à l'importance de considérer les pertes d'énergie.

**Mots clés** : volute, roue, diffuseur ,pompe centrifuge, hauteur manométrique , perte de charge

### ملخص

في هذا البحث تم تطوير منهج نظري لتحديد أداء مضخة الطرد المركزي على أساس معادلات فقدان الطاقة النظرية والتجريبية. باستخدام هذه الطريقة، تمكنا من تحديد الارتفاع الحقيقي لمضخة الطرد المركزي. ومن الآن فصاعداً، سوف نقوم بمقارنة النتائج مع تلك التي حصلنا عليها مع الشركة المصنعة ومع النتائج النظرية التي لا تخضع لنفس الشروط الموجودة في الواقع. وبمجرد الانتهاء من النتائج، استنتجنا أهمية النظر في فقدان الطاقة.

**الكلمات الدالة** : حلزوني، المكره، الناشر، مضخة الطرد المركزي، الرأس، فقدان الضغط

### Summary

The aim of this study is an theoretical approach was developed to determine the performance of a centrifugal pump based on theoretical and empirical energy loss equations. Using this method, we were able to determine the true height of the centrifugal pump. From then on, we will compare the results with those we obtained with the manufacturer and with the theoretical results which are not subject to the same conditions that exist in reality. Once the results were completed, we concluded the importance of considering energy losses.

**Keys words** : volute, impeller, diffuser, centrifugal pump, head, pressure loss

# **Introduction générale**

## Introduction générale

Les pompes jouent un rôle important dans la vie humaine et dans le confort, le nom italien « pompa » fait référence à toutes les machines hydrauliques utilisées pour transporter les liquides des zones à basse pression vers les zones à haute pression.

Son fonctionnement consiste à créer une différence de pression entre les zones d'aspiration et de refoulement par les composants actifs de la pompe (piston, roue, etc.).

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

Et enfin refoulé tangentiellement.

Les pompes centrifuges forment des dispositifs robustes. À caractéristiques égales, elles présentent souvent un meilleur rendement, et un fonctionnement plus régulier, sont plus fiables et moins bruyantes que les machines alternatives. Elles sont davantage compatibles avec l'utilisation de fluides chargés de particules solides. Mais elles ne sont pas auto-amorçantes. Enfin, leur plus grande simplicité mécanique a tendance à les rendre meilleur marché.

C'est pourquoi ce type de machine est très largement utilisé, notamment dans l'adduction d'eau, le transport d'hydrocarbures, l'industrie chimique, etc.

Cependant, comme toutes les machines, elles font l'objet de problèmes qui doivent être bien revus avant d'avoir recours à leur utilisation.

La courbe caractéristique d'une pompe centrifuge est une représentation graphique de la capacité de la pompe à déplacer des fluides en fonction du niveau de pression existant pendant le fonctionnement de la pompe [1].

Une pompe comme toute machine hydraulique est caractérisée par ces propres courbes caractéristiques (04 courbes) :

i)-hauteur en fonction du débit :  $H = f(Q)$ , On peut définir la hauteur manométrique d'une pompe comme la variation de pression entre la sortie et l'entrée de la pompe, exprimée en unités de hauteur (par exemple en m). Le symbole m représente l'unité de mesure de la

hauteur manométrique. La hauteur de refoulement maximale que la pompe peut transmettre au fluide pompé est indiquée par la hauteur manométrique. Il s'agit d'un élément crucial qui influence la capacité de la pompe à faire face aux résistances telles que les coudes, les vannes et les conduits. La sélection de la pompe la plus appropriée à certaines conditions structurelles, comme la longueur et le diamètre de la conduite, la hauteur de levage ou la quantité de pression, dépend de la hauteur de refoulement d'une pompe.

ii)-puissance en fonction du débit :  $P = f(Q)$  ; La capacité d'une pompe à générer un débit de fluide (débit) en fonction de la charge est illustrée par ce graphique classique. Chaque type de pompe présente une relation entre le débit et la charge à une vitesse constante[1].

iii)-rendement en fonction du débit :  $\eta = f(Q)$  ;

La courbe de rendement permet d'évaluer l'efficacité du fonctionnement d'une pompe. La courbe représente, en ordonnée, le rapport entre la puissance de la pompe et la puissance absorbée (définie par la variable  $\eta = W_u/W$ ) par rapport au débit volumétrique représenté en abscisse par la variable  $Q$  [1].

iv)-net positive suctionhead (hauteur d'aspiration nettement positive) en fonction du débit :  $NPSH = f(Q)$ .

Nous définissons NPSH en termes de hauteur d'aspiration nette positive (hauteur d'aspiration nette absolue), ce qui signifie que le liquide s'approchant de la roue d'une pompe centrifuge doit être entraîné à une vitesse spécifique suffisante pour pénétrer dans la roue, et sa pression à l'entrée de la pompe doit être supérieure à une température donnée La pression de vapeur  $T_v$  inférieure, mais le débit le plus bas. Une fois que le Point de Rendement Maximal est atteint, la courbe NPSH augmente de manière régulière avant de monter brusquement à la fin de la courbe de performance, où la pompe présentera un calage si elle est en marche. La courbe NPSH s'applique davantage aux pompes centrifuges rotatives et moins aux pompes volumétriques, qui ont moins de chances de fonctionner en fin de courbe et donc de caviter.

Ces courbes sont normalement fournies par le constructeur de la pompe.

Le but de ce travail est de déterminer théoriquement et pratiquement la principale courbe caractéristique  $H = f(Q)$ .

Ce mémoire est divisé en trois chapitres ;

Le premier chapitre est une généralité sur les pompes centrifuges

Le deuxième chapitre est sur l'analyse des pertes d'énergie dans les pompes centrifuges.

Le troisième chapitre est une application théorique.

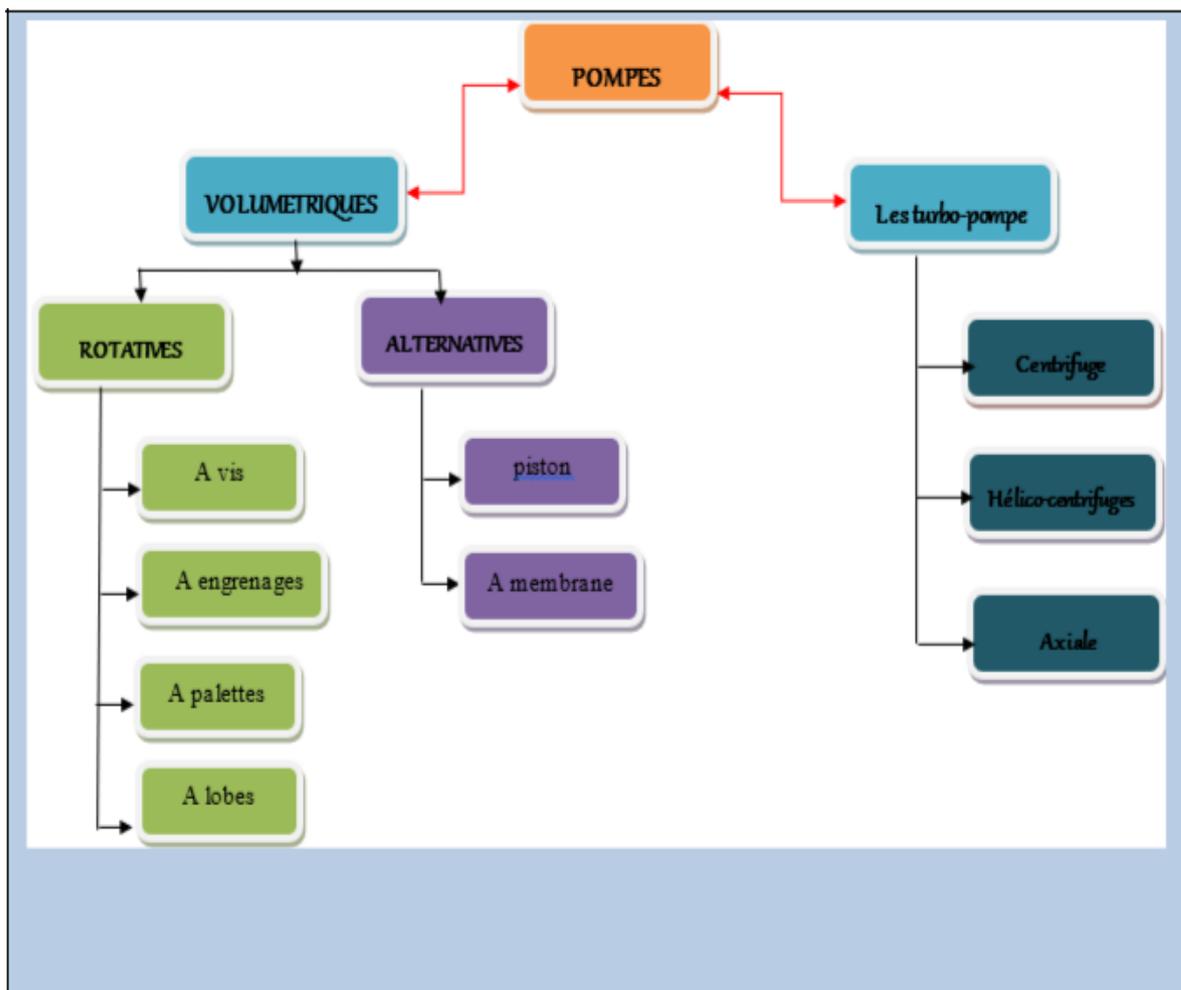
Ce mémoire se termine par une conclusion générale qui résume l'essentiel de notre travail.

**chapitre I**  
**Généralité sur les**  
**pompes centrifuges**

**Introduction**

Les pompes, de leur nom italien « POMPA », sont des machines hydrauliques dont la fonction est de déplacer le liquide d'un point à un autre et de convertir le liquide de basse à haute pression. Son fonctionnement consiste à utiliser les composants actifs de la pompe (piston, roue, palettes, etc.) pour créer une différence de pression entre l'aspiration et le refoulement. D'un point de vue physique, une pompe convertit l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Il existe de nombreux types de pompes, on en distingue deux types principaux :



**Figure I-1** :Les différents classes des pompes [1]

**I -2-les pompes volumétrique :**

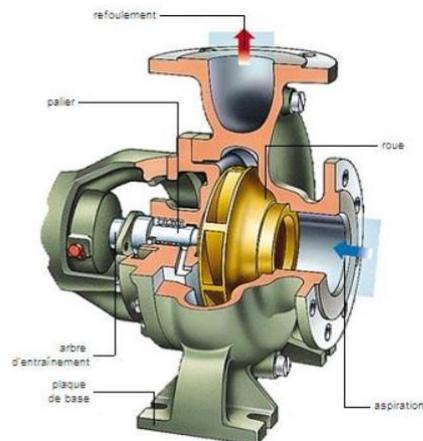
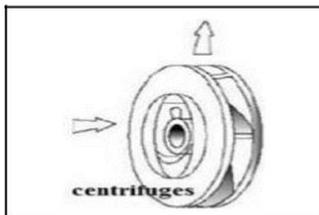
Une pompe volumétrique est une pompe dans laquelle une certaine quantité de fluide "L'emprisonnement" est le mouvement forcé vers l'orifice de sortie, qui comprend les pompes alternatives (pistons, membranes, etc.) et les pompes rotatives (vis, engrenages, pales, spirales, péristaltiques...). [1]

**I -3- Les turbo-pompes :**

Le principe de fonctionnement d'une turbopompe consiste à augmenter le moment cinétique en faisant circuler un liquide à travers une roue (impulseur) fixée sur un arbre rotatif, mais de manière constante suivant la rotation du rotor. [1]

**a) Les pompes centrifuges :**

Le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe et évacué radialement. Ce type de pompe est utilisé à de grandes altitudes (dizaines de mètres).



**Figure I.2 :** Pompe centrifuge avec sa roue [1]

**b) Pompes à hélices (axial) :**

Le fluide pompé est aspiré et refoulé axialement. Ces pompes fournissent des débits très élevés (centaines de litres par seconde) à des altitudes réduites (plusieurs mètres).

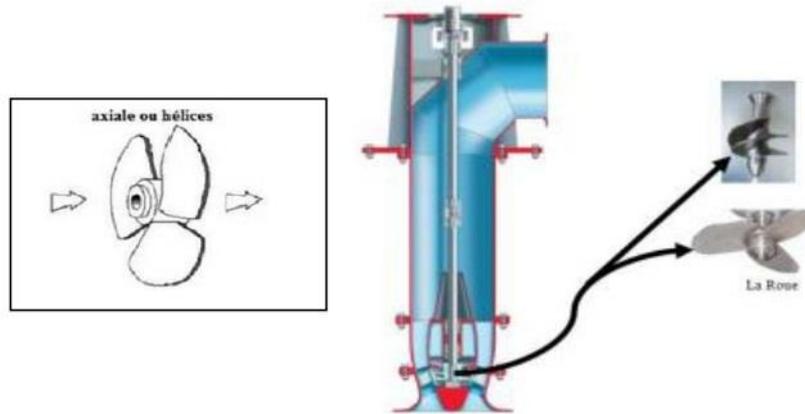


Figure I.4 : pompe axiale avec sa roue [1]

c) Hélico-centrifuges :

Le fluide pompé est aspiré et refoulé axialement. Ces pompes fournissent des débits très élevés (centaines de litres par seconde) à des altitudes réduites (plusieurs mètres).



Figure I.3 :Pompe hélico- centrifuge avec sa roue [1]

**I -4- Les pompes centrifuges**

Une pompe centrifuge est une machine tournante utilisée pour transporter un liquide d'un point à un autre, de basse pression à haute pression, le mouvement du liquide est dû à l'augmentation de l'énergie qui lui est transférée par la force centrifuge. [3]

$$P_A(\text{Aspiration}) < P_B(\text{Refoulement})$$

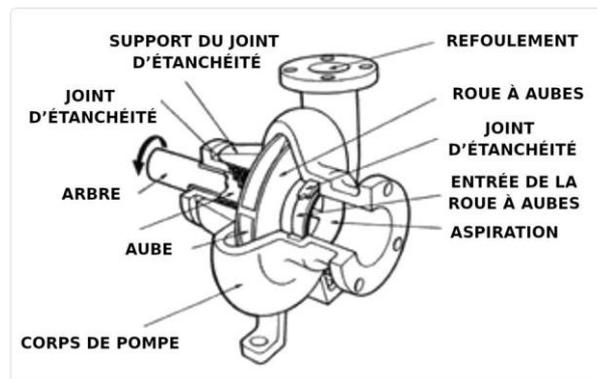


Figure I.5 :pompes-centrifuges-reviseseumpump technics[3]

**I-4-1 Description d'une pompe centrifuge :**

Dans le cas le plus général la pompe centrifuge comprend :

**I-4-1-1 une roue :** une roue garnie d'un certain nombre d'aubes ou ailes ; son rôle est de transmettre à chaque masse de fluide de 1Kg, qui traverse, le travail utile  $W_A$

**I-4-1-2 un diffuseur :** un diffuseur garni lui aussi d'ailettes. Le diffuseur fait partie du bâti ou stator de la machine. Nous verrons que son rôle consiste à réduire la vitesse du fluide après sa sortie de la roue ;

**I-4-1-3 une volute :** une volute qui canalise le fluide sortant du diffuseur vers la tubulure de sortie.

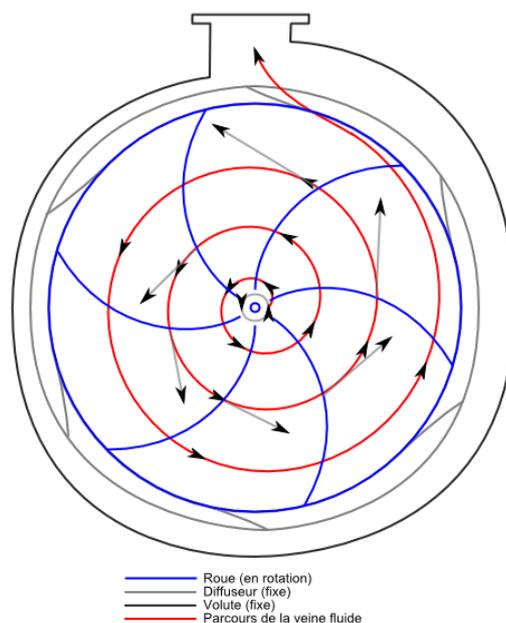


Figure I.6Schéma d'une pompe centrifuge.[3]

**I-4-2 principe de fonctionnement**

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

**L'aspiration :**

Le liquide est aspiré au centre de la roue à travers une ouverture appelée distributeur, la fonction du distributeur est de diriger le fluide de la conduite d'aspiration vers la partie d'entrée de la roue.

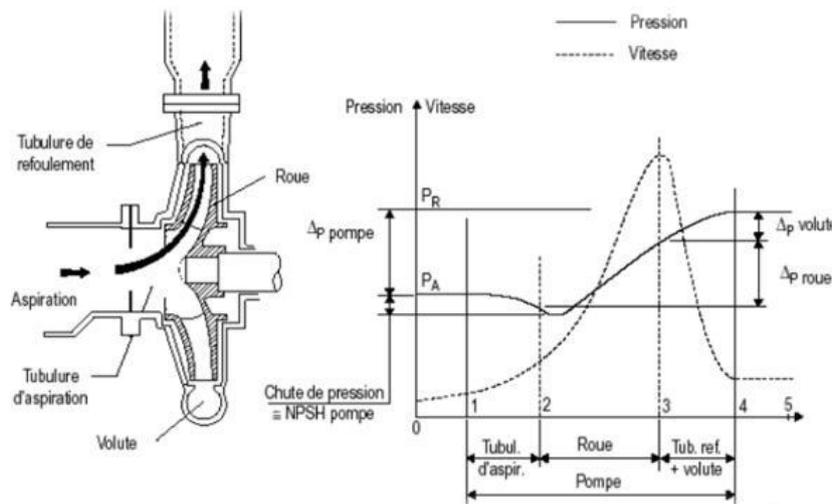
La pompe est amorcée, c'est-à-dire remplie de liquide, la vitesse du fluide entrant dans la roue augmente, donc la pression à l'entrée diminue, créant une aspiration et maintenant l'amorçage.

**Le refoulement :**

Les roues convertissent l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique.

A la sortie de la roue, le fluide est injecté dans la volute, le but de la volute est de récupérer le fluide et de le ramener vers la section de sortie.

À mesure que la section transversale fournie au liquide devient de plus en plus grande, son énergie cinétique est convertie en énergie de pression. [1]



**Figure I.7** évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe [3]

**I-4-3 Utilisation**

La pompe centrifuge est le cœur de toute installation hydraulique. Utilisé dans le secteur de l'environnement, pour des projets de grande envergure : adduction d'eau potable, irrigation et transfert d'eau, captage d'eau de mer et dessalement. Dans le domaine industriel, il résout

efficacement les problèmes de collecte, de refroidissement et de lavage. Dans le secteur de l'énergie, elle veille au bon fonctionnement des systèmes de protection incendie. [1]

**I-4-4 Les équipements d'installation des pompe centrifuge**

**I-4-4-1 Les équipements d'aspiration de conduit (amont) :**

L'eau à prélever arrive à la station par un tuyau qui est directement relié au collecteur d'aspiration d'eau de l'installation, d'où part l'orifice d'aspiration de la pompe, sans couvercle sur la station. [4]

**a) Collecteur d'aspiration :**



**Figure I.8 :** Simple Collecteur d'aspiration [4]

**b) Joints et coudes :**

Si la conduite d'aspiration est encastrée, le joint élimine toute possibilité d'entrée d'air et de contaminants.



**Figure I.9 :** Les joints et coudes [4]

**c) Vanne d'aspiration :**

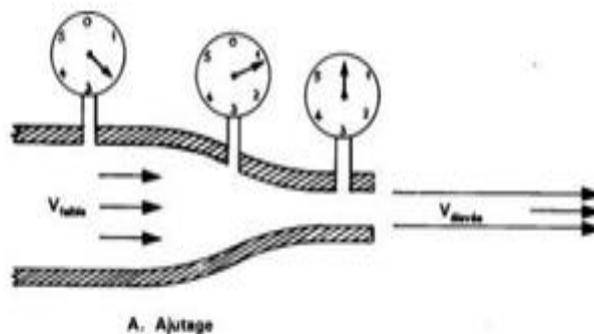
Les vannes utilisées peuvent être des vannes à vanne ou des vannes papillon avec presse-étoupes hydrauliques.



**Figure I.11:** Vanne manuelle [4]

**d) Convergent d'aspiration :**

Afin de limiter la perte de charge à l'entrée d'aspiration de la pompe, le tuyau d'aspiration a généralement un diamètre plus grand afin que la vitesse de circulation soit inférieure à celle à l'entrée de la bride de la pompe.



**Figure I.12 :**Exemple un Convergent [4]

**E) Débitmètres :**

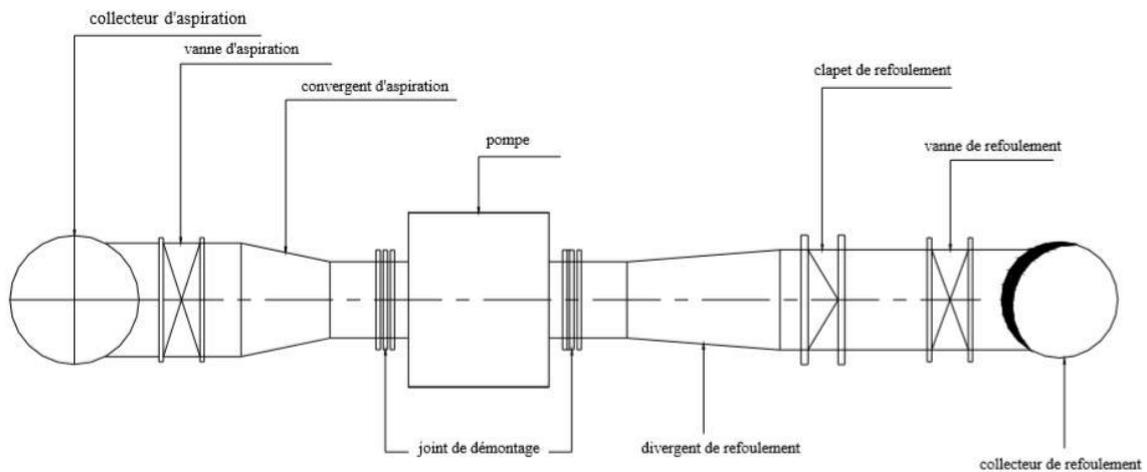
Il permet la mesure du débit de fluide.

**F) Manomètres :**

Il permet la mesure de la pression

**I-4-4-2 Les équipements de refoulement de conduit (aval)**

- a. Joint de raccordement
- b. Divergent
- c. Clapet de refoulement
- d. Vanne de refoulement
- e. Conduite ou collecteur de refoulement
- f. Débitmètres
- g. Manomètres



**Figure I-13 :** Equipement en aspiration et en refoulement d'une pompe [4]

**I-5 Caractéristiques des pompes Centrifuges**

**I-5-1 Puissance de la pompe centrifuge :**

La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entrainement de la roue de la pompe est la puissance absorbée  $P_a$  de cette pompe. [2]

- Puissance absorbée (Puissance mécanique d'entrée)

La puissance transmise au fluide et ce du part de la pompe est appelée puissance hydraulique utile  $P_U$

- Puissance hydraulique (puissance utile)

$$P_u = \rho \cdot g \cdot n \cdot HMT \quad (I-2)$$

### I-5-2 Rendement de pompe centrifuge :

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le fluide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Cette puissance varie en fonction du débit. Elle est représentée par une courbe fournie par le fabricant de la pompe. Grâce à l'efficacité, la puissance sur l'arbre peut être déterminée en connaissant la puissance hydraulique.

L'efficacité optimale de la pompe détermine le débit nominal correspondant à la hauteur nominale et à la puissance nominale

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

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

Rendement globale :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} \quad (I-3)$$

$P_u$ : Puissance utile  
 $P_a$ : Puissance totale absorbée.

Rendement mécanique :

$$\eta_{mec} = \frac{P_i}{P_a} \quad (I-4)$$

$P_i$ : Puissance interne.

Rendement par frottement interne :

$$\eta_{fi} = \frac{P_i - P_{fi}}{P_i} \quad (I-5)$$

$P_{fi}$ : Puissance par frottement sur disques et sur cylindres.

Rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_I} \quad (I-6)$$

$Q_I$ : Débit interne traversant la roue =  $Q + q_{g0} + q_p$

$q_{g0}$  et  $q_p$  : Respectivement débit dans les garnitures d'ouïe et le piston .

Rendement hydraulique : 
$$\eta_h = \frac{P_{ur}}{P_r} \quad (I-7)$$

$P_{ur}$  : Puissance utile transmise au fluide par la roue =  $Q_i \cdot \rho \cdot h$

$P_r$  : Puissance brute transmise au fluide par la roue =  $P_i - P_{fi}$

Rendement global : il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment :

$$\eta_g = \eta_{mec} \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_{fi} \quad (I-8)$$

### I-5-3 vitesse spécifique :

La vitesse spécifique d'une pompe est définie comme la vitesse à laquelle une pompe géométriquement similaire délivre un volume unitaire (un mètre cube de liquide par seconde) pour une levée unitaire (un mètre). Représenté par  $N_s$ . La vitesse spécifique est une caractéristique d'une pompe qui sert de base pour comparer les performances de différentes pompes.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q_v}}{H^{3/4}} \quad (I-9)$$

Si  $20 < n_s < 100$  tr/min c'est une pompe centrifuge.

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 adapte pour la condition bien déterminée.

### I-5-4 pertes de charge :

- ✓ La perte de charge est la perte de charge due à la résistance rencontrée par un fluide en écoulement : l'effet de cisaillement provoque en réalité une perte d'énergie.
- ✓ Les pertes de charge peuvent être :
  - ✓ linéaires ou régulières : elles correspondent à l'écoulement le long de la canalisation.

- ✓ Singulier : se produit sur des pièces spéciales (raccords, té, vannes, vannes, etc.) qui modifient la direction ou la section transversale d'un passage de fluide. [4]

**I-5-4-1 : Pertes de charges régulières :**

Considérons l'écoulement permanent d'un liquide dans un tuyau de diamètre D. La perte d'émission entre deux points distants (L) est de la forme :

$$\Delta H_r = \lambda \cdot L \cdot \frac{V_m^2}{D \cdot 2g} \quad \text{En fonction de hauteur (m)} \quad (I-10)$$

$$\Delta H_r = \lambda \cdot L \cdot \rho \cdot \frac{V_m^2}{D \cdot 2} \quad \text{En fonction de pression (pascal)} \quad (I-11)$$

Pour déterminer le coefficient de perte de charge conventionnel  $\lambda$ , on utilise souvent des formules empiriques, telles que :

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{4Q\rho}{D\pi\eta} \quad (I-12)$$

Si  $Re < 2400$  le régime est laminaire

Si  $2400 < Re < 3200$  le régime est transitoire

Si  $Re > 3200$  le régime est turbulent

- ✓ Si l'écoulement est laminaire, nous avons la loi de (Poiseuille) :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (I-13)$$

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

Conduites lisses :  $Re < 10^5$  : on a la loi de (BLASIUS) :

$$\lambda = 0.316 Re^{-1/4} \quad (I-14)$$

$Re > 10^5$  : on a la loi de (Karman-Nikuradze)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \ln(Re \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (I-15)$$

Conduites rugueuses :

$\lambda$  est fonction de Re et de la rugosité relative  $\frac{\varepsilon}{D}$ . Pour des rugosités très élevées,  $\lambda$  est même essentiellement fonction de la rugosité.

Le diagramme de Moody est un abaque qui permet de regrouper tous les régimes d'écoulement : les variables utilisées sont  $\lambda$ , Re et  $\frac{\varepsilon}{D}$ . [4]

#### I-5-4-2 : Pertes de charge singulière :

La perte de pression est approximativement proportionnelle au carré de la vitesse. Nous utiliserons donc l'expression suivante :

$$\Delta H_s = K \cdot \frac{V_m^2}{\rho g} \quad \text{En fonction de hauteur (m)} \quad (\text{I-16})$$

$$\Delta H_s = K \cdot \rho \cdot \frac{V_m^2}{2} \quad \text{En fonction de pression (pascal)} \quad (\text{I-17})$$

Il s'agit des pertes de charge provoquées par les changements de direction, de diamètre et d'accessoires (vannes, raccords, coudes, robinets, vannes, filtres, etc.).

Avec K : coefficient dépendant de la nature de la résistance locale (module de perte de charge). [4]

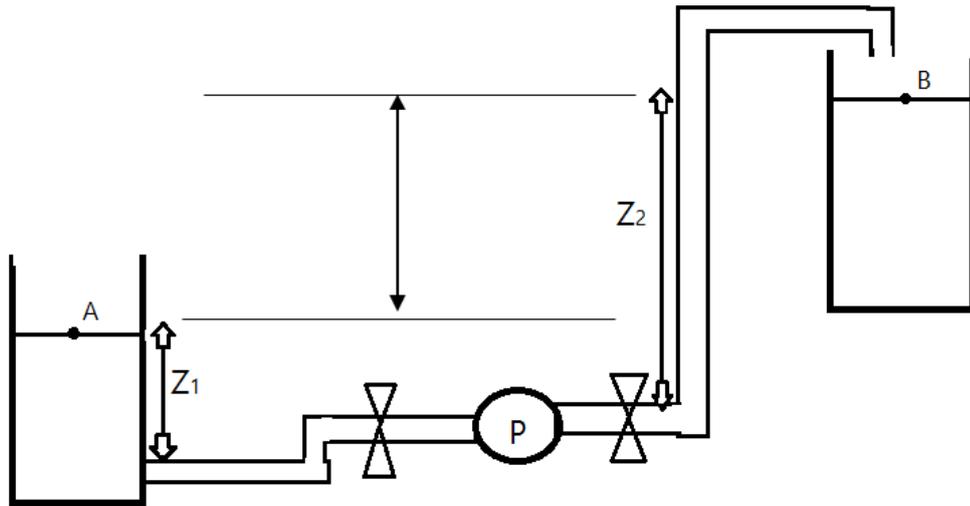
Exemple :

$$K_{\text{robinet}} = 2,0 / K_{\text{vanne}} = 1,0 / K_{\text{coude}} = 1,5 / K_{\text{valve}} = 6$$

L'avantage est que l'importance des pertes de charge singulières par rapport aux pertes de charge conventionnelles peut être directement reconnue, et il est facile de calculer la boucle lorsque les tuyaux ont tous le même diamètre.

$$\Delta H = \Delta H_s + \Delta H_r \quad (\text{I-18})$$

**I-5-5 Équation de Bernoulli :**



**Figure I.14:** Schéma d'une pompe en charge [2]

$$Z_{.1} + \frac{v_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\rho \cdot g} = Z_{.2} + \frac{v_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\rho \cdot g} + \Delta H_{A,B} \quad (I-19)$$

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

Les pertes de charge peuvent être exprimées en pression ( $\Delta H_{A,B} = \rho \cdot g \cdot H_{A,B}$ ). [1]

**I-5-6 La Hauteur manométrique totale de la pompe :**

HMT est la pression totale que la pompe doit délivrer, qui est la différence entre la hauteur totale du liquide déchargé, HR, et la hauteur totale d'aspiration, HA. [1]

$$HMT = H_B - H_A \quad (I-20)$$

$$H_B = Z_B + \frac{v_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\rho \cdot g} \quad \text{et} \quad H_A = Z_{.A} + \frac{v_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\rho \cdot g} \quad (I-21)$$

Avec

$$\frac{v_A^2}{2g} = 0, P_A = 1 \text{ atm}, P_B = 1 \text{ atm}$$

Alors

$$HMT = \frac{v_B^2}{2g} + H_0 \quad (I-22)$$

$$H_0 = Z_B - Z_A \quad (\text{I-23})$$

### I-5-7 NPSH (Net Positive Suction Head):

Nous définissons NPSH en termes de hauteur d'aspiration nette positive (hauteur d'aspiration nette absolue), ce qui signifie que le liquide s'approchant de la roue d'une pompe centrifuge doit être entraîné à une vitesse spécifique suffisante pour pénétrer dans la roue, et sa pression à l'entrée de la pompe doit être supérieure à une température donnée La pression de vapeur  $T_v$  inférieure

Dans l'étude des systèmes de pompage, deux types de NPSH sont définis

- De la pompe NPSH requis.
- De l'installation NPSH disponible. [6]

#### I-5-7-1 Le NPSH requis :

Le NPSH requis est le NPSH minimum pour que la pompe fonctionne sans cavitation et sera donné par le fabricant. Le NPSH requis augmente à mesure que le débit  $Q_v$  augmente. [6]

#### I-5-7-2 Le NPSH Disponible :

Cette valeur  $NPSH_{requis}$  représente la différence de pression disponible, mesurée en mètres, entre la pression totale au milieu de la bride d'entrée de la pompe et la pression de vapeur  $T_v$  (également appelée hauteur de saturation). Cette valeur est une mesure du risque d'évaporation à cet endroit et est définie uniquement par les caractéristiques du fluide installé et transporté. [6]

Soit pour une installation en charge :

$$NPSH_{disp} = \frac{P_A - T_v}{\rho g} - (H_{asp} + \Delta H_{asp}) \quad (\text{I-24})$$

En pratique, pour qu'une pompe fonctionne sans cavitation, il faut vérifier que le  $NPSH_{requis}$  est supérieure du  $NPSH_{disp}$

$NPSH_{disp} \leq NPSH_{requis} \rightarrow$  avec cavitation.

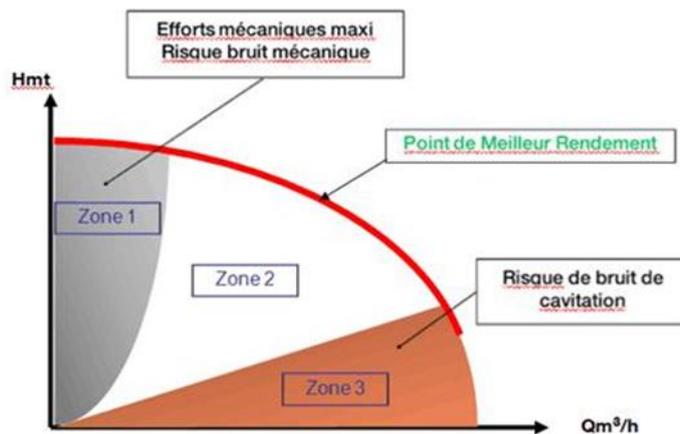
$NPSH_{disp} > NPSH_{requis} \rightarrow$  sans cavitation.

**I-5-8 Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge**

Le fabricant fournit les courbes caractéristiques d'une pompe, qui incluent la vitesse de rotation donnée (N tours/min) comme point de référence. [7]

**I-5-8-1- La courbe Hauteur-Débit :**

En déduisant les pertes d'énergie, on peut déduire la courbe réelle de la courbe théorique. Cette courbe illustre la relation entre la pression ou la hauteur et le débit, permettant aux opérateurs d'ajuster facilement la pression en manipulant la vanne de décharge pour modifier le débit. Il est important de noter que cette courbe reste applicable lorsque la vitesse reste constante.



**Figure I.15:** La courbe Hauteur-Débit [ $H_{mt} = f(Q_v)$ ] [7]

**I-5-8-2 La courbe puissance-débit :**

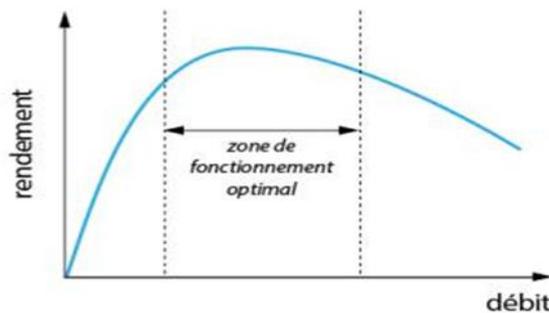
La puissance consommée par l'arbre de la pompe est une représentation de sa capacité. Ces informations sont cruciales pour sélectionner le moteur approprié. Le besoin en puissance commence à un niveau minimum, qui peut être attribué au développement progressif de la puissance des moteurs



**Figure I.16:** La courbe puissance-débit [ $P = f(Q_V)$ ] [7]

**I-5-8-3 La courbe Rendement-Débit :**

Elle démontre la performance de la pompe. Elle est définie comme la proportion de la puissance utile à la puissance absorbée par l'arbre.



**Figure I.17:** La courbe rendement-débit [ $\eta = f(Q_V)$ ] [7]

**I.5.8.4 NPSH (Net Positive Suction Head):**

Les conditions d'aspiration d'une pompe sont d'autant plus favorables que la différence  $NPSH - NPSH_{requi}$  est importante (Figure. I.18) Il est nécessaire de réserver une marge de sécurité de 0,5 m et donc d'avoir  $NPSH_d > NPSH_{requi} + 0.5$

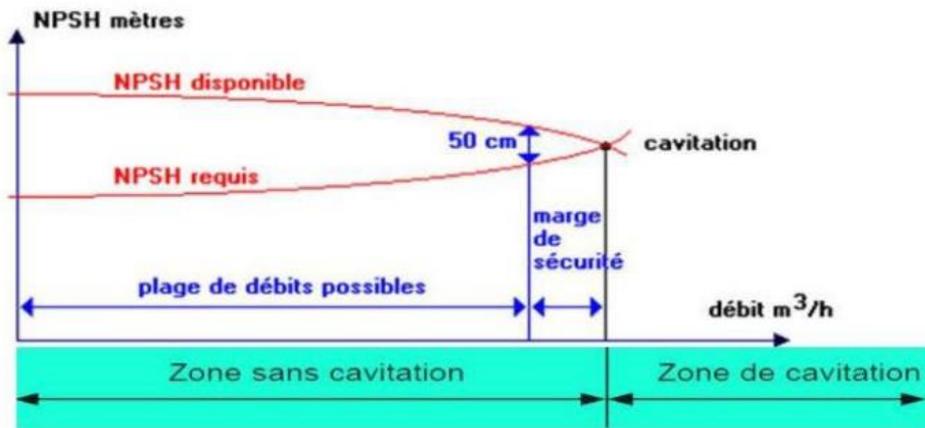


Figure. I.18 Variation de NPSH requis et NPSH disponible en fonction de débit [7]

**I-6 Le point de fonctionnement :**

Elle est définie par la méthode graphique du point de fonctionnement de la pompe.  
 Il s'agit de tracer sur un même graphe les deux courbes courbes de la pompe fournie par le  
 La courbe de réseau est construite par le point d'intersection F des deux courbes.  
 Le débit Q et la hauteur fournie par la pompe HMT peuvent être évacués.  
 Comme indiqué dans la figure suivante.[7]

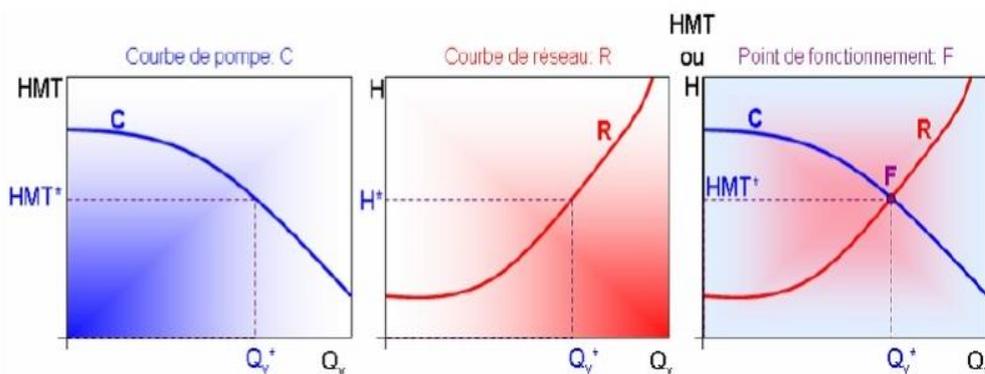


Figure I.19:détermination de point de fonctionnement [7]

**I-7 Problème de Cavitation [6]****I-7-1 Définition**

On peut qualifier la cavitation de rupture du milieu continu de liquide en raison de contraintes excessives. La cavitation est la vaporisation d'un liquide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce qui se traduit par la création, dans l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur.

Autrement dit, il s'agit de la création de bulles de vapeur dans un liquide homogène au début d'une chute brutale de pression, à température constante.[6]

**I-7-2 Effets de la cavitation**

- a) **Bruit de cavitation** :L'apparition d'un bruit, plus ou moins fort, est la première manifestation de la cavitation.
- b) **Pertes de performances** :Pour des poches de vapeur plus développées, les pompes subissent des performances élevées, y compris leur hauteur totale d'élévation, leur rendement et leur puissance, ce qui les rend inutilisables
- c) **Vibration** :Les vibrations provoquent une détérioration prématurée des paliers et de la butée, voire une rupture de l'arbre en raison du niveau de liquide inégal dans chaque canal de la roue.
- d) **Erosion** :La surface attaquée est rugueuse en raison de l'érosion de cavitation. En réalité, elle résulte d'une pression répétée causée par des ondes de chocs provenant de l'implosion de cavités de vapeur. La charge répétée du matériau entraînera la formation de microfissures.[6]

***ANALYSE DES PERTES  
D'ENERGIE  
DANS LES POMPES  
CENTRIFUGES***

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ÉNERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

### 2.1. Introduction :

Une pompe transforme principalement l'énergie cinétique du moteur en énergie de pression. Une étude des composants de la pompe et de leurs utilités est essentielle pour bien comprendre ce processus.

En premier lieu, on commence par la roue, Elle se compose de lames (aubes), dont la principale fonction est de transférer l'énergie au fluide en augmentant la pression et la vitesse. La volute dirige ensuite le fluide vers la tuyauterie de refoulement. À mesure que la roue augmente la pression dynamique, la volute la transforme en pression statique, ce qui entraîne à son tour une diminution de la vitesse du fluide. Un diffuseur, qui dirige le fluide doucement vers la volute.

L'exposition des pompes à des pertes mécaniques et hydrauliques nuit à leurs performances. L'analyse approfondie des pertes d'énergie dans les pompes centrifuges est abordée dans ce chapitre.

### 2.2. Équation fondamentale des turbopompes :

En divisant une roue de pompe en plusieurs roues élémentaires, on peut voir les changements d'un écoulement pour chaque roue élémentaire comme suit:

- Le changement de la vitesse absolue : de  $\vec{C}_1$  en  $\vec{C}_2$ .
- Le changement du moment des vitesses dans le sens périphérique : de  $r_1 c_1 \cos \alpha_1$  en  $r_2 c_2 \cos \alpha_2$

En multipliant ces produits par les masses élémentaires qui, en temps  $dt$ , se sont écoulées depuis l'entrée de la roue élémentaire,  $dQ_{m1}dt$ , et à la sortie,  $dQ_{m2}dt$ , La composante périphérique du moment cinétique,  $dK_u$ , augmente dans l'enceinte de la roue élémentaire. [36].

$$dK_u = r_2 c_2 \cos \alpha_2 dQ_{m2}dt - r_1 c_1 \cos \alpha_1 dQ_{m1}dt \quad (1)$$

Tenant compte de l'exigence de continuité du mouvement

$$dQ_{m1} = dQ_{m2} = dQ_m \quad (2)$$

On aura :

$$dK_u = ( r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1 )dQ_mdt \quad (3)$$

La dérivée du moment cinétique par rapport au temps est égale au couple agissant sur le système matériel, selon le théorème du moment cinétique :

**Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES  
CENTRIFUGES**

---

$$dM = \frac{dK_u}{dt} = (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ_m \quad (4) \quad \text{En}$$

appliquant l'intégration sur toute la section d'entrée et de sortie de la roue, le couple total sera :

$$M = \int (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) Q_m \quad (5)$$

$$M = \rho Q_{La} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (6)$$

Où  $Q_m$  et  $Q_{La}$  le débit massique et volumique de la roue respectivement.

L'équation fondamentale des turbomachines est l'équation (6). On a :

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 \quad (7)$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 \quad (8)$$

Le couple devient :

$$M = \rho Q_{La} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (9)$$

**2.3. La hauteur manométrique théorique :**

Afin de créer un écoulement, selon la loi du Newton, il est nécessaire d'appliquer le couple  $M_{sch}$  à l'arbre (l'action est toujours égale à la réaction).

Et donc,  $M_{sch}$  est égale au moment où le fluide est transmis. On peut calculer la puissance du moteur en fonction d'une vitesse angulaire,  $\omega$ , de l'arbre

avec [37] ( $u = \omega \times r$ )

$$P_{sch} = M_{sch} \omega = \rho Q_{La} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (10)$$

$$H_{th} g = \frac{P_{sch}}{\rho Q_{La}} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (11)$$

Ensuite, On peut calculer la hauteur théorique d'une pompe en utilisant l'équation fondamentale des turbomachines, L'équation est exposée par Euler [38]:

$$H_{th} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) / g \quad (12)$$

Avec les vitesses périphériques à l'entrée et à la sortie de la roue sont respectivement  $u_1$  et  $u_2$ , Les valeurs circonférentielles de la vitesse absolue à l'entrée et à la sortie de la roue sont respectivement  $c_{1u}$  et  $c_{2u}$ .

Dans le cas d'une pompe dont le nombre d'aubes est infini, on peut calculer la hauteur théorique en utilisant l'équation suivante [37] :

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left\{ 1 - \frac{Q_{La}}{A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left[ 1 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \quad (13)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

$H_\infty$  : La hauteur théorique pour un nombre des aubes infini.

Si l'on tient compte de l'effet du nombre limité d'aubes et du blocage des aubes, par introduction du coefficient de glissement,  $\gamma$ , ainsi que le coefficient de blocage,  $\tau$ , dans l'équation (13) on obtient l'équation suivante [37] :

$$H_\infty = \frac{u_2^2}{g} \left\{ \gamma - \frac{Q_{la}}{A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left[ \tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \quad (14)$$

Avec :

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_n^2) \quad (15)$$

$$A_1 = \pi d_{2b} b_2 \quad (16)$$

### 2.4. La circulation relative :

En général, La circulation du liquide dans la roue se déroule en deux mouvements : Les particules liquides se déplacent de l'entrée vers la sortie et circulent dans le canal de la roue. Quand la roue est en mouvement, La différence de pression entre les faces convexes (extrados) et concaves (intrados) des aubes est due à elle. La pression du côté extrados (qui exerce la pression) est évidemment plus importante que celle du côté l'intrados, et cela contrairement aux vitesses relatives  $w$  qui sont plus élevées à la face concave que celles au voisinage de la face convexe [36].

On peut déterminer la hauteur manométrique de circulation relative en utilisant la relation suivante [39] :

$$H_{cir} = H_\infty = H_{th} \quad (17)$$

### 2.5. Triangle des vitesses :

Il est possible d'utiliser le triangle des vitesses pour prédire les performances des pompes, en tenant compte du changement de vitesse de rotation et des données géométriques de la roue.

Quand la pompe est en marche, les aubes de la roue sont entraînées par la vitesse d'entraînement, qui est le résultat de la vitesse angulaire multipliée par le rayon de la roue :

$$\mathbf{u} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (18)$$

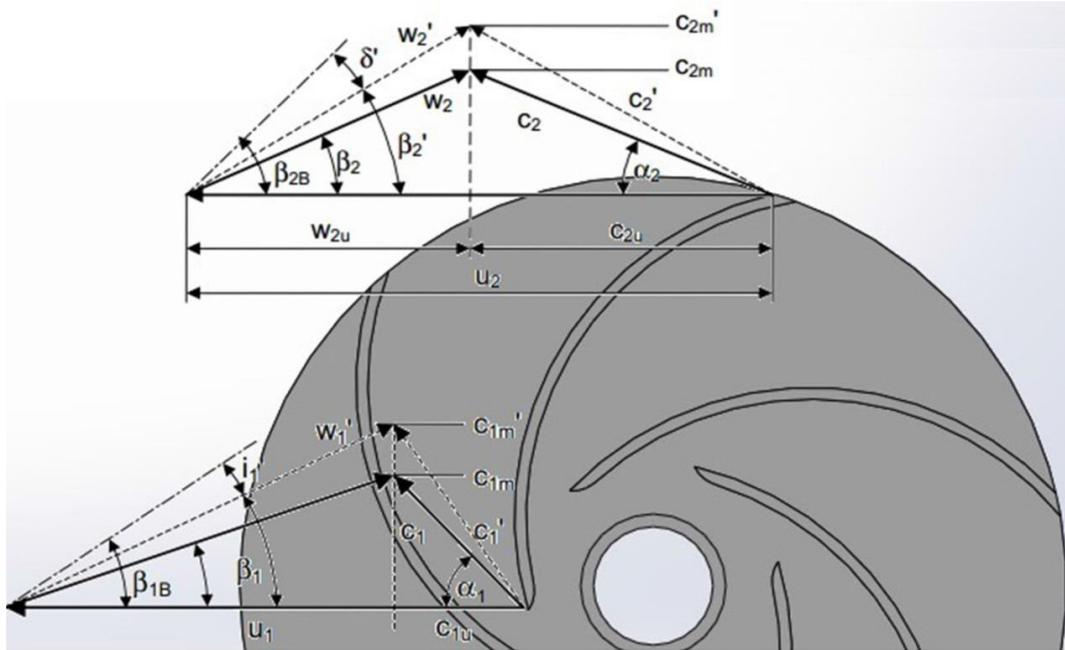
La roue est équipée de deux vitesses pour chaque particule de fluide en fonction du repère sélectionné :

- Une vitesse absolue,  $c$ , la vitesse de particule mesurée dans un repère fixe est représentée par cela .

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

- Une vitesse relative,  $w$ , la vitesse de particule mesurée dans un repère mobile est égale à la vitesse de la roue.

Les différents éléments peuvent constituer un triangle de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue (figure 2.1) :



**Figure 2.1** Triangle des vitesses l'entrée et à la sortie de la roue

Dans la figure 2.1, les indices 1 et 2 indiquent respectivement l'entrée et la sortie de la roue. Les indicateurs m et u représentent respectivement les composants méridien et tangential, tandis que les indicateurs  $\alpha$  et  $\beta$  représentent les angles absolu et relatif de la vitesse d'écoulement du fluide.

### 2.5.1. Triangle des vitesses à l'entrée de la roue :

En général, le fluide pénètre à l'entrée de la roue de manière axiale ( $\alpha_1=90^\circ$ ), Ainsi, la vitesse absolue à l'entrée de la roue  $c_{1u}=0$  (si  $\alpha_1 \neq 90^\circ$ ) en raison d'une variation de la direction de l'écoulement qui est apportée à la roue. Par exemple, Lorsqu'une roue directionnelle est placée à l'entrée de la roue, le coefficient tangential de la vitesse absolue est représenté par [37] :

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} \quad (19)$$

$c_{1m}$  : Structure méridionale de la vitesse absolue, donné par:

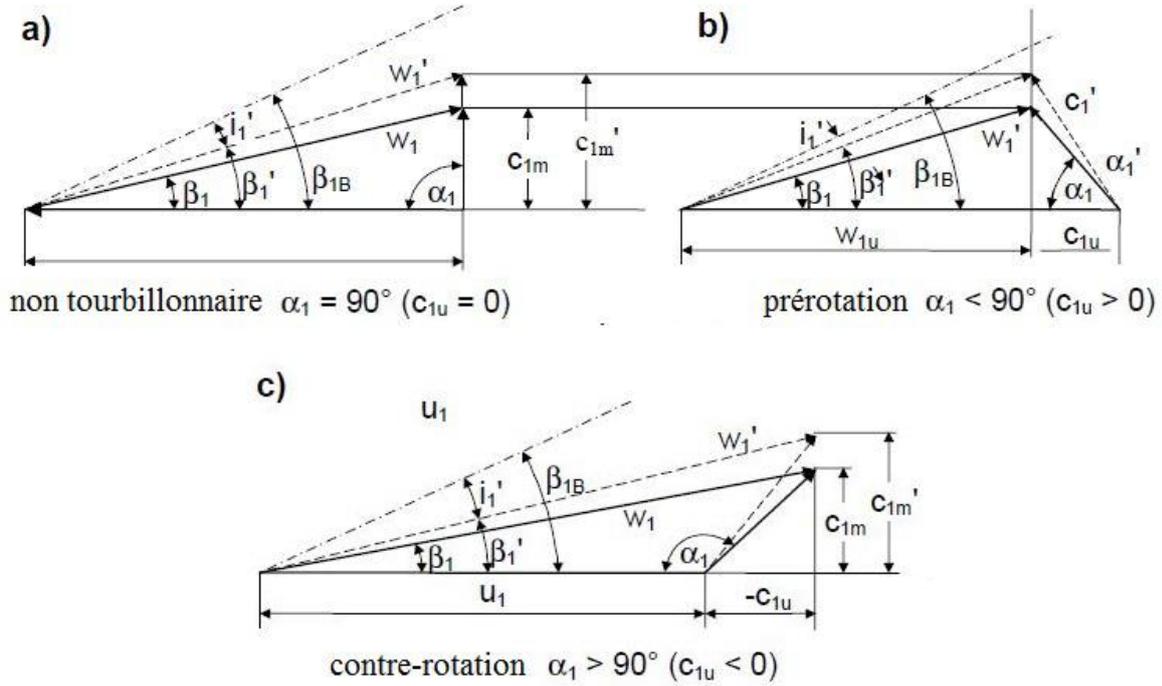
$$c_{1m} = \frac{Q_L a}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2)} \quad (20)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

Ainsi, on peut tracer le triangle des vitesses à l'entrée de la roue en fonction de la valeur de l'angle de l'écoulement absolu à l'entrée,  $\alpha_1$  :

- Pour un débit d'entrée non tourbillonnaire :  $\alpha_1 = 90^\circ$ .
- Pour la pré-rotation :  $\alpha_1 < 90^\circ$ .
- Pour la contre-rotation :  $\alpha_1 > 90^\circ$ .

La différence entre les trois angles est illustrée dans la Figure 2.2 [37].



**Figure 2.2** Triangle des vitesses à l'entrée de la roue avec différent angle  $\alpha_1$ .

Il est possible de constater que l'angle d'écoulement relatif,  $\beta_1$ , à l'entrée est augmenté par pré-rotation et diminué par contre-rotation. Il peut être calculé en utilisant :

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \quad (21)$$

$$u_1 = \pi d_1 n / 60 \quad (22)$$

De plus, en raison du blocage d'aube (équation 25), la partie méridionale de la vitesse absolue à l'entrée de la roue,  $c_{1m}$ , entraîne une augmentation de,  $c'_{1m}$  ce qui entraîne une augmentation de,  $\beta_1$ , vers,  $\beta'_1$ , [37]:

$$c'_{1m} = c_{1m} \tau_1 \quad (23)$$

$$\beta'_1 = \arctan \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}} \quad (24)$$

$$\tau_1 = \left\{ 1 - \frac{Z_{La} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1} \quad (25)$$

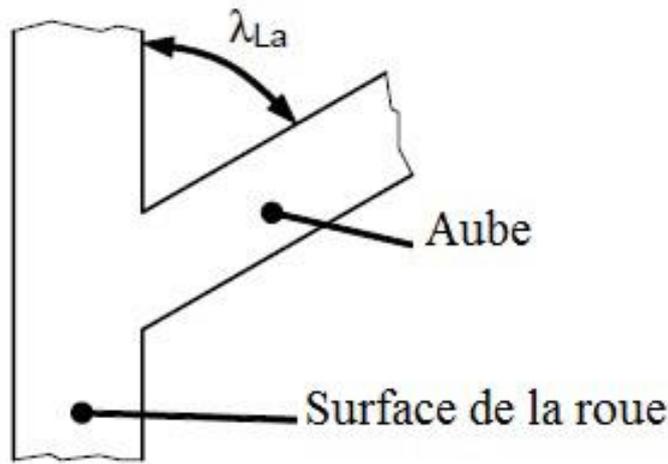
$Z_{La}$  : Nombre des aubes de la roue.

$e_1$  : Epaisseur d'aube.

$d_1$  : Diamètre de la roue à l'entrée.

$\beta_{1B}$  : Angle d'aubage à l'entrée de la roue.

$\lambda_{La}$  : Angle entre l'aube et la surface de la roue (figure 2.3).



**Figure 2.3** Angle entre l'aube et la surface de la roue  $\lambda_{La}$  [37].

D'après la (figure 2.2), il est possible de constater une disparité entre l'angle d'écoulement relatif sous le blocage d'aube,  $\beta'_1$ , et l'angle d'aubage,  $\beta_{1B}$ . Cette disparité est connue sous le nom d'incidence et est représentée par  $i'_1$  [37] :

$$i'_1 = \beta_{1B} - \beta'_1 \quad (26)$$

Quand  $i'_1=0$ , on calcule le débit d'adaptation,  $Q_n$ , en prenant en compte la vitesse de rotation et la géométrie à l'entrée de la roue [40] :

$$Q_n = \frac{2\pi \omega r_1^2 b_1}{\tan \beta_{1B}} \quad (27)$$

Lorsque le débit de la pompe est plus faible que celui de l'adaptation,  $Q < Q_n$ , l'angle d'écoulement relatif sous le blocage d'aube,  $\beta'_1$ , est plus élevé que l'angle d'aubage,  $\beta_{1B}$ , et on observe un décollement sur la face en dépression de l'aubage qui s'accroît lorsque l'on s'éloigne du débit d'adaptation [40].

Lorsque l'écoulement de la pompe dépasse celui de l'adaptation,  $Q > Q_n$ , l'angle d'aubage,  $\beta_{1B}$ , et c'est la face en pression qui est le point de départ d'un décollement (figure 2.4) [40].

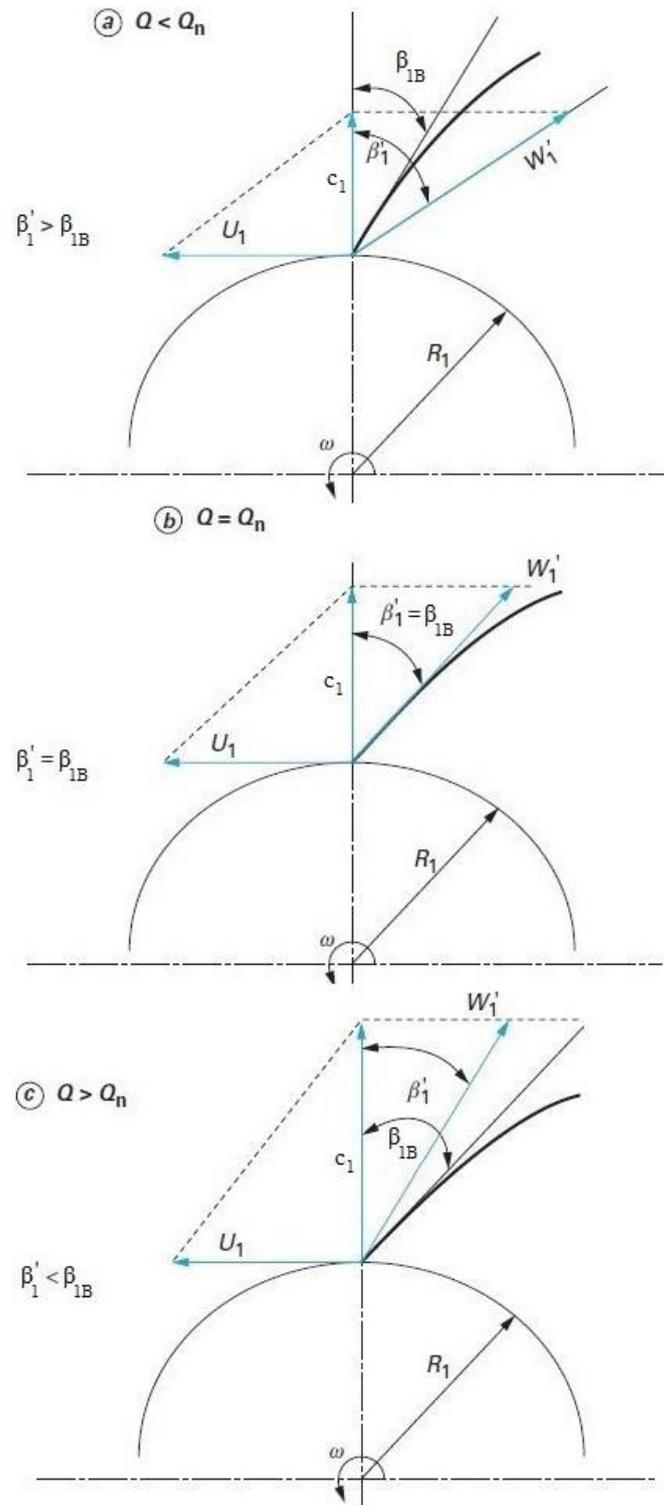
## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

On parle de ces pertes comme de « pertes de désadaptation » ou de « pertes par incidence ».

On peut calculer la vitesse relative à l'entrée de la roue,  $w_1$ , en utilisant :

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2} \quad (28)$$



**Figure 2.4** Triangle des vitesses à l'entrée en fonction du débit [40].

### 2.5.2. Triangle des vitesses à la sortie de la roue :

Le mouvement de la roue permet aux aubes de déplacer le fluide vers la sortie, tout en augmentant sa vitesse par rapport à l'entrée de la roue. À ce stade, il est possible de tracer un triangle des vitesses à la sortie de la roue, tel qu'illustré dans la figure 2.1. Selon cette illustration, la vitesse absolue,  $c_2$ , peut être déterminée de la manière suivante :

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} \quad (29)$$

Les éléments méridiens et tangentiels de la vitesse absolue à la sortie de la roue sont respectivement  $c_{2m}$  et  $c_{2u}$ . On peut calculer  $c_{2m}$  en utilisant l'équation suivante [37] :

$$c_{2m} = \frac{Q_L a}{\pi d_2 b_2} \quad (30)$$

Au début de la phase de conception, on peut calculer le composant tangentiel de la vitesse absolue,  $c_{2u}$ . Cela signifie que l'angle de l'écoulement,  $\beta_2$ , est égal à l'angle d'aube,  $\beta_{2B}$ , à la sortie de la roue [41]. Par conséquent, le coefficient de glissement n'est pas pris en compte dans l'équation suivante [39] :

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cot(\beta_{2B}) \quad (31)$$

$u_2$ : La vitesse d'entraînement à la sortie de la roue, donnée par :

$$u_2 = \pi d_2 n / 60 \quad (32)$$

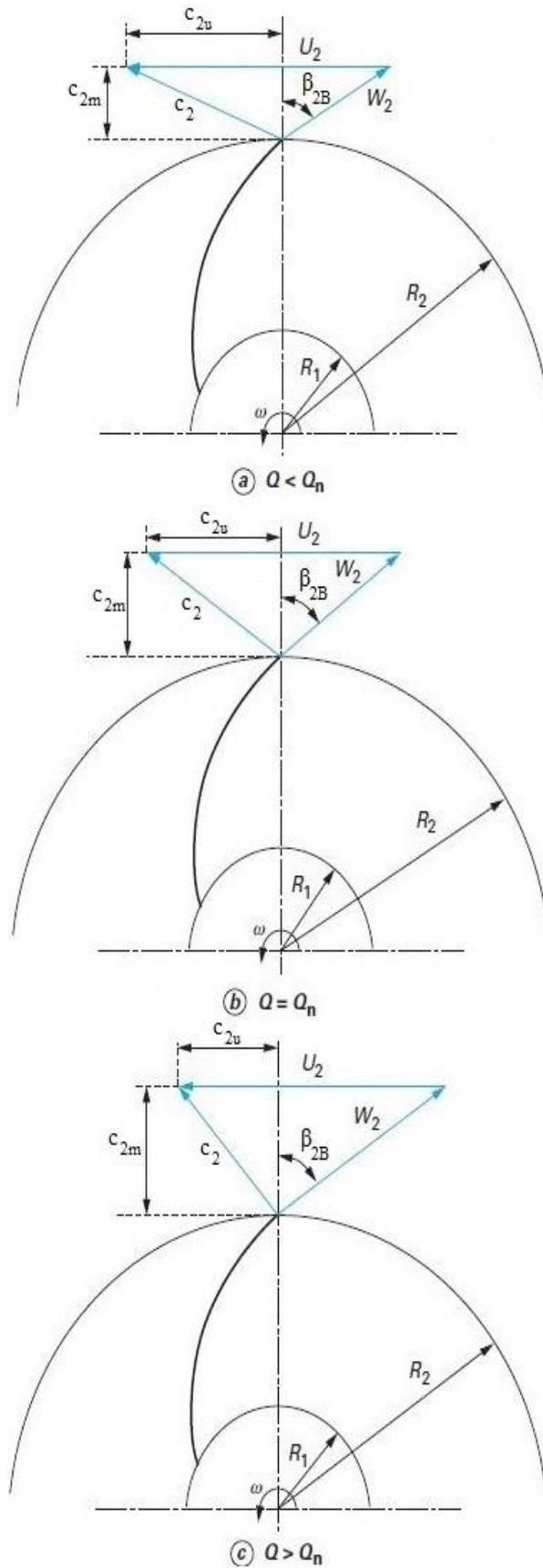
La différence entre la vitesse d'entraînement,  $u_2$ , et le composant tangentiel de la vitesse absolue,  $c_{2u}$ , est connue sous le nom de composant tangentiel de la vitesse relative,  $w_{2u}$ .

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} \quad (33)$$

Selon le diagramme de vitesse à la sortie de la roue (figure 1.1), on peut calculer la vitesse relative en utilisant :

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + w_{2u}^2} \quad (34)$$

Les différents triangles des vitesses à la sortie de la roue sont illustrés dans la figure 2.5 en fonction du débit.

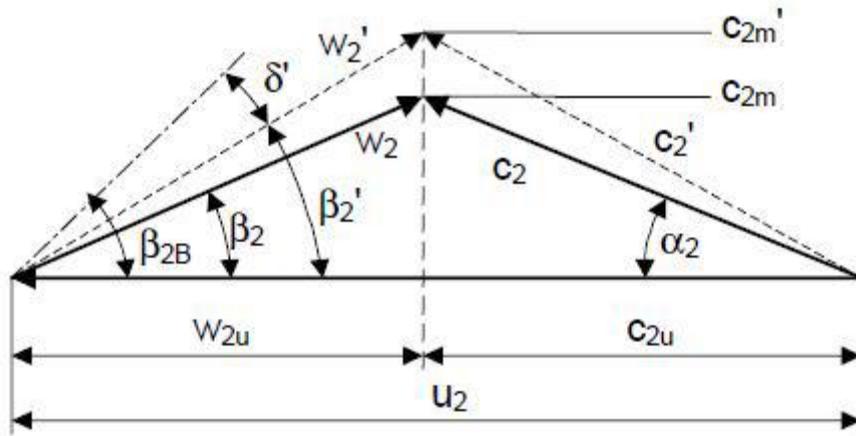


**Figure 2.5** Triangle des vitesses à la sortie de la roue en fonction du débit [40].

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

Comme illustré dans la figure 2.5, il y a trois débits différents :

- a) En cas de débit inférieur au débit nominal de la pompe ( $Q < Q_n$ ), le composant tangential de la vitesse absolue,  $c_{2u}$ , est élevé, ce qui entraîne une grande hauteur manométrique.
- b) En cas de fonctionnement de la pompe avec un débit égal au débit nominal, ( $Q = Q_n$ ), la vitesse,  $c_{2u}$ , diminue, ce qui entraîne une diminution de la hauteur manométrique.
- c) On obtient le même résultat lorsque le débit est supérieur au débit de fonctionnement ( $Q > Q_n$ ). [40].



**Figure 2.6** Triangle des vitesses à la sortie de la roue [37].

Selon la (Figure 1.6), le blocage d'aube à la sortie de la roue n'affecte pas le composant tangential, mais il a un impact sur la vitesse absolue, ce qui entraînera une augmentation de sa vitesse (Figure 2.6). On le voit dans les équations ci-dessous [37] :

$$c'_{2m} = c_{2m} \tau_2 \quad (35)$$

$$\tau_2 = \left\{ 1 - \frac{e Z_{La}}{\pi d_2 \sin \beta_{2B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1} \quad (36)$$

$e$  : Epaisseur d'aube.

$d_2$  : Diamètre de la roue à la sortie.

$\beta_{2B}$  : Angle d'aubage à la sortie de la roue.

Les angles à la sortie de la roue sont également illustrés dans la Figure 2.6. On peut les calculer en utilisant les relations suivantes :

$$\alpha_2 = \arctan c_{2m} / c_{2u} \quad (37)$$

$$\beta_2 = \arctan c_{2m} / w_{2u} \quad (38)$$

$$\beta'_2 = \arctan c_{2m} \tau_2 / w_{2u} \quad (39)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$\alpha_2$ : l'angle entre la direction du vecteur de la vitesse d'entraînement,  $u_2$ , et la vitesse absolue,  $c_2$ .

$\beta_2$ : Angle entre le vecteur de vitesse relative,  $w_2$ , et le sens négatif du vecteur de vitesse d'entraînement,  $u_2$ .

$\beta'_2$ : Angle entre la vitesse relative avec blocage,  $w'_2$ , et le sens négatif de la vitesse d'entraînement,  $u_2$ .

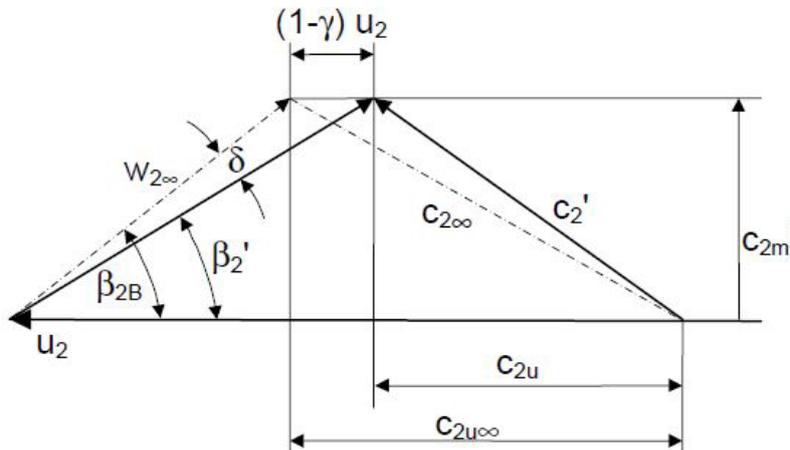
### 2.6. Coefficient de glissement :

Quand le liquide sort de la roue d'une pompe, les aubes le guideront. Même dans les conditions idéales (sans frottement), ce guidage est moins parfait, à moins que la roue ne puisse être imaginée avec un nombre d'aubes infini et infinitésimal mince. Dans cette situation, le fluide optimal serait parfaitement dirigé par les aubes et quittera la roue à l'angle d'aube,  $\beta_{2B}$ .

Ainsi, le liquide sort de la roue avec un angle,  $\beta'_2$ , qui est inférieur à l'angle d'aube,  $\beta_{2B}$ . L'écart entre ces deux angles est connu sous le nom d'angle de déviation [37] :

$$\delta' = \beta_{2B} - \beta'_2 \quad (40)$$

Le phénomène mentionné ci-dessus est connu sous le nom de "glissement". Lors de la création des roues, il est nécessaire d'inclure l'angle de déviation,  $\delta'$ . Le calcul des triangles de vitesse est effectué en intégrant le coefficient de glissement empirique (figure 2.7) :



**Figure 2.7** Coefficient de glissement et l'angle de déviation [37].

La figure 2.7 montre le triangle de vitesse juste après que le fluide aura quitté le bord d'aube (avec blocage). L'indice,  $\infty$ , est utilisé pour un écoulement dans une roue avec un nombre d'aubes infini. La différence entre  $c_{2u\infty}$  et  $c_{2u}$  est définie par :

$$c_{2u\infty} - c_{2u} = (1 - \gamma)u_2 \quad (41)$$

Le coefficient de glissement  $\gamma$  est défini, et la quantité  $(1-\gamma)$  représente le glissement. Pour un nombre infini d'aubes, l'écoulement est dirigé vers la sortie de la roue lorsque  $\gamma = 1$ .

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

La déviation entre l'angle de l'écoulement,  $\beta_2$ , et l'angle d'aube,  $\beta_{2B}$ , est maximale lorsque la valeur de  $\gamma$  est la plus faible.

Il est nécessaire de calculer le coefficient de glissement,  $\gamma$ , en se basant sur les données de test et en tenant compte des quantités géométriques. De nombreux chercheurs, tels que Stodola [42], Eck [43], Stanitz [44], Wiesner [45], Paeng et Chung [14], Pampreen et Musgrave [46], et Backstrom [47], ont établi différentes corrélations pour le coefficient de glissement des roues centrifuges.

En utilisant les calculs de Busemann [48], Wiesner [45] a élaboré une formule de prédiction des coefficients de glissement, dont les résultats ont été comparés à des mesures expérimentales sur des compresseurs et des pompes. Afin d'adapter cette corrélation à une vaste base de données des pompes, Gulich a employé l'épaisseur totale d'aube de la roue comme un obstacle pour le calcul. En ajoutant le facteur de correction,  $f_1$ , on obtient le coefficient de glissement correspondant à l'équation suivante [37] :

$$\gamma = f_1 \left( 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{1 - Z_{La}^{0.7}} \right) K_w \quad (42)$$

Le coefficient  $K_w$  est utilisé pour évaluer l'impact du diamètre de la roue à l'entrée. Il est fourni par :

$$K_w = 1 - \left( \frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{Lim}}{1 - \varepsilon_{Lim}} \right)^3 \quad (43)$$

$\varepsilon_{Lim}$  : Angle dans le système de coordonnées polaires.

$d_{1m}$  : La moyenne géométrique des diamètres à l'entrée de la roue est de  $(d_{1a}, d_{1i})$ .

Ils proviennent de :

$$\varepsilon_{Lim} = \exp \left( - \frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{Z_{La}} \right) \quad (44)$$

$$d_{1m} = \sqrt{0.5(d_{1a}^2 - d_{1i}^2)} \quad (45)$$

Pour une pompe radiale, le facteur de correction,  $f_1$ , est de 0,98. Pour un système de pompe semi-axial. On le trouve dans la relation suivante :

$$f_1 = 1.02 + 1.02 \cdot 10^{-3} (n_q - 50) \quad (46)$$

$(n_q)$  La vitesse spécifique est donnée par :

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{opt}/f_q}}{H_{opt}^{0.75}} \quad (47)$$

$f_q$  : est le nombre d'entrée pour la roue :

- Pour une entrée unique :  $f_q=1$ .
- Pour double entrée :  $f_q=2$ .

À la sortie de la roue, on peut prendre en compte le phénomène de glissement en introduisant le coefficient de glissement,  $\gamma$ , et le composant tangentiel de la vitesse absolue,  $c_{2u}$ , comme indiqué dans l'équation suivante [37] :

$$c_{2u} = u_2 \left( \gamma - \frac{c_{2m} \tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right) \quad (48)$$

### 2.7. Les pertes hydrauliques :

On peut évaluer les performances de la pompe en effectuant une analyse précise de la relation entre les pertes à l'intérieur de la pompe. Il y a de nombreux modèles empiriques et semi-empiriques disponibles pour anticiper ces pertes.

Les pertes d'eau surviennent pendant que le fluide traverse la pompe. Les frottements du fluide sur les parois de la pompe et le changement de direction de la vitesse du fluide lors de son passage à travers la pompe sont responsables de ces phénomènes. En règle générale, on peut distinguer trois catégories de pertes hydrauliques :

- Une perte par désadaptation, ( $L_{sh}$ ), peut être désignée comme une perte par choc ou une perte par incidence.
- Perte par frottement, ( $L_{fr}$ ).
- La perte par diffusion, ( $L_D$ ), également connue sous le nom de « perte par décollement ».

Selon la relation suivante, les pertes hydrauliques peuvent diminuer la hauteur manométrique de la pompe :

$$H_r = H_{th} - \left[ \begin{array}{l} (L_{sh,La} + L_{fr,La} + L_{D,La}) + (L_{sh,Le} + L_{fr,Le} + L_{D,Le}) \\ + (L_{sh,c} + L_{fr,c} + L_{D,c}) \end{array} \right] \quad (49)$$

Les hauteurs réelles et théoriques sont  $H_r$  et  $H_{th}$ , tandis que les pertes hydrauliques sont symbolisées par le symbole, L. Les pertes par incidence, par frottement et par décollement sont représentées respectivement par les indices sh, fr et D. Les indices La, Le et c représentent les différents éléments de la pompe, tels que la roue, le diffuseur et la volute.

L'équation d'Euler permet de tracer les hauteurs manométriques théoriques, idéales (sans l'introduction des pertes) pour un nombre fini,  $H_{th}$ , et infini,  $H_\infty$  comme illustré

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

dans la figure 2.8. La hauteur théorique de la pompe,  $H_{th}$ , est réduite par les différentes pertes telles que les pertes par diffusion, les pertes par fuites, les pertes par frottement et les pertes par incidence.

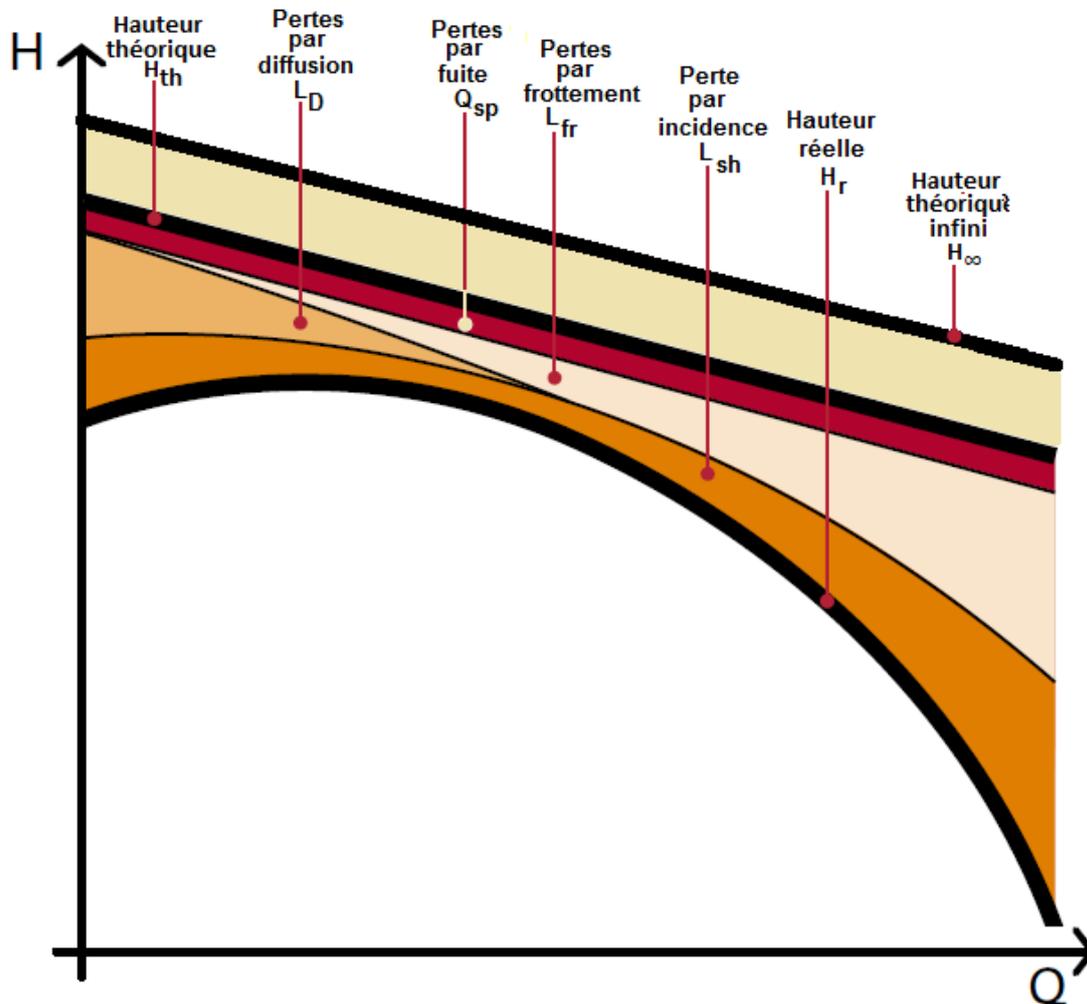


Figure 2.8 Diminution de la hauteur d'Euler par les pertes [41].

### 2.7.1. Les pertes hydrauliques dans la roue :

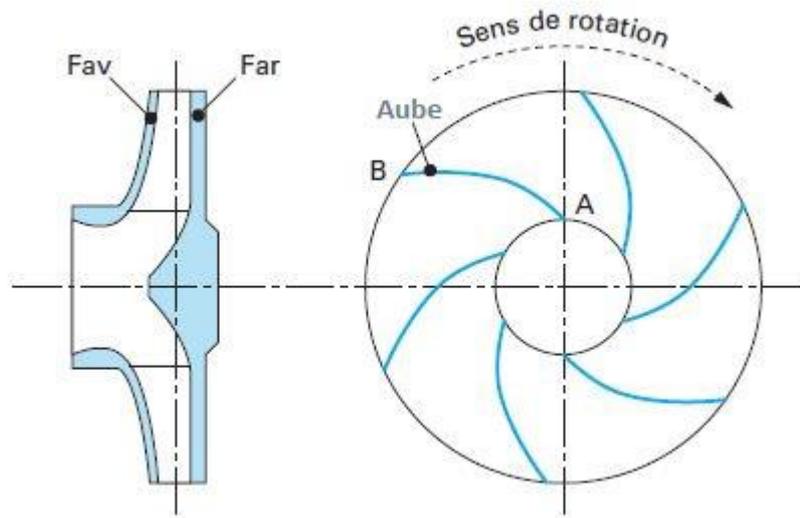
La roue de la pompe, également connue sous le nom d'impulseur, joue un rôle crucial dans la machine. L'impulseur fournit toute l'énergie au fluide sous deux formes différentes [49] :

- D'un côté, en direct, sous la forme d'une augmentation de la pression statique.
- En revanche, cela se manifeste par une augmentation de l'énergie cinétique, qui est elle-même convertie en pression dans les organes situés en aval de l'impulseur (diffuseur, volute).

L'impulseur est composé d'aubes, également appelées ailes (Figure 2.9). Les aubes sont régulièrement décalées angulairement. Elles peuvent varier en nombre, mais généralement se situent entre 5 et 7 [49].

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ÉNERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

Le sens de rotation de l'impulseur est inversé par rapport aux aubes (Figure 1.9). Cela signifie que le point de fuite B des aubes est en retard dans la rotation par rapport au point d'attaque A [49].



**Figure 2.9** La roue d'une pompe centrifuge [49].

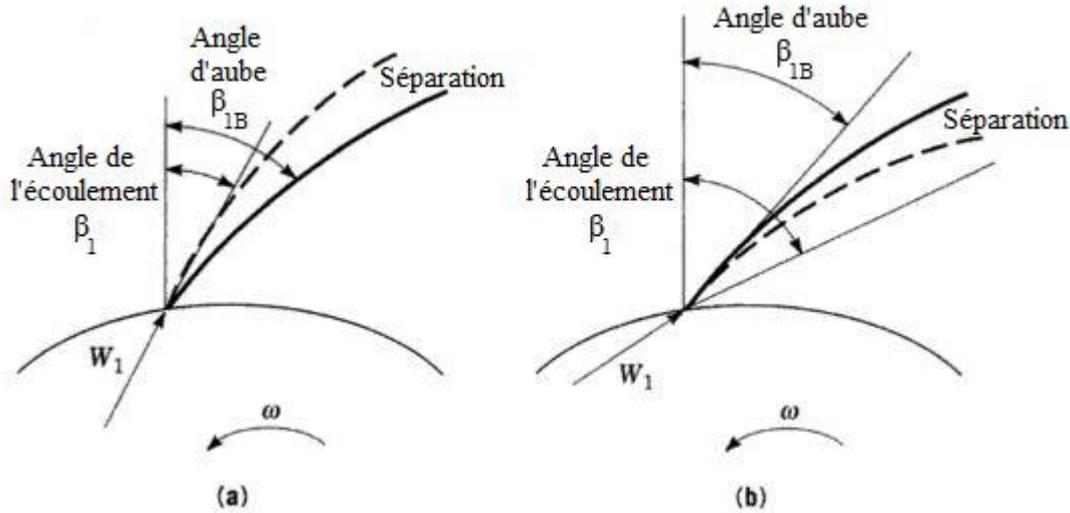
Il y a un flasque avant, Fav, et un flasque arrière, Far, sur les roues fermées (figure 2.9). Autrement dit, à chaque extrémité, les aubes sont fixées à une couronne continue qui donne à l'ensemble une structure très rigide, qui convient parfaitement à une fabrication par fonderie.

Le flasque avant n'est pas présent sur les roues semi-ouvertes. Les aubes de l'impulseur peuvent avoir une forme droite ou gauche : elles sont droites lorsque leur surface est produite par une droite toujours parallèle à l'axe ; et elles sont gauches dans le cas contraire. Les aubes illustrées dans la figure 1.9 sont, par exemple, des aubes droites [49].

### 2.7.1.1 Perte par incidence dans la roue, $L_{sh,La}$ :

Lorsque le fluide arrive avec un angle d'écoulement différent de l'angle d'aube de la roue, cela entraîne une perte d'incidence, ce qui implique que la vitesse relative,  $w$ , ne correspond pas au bord de fuite des aubes (figures 2.4 et 1.10).

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES



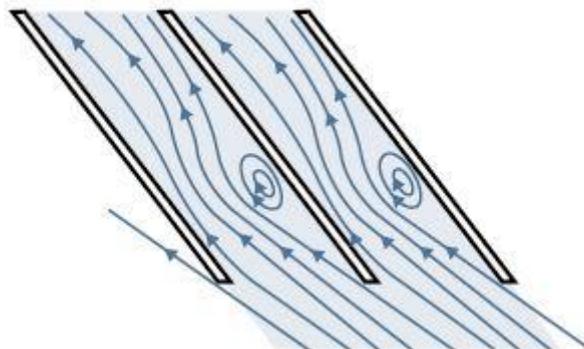
**Figure 2.10** Perte par incidence à l'entrée d'aube : (a) avec un débit accru  $Q > Q_n$ , (b) avec un débit réduit  $Q < Q_n$ , [23].

Il est essentiel d'avoir un alignement adéquat entre l'angle de la vitesse relative et l'angle d'aube pour obtenir un rendement optimal de la pompe. À ce stade, il n'y a pas de pertes par impact.

On observe une zone de décollement sur :

- La face en dépression de l'aubage (si  $Q < Q_n$ ).
- La face sous pression de l'aubage (si  $Q > Q_n$ ).

La section transversale du passage d'écoulement est réduite par ces zones de décollement. Cela entraîne une hausse de la vitesse, puis un ralentissement de l'écoulement afin de remplir le canal de la roue formé par les aubes de la roue, également connu sous le nom de canal inter-aubages (figure 2.11).



**Figure 2.11** Perte par incidence.

Les vitesses relatives avant et après le bord de fuite de l'aube influencent la valeur de la perte par incidence. On peut la calculer en se basant sur le modèle ci-dessous [50] :

$$L_{sh,La} = C_{sh,La} \frac{(w_1 - w_{1q})^2}{2g} \quad (50)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$C_{sh,La}$  : Le coefficient de perte par incidence à l'entrée de la roue ; sa valeur empirique varie en fonction de la taille de la zone de décollement et se situe généralement entre 0,5 et 0,7.

$w_{1q}$  : La vitesse moyenne dans le canal de la roue peut être déterminée en utilisant :

$$w_{1q} = \frac{Q_{La}}{Z_{La} a_1 b_1} \quad (51)$$

### 2.7.1.2 Perte par frottement dans la roue , $L_{fr,La}$ :

Les pertes causées par le frottement sont associées à la viscosité du liquide et découlent des échanges de mouvement entre les différentes particules des couches adjacentes du fluide qui se déplacent à des vitesses différentes [40].

La prédiction des pertes par frottement dans la roue, le diffuseur ou la volute est similaire à celle d'une conduite avec un écoulement entièrement développé [23].

Les frottements dans les tuyaux peuvent être mesurés à l'aide de deux formules principales : les formules de Darcy-Weisbach et Hazen-Williams. Ces deux propositions sont tirées de l'équation de Chézy. Toutefois, la formule de Hazen-William ne tient pas compte des variations de viscosités du liquide lors du calcul du nombre de Reynolds, contrairement à celle de Darcy-Weisbach. Ainsi, on utilise la formule de Darcy-Weisbach :

$$L_{fr} = \lambda_{fr} \frac{1}{d_h} \frac{w^2}{2g} \quad (52)$$

$\lambda_{fr}$  : Coefficient de frottement pour les tuyaux et les canaux.

La formule de Darcy-Weisbach montre que les frottements augmentent en fonction de la rugosité de la paroi, de la surface mouillée, de la vitesse et de la viscosité du fluide. D'autre part, ils diminuent en fonction du diamètre hydraulique du tuyau [51]. En règle générale, les frottements sont liés au carré du débit (voir figure 2.12).

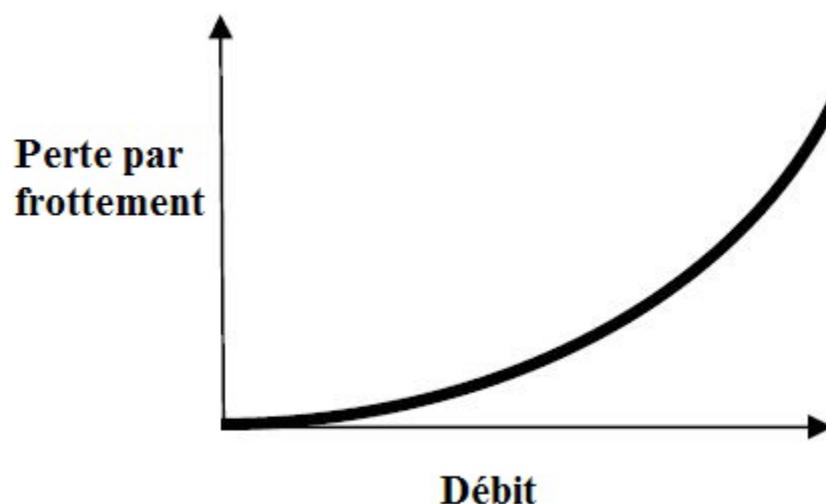


Figure 2.12 Pertes par frottement.

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

Étant donné que le débit à travers la roue est irrégulier, on a utilisé un diamètre hydraulique,  $d_h$ , et une vitesse relative moyenne,  $w_{av}$ , dans l'équation (51). De plus, une corrélation est observée,  $\lambda_{fr} = 4 C_{fr}$ , entre le coefficient de frottement des tuyaux,  $\lambda_{fr}$ , et le coefficient de frottement des plaques planes,  $C_{fr}$ . [37] fournit l'équation permettant de calculer les frottements dans la roue :

$$L_{fr,La} = 4 C_{fr,La} \frac{1}{d_h} \frac{w_{av}^2}{2g} \quad (53)$$

$l_{e,La}$  : Longueur de la pale de roue.

$d_{h,La}$  : Diamètre hydraulique de canal dans la roue.

$l_{e,La}$  et  $d_{h,La}$  sont donnés par :

$$l_{e,La} = \frac{r_2 - r_1}{\cos \beta_{2B}} \quad (54)$$

$$d_{h,La} = \frac{2(a_2 b_2 + a_1 a_1)}{a_1 + b_1 + a_2 + b_2} \quad (55)$$

L'indice de frottement dans la roue,  $C_{fr,La}$ , tient compte de la nature de l'écoulement et de l'état de surface des parois. Il est possible de calculer cela pour deux types d'écoulement, à savoir laminaire et turbulent, en se basant sur le nombre de Reynolds :

$$Re_{La} = \frac{w_{av} l_{e,La}}{\nu} \quad (56)$$

Pour un régime laminaire où  $Re_{La} < 10^5$ , on peut calculer le coefficient de frottement,  $C_{fr,La}$ , en utilisant [52] :

$$C_{fr,La} = \frac{2.65}{Re_{La}^{0.875}} - \frac{2}{8Re_{La} + \frac{0.016}{Re_{La}}} + \frac{1.328}{\sqrt{Re_{La}}} \quad (57)$$

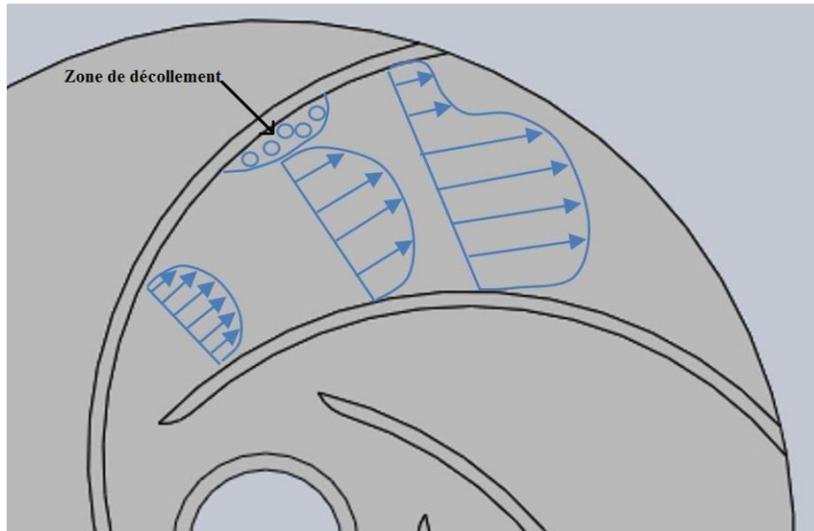
Pour un régime turbulent,  $105 < Re_{La} < 10^2$  et  $0 < \varepsilon_{La} / l_{e,La} < 10^{-3}$ , le coefficient de frottement,  $C_{fr,La}$  peut être calculé par la formule de Colebrook et White:

$$C_{fr,La} = \frac{0.136}{\left\{ -\log \left( 0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}} \right) \right\}^{2.15}} \quad (58)$$

$\varepsilon_{La}$  : La rugosité des parois de la roue.

### 2.7.1.3 Perte par diffusion dans la roue, $L_{D,L\alpha}$ :

Il est important de prendre en compte les pertes par diffusion dans la roue,  $L_{D,L\alpha}$ , en raison de la formation des zones de décollement tourbillonnaire qui réduisent invariablement la section de l'écoulement principal au voisinage des parois (figure 2.13).



**Figure 2.13** Perte par diffusion (décollement).

Cela entraîne une accélération de la partie réduite, puis une décélération de la partie qui suit la zone de décollement (séparation).

Le fort échange de temps entre le débit accéléré et la zone de décollement entraîne des pertes importantes [37].

Lorsque la vitesse relative d'entrée de la roue,  $w_1$ , est supérieure à 1,4, cela signifie que les pertes par diffusion entraînent une partie de décélération de la vitesse relative. La formule est fournie par [23] :

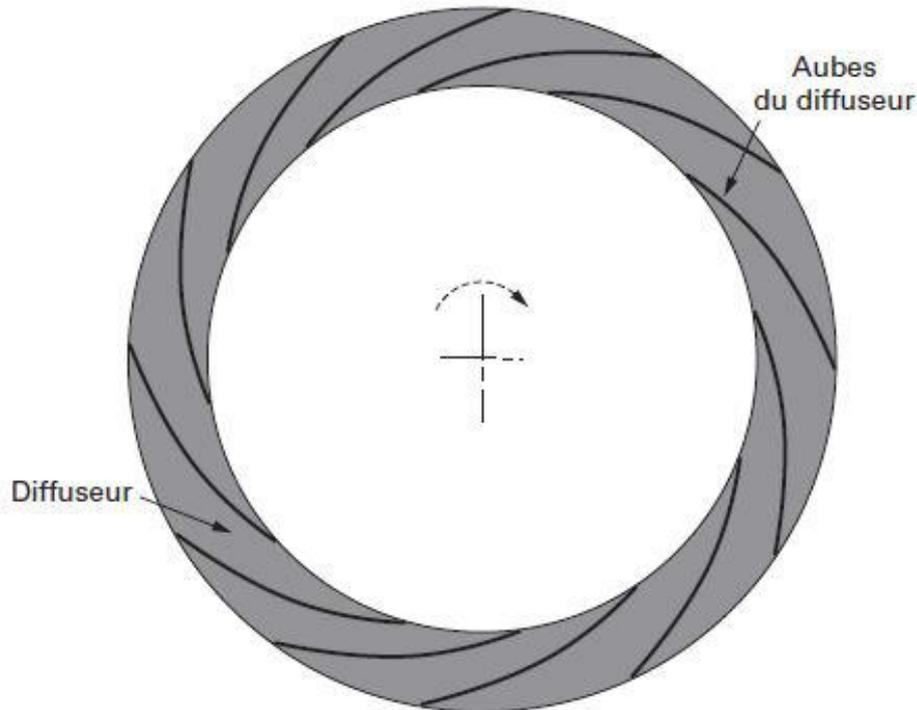
$$L_{D,L\alpha} = 0.25 \left[ \left( \frac{w_1}{w_2} \right)^2 - 2 \right] \frac{w_2^2}{2g}. \quad (59)$$

### 2.7.2. Les pertes hydrauliques dans le diffuseur :

Certaines pompes radiales possèdent un diffuseur. Celui-ci se trouve rarement sur les pompes monocellulaires, mais pratiquement toujours sur les pompes multicellulaires (figure 2.14). Le diffuseur est situé juste après la sortie de la roue, de telle façon que le diamètre d'entrée du diffuseur,  $d_3$ , est généralement supérieur de 5 à 10% au diamètre de la roue,  $d_2$ .

Le liquide qui sort de la roue traverse le diffuseur avant d'atteindre la volute, ce qui lui confère une double fonction [49] :

- Il ralentit considérablement l'écoulement, ce qui entraîne une forte augmentation de la pression statique.
- . Maintenir une pression approximativement axisymétrique autour de la roue afin d'éviter les poussées radiales importantes observées en débit partiel, en particulier lors de la liaison directe entre la roue et la volute.



**Figure 2.14** Le diffuseur [45].

On observe souvent une faible énergie cinétique à la sortie d'un diffuseur. Cela offre la possibilité de créer des volutes de forme simplifiée sans compromettre le résultat [46].

**2.7.2.1. Perte par incidence dans le diffuseur,  $L_{sh,Le}$ :**

Le diffuseur présente les mêmes pertes par incidence que la roue. Quand le liquide quitte la roue avec un angle d'écoulement différent de l'angle d'aube du diffuseur, ce qui entraîne une inadéquation de la vitesse absolue,  $c$ , avec le bord de fuite des aubes du diffuseur, les pertes par incidences peuvent être calculées en utilisant [23] :

$$L_{sh,Le} = C_{sh,Le} \frac{(C_3 - C_{3q})^2}{2g} \quad (60)$$

$C_{sh,Le}$  : Coefficient de perte par incidence à l'entrée du diffuseur.

$C_3$  : Vitesse absolue à l'entrée du diffuseur.

$C_{3q}$  : Vitesse absolue à la gorge du diffuseur.

Ces vitesses peuvent être calculées par les relations suivantes :

$$C_3 = \sqrt{C_{3u}^2 + C_{3m}^2} \quad (61)$$

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{d_2}{d_{3,Le}} \quad (62)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ÉNERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$$C_{3m} = \frac{Q_{La}}{\pi d_{3,Le} b_{3,Le}} \quad (63)$$

$$C_{3q} = \frac{Q_{La}}{\cos \alpha_{3B} \pi d_{3,Le} b_{3,Le}} \quad (64)$$

Les composants méridiens et tangentiels de la vitesse absolue sont respectivement  $C_{3m}$  et  $C_{3u}$ .

### 2.7.2.2. Perte par frottement dans le diffuseur, $L_{fr,Le}$ :

Les pertes liées au frottement dans le diffuseur sont similaires à celles qui se produisent dans la roue. On peut les calculer en se basant sur l'équation suivante [37] :

$$L_{fr,Le} = \frac{U_2^2}{2g} C_{fr,Le} (a_3^* + b_3^*) \frac{\pi^3 (\varphi_2 b_2^*)^2}{8 (Z_{Le} a_3^* b_3^*)^3} \left(1 + \frac{C_2}{C_{3q}}\right)^3 \quad (65)$$

$Z_{Le}$  : Nombre des aubes dans le diffuseur

$\varphi_2$  : Coefficient d'écoulement à la sortie de la roue.

On peut le déterminer en utilisant l'équation suivante [37] :

$$\varphi_2 = \frac{Q_{La}}{\pi d_{2b} b_2 u_2} \quad (66)$$

La viscosité du fluide et la rugosité des parois sont prises en considération pour calculer le coefficient de frottement du diffuseur,  $C_{fr,Le}$ .

$$Re_{Le} = \frac{c_3 l_{e,Le}}{\nu} \quad (67)$$

La relation suivante permet de calculer la longueur de la pale du diffuseur :  $l_{e,Le}$ .

$$l_{e,Le} = \frac{r_3 - r_4}{\cos \alpha_{3B}} \quad (68)$$

Pour un régime laminaire,  $Re_{Le} < 10^5$ , le coefficient de frottement,  $C_{fr,Le}$ , peut être donné par [52] :

$$C_{frLa} = \frac{2.65}{Re_{La}^{0.875}} - \frac{2}{8 Re_{La} + \frac{0.016}{Re_{La}}} + \frac{1.328}{\sqrt{Re_{La}}} \quad (69)$$

Pour un régime turbulent,  $105 < Re_{La} < 10^2$  et  $0 < \varepsilon_{La} / l_{e,La} < 10^{-3}$ , le coefficient de frottement,  $C_{frLa}$  peut être calculé par la formule de Colebrook et White:

$$C_{frLa} = \frac{0.136}{\left\{ -\log \left( 0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}} \right) \right\}^{2.15}} \quad (70)$$

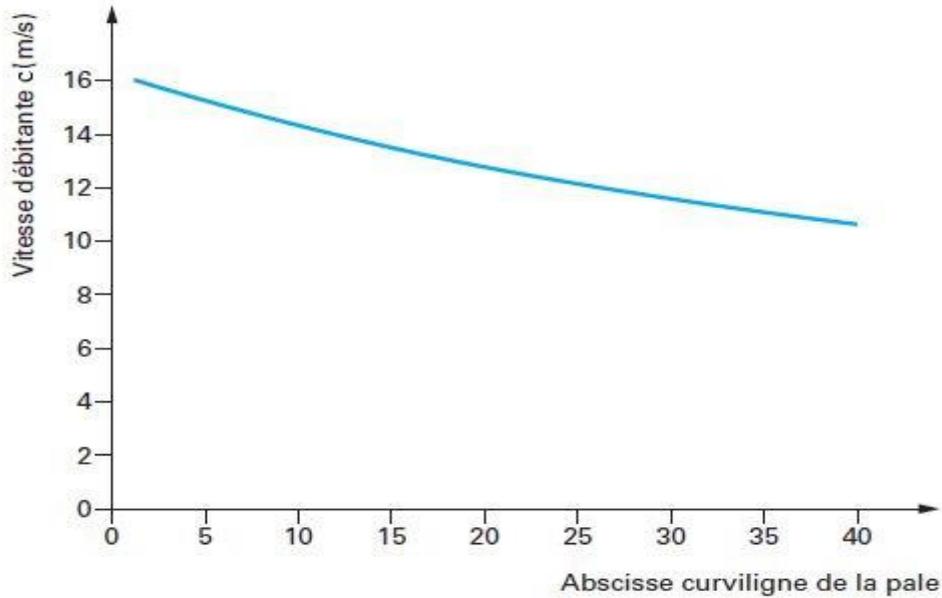
$\varepsilon_{La}$  : Rugosité des parois de diffuseur.

$d_{h,La}$  : Diamètre hydraulique du canal dans le diffuseur ; il est donné par la relation suivante :

$$d_{h,Le} = \frac{2(a_4b_4+a_3b_3)}{a_3+b_3+a_4+b_4} \quad (71)$$

**2.7.2.3. Perte par diffusion dans le diffuseur,  $L_{D,Le}$ :**

Le diffuseur est responsable des pertes par décollement en ralentissant la vitesse d'écoulement de  $c_3$  à  $c_4$ . Dans la réalité, le coefficient de ralentissement de  $c_3$  se situe entre 0,5 et 0,6, comme illustré dans la figure 2.15 [40].



**Figure 2.15** Ralentissement de la vitesse moyenne inter-aubages dans le diffuseur [40].

Ces ralentissements se manifestent par la conversion de l'énergie cinétique disponible à l'entrée du diffuseur en pression statique (conversion comprise entre 50 et 75 %) [40].

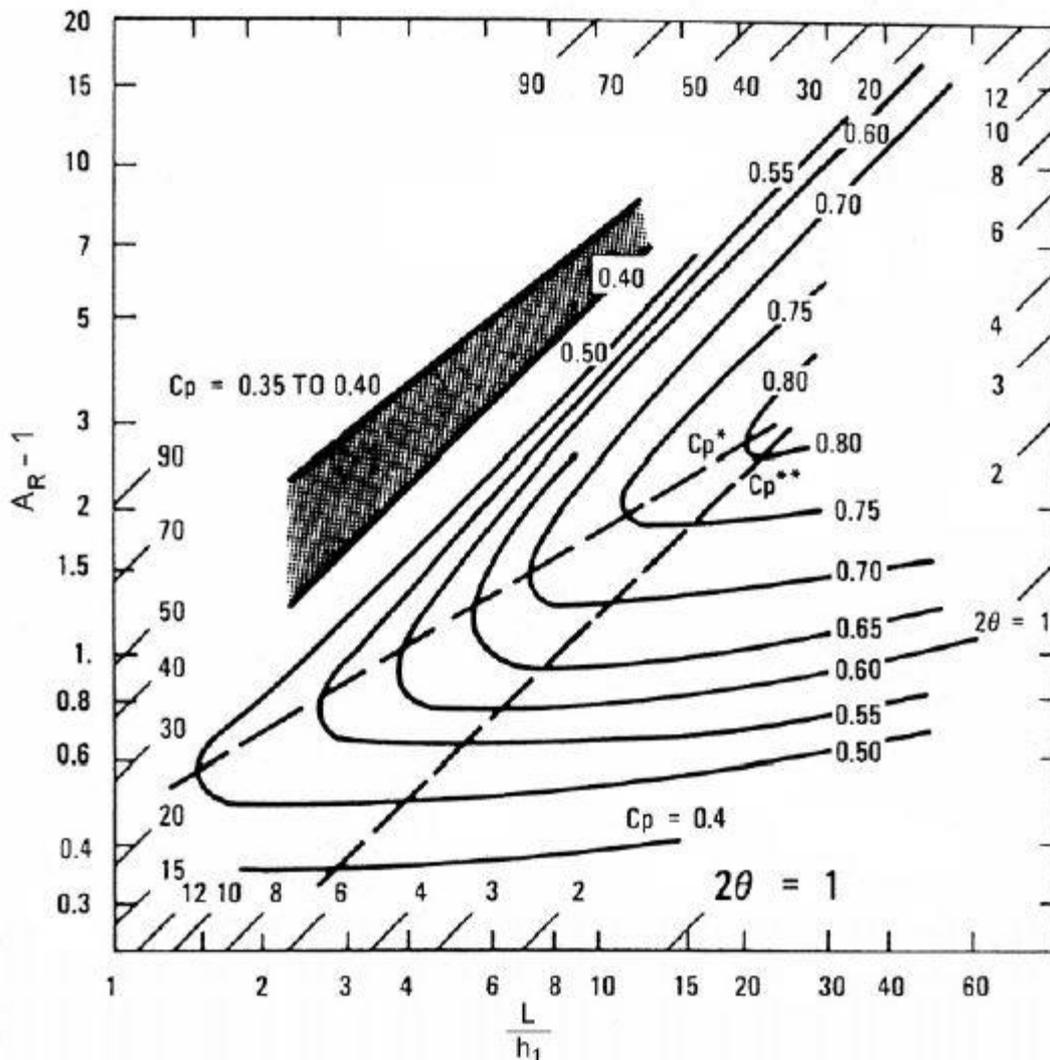
La formule suivante permet de calculer les pertes de charge par diffusion (décollement) dans le diffuseur [37] :

$$L_{D,Le} = \frac{c_{3q}^2}{2g} \left( 1 - C_{p,Le} - \frac{1}{A_R^2} \right) \quad (72)$$

Le rapport de surface ou de décélération du diffuseur, également connu sous le nom  $A_R$ , peut être calculé en utilisant la relation suivante :

$$A_R = \frac{a_4b_4}{a_3b_3} \quad (73)$$

Il est impossible de calculer théoriquement le coefficient de récupération de pression dans le diffuseur,  $C_{p,Le}$ , en raison des pertes d'énergie inévitables. Ainsi, les résultats de tests expérimentaux tels que ceux illustrés dans la figure 2.16 [53] doivent être utilisés.



**Figure 2.16** Coefficient de récupération de pression dans un diffuseur plan [53].

Les familles de courbes présentées dans la figure 1.16 sont représentées par le paramètre  $C_p$ , tandis que le rapport de surface est représenté en ordonné et la longueur du diffuseur en abscisse.

Le rapport de surface optimal pour une longueur de diffuseur spécifiée est donné par les courbes  $C_p^*$ , tandis que la longueur optimale pour un rapport de surface donné est donnée par les courbes  $C_p^{**}$ .

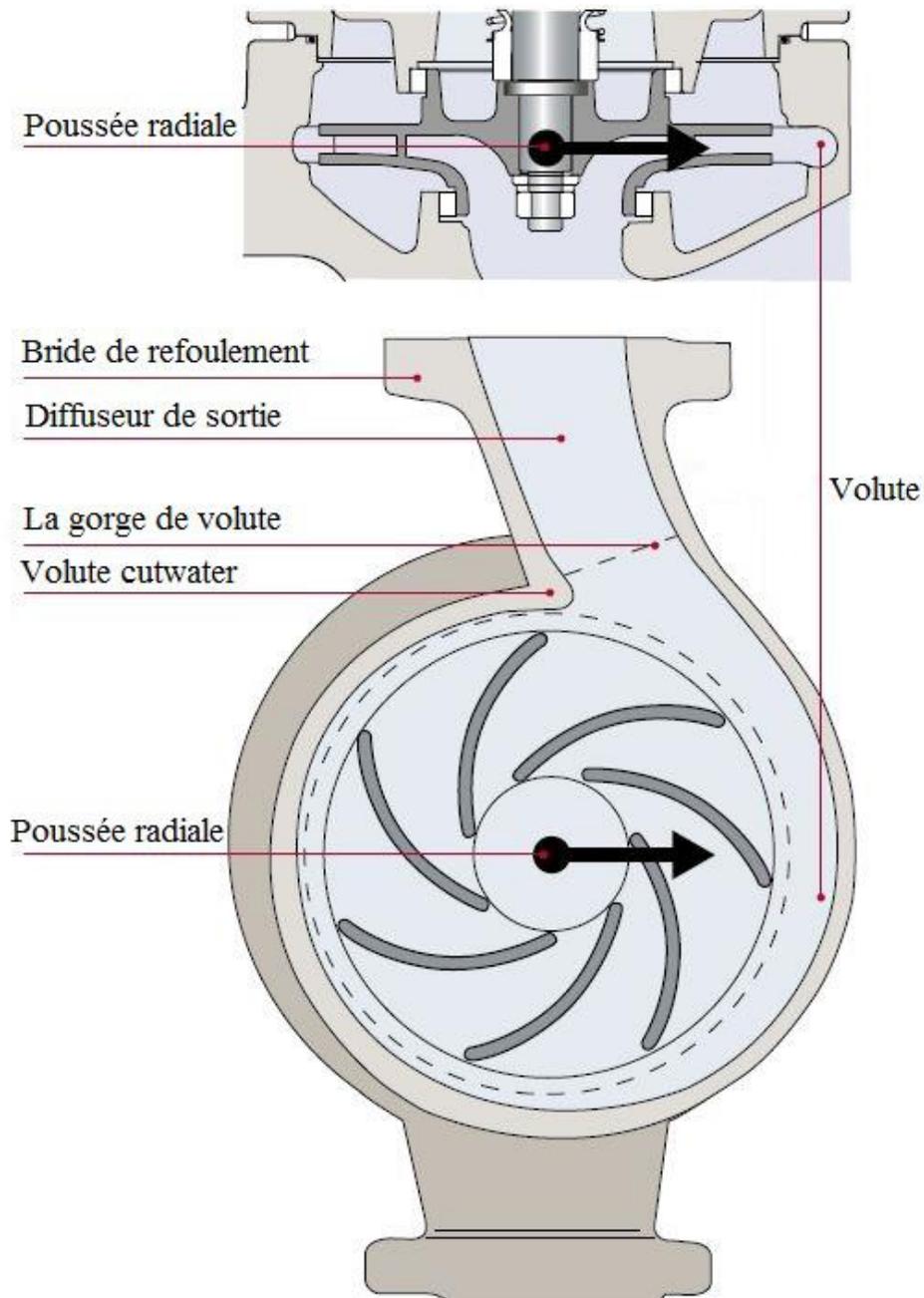
### 2.7.3. Les pertes hydrauliques dans la volute :

La volute, également connue sous le nom de corps de pompe, se trouve habituellement en aval de la roue ou après un diffuseur. Elle comprend deux parties, comme illustré dans la ( figure 2.17).

- Une première partie en forme d'escargot, dont les sections grandissent avec l'augmentation du débit [49].

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ÉNERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

- La deuxième partie est un simple diffuseur qui poursuit et achève le ralentissement commencé dans la volute. Elle reçoit par principe un écoulement très hétérogène en vitesse, et a pour rôle secondaire d'uniformiser cet écoulement [40].



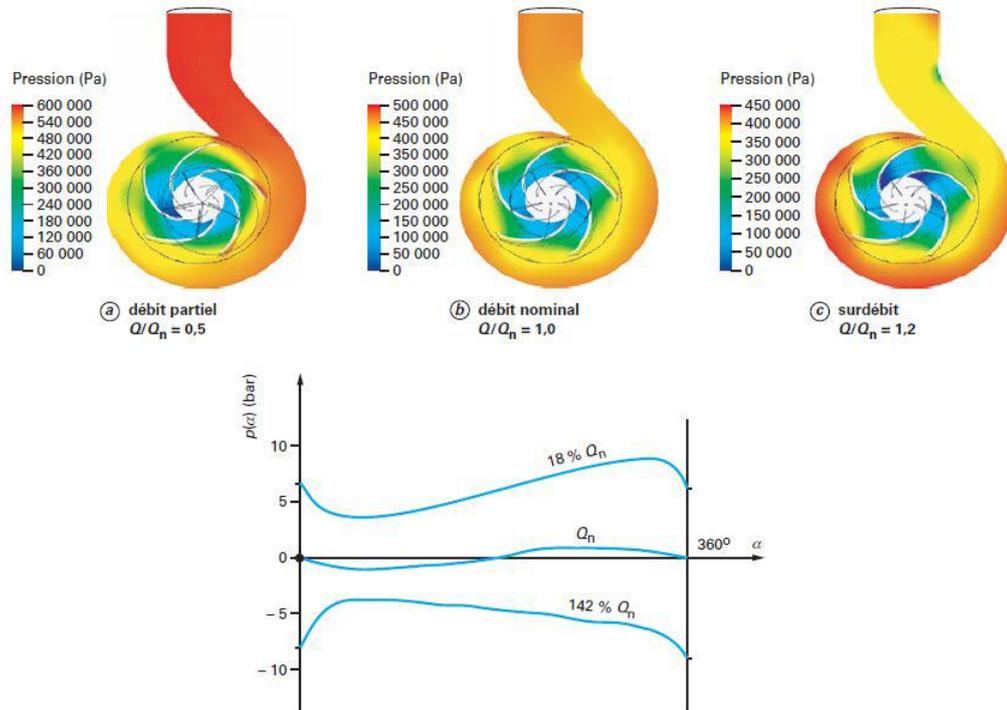
**Figure 2.17** La volute [41].

La volute a pour fonction de collecter le liquide qui sort à grande vitesse de la roue, de le diriger, puis de le ralentir, ce qui permet de convertir en pression une grande partie de son énergie cinétique [49].

Il n'y a de conditions optimales d'écoulement dans la volute qu'au point nominal. Selon la figure 2.18 [54], à d'autres débits, la pression n'est plus constante, ce qui entraîne des

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

forces radiales sur la roue en raison de la variation de la pression circumférentielle dans la volute.



**Figure 2.18** Évolution de la pression autour de la roue et dans la volute [54].

On peut calculer la force radiale,  $F_R$ , en utilisant la formule empirique de Stepanoff [32] :

$$F_R = K H d_2 b_2 10^4 \quad (74)$$

$K$  : Le coefficient de poussée variant suivant la formule suivante :

$$K = 0.36 \left( 1 - \frac{Q}{Q_{opt}} \right) \quad (75)$$

### 2.7.3.1. Perte par incidence dans la volute , $L_{sh,c}$ :

Si le diffuseur n'est pas présent, l'écoulement part de la roue directement vers la volute à une vitesse absolue,  $c_3$ , qui se divise en une vitesse parallèle à la direction de la volute,  $c_{3p}$ , et une autre dans la direction tangentielle de la roue,  $c_{3a}$ . Par la suite, l'écoulement quitte la volute à une vitesse de

$c_4 = Q_{La}/A_c$ . Les vitesses peuvent être représentées par [55] :

$$c_4 = \frac{\eta_v c_{\varepsilon,2,La} d_2 b_2}{\tan \alpha_v d_3 b_3} c_{2m} \quad (76)$$

$$\tan \alpha_v = \frac{A_c}{\pi d_2 b_2 (d_3/d_2) (b_3/b_2)} \quad (77)$$

$$c_{3p} = \frac{c_4}{\cos \alpha_v} \quad (78)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$$c_{3d} = c'_{2u} - c_4 \quad (79)$$

$A_c$ : Surface de la gorge de la volute.

$\alpha_v$ : Angle de la volute.

$\eta_v$ : Rendement volumique de la pompe.

$C_{\varepsilon,2,La}$ : Le coefficient d'aube à la sortie de la roue est calculé en utilisant la relation suivante [55]:

$$C_{\varepsilon,2,La} = \left(\frac{Z_{La}}{\pi}\right) \left(\frac{e_2 / \sin \beta_{2B}}{d_2}\right) \quad (80)$$

Les pertes par incidence à l'entrée de la volute sont influencées par une partie de la différence entre la vitesse absolue de la volute,  $c_{3p}$ , et la vitesse parallèle à la direction de la volute,  $c_{3pp}$  [23]:

$$L_{sh,c} = C_{sh,c} \frac{c_3^2 - c_{3p}^2}{2g} \quad (81)$$

$C_{sh,c}$ : Coefficient de perte par incidence à l'entrée de volute.

### 2.7.3.2. Perte par frottement dans la volute, $L_{fr,c}$ :

En se basant sur la théorie de l'écoulement dans les tuyaux, on peut estimer les pertes par frottements dans la volute de la façon suivante:

$$L_{fr,c} = 4C_{fr,c} \frac{l_c}{d_{h,c}} \frac{c_{3p}^2}{2g} \quad (82)$$

$d_{h,c}$ : Diamètre hydraulique de la volute.

Le coefficient de frottement de la volute,  $C_{fr,c}$ , est déterminé par la rugosité de la volute,  $\varepsilon_c$ , et le nombre de Reynolds,  $Re_c$ .

$$d_{h,c} = \frac{d_2}{\frac{1}{2(b_3/b_2)(b_2/d_2)} + \frac{1}{8(\pi/Z_{La})(d_3/d_2) \sin \alpha_v}} \quad (83)$$

$$Re_c = \frac{c_{3p} d_{h,c}}{\nu} \quad (84)$$

Pour un régime laminaire,  $Re_c < 10^5$ , le coefficient de frottement,  $C_{fr,c}$  peut être donné par:

$$C_{fr,c} = \frac{2.65}{Re_{La}^{0.875}} - \frac{2}{8Re_{La} + \frac{0.016}{Re_{La}}} + \frac{1.328}{\sqrt{Re_{La}}} \quad (85)$$

Pour un régime turbulent,  $10^5 < Re_c < 10^2$  et  $0 < \varepsilon_{La} / l_{e,La} < 10^3$ , le coefficient de frottement,  $C_{fr,c}$  peut être calculé par la formule de Colebrook et White: [37]

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

$$C_{frLa} = \frac{0.136}{\left\{-\log\left(0.2\frac{\varepsilon La}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{ReLa}\right)\right\}^{2.15}} \quad (86)$$

### 2.7.3.3. Perte par diffusion dans la volute, $L_{D,c}$ :

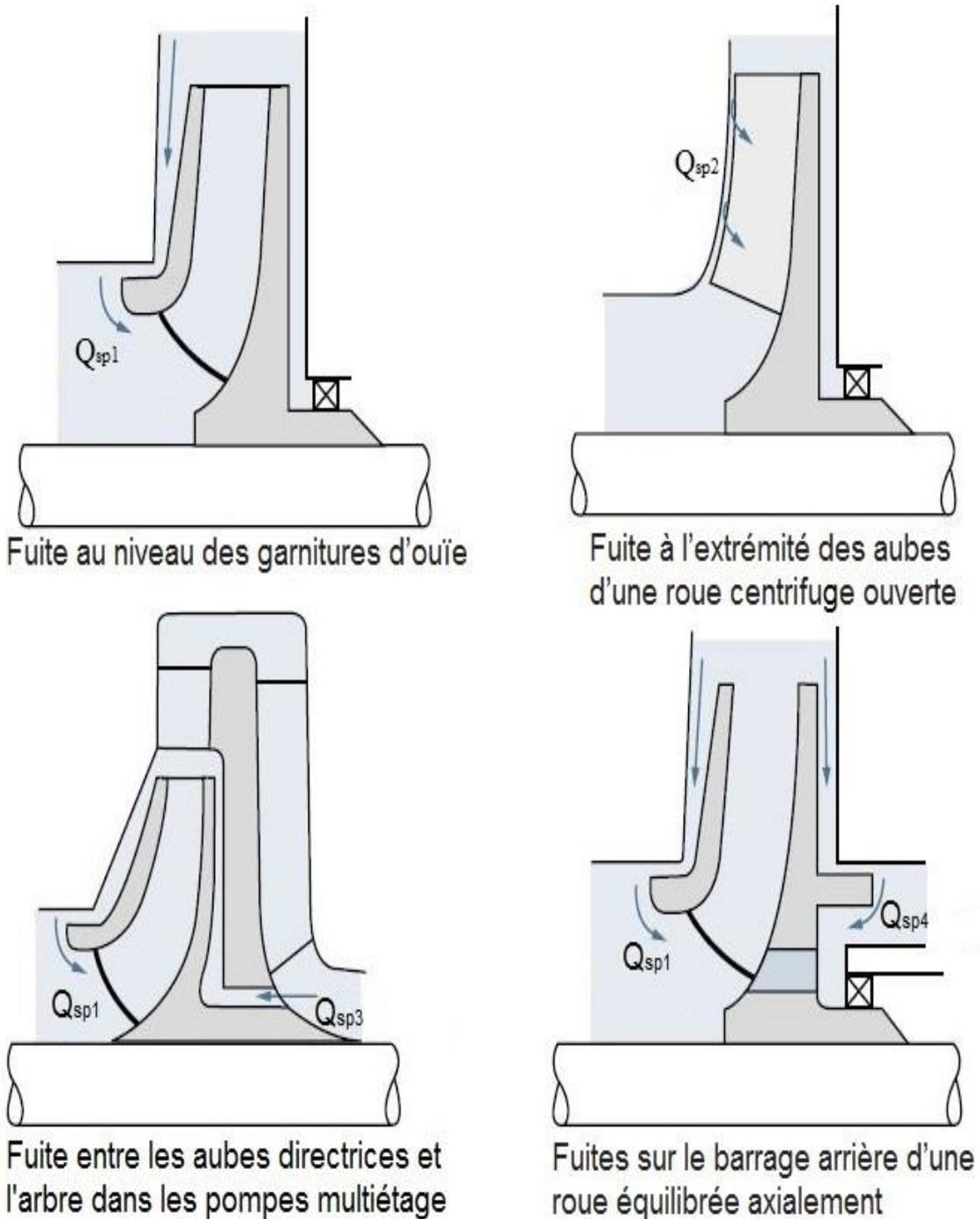
Les pertes par diffusion se manifestent dans la volute en raison de la vitesse de circulation dans la volute,  $c_{3d}$ , et peuvent être évaluées en utilisant la relation suivante [55] :

$$L_{D,c} = C_D \frac{c_{3d}^2}{2g} \quad (87)$$

$C_D$  : Coefficient de diffusion dans la volute.

### 2.8. Les pertes par fuite :

En général, les fuites se produisent principalement en raison d'une faible circulation du fluide à travers les intervalles entre les parties rotatives et les parties fixes de la pompe. Les fuites se manifestent également à divers endroits de la pompe, en fonction du type de pompe (figure 2.19).



**Figure 2.19** Types de fuites dans les pompes [41].

Il y a une fuite continue à l'extrémité des aubes d'une roue centrifuge ouverte,  $Q_{sp2}$ , de la face en surpression (intrados) des aubes vers la face en dépression (extrados) des aubes.

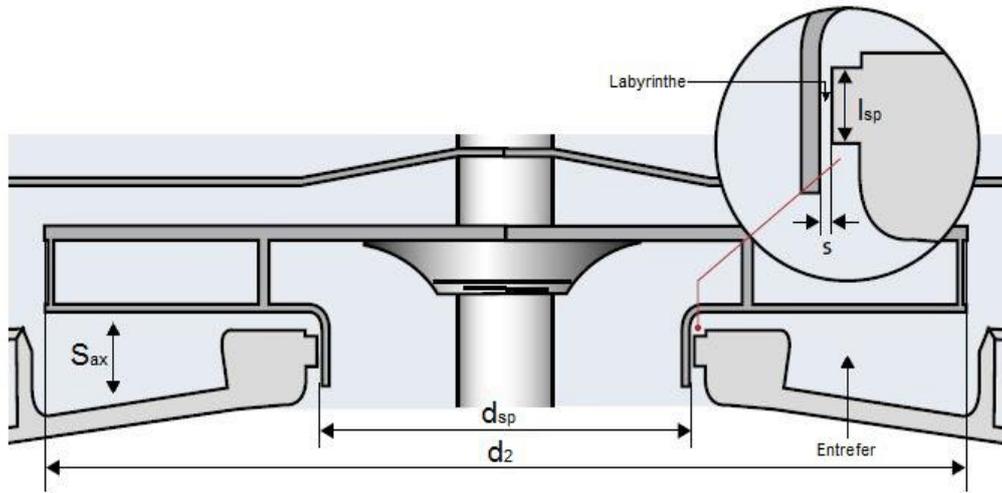
Dans les pompes multi-étages,  $Q_{sp3}$ , la fuite entre les aubes directrices et l'arbre est minime, principalement en raison de la faible pression et de la petite surface du labyrinthe.

La fuite située sur la face arrière d'une roue équilibrée axialement,  $Q_{sp4}$ , est située sur le barrage arrière. Le but de ce genre de barrage est uniquement d'équilibrer la poussée axiale

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ÉNERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

qui exerce presque la même force sur les deux faces de la roue. Dans cette situation, la fuite retourne à l'aspiration par des trous percés dans la roue (trous d'équilibrage) qui peuvent se terminer en amont des aubes ou entre deux aubes [40].

La fuite au niveau des garnitures d'ouïe est présente dans pratiquement tous les types de pompes, comme illustré dans la figure 2.19. En cas de fuite de ce genre, l'écoulement pénètre par l'espace entre l'extrémité de la roue et le stator, puis s'écoule le long de l'entrefer, puis sort du labyrinthe pour se retrouver à l'entrée de la roue (figure 2.20) [56].



**Figure 2.20** Le labyrinthe et l'entrefer de la roue [41].

La fuite entraîne une diminution du rendement de la pompe, car l'écoulement dans la roue est plus élevé que dans l'ensemble de la pompe. Il est nécessaire d'établir la différence de pression exercée sur le joint d'étanchéité à l'entrée de la roue afin de calculer la perte par fuite [37] :

$$\Delta H_{sp} = H_p - k^2 \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{d_{sp}^2}{d_2^2}\right) \quad (88)$$

$H_p$  : Augmentation de pression créée par la roue.

$k$  : Le coefficient de rotation du fluide dans l'entrefer est fourni par :

$$H_p = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (89)$$

$$k = 0.9 y_{sp}^{0.087} \quad (90)$$

$$y_{sp} = Re_{u2}^{0.3} \frac{s d_{sp}}{d_2^2} \sqrt{\frac{s}{l_{sp}}} \quad (91)$$

$$Re_{u2} = \frac{u_2 r_2}{\nu} \quad (92)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$Z_L$  : Somme des pertes dans la roue.

$y_{sp}$  : La géométrie du joint.

Re: Nombre de Reynolds.

Il est nécessaire de calculer itérativement la vitesse axiale dans le labyrinthe, qui est donnée par :

$$c_{ax} = \sqrt{\frac{2g\Delta H_{sp}}{\xi_{EA} + \lambda \frac{l_{sp}}{2s}}} \quad (93)$$

$l_{sp}$  : Longueur du labyrinthe.

$\lambda$  : Le coefficient de frottement dans le labyrinthe est calculé de la même façon que dans un canal.

Pour un régime laminaire,  $Re_{sp} < 2300$  :

$$\lambda = \frac{46}{Re_{sp}} \quad (94)$$

Pour un régime turbulent,  $4000 < Re_{sp} < 10^8$  :

$$\lambda_0 = \frac{0.31}{\left(\log\left[A_{sp} + \frac{6.5}{Re_{sp}}\right]\right)} \quad (95)$$

$Re_{sp}$  : Nombre de Reynolds dans labyrinthe.

$A_{sp}$  : La surface de joint.

$Re_{sp}$  et  $A_{sp}$  sont donnés par [37] :

$$Re_{sp} = \frac{2sc_{ax}}{\nu} \quad (96)$$

Le tableau 2.1 ci-dessous présente les valeurs numériques pour diverses surfaces de joint :

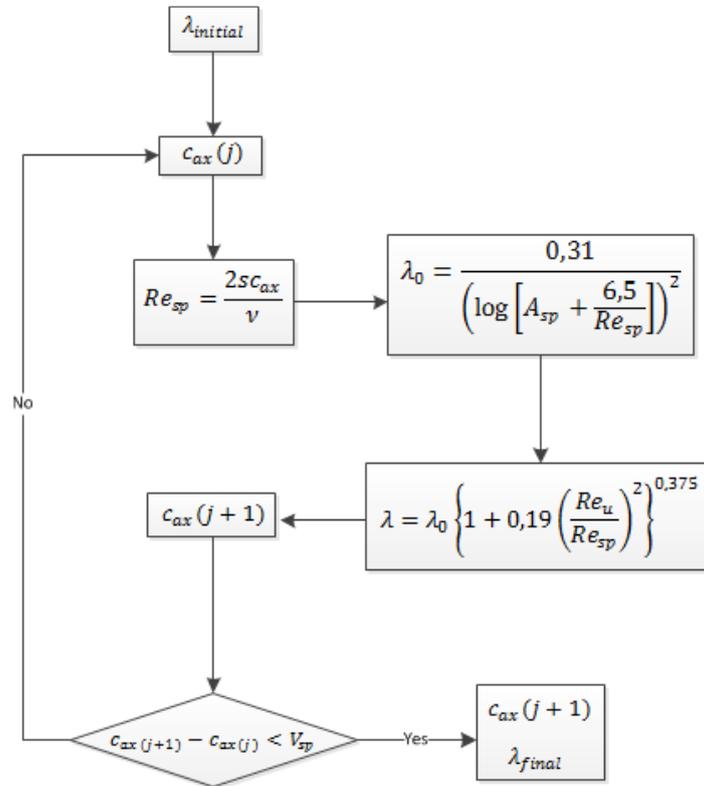
**Tableau 2.1** Valeurs numériques pour différentes surfaces de joint [37].

Surface du joint	$A_{sp}$
Rugueux	0,135
Cranté	0,005–0,01
Modèle isotrope	0,01–0,03

Un facteur,  $\lambda / \lambda_0$ , est utilisé pour représenter l'effet de la rotation dans l'écoulement turbulent, et il a été déterminé expérimentalement [37] :

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = \left\{ 1 + 0.19 \left( \frac{Re_{sp}}{Re_{u2}} \right)^2 \right\}^{0.375} \quad (97)$$

L'itération est utilisée pour calculer le coefficient de frottement,  $\lambda$ , dans un labyrinthe, comme illustré dans la figure 2.21.



**Figure 2.21** Boucle pour le coefficient de frottement,  $\lambda$ , et la vitesse axiale dans labyrinthe,  $c_{ax}$ .

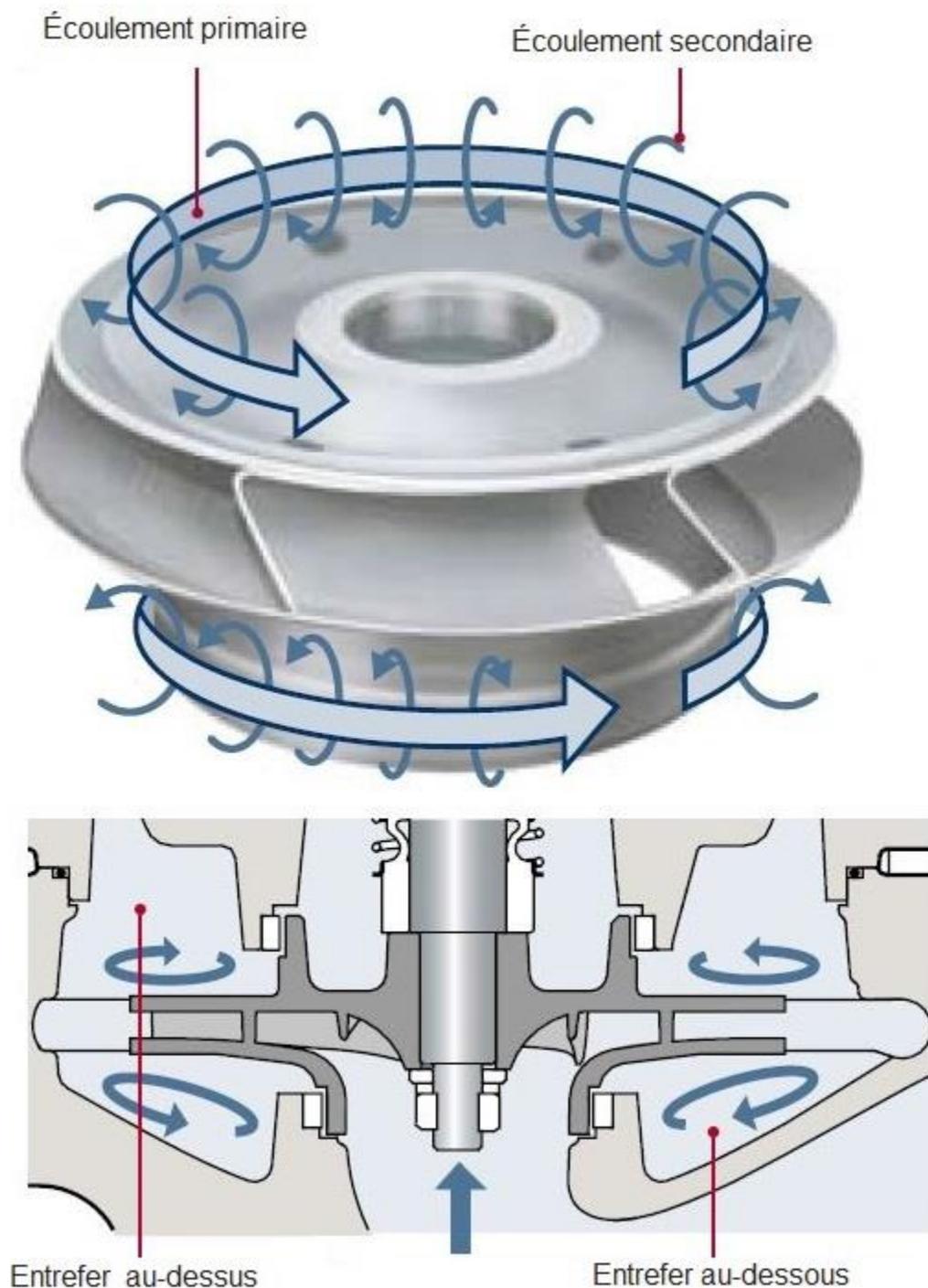
Ensuite, on peut calculer le débit de fuite  $Q_{sp}$  en utilisant la formule suivante :

$$Q_{sp} = \pi d_{sp} S c_{ax} \quad (98)$$

### 2.9. Les pertes par frottement de disque :

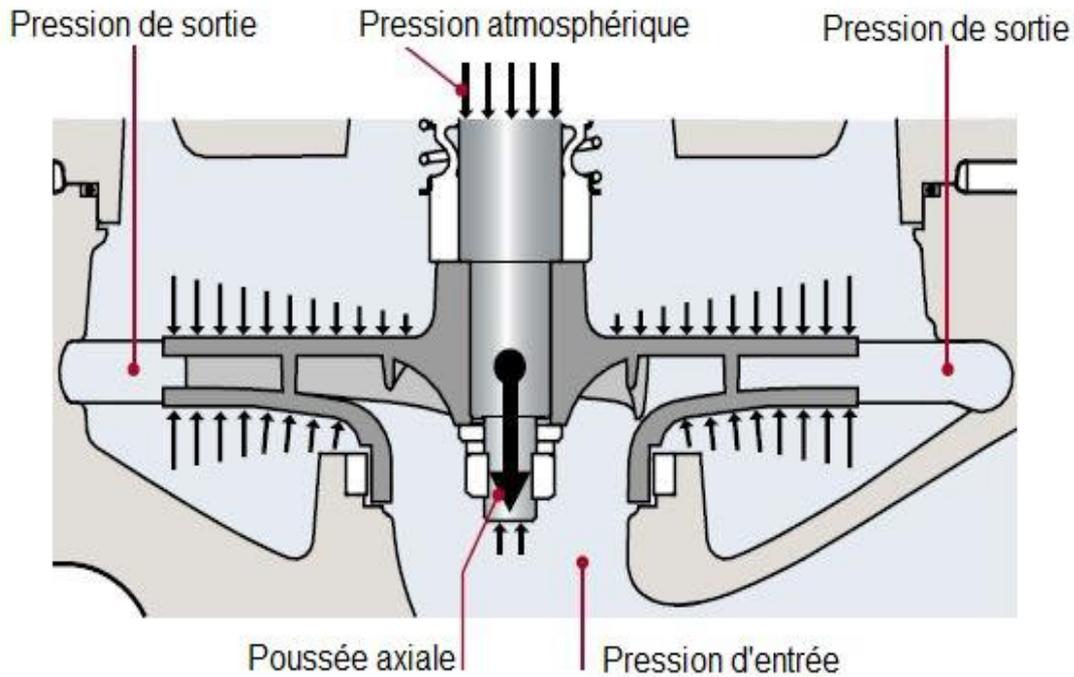
Les pertes causées par le frottement du disque sont simplement le fait que la pompe consomme davantage d'énergie. On observe ce phénomène lorsque la roue (qui est considérée comme un disque) se déplace dans un carter de la pompe (volute) rempli de fluide.

Dans l'entrefer, la rotation de la roue génère deux types d'écoulement, à savoir le primaire et le secondaire. Les écoulements primaires se présentent sous la forme de tourbillons qui tournent avec la roue dans les couches inférieures et supérieures de la roue. Les flux secondaires sont nettement inférieurs à ceux primaires (figure 2.22) [41].



**Figure 2.22** Écoulement primaire et secondaire dans l'entrefer [41].

La répartition de la pression sur le flasque avant et arrière de la roue est influencée par les écoulements primaires et secondaires. La pression exercée par la roue dans la pompe a un impact sur la poussée axiale, qui est la somme de toutes les forces dans la direction axiale. La pression de sortie de la roue a un impact sur les flasques avant et arrière de la roue. En revanche, la pression d'entrée affecte l'oreillard de la roue (voir figure 2.23) [41].



**Figure 2.23** Forces de pression qui provoquent une poussée axiale [41].

La pression atmosphérique agit sur l'extrémité de l'arbre, tandis que la pression du système agit sur l'autre extrémité. L'ensemble de la poussée axiale est absorbée par les dispositifs d'étanchéité internes de l'arbre (bague d'étanchéité). Ainsi, ils sont soumis à des forces qui impactent la roue. Si les bagues d'étanchéité ne sont pas capables d'absorber entièrement la poussée axiale, il est nécessaire d'équilibrer axialement la roue. Plusieurs études ont été réalisées dans ce domaine [57-60].

À côté de la roue, l'écoulement primaire tourne à la même vitesse que la roue, mais il est nul près de la paroi de la volute. Il est donc supposé que la vitesse moyenne de l'écoulement turbulent primaire est la moitié de la vitesse de rotation de la roue, ce qui entraîne principalement les pertes par frottement de disque.

La force centrifuge de la pompe génère l'écoulement secondaire en raison de la disparité entre la vitesse de rotation du fluide sur la surface de la roue et le fluide dans la volute, ce qui entraîne une augmentation des pertes causées par le frottement du disque [41].

Les pertes par frottement de disque varient généralement en fonction de la vitesse de rotation, du diamètre de la roue et des dimensions de la volute. Il est également influencé par la distance entre la roue et la paroi de la volute de la pompe, notamment. La taille du frottement du disque est influencée par la rugosité de la surface de la roue et de la volute.

S'il existe des montées ou des bosses sur la surface extérieure de la roue (comme des blocs d'équilibrage ou des trous d'équilibrage), les pertes par frottement de disque augmentent [41].

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

On peut calculer la puissance des pertes causées par le frottement du disque en utilisant la relation suivante [37] :

$$P_{RR} = \frac{k_{RR}}{\cos \delta} \rho \omega^3 R_2^5 \left\{ 1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^5 \right\} \quad (99)$$

$\omega$ : Vitesse angulaire de la roue.

$\delta$ : Angle de déviation.

$\omega$  et  $\delta$  sont donnés par les relations suivantes :

$$\delta = \beta_{2B} - \beta_2 \quad (100)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{m_{2m}}{w_{2u}} \right) \quad (101)$$

Trois méthodes ont été suggérées pour calculer le coefficient de frottement empirique,  $k_{RR}$  :

- Première méthode : Selon Daily et Nece [61], le tableau ci-dessous présente :

**Tableau 1.2** Coefficient de frottement de disque [61].

$k_{RR} = \frac{\pi R_2}{2Re s_{ax}}$	$Re_{lam} \leq 8.7 \left( \frac{s_{ax}}{R_2} \right)^{-1.87}$	Laminaire, couches limites fusionnés	(102)
$k_{RR} = \frac{0.925}{Re^{0.5}} \left( \frac{s_{ax}}{R_2} \right)^{0.1}$	$Re_{lam} < Re < 2 \cdot 10^5$	Laminaire, couches limites séparées	(103)
$k_{RR} = \frac{0.02}{Re^{0.5}} \left( \frac{R_2}{s_{ax}} \right)^{1/6}$	$10^5 < Re < 10^6$	Turbulent, couches limites fusionnés	(104)
$k_{RR} = \frac{0.0255}{Re^{0.5}} \left( \frac{s_{ax}}{R_2} \right)^{0.1}$	$Re > 2 \cdot 10^5$	Turbulent, couches limites séparées	(105)

- Deuxième méthode : Proposée par Pantell [62] :

$$k_{RR} = \frac{\pi r_2}{2Re s_{ax}} + \frac{0.02}{Re^{0.2}} \cdot \frac{1 + \frac{s_{ax}}{r_2}}{1 + \frac{s_{ax}}{2r_2}} f_{sp} f_{La} \quad (106)$$

Le coefficient de frottement est influencé par la rugosité de la roue et les fuites, respectivement, à travers les facteurs de correction  $f_{La}$  et  $f_{sp}$ . Ils proviennent de :

$$f_{La} = \left\{ \frac{\log \frac{12.5}{Re}}{\log \left( 0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{r_2} + \frac{12.5}{Re} \right)} \right\} \quad (107)$$

$$f_{sp} = \exp \left\{ -350 \varphi_{sp} \left( \left[ \frac{r_2}{r_{sp}} \right]^1 - 1 \right) \right\} \quad (108)$$

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

Le coefficient d'écoulement dans le labyrinthe est  $\varphi_{sp}$ . L'écoulement de fuite est radialement vers l'intérieur lorsque  $\varphi_{sp}$  est positive et  $a = 1$ . En cas de  $\varphi_{sp}$  négatif, l'écoulement de fuite se déplace radialement vers l'extérieur et  $a = 0,75$ .

On peut calculer  $\varphi_{sp}$  en utilisant :

$$\varphi_{sp} = \frac{Q_{sp}}{\pi r_2^2 u_2} \quad (109)$$

Le coefficient de correction,  $f_{sp}$ , est applicable à  $r_{sp}/r_2 > 0.3$ .

Les coefficients de frottement,  $k_{RR}$ , fournis par la méthode de Pantell sont similaires à ceux fournis par Daily et Nece. Il présente l'avantage de pouvoir recouvrir toute la gamme allant du laminaire au turbulent à l'aide d'une seule équation, sans aucune instabilité lors des transitions. On ajoute également l'impact de la rugosité de la roue et celui des fuites.

- Troisième méthode : est suggérée par Gulich [63] :

$$k_{RR} = \frac{\pi r_2}{2Re_{sax}} + \frac{0.0625}{Re^{0.2}} (1 - f_c)^{0.75} f_{sp} f_{La} \quad (110)$$

L'effet de la rugosité de la volute est introduit par le facteur de correction  $f_c$ , qui peut être calculé par [63] :

$$f_c = \frac{1}{1 + \left(\frac{r_w}{r_2}\right)^2 \sqrt{\left(\frac{r_w}{r_2} + 5 \frac{t_{ax}}{r_2}\right) \frac{c_{f,casing}}{c_{f,impeller}}} \quad (111)$$

Dans cette approche, on a également inclus le facteur de correction qui ajoute l'impact de la rugosité de la volute,  $f_c$ . Cela se révèle bénéfique lorsque la volute et la roue présentent des valeurs de rugosité distinctes.

### 2.10. Les rendements et les puissances :

Le rapport entre la puissance transmise au fluide par la pompe (puissance hydraulique  $P_h$ ) et la puissance fournie pour entraîner la pompe,  $P$ , détermine le rendement global de la pompe. On le définit également comme le résultat des trois rendements, à savoir le volume,  $\eta_v$ , l'hydraulique,  $\eta_h$ , et le mécanique,  $\eta_{me}$  [40]:

$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad (112)$$

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_{me} \quad (113)$$

#### 2.10.1. Rendement volumétrique, $\eta_v$ :

Le rapport entre le débit de la pompe,  $Q_{La}$ , et le débit total qui traverse la roue est connu sous le nom de rendement volumétrique.

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$$\eta_v = \frac{Q_{La}}{Q_I} + \frac{Q_{La}}{Q_{La}+Q_{sp}} \quad (114)$$

$Q_I$  correspond au débit global de la roue. La somme du débit de la pompe,  $Q_{La}$ , et du débit de fuite interne de la pompe,  $Q_{sp}$ , peut être calculée de la manière suivante [55] :

$$Q_I = c_{2m}\pi d_2 b_2 C_{e,2,La} = c_{1m}\pi d_1 b_1 C_{e,1,La} \quad (115)$$

Les coefficients d'épaisseur d'aube à l'entrée et à la sortie de la roue, respectivement  $C_{e,1,La}$  et  $C_{e,2,La}$ , sont fournis par [55] :

$$C_{e,1,La} = (Z_{La}/\pi)((e_1/\sin(\beta_{1B}))/d_1) \quad (116)$$

$$C_{e,2,La} = (Z_{La}/\pi)((e_2/\sin(\beta_{2B}))/d_2) \quad (117)$$

L'épaisseur d'aube de la roue à l'entrée et à la sortie de la roue sont respectivement  $e_1$  et  $e_2$ .

### 2.10.2. Rendement hydraulique, $\eta_h$ :

Le rendement hydraulique est calculé selon Gulich en fonction de l'équilibre des puissances de la pompe, comme illustré dans l'équation suivante [37] :

$$\eta_h = \frac{\rho g H_r (Q_{La} + Q_{sp} + Q_E + Q_h)}{P - P_{RR} - P_{me} - P_{s3} - P_{er}} \quad (118.A)$$

$Q_E$ : Les pompes multi-étages présentent un débit de fuite entre les aubes directrices et l'arbre (voir section 1.8 : perte par fuite).

$Q_h$  : le débit à travers les auxiliaires (en général égal à zéro).

$P_{s3}$  : Perte de puissance dissipée dans les joints inter-étages dans les pompes multi-étages.

$P_{er}$  : Puissance d'érosion spécifique.

Dans notre étude, nous avons négligé  $P_{er}$ , ainsi que  $Q_E$  et  $P_{s3}$ , qui ne sont applicables qu'aux pompes multi-étages. Donc l'équation 118.A se transforme en :

$$\eta_h = \frac{\rho g H_r (Q_{La} + Q_{sp})}{P - P_{RR} - P_{me}} \quad (118.B)$$

$P$  est la puissance totale de la pompe, elle est donnée par [37] :

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta_v \eta_h} + P_{RR} + P_{me} + P_{s3} + P_{er} + P_{Rec} \quad (119.A)$$

La puissance totale d'énergie peut être exprimée de manière simplifiée pour une pompe monocellulaire et sans recirculation, et l'équation 96.A devient :

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta_v \eta_h} + P_{RR} + P_{me} \quad (119.B)$$

La hauteur totale de la pompe,  $H_r$ , est calculée en utilisant :

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ENERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

$$H_r = H_{th} - (L_{sh,La} + L_{fr,La} + L_{D,La} + L_{sh,Le} + L_{fr,Le} + L_{D,Le} + L_{sh,c} + L_{fr,c} + L_{D,c}) \quad (120)$$

### 2.10.3. Rendement mécanique, $\eta_{me}$ :

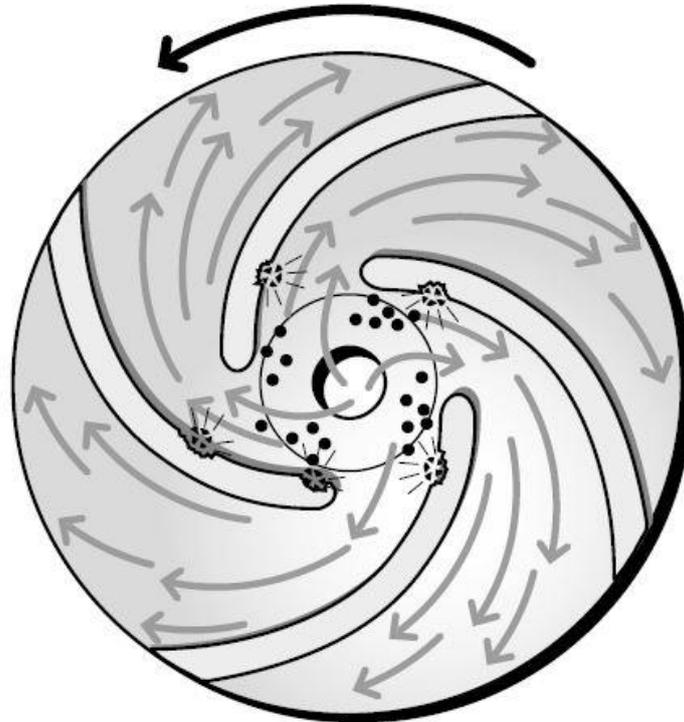
On peut évaluer le rendement mécanique en utilisant la relation suivante [64] :

$$\eta_{me} = 1 / \left( 1 + \frac{\eta_v \eta_h (P_{RR} + P_{me})}{\rho g H_{th} Q_{La}} \right) \quad (121)$$

La perte de puissance mécanique causée par les dispositifs d'étanchéité internes et les pertes de poussée axiale est appelée  $P_{me}$ . Elle est estimée à 1 % de la puissance utile.

### 2.11. NPSH requis de la pompe :

Le NPSH désigne le "Net Positive Section Head" en abrégé. Il s'agit d'un mot qui qualifie les conditions associées à la cavitation. La formation de bulles d'air se produit lorsque la pression est inférieure à la pression de vapeur du fluide pompé, ce qui entraîne la cavitation. Elle commence généralement au bord de la fuite d'aube (figure 2.24) [41].



**Figure 2.24** La cavitation [41]

La cavitation s'élargit dans la pompe en fonction de la faible pression, ce qui réduit la hauteur manométrique de la pompe et génère des sons et des vibrations.

La NPSH correspond à la disparité entre la pression du liquide et sa pression de vapeur saturante. On peut calculer cela en utilisant la relation suivante [37] :

$$NPSH = \frac{P_1 - P_v}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad (122)$$

$P_1$  : Pression statique à l'entrée de la roue.

$P_v$  : Pression de vapeur saturante de liquide.

## Chapitre II ANALYSE DES PERTES D'ÉNERGIE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

---

$c_1$  : Vitesse absolue à l'entrée de la roue.

La pression statique diminue au niveau du bord de fuite d'aube à l'entrée de la roue en raison de :

- Le fluide est accéléré pour suivre le mouvement de rotation des aubes.
- Le débit autour des aubes produit des vitesses supérieures locales.

La relation suivante, fournie par [37], est souvent employée afin de calculer,  $NPSH_R$  :

$$NPSH_R = \lambda_c \frac{c_{1m}^2}{2g} + \lambda_w \frac{w_1^2}{2g} \quad (123)$$

$\lambda_c$  : Coefficient qui couvre l'accélération et les pertes à l'entrée de la roue.

$\lambda_w$  : Coefficient qui représente le pic de basse pression aux aubes.

Le coefficient,  $\lambda_c$ , est donné pour :

- Une pompe axiale,  $\lambda_c=1,1$ .
- Une pompe radiale,  $\lambda_c=1,2-1,35$ .

Les paramètres géométriques et opérationnels de la pompe influencent le coefficient,  $\lambda_w$ . On observe une variation de 0,1 à 0,3 [37].

Comme  $c_1 \ll w_1$ , toute incertitude concernant  $\lambda_c$  n'est pas aussi importante que celle concernant  $\lambda_w$ .

**Chapitre III :**  
**APPLICATION THEORIQUE**

**Introduction :**

Dans le domaine de l'ingénierie, les recherches expérimentales et théoriques se complètent mutuellement. Une théorie peut proposer une expérience particulière, dont les conclusions renforcent la théorie en question. De la même manière, un modèle théorique en ingénierie peut anticiper le comportement d'un matériau, mais il est essentiel de réaliser des tests expérimentaux afin de confirmer ces prédictions avant de les mettre en pratique.

Dans ce chapitre, à partir de la fourniture de la pompe centrifuge FM 50, nous allons essayer de déterminer les coefficients B, C, et D pour tracer la courbe caractéristique  $H = f(Q)$ , Cette dernière est de la forme :  $H = -B \cdot Q^2 - C \cdot Q + D$ . Ensuite, nous effectuons une comparaison entre la courbe créée et celle du constructeur, ainsi que la courbe de H théorique.

### 1. Caractéristiques de la pompe centrifuge F50-160 B:

Les pompes centrifuges horizontales F50-160 B monocellulaires sont conçues pour le pompage de liquides propres et chimiquement neutres par rapport aux matériaux utilisés dans la pompe. Elles conviennent parfaitement à de multiples usages (alimentation en eau, surpression, irrigation, installation de climatisation, de lavage et de lutte contre les incendies) dans les secteurs domestique, industriel et agricole.



**Figure 3.1** la pompe centrifuge f50-160 B.[40]

**Tableau 3.1** Caractéristiques de la pompe centrifuge FM 50-160 B[40].

Model	F50-160 B
CARACTÉRISTIQUES	Pompe horizontale monocellulaire centrifuge normalisée à bride.
EAUX TRAITÉES	Liquides propres et chimiquement neutres vis-à-vis des matériaux de la pompe.
Débit Q [l/min]	300 ÷ 1100
Hauteur H [m]	17,5 ÷ 6
Puissance	5.5 kW
Tension électrique	400 v
Pression	Entre 2.1 et 2.3 bars
matières	Fonte, Laiton
Hauteur de refoulement max	17.5 m
Type d'eau	Eau claire, Eau de refroidissement
Profondeur d'aspiration	7 m
Caractéristiques pompe	Pompe centrifuge
DIAMÈTRE D'ASPIRATION	65 mm
DIAMÈTRE DE REFOULEMENT	50 mm
Limites d'utilisation:	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Température du liquide de -10 °C jusqu'à +90 °C</li> <li>• Température ambiante de -10 °C jusqu'à +40 °C</li> </ul>

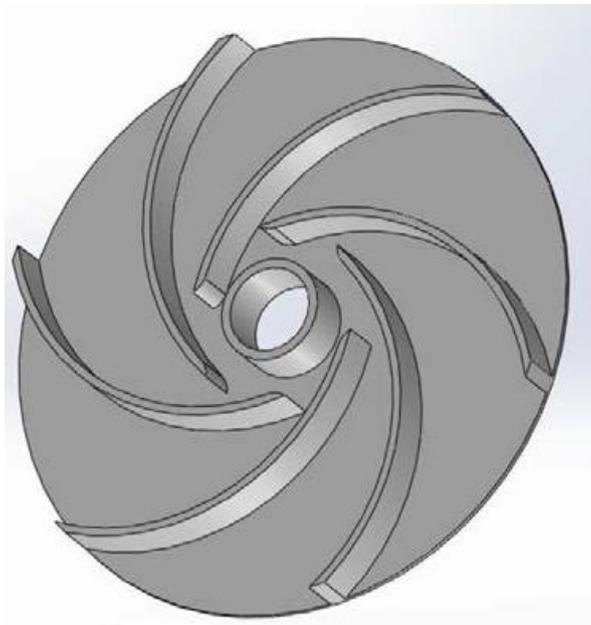
---

### 1.1. Les Avantages Des Pompes Monocellulaires Centrifuges F50-160B :

Les électropompes centrifuges horizontales monocellulaires de la série F50-160B sont polyvalentes et répondent à de nombreuses applications industrielles et agricoles. Elles possèdent une haute capacité d'aspiration et offrent un excellent rendement. Elles tolèrent une large plage de température de liquide allant de  $-10^{\circ}\text{C}$  à  $90^{\circ}\text{C}$ [40].

#### Applications :

- Pour liquides propres.
- Distribution d'eau industrielle et tous usages agricoles.
- Surpression.
- Irrigation.
- Circulation d'eau dans les installations de climatisation.
- Installations de lavage
- Incendie



**Figure3.2** La roue.

Tableau 3.2 Dimensions de la roue et la volute.

Dimensions	Roue 'A'
$a_1$	0.012(m)
$a_2$	0.018(m)
$a_3$	0.0185(m)
$a_4$	0.026(m)
$\beta_{1B}$	20°
$\beta_{2B}$	10°
$d_1$	0.04(m)
$d_2$	0.12(m)
$d_3$	0.125(m)
$d_4$	0.16(m)
$b_1, b_2, b_3, b_4$	0.0158(m)
$e$	0.016(m)
$Z_{La}, Z_{Le}, Z_c$	6
$\epsilon_c$	0.00008(m)
$d_s$	0.025(m)

1. Les courbes de constructeur :

1. Hauteur manométrique (mètres).
2. NPSH (mètres).
3. Puissance absorbée  $P_2$  (KW)

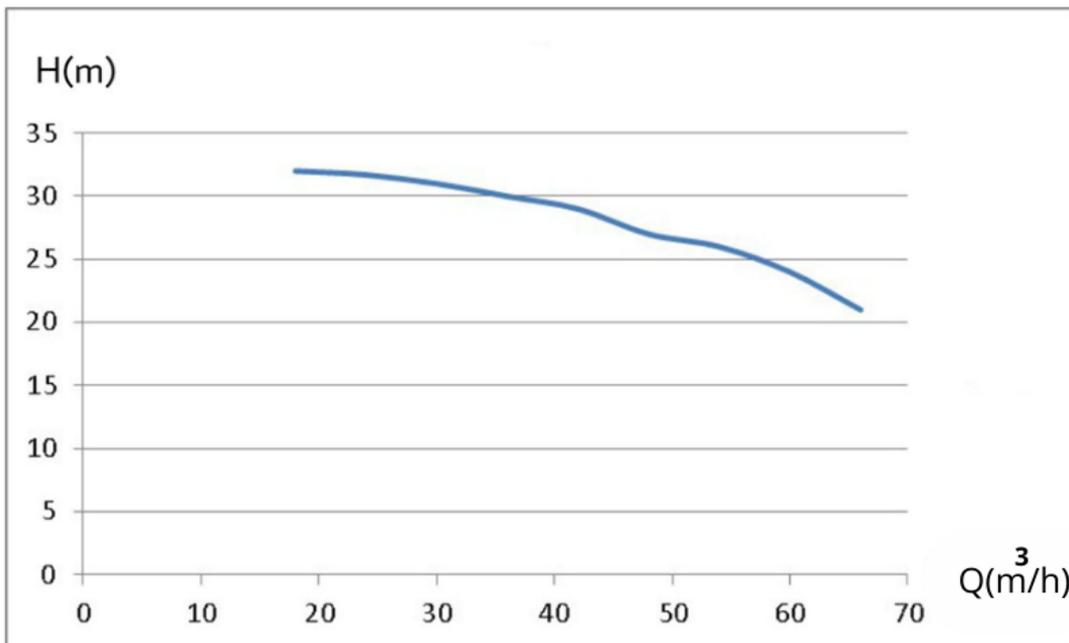
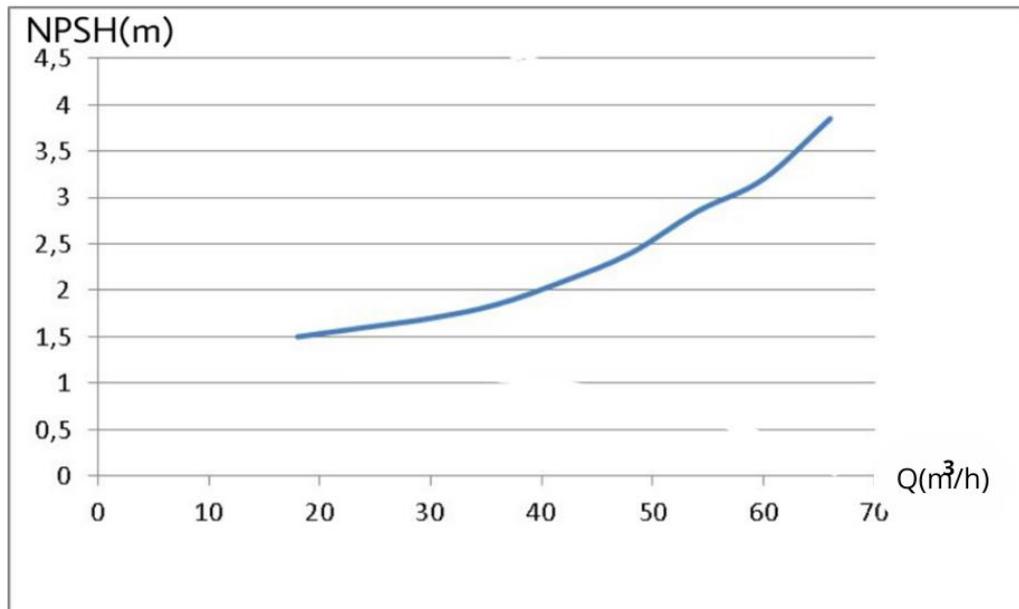
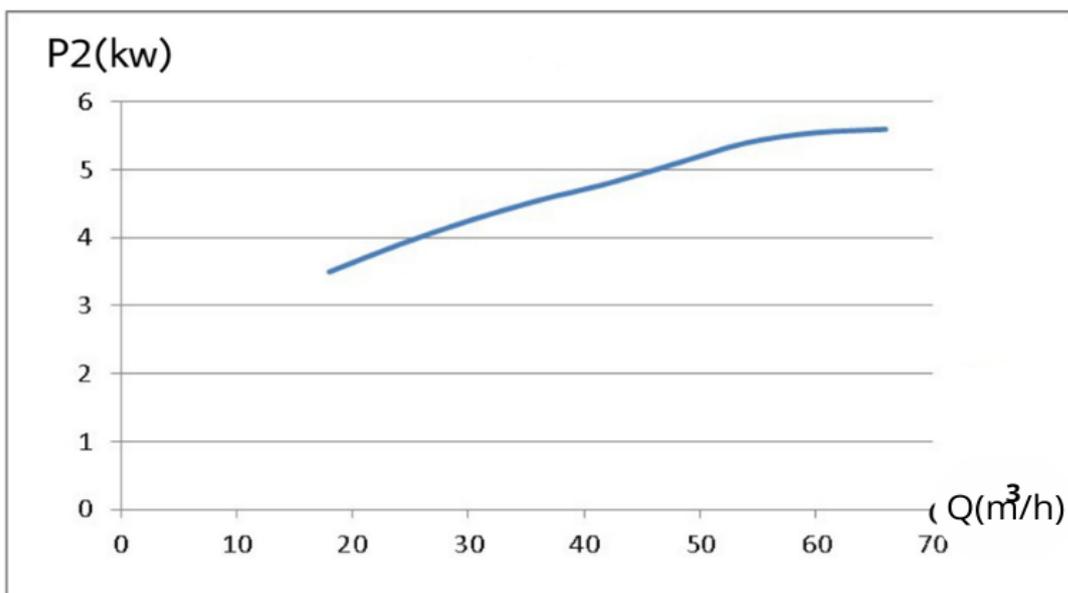


Figure 3.3 la courbe caractéristique  $H = f(Q)$  de constructeur.



**Figure 3.4** la courbe caractéristique  $NPSH = f(Q)$  de constructeur.



**Figure 3.5** la courbe caractéristique  $P_2 = f(Q)$  de constructeur.

### 3- Calcul de H réel :

$$H = -B \cdot Q^2 - C \cdot Q + D$$

Où :

- B : coefficient de perte de charge (par frottements et par chocs) dans l'impulseur (diffuseur et volute).

$$C = \frac{\omega}{2\pi \cdot g \cdot l \cdot \tan\beta_{2B}} \text{ et } D = \frac{d_2^2 \cdot \omega^2}{4 \cdot g}$$

- OÙ  $d_2$  : diamètre à la sortie de la roue de la pompe=0.12m ;
- $\omega$  : vitesse de rotation de la roue=2900tr/min ;
- $l$  : épaisseur de l'écoulement sur la roue =0.0158 m;
- $\beta_{2B}$  : Angle entre l'aubage et la tangente à la roue à la sortie de cette dernière  $\beta_{2B}=10^\circ$ ;
- $g$  : accélération de la pesanteur=9.81 m/s<sup>2</sup>.

$$\text{AN: } C = \frac{2900 \frac{2\pi}{60}}{2\pi \times 9.81 \times 0.0158 \times \tan\left(10 \times \frac{\pi}{180}\right)} = 480.95$$

$$D = \frac{0.12^2 \times \left(2900 \frac{2\pi}{60}\right)^2}{4 \times 9.81} = 33.84$$

### l'expression de B :

$$B = \frac{B^*}{Q^2} = (L_{sh,La} + L_{fr,La} + L_{D,La} + L_{sh,Le} + L_{fr,Le} + L_{D,Le} + L_{sh,c} + L_{fr,c} + L_{D,c}) \frac{1}{Q^2}$$

**L** : perte.

**Sh** : Incidence (choc)

**Fr** : Frottement

**D** : Diffusion

**La**: Roue

**Le**: diffuseur

**C**: Volute.

#### a) Perte par incidence dans la roue, $L_{sh,La}$ :

$$L_{sh,La} = C_{sh,La} \frac{(w_1 - w_{1q})^2}{2g}$$

$C_{sh,La}$  :Le coefficient de perte par incidence à l'entrée de la roue ; sa valeur empirique varie en fonction de la taille de la zone de décollement et se situe généralement entre 0,5 et 0,7.

$w_1$  :la vitesse relative abord d'attaque de la pale de roue.

$w_{1q}$  : La vitesse moyenne dans le canal de la roue peut être déterminée en utilisant :

$$w_{1q} = \frac{Q_{La}}{Z_{La} a_1 b_1}$$

**b) Perte par frottement dans la roue ,  $L_{fr,La}$  :**

$$L_{fr,La} = 4 C_{fr,La} \frac{l_e w_{av}^2}{d_h 2g}$$

Pour un régime turbulent,  $105 < Re_{La} < 10^2$ , le coefficient de frottement,  $C_{fr,La}$  peut être calculé par la formule de Colebrook et White:

$$C_{fr,La} = \frac{0.136}{\left\{ -\log \left( 0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}} \right) \right\}^{2.15}}$$

$l_{e,La}$  : Longueur de la pale de roue.

$d_{h,La}$  : Diamètre hydraulique de canal dans la roue.

$$d_{h,La} = \frac{2(a_2 b_2 + a_1 a_1)}{a_1 + b_1 + a_2 + b_2}$$

$$\text{On a : } w_{av} = w_{1q}$$

**c) Perte par diffusion dans la roue,  $L_{D,La}$  :**

$$L_{D,La} = 0.25 \left[ \left( \frac{w_1}{w_2} \right)^2 - 2 \right] \frac{w_2^2}{2g}$$

$w_2$ : la vitesse relative à bord de fuite de la pale de roue.

**d) Perte par incidence dans le diffuseur,  $L_{sh,Le}$  :**

$$L_{sh,Le} = C_{sh,Le} \frac{(C_3 - C_{3q})^2}{2g}$$

$C_{sh,Le}$  : Coefficient de perte par incidence à l'entrée du diffuseur, et se situe généralement entre 0,5 et 0,7.

$C_3$ : Vitesse absolue à l'entrée du diffuseur. donnés par :

$$C_3 = \sqrt{C_{3u}^2 + C_{3m}^2}$$

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{d_2}{d_{3,Le}}$$

$$C_{3m} = \frac{Q_{La}}{\pi d_{3,Le} b_{3,Le}}$$

$C_{3m}$  et  $C_{3u}$  sont respectivement les composants méridiens et tangentiels de la vitesse absolue.

$C_{3q}$  : Vitesse absolue à la gorge du diffuseur. donnés par :

$$C_{3q} = \frac{Q_{La}}{\pi d_{3,Le} b_{3,Le} \cos \alpha_{3B}}$$

**e) Perte par frottement dans le diffuseur,  $L_{fr,Le}$  :**

$$L_{fr,Le} = \frac{U_2^2}{2g} C_{fr,Le} (a_3^* + b_3^*) \frac{\pi^3 (\varphi_2 b_2^*)^2}{8 (Z_{Le} a_3^* b_3^*)^3} \left(1 + \frac{C_2}{C_{3q}}\right)^3$$

Pour un régime turbulent,  $10^5 < Re_{La} < 10^2$ , le coefficient de frottement,  $C_{frLa}$  peut être calculé par la formule de Colebrook et White:

$$C_{frLa} = \frac{0.136}{\left\{-\log \left(0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}}\right)\right\}^{2.15}}$$

$Z_{Le}$  : Nombre des aubes dans le diffuseur

$\varphi_2$  : Coefficient d'écoulement à la sortie de la roue.

On peut le déterminer en utilisant l'équation suivante:

$$\varphi_2 = \frac{Q_{La}}{\pi d_{2b} b_2 u_2}$$

**f) Perte par diffusion dans le diffuseur,  $L_{D,Le}$ :**

$$L_{D,Le} = \frac{c_{3q}^2}{2g} \left(1 - C_{p,Le} - \frac{1}{A_R^2}\right)$$

Le rapport de surface ou de décélération du diffuseur, également connu sous le nom  $A_R$ .

$$A_R = \frac{a_4 b_4}{a_3 b_3}$$

le coefficient de récupération de pression dans le diffuseur,  $C_{p,Le}$ .

**g) Perte par incidence dans la volute,  $L_{sh,c}$  :**

$$L_{sh,c} = C_{sh,c} \frac{c_3^2 - c_{3p}^2}{2g}$$

$C_{sh,c}$  : Coefficient de perte par incidence à l'entrée de volute, et se situe généralement entre 0,5 et 0,7.

$c_{3p}$  : vitesse parallèle à la direction de la volute,

**h) Perte par frottement dans la volute,  $L_{fr,c}$  :**

$$L_{fr,c} = 4 C_{fr,c} \frac{l_c}{d_{h,c}} \frac{c_{3p}^2}{2g}$$

Pour un régime turbulent,  $10^5 < Re_c < 10^2$ , le coefficient de frottement,  $C_{fr,c}$  peut être calculé par la formule de Colebrook et White: [37]

$$C_{frLa} = \frac{0.136}{\left\{-\log \left(0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}}\right)\right\}^{2.15}}$$

$d_{h,c}$  : Diamètre hydraulique de la volute.

$$d_{h,c} = \frac{d_2}{\frac{1}{2(b_3/b_2)(b_2/d_2)} + \frac{1}{8(\pi/Z_{La})(d_3/d_2) \sin \alpha_v}}$$

i) Perte par diffusion dans la volute,  $L_{D,c}$  :

$$L_{D,c} = C_D \frac{c_{3d}^2}{2g}$$

$C_D$  : Coefficient de diffusion dans la volute.

$\alpha_v$  : l'angle de volute.

$c_{3d}$  : vitesse parallèle dans la direction tangentielle de la roue . donné par:

$$c_{3d} = c'_{2u} - c_4 = c_{2u} - c_4$$

#### 4- Le calcul de déférentes vitesses :

$c_{1m}$  : Structure méridionale de la vitesse absolue à l'entrée de la roue., donné par:

$$c_{1m} = \frac{Q_{La}}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2)}$$

$u_1$  : La vitesse d'entraînement à la sortie de la roue . donné par:

$$u_1 = \pi d_1 n / 60$$

$\beta_1$  : l'angle d'écoulement relatif. donné par:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1}$$

$w_1$  : la vitesse relative abord d'attaque de la pale de roue. donné par:

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2} = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1)^2}$$

$c_{2m}$  : Structure méridionale de la vitesse absolue à la sortie de la roue. donné par:

$$c_{2m} = \frac{Q_{La}}{\pi d_{2b} b_2}$$

$u_2$ : La vitesse d'entraînement à la sortie de la roue, donnée par :

$$u_2 = \pi d_2 n / 60$$

$c_{2u}$  : le composant tangentiel de la vitesse absolue. donné par:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \tan(\beta_{2B})$$

$w_{2u}$  : composant tangentiel de la vitesse relative . donné par:

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u}$$

$w_2$  : la vitesse relative à la sortie de la roue. donné par:

$$w_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + w_{2u}^2}$$

**Tableau 3.3** Les résultats de calcul de différents vitesses

Q(m <sup>3</sup> /h)	C <sub>1m</sub>	β <sub>1</sub>	W <sub>1</sub>	W <sub>1q</sub> =W <sub>av</sub>	C <sub>2m</sub>	C <sub>2u</sub>	W <sub>2u</sub>	C <sub>2</sub>
18	2.42	21.73	6.53	4.39	0.83	18.07	0.15	18.09
24	3.23	28.02	6.87	5.86	1.12	18.02	0.2	18.05
30	4.04	33.64	7.29	7.32	1.39	17.97	0.25	18.02
36	4.85	38.62	7.76	8.79	1.67	17.92	0.3	18.00
42	5.66	43.00	8.29	10.25	1.95	17.87	0.35	17.98
48	6.46	46.78	8.86	11.72	2.23	17.82	0.4	17.96
54	7.27	50.14	9.48	13.19	2.51	17.77	0.45	17.95
60	8.08	53.08	10.10	14.65	2.80	17.72	0.5	17.94
66	8.89	55.67	10.76	16.11	3.07	17.67	0.55	17.93

**Tableau 3.4** Les résultats de calcul de différents vitesses

Q(m <sup>3</sup> /h)	W <sub>2</sub>	C3m	C3u	C3q	C3	C3p	C3d	C4
18	0.84	0.81	17.34	17.65	17.35	10.78	7.66	10.41
24	1.14	1.07	17.30	17.23	17.33	10.78	7.62	10.40
30	1.41	1.34	17.25	17.27	17.30	10.76	7.59	10.38
36	1.70	1.61	17.20	17.26	17.27	10.74	7.56	10.36
42	1.98	1.88	17.15	17.24	17.25	10.73	7.52	10.35
48	2.27	2.14	17.11	17.24	17.24	10.72	7.48	10.34
54	2.55	2.41	17.06	17.23	17.23	10.72	7.43	10.34
60	2.84	2.69	17.01	17.21	17.22	10.71	7.39	10.33
66	3.12	2.95	16.96	17.21	17.24	10.72	7.33	10.34

**Tableau 3.5** les valeurs de différents éléments.

élément	valeur
$U_1$	6.07 (m/s)
$\alpha_1$	90°
$C_{1u}$	0 m/s
$U_1$	18.22 (m/s)
$l_{e,La}$	0.04(m)
$d_{h,La}$	0.015(m)
$C_{fr,La}$	0.021
$A_R$	1.40
$l_{e,Le}$	0.17(m)
$d_{h,Le}$	0.018(m)
$C_{fr,Le}$	0.013
$C_{p,Le}$	0.41
$l_c$	0.08(m)
$d_{h,c}$	0.025(m)
$C_{fr,c}$	0.012
$\alpha_{3B}$	84°
$\alpha_V$	15.32°
$a_3^* = a_3/d_2$	0.15
$b_2^* = b_2^* = b/d_2$	0.13
$C_{sh,La} = C_{sh,Le} = C_{sh,c}$	0.6
$\nu$	$0.893 \times 10^{-6} m^2/s$
$d_n$	0.065 m
$C_D$	0.2

**5- Le calcul de différentes pertes hydrauliques:**

**Tableau 3.6** les valeurs de différentes pertes.

L(m) Q(m <sup>3</sup> /h)	$L_{sh,La}$	$L_{fr,La}$	$L_{D,La}$	$L_{sh,Le}$	$L_{fr,Le}$	$L_{D,Le}$	$L_{sh,c}$	$L_{fr,c}$	$L_{D,c}$	$B^*(m)$
18	0.14	0.22	0.52	0.002	0.04	0.44	0.20	0.29	0.33	0.45
24	0.03	0.39	0.57	0.002	0.08	0.40	0.19	0.29	0.30	0.55
30	0.00	0.62	0.63	0.002	0.13	0.41	0.17	0.26	0.29	0.80
36	0.03	0.88	0.69	0.002	0.18	0.41	0.16	0.26	0.27	1.19
42	0.12	1.20	0.77	0.002	0.24	0.40	0.14	0.26	0.25	1.73
48	0.23	1.57	0.87	0.002	0.32	0.39	0.13	0.26	0.22	2.34
54	0.42	1.99	0.98	0.002	0.41	0.39	0.13	0.26	0.19	3.14
60	0.63	2.45	1.09	0.002	0.50	0.38	0.13	0.26	0.17	3.99
66	0.87	2.96	1.22	0.002	0.61	0.38	0.14	0.26	0.13	4.98

On a :  $H = -B \cdot Q^2 - 480.95 \cdot Q + 33.84$

Alors :  $H = -B^* - 480.95 \cdot Q + 33.84$

**Tableau 3.7** les valeurs de la H réel.

Q(m <sup>3</sup> /h)	B*(m)	H(m)
0	0	33.84
18	0.45	30.99
24	0.55	30.08
30	0.80	29.03
36	1.19	27.84
42	1.73	26.49
48	2.34	25.09
54	3.14	23.48
60	3.99	21.83
66	4.98	20.04

**6- Calcule de H théorique ( $H_{th}$ ):**

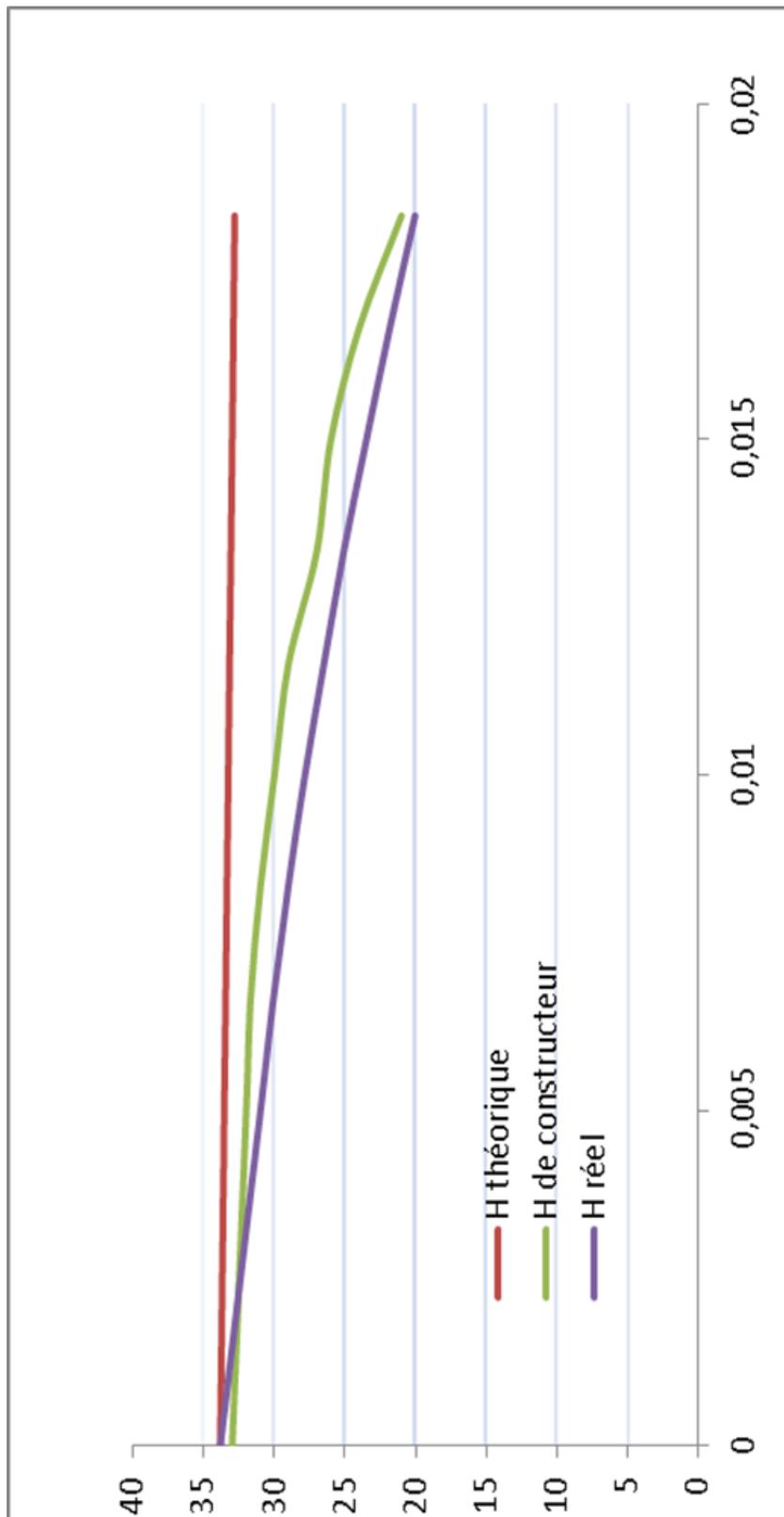
$$H_{th} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{u1}}{g}$$

Avec :  $C_{u1} = 0$  donc :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \text{ et } U_2 = 18.22 \text{ m/s}$$

**Tableau 3.8** les valeurs de  $H_{th}$  .

Q(m <sup>3</sup> /h)	$H_{th}$ (m)	C2u(m/s)
18	33.56	18.07
24	33.46	18.02
30	33.37	17.97
36	33.28	17.92
42	33.19	17.87
48	33.09	17.82
54	33.00	17.77
60	32.91	17.72
66	32.82	17.67



**Figure 3.6 :** les différentes courbes de H manométrique.

La Figure 3.6 présente les trois courbes de la hauteur en fonction du débit. ( H théorique , H de constructeur et H réel ) :

- **H théorique (courbe rouge)** : La hauteur diminue légèrement en fonction du débit, comme le montre la courbe théorique. Il y a une très faible diminution, ce qui suggère que théoriquement, la hauteur demeure quasiment constante, avec une légère tendance à la baisse à mesure que le débit augmente. Cela indique que le modèle théorique prévoit très peu de pertes ou d'impact du débit sur la hauteur.
- **H de constructeur (courbe verte)** : L'augmentation du débit entraîne une baisse plus significative de la hauteur dans la courbe du constructeur par rapport à la courbe théorique. Cela suggère que les caractéristiques du fabricant prennent en considération certaines pertes et inefficacités qui ne sont pas incluses dans le modèle théorique.
- **H réel (courbe violette)** : Dans la courbe réelle, on observe une baisse importante de la hauteur avec l'augmentation du débit. Selon elle, dans les conditions réelles de fonctionnement, le débit augmente rapidement à mesure que la hauteur diminue. Cette courbe est la moins élevée des trois, démontrant que les conditions réelles sont bien moins efficaces que celles prévues théoriquement ou par le fabricant.

#### Analyse comparative :

- **Différence entre la courbe réelle et la courbe théorique:** Le débit entraîne une légère variation de la courbe théorique (rouge), ce qui suggère une légère baisse de la hauteur. La courbe réelle, quant à elle, présente une baisse beaucoup plus marquée, ce qui laisse entendre que les pertes et les inefficacités sont sous-estimées dans le modèle théorique
- **Différence entre la courbe réelle et la courbe de constructeur:** En observant la courbe constructeur (verte), on constate une diminution de la hauteur manométrique avec le débit, mais cette diminution est proche mais pas tout à fait cohérente avec ce qui est observé dans la courbe réelle. Le pourcentage d'erreur entre eux apparaît dans le tableau ci-dessous, représenté par l'erreur relative :

**Tableau 3.9** l'erreur relative

Q(m <sup>3</sup> /h)	H réel (m)	H de constructeur (m)	l'erreur relative
0	33.84	33	2.5%
18	30.99	32	3.1%
24	30.08	31,7	5.1%
30	29.03	31	6.3%
36	27.84	30	7.2%
42	26.49	29	8.6%
48	25.09	27	7%
54	23.48	26	9.5%
60	21.83	24	9%
66	20.04	21	4.5%

Pour un erreur relative maximale de 9.5% , La façon dont nous avons travaillé nous permet de tracer une courbe de la hauteur manométrique exactement proche de la courbe du fabricant de pompes.

- **Observations Réelles :** La représentation graphique (violette) illustre une baisse rapide de la hauteur à mesure que le débit augmente. La représentation de cette courbe illustre les conditions réelles, englobant toutes les pertes de charge.

Il est évident que les courbes indiquent une disparité significative entre les prévisions théoriques, les spécifications du constructeur et les mesures réelles. En fonction du débit, les valeurs réelles de la hauteur diminuent plus rapidement, ce qui témoigne de pertes et d'inefficacités qui ne sont pas prises en compte par les modèles théoriques ou les spécifications du constructeur. Les conditions de fonctionnement réelles sont donc bien moins performantes, ce qui doit être considéré lors de la planification et de l'évaluation des systèmes dans des contextes concrets.

# Conclusion générale

## Conclusion générale

En conclusion, notre travail vise à déterminer la hauteur réelle de la pompe centrifuge afin de la comparer avec celle fournie par le constructeur, c'est pourquoi nous avons pris en compte toutes les pertes de charge présentes dans la pompe et sommes arrivés à de très bons résultats sont très proche des données constructeur, l'erreur relative maximale est de 9.5%, ce qui est un résultat assez satisfaisant.

Bref, la façon dont nous avons travaillé nous permet de tracer une courbe verticale assez proche de la courbe du fabricant de pompes.

Il existe de nombreux modèles empiriques et semi-empiriques disponibles pour prédire ces pertes.

L'étude théorique que nous avons menée, nous a permis de déterminer ces pertes de charges et de les estimer.

Nous avons tiré quelques conclusions importante :

La hauteur théorique variait linéairement avec le débit, par contre les deux autres courbes réelles et celle du constructeur variait proportionnellement avec le débit.

Le calcul des pertes de charge nous a permis d'estimer ces pertes le long de la pompe de familiariser avec leurs calculs. En remarque que l'augmentation des pertes de charge influe directement sur la hauteur de la pompe elle variait d'une façon inversement proportionnelle, si ces pertes sont minimales en s'approchant davantage de la courbe du constructeur.

En fin, ce travail nous a offert une très grande opportunité de connaître les paramètres importants dans la pompe centrifuge, afin de les dimensionner correctement, et d'élaborer leurs courbes caractéristiques,

En perspective, une étude expérimentale serait souhaitable pour approfondir les connaissances dans le domaine des pompes centrifuges.

# **Références**

## **Bibliographiques**

## Référence Bibliographique

- [1]: Beprime and Beprime (2023) Courbe caractéristique d’une pompe centrifuge, *Debem*. Available at: <https://www.debem.com/fr/courbe-caracteristique-dune-pompecentrifuge/>.
- [1]: M. Mokri « Maintenance des pompes HP » Séminaire Maintenance des pompes HP IAP du 17 au 22 Aout 2018.
- [2]: Jean-Jacques CRASARD. « La pompe centrifuge dans tous ses états »
- [3]: G. Lemasson « Les Machines transformatrices d’énergie » (TOME II) turbo-machines Machins alternatives 1982
- [4]: CARLIER, M. (1968). Machines hydrauliques. France : ENGRFE.P 25, 32,48.
- [5]: Mohamed Debbi « FORMATION POMPES CENTRIFUGES) ». Activité Aval Division Raffinage Raffinerie d’Arzew, 2013
- [6]: Formation TOTAL : MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR Dernière révision : 26/11/2008
- [7]: M. Berrak Borhan Eddine (Projet professionnel de fin de formation) « ETUDE ET ANALYSE DES PROBLEMES DE MISE EN SERVICE ET DE FONCTIONNEMENT DES POMPES CENTRIFUGES PROCESS 100-PM-113A/B/C », Novembre 2013
- [8]: Troskolański, A.T. and J. Wolff, Les turbopompes: théorie, tracé et construction. 1977: Eyrolles.
- [9]: Gülich, J.F., Centrifugal pumps. 2008, Berlin Heidelberg: Springer.
- [10]: Dixon, S.L. and C. Hall, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. 2013, Burlington: Butterworth-Heinemann.
- [11]: Djebedjian, B., Theoretical Model to Predict the Performance of Centrifugal Pump Equipped with Splitter Blade. *Mansoura Engineering Journal*, 2009. **34**(2): p. 50-70.
- [12]: POULAIN, J., Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. *Techniques de l’ingénieur. Génie mécanique*, 2001(B4302): p. B4302. 1-B4302. 24.
- [13]: GRUNDFOS, The centrifugal pump. 2009, Bjerringbro: Grundfos research and technology.
- [14]: Stodola, A., Steam and gas turbines. 1945: P. Smith.
- [15]: Eck, B., Fans. 1st English ed., Pergamon Press, Oxford, 1973: p. 139-153.
- [16]: Stanitz, J. Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial-and mixed flow centrifugal compressors. 1951. ASME.
- [17]: Wiesner, F., A review of slip factors for centrifugal impellers. *Journal of Engineering for power*, 1967. **89**(4): p. 558-566.

- [18]: Paeng, K. and M. Chung, A new slip factor for centrifugal impellers. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2001. **215**(5): p. 645-649.
- [19]: Pampreen, R. and D. Musgrave, A Method of Calculating the Slip Factor of Centrifugal Compressors From Deviation Angle. Journal of Engineering for Power, 1978. **100**(1): p. 121-128.
- [20]: von Backström, T.W., A Unified Correlation for Slip Factor in Centrifugal Impellers. Journal of Turbomachinery, 2006. **128**(1): p. 1-10.
- [21]: Busemann, A., Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 1928. **8**(5): p. 372-384.
- [22]: POULAIN, J., Pompes rotodynamiques. Présentation. Description. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 1996(B4300): p. B4300. 1-B4300. 11.
- [23]: Tuzson, J., Centrifugal pump design. 2000, New York: John Wiley & Sons.
- [24]: Pfleiderer, C. and H. Petermann, Strömungsmaschinen "Flow machines". 1990, Berlin: 6. edition, Springer Verlag .
- [25]: Karassik, I.J., et al., Pump handbook. Vol. 3. 1976, United States of America: McGraw-Hill.
- [26]: Churchill, S.W., Viscous Flows: The Practical Use of Theory. 1988, Boston, MA: Butterworth-Heinemann.
- [27]: Reneau, L.R., J. Johnston, and S.J. Kline, Performance and design of straight, twodimensional diffusers. Journal of Basic Engineering, 1967. **89**(1): p. 141-150.
- [28]: Asuaje, M., Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible. 2003, Arts et Métiers ParisTech.
- [29]: Stepanoff, A.J., Centrifugal and axial flow pumps theory design and application. 1965, New York.: 2nd ed, John Willy and sons.
- [30]: El-Naggar, M.A., A One-Dimensional Flow Analysis for the Prediction of Centrifugal Pump Performance Characteristics. International Journal of Rotating Machinery, 2013. **2013**: p. 1-19.
- [31]: Bouraoui, M., Méthode de prise en considération des écoulements de fuite dans le calcul des performances hydrauliques d'une roue de pompe. 2007, École polytechnique fédérale de Lausanne: Suisse
- [32]: OKAMURA, T., Radial Thrust in Centrifugal Pumps with a Single-Vane Impellers. Bulletin of JSME, 1980. **23**(180): p. 895-901.
- [33]: Palmer, A.S., J.W. Henry IV, and J.P. Kerr, Method and apparatus for reducing axial thrust in centrifugal pumps. 1994, Google Patents.
- [34]: Budea, S., Axial Balance in Centrifugal Pumps-Back Labyrinth Versus Dorsal Vanes. Hidraulica, 2015(1): p. 19.

[35]: Palmer, A.S., J.W. Henry IV, and J.P. Kerr, Method and apparatus for reducing axial thrust in centrifugal pumps. 1994, Google Patents.

[36]: Daily, J.W. and R.E. Nece, Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks. Journal of basic engineering, 1960. **82**(1): p. 217-230.

[37]: Pantell, K., Versuche über Scheibenreibung. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1949. **16**: p. 97-108.

[38]: Gülich, J., Disk friction losses of closed turbomachine impellers. Forschung im Ingenieurwesen, 2003. **68**(2): p. 87-95.

[39]: MAHIEDDINE, M., Prédétermination des caractéristiques d'une pompe centrifuge multicellulaire à partir de ses données géométriques, mémoire de master, in CNAM. 1987:PARIS.

[40]: Pompe centrifuge F50-160 Pedrollo. (n.d.). ARROSAGE DISTRIBUTION.  
<https://www.arrosage-distribution.fr/pompe-pedrollo-f50-125a-8932.html#do-description>