



**Faculté des Sciences Appliquées  
Département de Génie Mécanique**

## **PROJET DE FIN D'ETUDE**

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master **Spécialité** : Génie mécanique  
**Option** : Énergétique

### **THEME**

**Impression 3D d'une Roue d'une pompe  
centrifuge**

Réalisé Par :

➤ **Chibane Amina**

➤ **Belkadi Katia**

Soutenu le    /    /2025 devant le jury composé

Pr. Metaiche  
Mr. Laouari

Université de Bouira  
Université de Bouira  
Université de Bouira  
Université de Bouira

Président  
Promoteur  
Co-Promoteur  
Examineur



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

Je soussigné, l'enseignant (✓) :

..... M<sup>r</sup> LAOUARI : Azzedine .....

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

- 1- ..... Chibane Amina .....
- 2- ..... Belkadi Katia .....

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

..... Impression 3D d'une Pelue d'une  
pompe Centrifuge .....

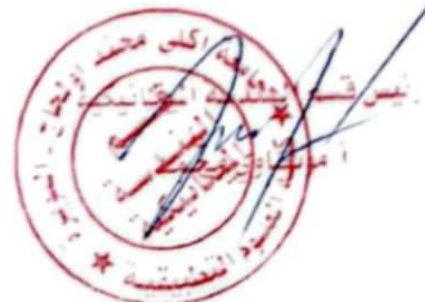
**Promotion : 2024/ 2025**

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

**Signature du L'encadrant**  
Bouira le :

M<sup>r</sup> LAOUARI - A

**Chef de département**  
Bouira le : 19/06/2025





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

انا الممضي اسفله،

السيد(ة) ملقاني كائنا الصفة: طالب، استاذ، باحث طالبة

الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 413524326 والصادرة بتاريخ 2024/11/22

المسجل(ة) بكلية / معهد علوم زهيدية قسم هندسة ميكانيكية

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

عنوانها: Impression 3D d'une roue d'une pompe centrifuge.

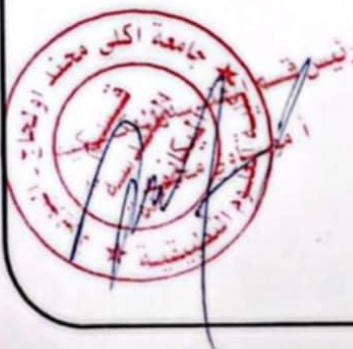
تحت إشراف الأستاذ(ة): Mr Laouari Azze Line

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

التاريخ: 2024/06/19

توقيع المعني(ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:



% 14,9

النسبة:

الامضاء:



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

انا الممضي اسفله،

السيد(ة) ..... للشيبان أزهيد ..... الصفة: طالب، استاذ، باحث ..... حالية  
الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: ..... 406829922 ..... والصادرة بتاريخ 2023/09/05  
المسجل(ة) بكلية / معهد ..... علوم ..... تعليمية ..... قسم هندسة ميكانيكية  
والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث(مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).  
عنوانه: Impression 3D d'une roue d'une pompe centrifuge

تحت إشراف الأستاذ(ة): ..... M<sup>v</sup> LAOUARI Azzedine .....  
أصرح بشرفي اني ألتم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية  
المطلوبة في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 2025/06/19

توقيع المعني(ة) 406

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:



% 14,9

النسبة:

الامضاء:





## ***REMERCIMENTS***

*NOUS TENONS AVANT TOUT À REMERCIER CELUI QUI NOUS A CRÉÉS, PROTÉGÉS,  
AIDÉS ET CELUI QUI*

*NOUS A DONNÉ LA FORCE, LA PATIENCE ET LE COURAGE POUR POUVOIR  
ACCOMPLIR NOTRE ŒUVRE DANS LES*

*MEILLEURES CONDITIONS EN DISANT « DIEU MERCI ».*

*NOUS EXPRIMONS TOUTE NOTRE GRATITUDE ET NOS SINCÈRES REMERCIEMENTS À  
NOTRE PROMOTEURS; **MR LAOUARI** ET **PR METAICHE** POUR AVOIR*

*ACCEPTÉ DE NOUS ENCADRER, LEURS CONSEILS ET LEURS ORIENTATIONS AINSI  
QUE POUR LA CONFIANCE QU'IL NOUS A TÉMOIGNÉS ONT ÉTÉ DÉTERMINANTS DANS  
LA RÉALISATION DE NOTRE TRAVAIL DE RECHERCHE.*

*NOTRE PROFONDE GRATITUDE VA ÉGALEMENT 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.*

*NOUS TENONS TOUT PARTICULIÈREMENT À REMERCIER TOUS NOS ENSEIGNANTS  
POUR LES CONNAISSANCES ET LE SAVOIR QU'ILS NOUS ONT TRANSMIS DURANT NOS  
FORMATION*

*NOUS EXPRIMONS TOUTE NOS GRATITUDES À NOS FAMILLES POUR LEUS SOUTIEN  
MORAL, LEUS ENCOURAGEMENTS ET LEURS CONFIANCE TOUT AU LONG DE NOS  
PARCOURS*

*NOUS TENONS ÉGALEMENT À REMERCIER TOUTES LES PERSONNES ET NOS AMIS  
QUI ONT PARTICIPÉ*

*DIRECTEMENT OU INDIRECTEMENT À LA RÉALISATION DE CES TRAVAUX, ET  
ESPÉRONS QUE CES TRAVAUX SATISFERONT LE*

*JURY ET FERONT HONNEUR À NOTRE DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE.*

***AMINA , KATLA***



## ***Dédicace***

*Avec l'aide de DIEU, le Tout-Puissant, ce travail est achevé*

*À celui qui a changé de nuit en jour pour m'assurer les bonnes conditions. Merci pour votre soutien indéfectible, votre sagesse et votre amour. Votre dévouement, votre persévérance et votre sacrifice, chaque succès que j'ai obtenu est le reflet de votre amour et de votre soutien inconditionnel. Tu es ma boussole tout au long de mon voyage. Que ce travail soit pour vous, Qu'ALLAH le Tout-Puissant vous préserve, vous accorde la Santé, le bonheur et vous protège de tout mal.*

### ***A mon cher père***

*À celle qui a attendu avec patience les fruits de sa bonne éducation et de son dévouement, merci pour ton amour inconditionnel, ta force et ton soutien, celle qui m'a toujours encouragé à poursuivre mes rêves, tu es ma lumière dans les temps sombres. Merci d'être ma source d'inspiration et mon plus grand admirateur. Que cette œuvre soit pour vous un faible témoignage de ma profonde affection et de ma tendresse. Qu'ALLAH vous protège et vous accorde santé, bonheur et longue vie.*

### ***A ma chère mère***

Mon seul frère et ma sœur Merci pour votre soutien, vos encouragements constants et votre présence rassurante. Votre confiance en moi a été une source de motivation tout au long de ce parcours. Ce mémoire est aussi le vôtre.

### ***A mon frère et Ma sœur***

Je tiens à vous remercier pour votre soutien moral, votre patience et votre compréhension tout au long de ce projet. Votre professionnalisme, votre créativité et votre gentillesse ont fait de notre expérience un succès ensemble Vraiment spécial

.À ma katy

### ***A ma petite famille qui m'a toujours soutenu***

*A tous mes chers amis je dédie ce modeste ouvrage*

***Amina***



## **Dédicace**

*Je dédie ce travail :*

*Aux deux personnes qui comptent le plus pour moi, à celles qui m'ont soutenu tout au long de ma vie et de mes études, à **mes chers parents**. Que Dieu leur accorde une bonne santé et une longue vie, toute ma vie serait insuffisante pour vous exprimer ma profonde gratitude,*

*Que Dieu vous bénisse et vous protège.*

**A mes sœurs et frère** merci pour vos sacrifices, votre patience, votre amour inconditionnel et vos prières qui m'ont accompagné(e) chaque jour. Votre foi en moi m'a donné la force de continuer, même lorsque les doutes s'installaient.

**A mes amis** pour vos conseils, votre disponibilité, et la richesse des échanges qui ont nourri ce travail

Sans oublier ma compagne et ma chère amie qui a partagé avec moi tous les moments difficiles et rires pour en fin récolter le fruit de notre réussite nous avons partagé des idées, surmonté les difficultés ensemble, et progressé main dans la main avec respect et confiance mutuelle.

Merci pour ton écoute, ton professionnalisme, et surtout pour ta bonne humeur qui rendu cette aventure plus agréable. Ce mémoire est le fruit d'un véritable travail d'équipe, et je suis fier de l'avoir réalisé avec toi

**Ma Mina**

**A tous ceux qui ajoutent un grain de joie à ma vie**

**Katia**

## Tableaux des matières

<i>REMERCIMENTS</i> .....	i
<i>Dédicace</i> .....	ii
Tableaux des matières .....	iv
Listes des figures .....	viii
Listes des tableaux .....	xi
Notations principales .....	xii
Résumé .....	xvi
ملخص .....	xvi
Summary .....	xvii
Introduction générale .....	1

### Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

I.1	Introduction .....	5
I.2	Historique : .....	5
I.3	Définition : .....	6
I.4	Les types : .....	7
I.5	Les composantes : .....	8
a)	Distributeur : .....	8
b)	Roue (Impulseur, Turbine) : .....	8
c)	Le diffuseur : .....	9
d)	Collecteur (Volute) : .....	9
e)	Arbre : .....	9
I.6	Principe de fonctionnement de la pompe : .....	10
I.7	Classifications : .....	11
I.8	Caractéristiques générales sur les pompes centrifuges : .....	14
a)	Le débit : .....	14
b)	Hauteur manométrique : .....	14



C) Rendement :.....	15
I.9 Les avantages et les inconvénients :.....	15
a) Les avantages : .....	15
b) Les inconvénients : .....	16
I.10 Conclusions .....	16

## Chapitre II : analyse des pertes d'Energie dans les pompes centrifuges

II.1 Introduction .....	18
II.2 L'équation fondamentale des turbopompes : .....	18
II.3 La hauteur manométrique théorique : .....	19
II.4 La circulation relative : .....	20
II.5 Triangle des vitesses : .....	20
a) Des vitesses à l'entrée de la roue :.....	21
b) Triangle des vitesses à la sortie de la roue : .....	26
II.6 Le coefficient de glissement :.....	29
II.7 Les pertes hydrauliques :.....	31
II.7.1 Les pertes hydrauliques dans la roue : .....	33
a) Les pertes par incidence dans la roue <b><i>lsh, la</i></b> : .....	34
b) Les pertes par frottement dans roue <b><i>lfr, la</i></b> :.....	36
c) Les pertes par diffusion dans la roue <b><i>LD, la</i></b> :.....	38
II.7.2 Les pertes hydrauliques dans le diffuseur :.....	39
a) Les pertes par incidence dans le diffuseur <b><i>Lsh, le</i></b> : .....	40
b) Pertes par frottement dans le diffuseur <b><i>Lfr, fe</i></b> :.....	41
c) Pertes par diffusion dans le diffuseur <b><i>ld, le</i></b> : .....	42
II.7.3 Les pertes hydraulique dans la volute :.....	44
a) Les pertes incidence dans la volute <b><i>lsh, c</i></b> : .....	46
b) Les pertes par frottement dans la volute <b><i>lfr, c</i></b> : .....	47
c) Pertes par diffusion dans la volute <b><i>LD, c</i></b> : .....	48

II.8	Les pertes par fuite : .....	48
II.9	Les pertes par frottement de disque : .....	53
II.10	Les rendements et les puissances : .....	57
a)	Rendement volumétrique $\eta_v$ : .....	57
b)	Rendement hydraulique $\eta_h$ : .....	58
c)	Rendement mécanique $\eta_m$ : .....	58
II.11	NPSH d'une pompe centrifuge : .....	59
a)	NPSH disponible (NPSHd) : .....	59
b)	NPSH requis (NPSHr) : .....	60
II.12	Conclusion .....	61

### **Chapitre III : résultats et discussion**

III.1	Introduction : .....	63
III.2	Caractéristique de la pompe centrifuge F50-160B : .....	63
III.3	Les avantages des pompes Monocellulaires centrifuges F50-160B : .....	64
III.4	Applications : .....	65
III.5	Le calcul des hauteurs théoriques : .....	66
a)	Nombre d'aubes infini ; sans blocage ; et sans glissement : .....	66
b)	Nombre d'aubes fini ; sans blocage ; et sans glissement : .....	66
c)	Nombre d'aubes fini ; avec blocage ; et avec glissement : .....	66
III.6	Le calcul des hauteurs réel comptant les pertes de charge : .....	67
III.6.1	Les hauteurs après avoir soustrait les pertes : .....	67
a)	La hauteur après avoir soustrait uniquement la perte par frottement $H-\Delta H_{fr}$ : .....	67
b)	La hauteur après avoir soustrait les pertes de frottement et les pertes diffusion : .....	67
➤	Traçage des courbes : .....	67
c)	La hauteur nette disponible ( $H-\Delta H_{fr}-\Delta H_d-\Delta H_{sh}$ ) en fonction du débit Q pour un système sans diffuseur : .....	68
➤	Traçage des aubes : .....	68

III.7	Approches de modélisation géométrique des profils d’aubes d’une roue :.....	69
III.7.1	Spirale logarithmique :.....	70
III.7.2	B-Splines :.....	70
III.7.3	NURBS :.....	71
III.7.4	Bézier :.....	71
III.7.4.1	Courbes de Bézier de degré 3 (Cubiques) :.....	72
□	Les méthodes pour trouver les points P :.....	73
a)	Manuellement :.....	73
b)	Pour suivre direction initiale et finale :.....	73
□	Equation Paramétrique :.....	74
III.8	Représentation des profils d’aubes en 2 D :.....	75
III.9	Conclusion.....	76

## **Chapitre IV : Conception de la roue**

IV.1	Introduction .....	77
IV.2	Présentation de SolidWorks : .....	78
a)	L’utilité de SolidWorks :.....	79
b)	Les étapes de conception sous SolidWorks :.....	80
IV.3	L’impression 3D :.....	82
a)	De quoi sagit-il : .....	82
b)	L’impression 3D et l’avenir de l’industrie des pompes :.....	83
c)	Comment fonctionne l’impression 3D : .....	84
IV.4	Aperçu des avantages de l’impression 3D l’industrie des pompes : .....	87
IV.5	Conclusion.....	88
	Conclusion générale .....	89
	Références Bibliographiques.....	91

## Listes des figures

### Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

<b>Figure I. 1 :</b> Exemple Pompe Centrifuge (Abdelouafi , 2019-2020)).	6
<b>Figure I. 2 :</b> Les Composantes De La Pompes Centrifuges (Abdelouafi, 2019-2020).	8
<b>Figure I. 3:</b> Les Types De La Roue (Abdelouafi, 2019-2020).	9
<b>Figure I. 4:</b> Principe De Fonctionnement Pompe Centrifuge (Abdelouafi, 2019-2020).	11
<b>Figure I. 5:</b> Pompe Centrifuge Monocellulaire.	12
<b>Figure I. 6:</b> Pompe Centrifuge Multicellulaire (Serhane Imane Et Gabli Djamil, 2019/2020).	12
<b>Figure I. 7:</b> courbe caracteristique hauteur d'elevation fonction du debit volumique (boubakeur dahman, 2023/2024).	15

### Chapitre II : analyse des pertes d'Energie dans les pompes centrifuges

<b>Figure II. 1:</b> Triangle des vitesses l'entrée et à la sortie de la roue (Asuaje, 2003) (abdelah, 2017/2018).	21
<b>Figure II. 2:</b> Triangle des vitesses à l'entrée de la roue avec différent angle $\alpha_1$ (abdelah, 2017/2018).	22
<b>Figure II. 3:</b> Angle entre l'aube et la surface de la roue $\lambda La$ (Gülich J. , 2008).	23
<b>Figure II. 4:</b> Triangle des vitesses à l'entrée en fonction du débit. (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001).	25
<b>Figure II. 5:</b> Triangle des vitesses à la sortie de la roue en fonction du débit. (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001).	27
<b>Figure II. 6 :</b> Triangle des vitesses à la sortie de la roue. (Gülich J. , 2008).	28
<b>Figure II. 7:</b> Triangle des vitesses à la sortie de la roue. (Gülich J. , 2008)	29
<b>Figure II. 8 :</b> Diminution de la hauteur d'Euler par les pertes. (Turton, 1994).	33
<b>Figure II. 9:</b> La roue d'une pompe centrifuge. (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996).	34
<b>Figure II. 10:</b> Perte par incidence à l'entrée d'aube : (a) avec un débit accru $Q > Q_n$ , (b) avec un débit réduit $Q < Q_n$ (Gülich J. , 2003).	35
<b>Figure II. 11:</b> Perte par incidence (Pfleiderer, 1990).	36
<b>Figure II. 12:</b> Pertes par frottement (Gülich J. , 2008).	37



<b>Figure II. 13:</b> Perte par diffusion (décollement) (Gülich J. , 2008).....	38
<b>Figure II. 14:</b> Le diffuseur (Wiesner, A review of slip factors for centrifugal impeller, 1967. 89(4)).....	40
<b>Figure II. 15:</b> Ralentissement de la vitesse moyenne inter-aubages dans le diffuseur (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001).....	42
<b>Figure II. 16:</b> Coefficient de récupération de pression dans un diffuseur plan (Reneau, 1967).....	43
<b>Figure II. 17:</b> La volute (GRUNDFOS, 2009).....	45
<b>Figure II. 18:</b> Évolution de la pression autour de la roue et dans la volute (Asuaje, 2003)...	46
<b>Figure II. 19:</b> Types de fuites dans les pompes (GRUNDFOS, 2009).....	49
<b>Figure II. 20:</b> Le labyrinthe et l'entrefer de la roue (GRUNDFOS, 2009).....	50
<b>Figure II. 21:</b> Boucle pour le coefficient de frottement, $\lambda$ , et la vitesse axiale dans labyrinthe.....	52
<b>Figure II. 22:</b> Écoulement primaire et secondaire dans l'entrefer (GRUNDFOS, 2009).....	53
<b>Figure II. 23:</b> Forces de pression qui provoque une poussée axiale (GRUNDFOS, 2009)....	54
<b>Figure II. 24 :</b> La cavitation (GRUNDFOS, 2009).....	59
<b>Figure II. 25:</b> Influence du diamètre de la roue (BOUBAKEUR DAHMAN, 2023/2024)...	60

### **Chapitre III : résultats et discussion**

<b>Figure III. 1:</b> Pompe centrifuge F50-160B.....	63
<b>Figure III. 2:</b> la roue.....	65
<b>Figure III. 3:</b> les courbes théorique $H=f(Q)$ .....	66
<b>Figure III. 4 :</b> courbes de $H-\Delta H_{fr}$ et $H-\Delta H_{fr}-\Delta H_d$ en fonction de $Q$ .....	67
<b>Figure III. 5 :</b> la courbe de $H-\Delta H_{fr}-\Delta H_d-\Delta H_{sh}$ et celle sans diffuseur en fonction de $Q$ .....	68
<b>Figure III. 6 :</b> la courbe des différentes grandeurs hydrauliques en fonction de débit $Q$ .....	69
<b>Figure III. 7:</b> Spirale logarithmique.....	70
<b>Figure III. 8 :</b> Courbe B-Splines.....	71
<b>Figure III. 9 :</b> courbes Bézier cubique.....	72
<b>Figure III. 10 :</b> Résultat de $H$ en fonction de débit ( $Q$ ) avec des points de contrôle.....	74

**Figure III. 11 : Profil des aubes. Z=6**

**Figure III. 12: Profil d'aube Z= 1.....75**

## **Chapitre IV : Conception de la roue**

**Figure IV. 1 : Pièces fabriquées par impression 3D.....77**

**Figure IV. 2: Les trois choix offerts lors de l'ouverture d'un nouveau projet.....78**

**Figure IV. 3: Vue d'ensemble de la fenetre de SolidWorks.....79**

**Figure IV. 4: Esquisse du tracé de la roue.....81**

**Figure IV. 5 : Esquisse du tracé de la courbe des aubes point par point .....82**

**Figure IV. 6: l'aube après révolution.....85**

**Figure IV. 7: Répétition circulaire de la courbe des aubes en 6 fois.....85**

**Figure IV. 8: Roue sous SolidWorks.....86**

**Figure IV. 9 : L'impression 3D .....87**

**Figure IV. 10 : Commande de l'impression.....87**

**Figure IV. 11 : Début de l'impression.....88**

**Figure IV. 12 : Matériaux de l'impression.....89**

**Figure IV. 12 : La roue réalisé.....90**

## **Listes des tableaux**

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

**Tableau I. 1:** Les types des pompes centrifuges.....7

**Tableau I. 2:** Les type de la roue.....9

### **Chapitre II : analyse des pertes d’Energie dans les pompes centrifuges**

**Tableau II. 1:** Valeurs numériques pour différentes surfaces de joint.....51

**Tableau II. 2 :** Coefficient de frottement de disque .....55

### **Chapitre III : résultats et discussion**

**Tableau III. 1:** Les caractéristiques d’une pompe centrifuge F50-160B.....64

**Tableau III. 2:** Dimensions de la roue et la volute.....65

**Tableau III. 3 :** Les points de contrôle pour la courbe Bézier cubique.....73

## 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	○
	Rugosité	m
$lim$	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	Bord de fuite de la pale de diffuseur ou la sortie de volute
<i>av</i>	Moyenne
<i>a, b, i</i>	externe, moyenne, intérieure de la ligne de courant
<i>B</i>	Angled'aubage (Roue diffuseur, 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 nozzle
<i>p</i>	Augmentation de pression créée par la roue
<i>q</i>	Vitesse moyenne calculée à partir de la continuité (à distinguer de la
<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

$v$	Volumétrique
$\infty$	Infini

### **Exposant**

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

## Résumé

Ce mémoire s'intéresse à l'étude des pertes énergétiques dans une pompe centrifuge et à la conception de sa roue à aubes par impression 3D. Les pompes centrifuges sont largement utilisées dans divers domaines pour transporter les liquides, mais elles subissent différentes pertes d'énergie (hydrauliques, mécaniques et par fuites) qui réduisent leur rendement. Pour mieux comprendre et limiter ces pertes, une analyse paramétrique et théorique a été réalisée, incluant l'utilisation des courbes de Bézier pour modéliser la hauteur utile en fonction du débit, et une comparaison entre les configurations avec et sans diffuseur.

L'étude a montré que les pertes augmentent avec le débit, principalement à cause des frottements, des turbulences et des chocs. La modélisation mathématique a permis d'identifier les conditions de fonctionnement optimales. En parallèle, une roue de pompe a été conçue et fabriquée par impression 3D. Cette technologie a permis de créer une géométrie difficile à obtenir par des méthodes classiques, tout en réduisant les coûts et le temps de fabrication.

L'utilisation de l'impression 3D constitue une solution prometteuse pour améliorer les performances hydrauliques des pompes centrifuges. Cette approche innovante contribue non seulement à une meilleure efficacité énergétique, mais elle s'inscrit également dans une démarche de développement durable, en réduisant les impacts environnementaux liés à la fabrication et à l'utilisation des équipements.

**Mots-clés :** Pompe centrifuge, Pertes énergétiques, Impression 3D, Roue à aubes,

## ملخص

يهدف هذا البحث بدراسة الفقدان الطاقوي في المضخة الطردية وتصميم دافعتها باستخدام الطباعة ثلاثية الأبعاد. تُستخدم المضخات الطردية على نطاق واسع في مجالات مختلفة لنقل السوائل، لكنها تتعرض لفقدان الطاقة (الهيدروليكية الميكانيكية والتسربات) التي تقلل من كفاءتها. لفهم هذه الخسائر بشكل أفضل والحد منها، تم إجراء تحليل بارامترية ونظري، بما في ذلك استخدام منحنيات بيزير لنمذجة الارتفاع المفيد كدالة للتدفق، ومقارنة بين التكوينات مع ومقارنة بدون موزع. أظهرت الدراسة أن الخسائر تزداد مع التدفق، بسبب الاحتكاكات، والتوربينات، والصدمات. سمحت النمذجة الرياضية بتحديد ظروف التشغيل المثلى. في الوقت نفسه، تم تصميم وتصنيع عجلة مضخة باستخدام الطباعة ثلاثية الأبعاد. سمحت هذه التكنولوجيا بإنشاء هندسة يصعب الحصول عليها بالطرق التقليدية، مع تقليل التكاليف ووقت التصنيع. استخدام الطباعة ثلاثية الأبعاد يشكل حلاً واعداً لتحسين الأداء الهيدروليكي للمضخات الطردية. تساهم هذه المقاربة



المبتكرة ليس فقط في تحسين الكفاءة الطاقية، بل تدرج أيضاً في إطار التنمية المستدامة، من خلال تقليل الآثار البيئية المرتبطة بتصنيع واستخدام المعدات.

**الكلمات المفتاحية:** مضخة طرد مركزي، خسائر الطاقة، الطباعة ثلاثية الأبعاد، عجلة الدفعات

## Summary

This thesis focuses on the study of energy losses in a centrifugal pump and the design of its impeller through 3D printing. Centrifugal pumps are widely used in various fields to transport liquids, but they experience different energy losses (hydraulic, mechanical, and leakage) that reduce their efficiency. To better understand and limit these losses, a parametric and theoretical analysis was conducted, including the use of Bézier curves to model the useful height as a function of flow rate, and a comparison between configurations with and without a diffuser. The study showed that losses increase with flow rate, mainly due to friction, turbulence, and shocks. Mathematical modeling made it possible to identify the optimal operating conditions. In parallel, a pump wheel was designed and manufactured using 3D printing. This technology made it possible to create a geometry difficult to achieve with traditional methods, while reducing costs and manufacturing time.

The use of 3D printing constitutes a promising solution to improve the hydraulic performance of centrifugal pumps. This innovative approach not only contributes to better energy efficiency but also aligns with a sustainable development approach by reducing the environmental impacts associated with the manufacturing and use of equipment.

**Keywords:** Centrifugal pump, Energy losses, 3D printing, Impeller,

# **Introduction générale**

### Introduction générale

L'accès à l'eau potable reste un défi majeur dans de nombreuses régions du monde, notamment dans les zones rurales et isolées où les infrastructures traditionnelles de pompage sont souvent coûteuses ou difficiles à mettre en place.

Les pompes centrifuges sont des machines hydrauliques essentielles dans de nombreux secteurs industriels, agricoles et domestiques, utilisées principalement pour le transport des liquides en créant un flux continu grâce à l'action d'une roue en rotation.

Elles fonctionnent en transformant l'énergie mécanique, souvent fournie par un moteur électrique, en énergie hydraulique. Le liquide entre par l'aspiration au centre de la roue (appelée roue à aubes), puis la rotation rapide de celle-ci projette le fluide vers l'extérieur grâce à la force centrifuge. En sortie, le liquide gagne en pression et en vitesse, ce qui permet son transport dans des tuyaux ou des systèmes de distribution. Ces pompes sont appréciées pour leur simplicité, leur efficacité et leur capacité à gérer de grand débit. On les trouve dans de nombreuses applications : réseaux d'eau, climatisation, traitement des eaux ou même dans des systèmes de chauffage.

Cependant, une partie importante de l'énergie fournie à ces pompes est perdue au lieu d'être transformée en pression et en débit sous différentes formes. Ces pertes d'énergie réduisent l'efficacité de la pompe et augmentent la consommation électrique. Il existe plusieurs types de pertes. Premièrement, les pertes hydrauliques se produisent à cause des frottements du liquide contre les parois de la pompe et des turbulences dans le flux. Ensuite, les pertes mécaniques sont dues aux frottements dans les roulements, les joints et autres pièces en mouvements. Enfin, les pertes par fuites surviennent quand une petite quantité de liquide s'échappe sans être pompée.

Pour améliorer l'efficacité, on peut choisir une pompe bien adaptée au débit et à la pression nécessaire, éviter les tuyaux trop étroits ou les coudes serrés qui augmentent les frottements, et assurer un bon entretien pour réduire les pertes mécaniques, pour les pertes énergétiques liées à la conception de la roue, peuvent être minimisées par une optimisation géométrique et une fabrication plus précise, ce qui ouvre la voie à l'utilisation de l'impression 3D comme solution innovante.

En effet, la fabrication additive permet de produire des roues aux formes complexes et optimisées, difficiles à réaliser avec les méthodes traditionnelles, donc l'impression 3D ouvre de nouvelles perspectives dans la fabrication de composants mécaniques optimisés, permettant une personnalisation poussée, une réduction des coûts de production et une accélération de prototypage. Appliquée à la conception d'une roue pour le pompage d'eau, cette technologie offre la possibilité d'améliorer significativement l'efficacité hydraulique, la résistance mécanique et l'agronomie tout en facilitant la maintenance et la réplique du système.

Ce mémoire propose donc d'étudier les pertes énergétiques dans une roue de pompe centrifuge et la réalisation de cette roue à aubes avec l'impression 3D, en suivant une approche structurée en quatre chapitres. Le premier chapitre présentera les généralités sur les pompes centrifuges, expliquant leur principe de fonctionnement, leurs composants principaux et leurs applications, avec un accent particulier sur le rôle de la roue. Le deuxième chapitre analysera : les triangles des vitesses, le coefficient de glissement, les pertes hydrauliques dans les différentes composantes de la pompe, les pertes par fuites, les pertes par frottement de disque, les puissances, les rendements et le NPSH. Le troisième chapitre abordera, l'étude expérimentale menée sur une pompe centrifuge FM-50 est présentée, la première partie explique comment calculer les hauteurs de la pompe (la capacité de la pompe à élever l'eau) dans des différentes situations, ensuite, l'analyse des pertes réelles d'énergie dans la pompe.

Ces pertes sont divisées en trois catégories : les pertes par frottement, par diffusion, et les pertes par choc. Des graphes montrent comment ces pertes réduisent la hauteur utile de la pompe surtout quand le débit devient important et une partie importante de l'étude compare deux configurations des pompes : avec et sans diffuseur. Enfin on utilise une méthode mathématique appelée « courbe de Bézier » pour modéliser la relation entre la hauteur utile ( $H$ ) et le débit ( $Q$ ). Cette méthode permet de visualiser comment la pompe se comporte dans différentes conditions et d'identifier le débit optimal pour le fonctionnement efficace, le dernier chapitre sera consacré à la conception et à l'impression 3D de la roue de la pompe centrifuge.

A travers cette étude, nous cherchons non seulement à comprendre les mécanismes des pertes « énergétiques, mais aussi à démontrer que l'impression 3D peut être une solution efficace pour fabriquer des roues de pompes centrifuges plus performantes, plus économiques et plus adaptées aux besoins spécifiques, contribuant ainsi à une utilisation plus durable de l'énergie dans les systèmes de pompage.

Cette étude s'inscrit dans une dynamique plus large de développement durable, où l'innovation technologique sert à répondre aux besoins essentiels des populations tout en minimisant l'impact environnemental.

# **Chapitre I**

## **Généralités sur les pompes centrifuges**



## **I.1 Introduction**

Les pompes jouent un rôle crucial dans des domaines tels que l'énergie, l'agroalimentaire, la chimie et le traitement des eaux, en garantissant le transport des fluides avec un débit et une pression appropriée. On distingue deux catégories principales : les pompes volumétriques et les pompes dynamiques. Chacune de ces catégories présente des principes de fonctionnement distincts et des applications spécifiques. Les pompes centrifuges, qui font partie des pompes dynamiques, sont généralement privilégiées en raison de leur débit stable et de leurs exigences d'entretien minimales. Ces pompes ont été largement perfectionnées grâce aux progrès réalisés en matière de matériaux, de modélisation numérique et de production. Dans ce chapitre on traite les pompes centrifuges, en expliquant leur principe de fonctionnement, les diverses catégories disponibles et leur classification. Cela favorise une meilleure compréhension de leur importance.

## **I.2 Historique :**

L'origine précise de la pompe centrifuge reste difficile à déterminer. Certains attribuent les premières esquisses de ce principe à Léonard de Vinci (1452-1519), qui aurait envisagé un dispositif exploitant la force centrifuge. Cependant, le premier prototype fonctionnel est généralement attribué au physicien français Denis Papin (1647-1713), qui aurait conçu une pompe centrifuge rudimentaire en 1689.

Au XVIII<sup>e</sup> siècle, ce type de pompe aurait été utilisé en France pour alimenter les pièces d'eau des jardins royaux. Néanmoins, ces premières applications restaient limitées et peu efficaces.

Le véritable progrès technologique se produit au milieu du XIX<sup>e</sup> siècle grâce à l'invention des ailettes courbes par l'ingénieur britannique John Appold en 1851. Cette avancée améliore considérablement le rendement hydraulique des pompes centrifuges et marque le début de leur développement industriel.

Malgré ces améliorations, les pompes alternatives (à pistons) continuent de dominer l'industrie tout au long du XIX<sup>e</sup> siècle. Ce n'est qu'au XX<sup>e</sup> siècle, avec l'apparition des moteurs électriques et thermiques, que les pompes centrifuges s'imposent progressivement dans les domaines industriels, agricoles et urbains.

Depuis ces débuts, l'évolution des matériaux et des techniques de conception a permis de développer une grande diversité de pompes centrifuges adaptées à des besoins variés. Aujourd'hui, elles occupent une place essentielle dans de nombreux secteurs, allant de l'alimentation en eau potable aux procédés industriels complexes.

### I.3 Définition :

Une pompe centrifuge est un type de pompe dynamique qui utilise un rotor tournant pour transmettre de l'énergie cinétique au fluide, qui est ensuite convertie en énergie de pression lorsque le fluide sort du boîtier de la pompe. Ces pompes sont largement utilisées pour leur simplicité, leur fiabilité et leur capacité à gérer une large gamme de débits et de pressions. (Volk, 2013)



**Figure I. 1 :** Exemple pompe centrifuge (abdelouafi , 2019-2020)).

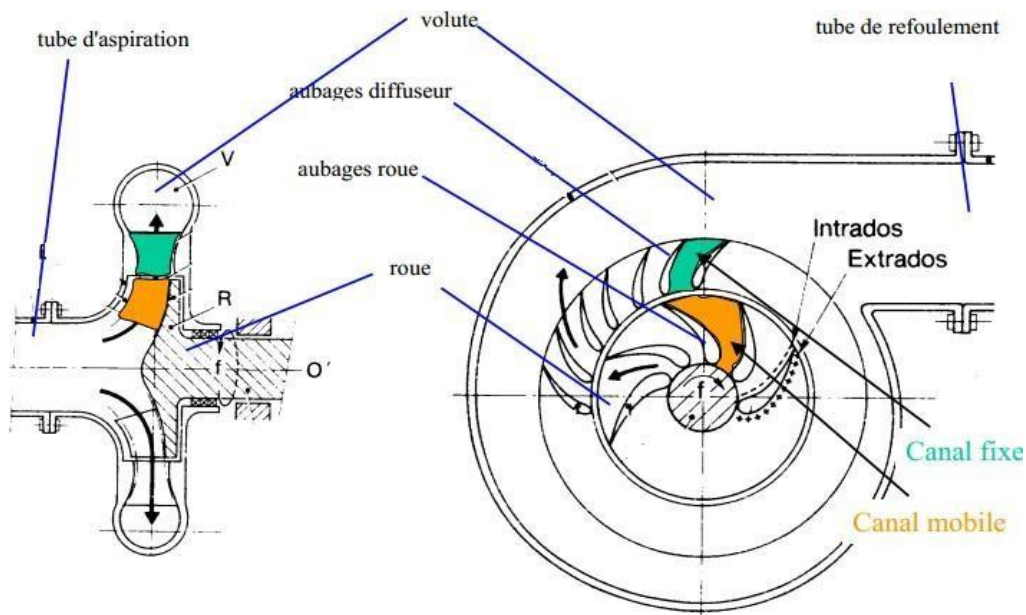
#### I.4 Les types :

On se sert des pompes centrifuges dans plusieurs domaines. Voici une synthèse des types les plus fréquents, organisés par des caractéristiques et leur applications typiques :

**Tableau I. 1:** Les types des pompes centrifuges.

Type de pompe centrifuge	Caractéristiques	Applications typiques
<b>Pompe à volute</b>	Carcasse en spirale convertissant l'énergie cinétique en pression. Simple et robuste.	Alimentation en eau, circulation HVAC. Industries chimiques.
<b>Pompe à diffuseur (à Aubes)</b>	Dispositif à aubes fixes pour une conversion optimisée de l'énergie. Haute pression.	Centrales électriques, pétrochimie, systèmes haute pressions.
<b>Pompe mono-étagée</b>	Une seule roue, conception compacte. Débit modéré.	Irrigation, réseaux d'eau potable, processus industriels légers.
<b>Pompe multi-étages</b>	Plusieurs roues en série pour des pressions élevées.	Alimentation de chaudières dessalement, systèmes de suppression.
<b>Pompe à double aspiration</b>	Roue à double entrée réduisant les forces axiales, Débit élevé.	Stations de pompage, traitement des eaux, grands réseaux hydrauliques.

### I.5 Les composantes :



**Figure I. 2 :** les composantes de la pompes centrifuges (Abdelouafi, 2019-2020).

#### a) Distributeur :

C'est un organe fixe qui a pour rôle de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulseur. Il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaires.

#### b) Roue (Impulseur, Turbine) :

L'élément central d'une pompe centrifuge est la roue, qui s'appelle aussi turbine ou impulseur. L'ensemble de la conception d'une pompe repose sur la roue. C'est l'élément le plus crucial dans la création de la pompe.

Il s'agit d'un composant tournant essentiel qui transmet l'énergie mécanique au fluide. Il génère une hausse de la pression et de la vitesse du fluide par effet centrifuge. Ce composant est un élément déterminant dans la caractérisation des performances d'une pompe. En effet, il influe sur des paramètres clés tels que le débit et la hauteur manométrique, qui sont des indicateurs de la capacité du système à transférer, à accélérer ou à ralentir le fluide.

TABLEAU I. 2: LES TYPE DE LA ROUE.

Type de roue	Utilisation
Ouverte	Chariots légers, robots automatisés, applications où le poids est un critère essentiel.
Semi-ouverte	Chariots de manutention, équipements agricoles
Fermée	Chariots de levage, transpalettes, mobilier sur roulettes.

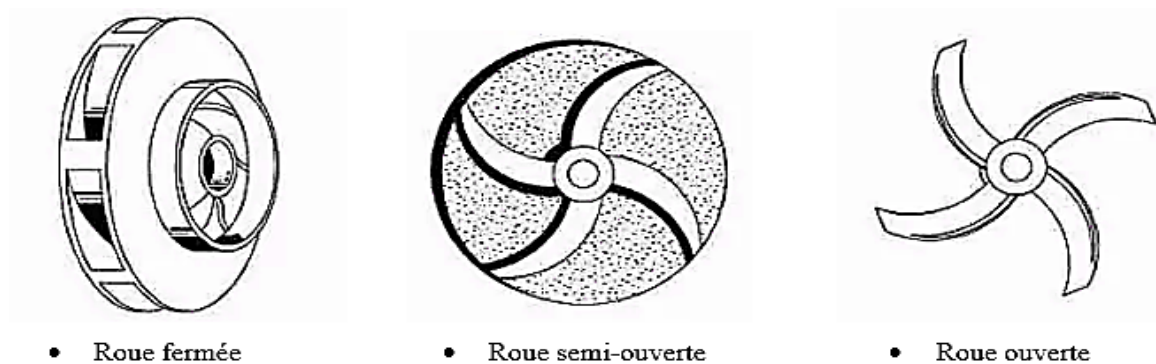


Figure I. 3: les types de la roue (Abdelouafi, 2019-2020).

**c) Le diffuseur :**

Le diffuseur a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression afin de limiter la vitesse du liquide et d'éviter ainsi des pertes de charge exagérées.

**d) Collecteur (Volute) :**

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

**e) Arbre :**

L'arbre est l'élément qui assure le mouvement de rotation. Il est souvent fabriqué en acier spécial car il doit résister aux sollicitations diverses exercées par certaines pièces. (Impulseur, paliers, etc.). (Ouzaniy et smail Y, 2016/2017)

## I.6 Principe de fonctionnement de la pompe :

Lorsqu'elle est en marche, la pompe engendre une augmentation de la pression du fluide de l'entrée vers la sortie. Cette différence de pression entraîne le fluide à travers le système ou l'installation. La pompe centrifuge génère cette hausse de pression en transmettant l'énergie mécanique du moteur au fluide via l'impulseur rotatif. Le fluide se déplace de l'entrée vers le centre de la roue et s'échappe le long de ses pales. La force centrifuge amplifie ainsi la vitesse du fluide, transformant par conséquent l'énergie cinétique en pression. (Jacobsen, 2012)

Une pompe centrifuge est constituée de :

- Une roue à aubes tournant autour de son axe (impulseur).
- Un distributeur dans l'axe de la roue.
- Un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

La pompe centrifuge fonctionne ainsi :

- **Aspiration :**

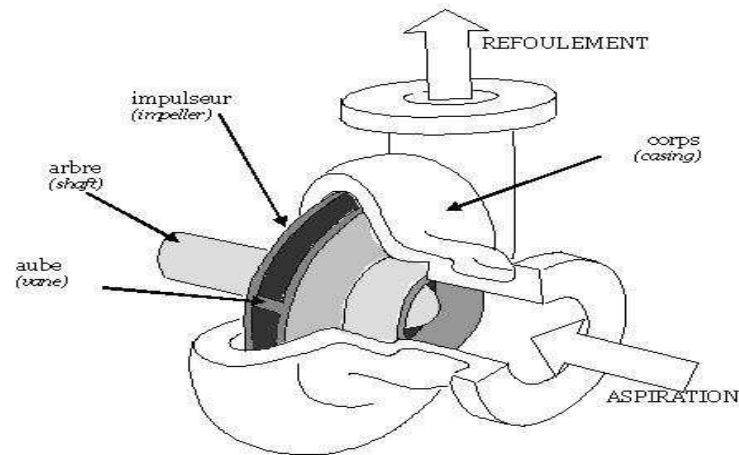
Une fois que la pompe est amorcée et remplie de liquide, la vitesse du flux entrant dans la roue s'accroît, ce qui entraîne une baisse de la pression dans l'œil. Ce phénomène provoque une aspiration et favorise le maintien de l'état d'amorçage.

- **Accélération :**

La rotation du fluide accroît sa vitesse, tandis que la force centrifuge qui le concentre en périphérie amplifie sa pression. Les aubes sont généralement courbées vers l'arrière en comparaison avec le sens de rotation. Selon les caractéristiques du fluide, différentes roues peuvent être installées dans le même corps de pompe.

- **Refoulement :**

Dans l'expansion en sortie, qui agit comme un divergent, le fluide diminue en vitesse au bénéfice de l'augmentation de pression. L'énergie cinétique est transformée en énergie de pression.



**Figure I. 4:** Principe de fonctionnement pompe centrifuge (Abdelouafi, 2019-2020).

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel, car elles peuvent couvrir une large gamme d'applications, sont simples et peu coûteuses.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme l'utilisation de liquides visqueux, pour laquelle la pompe serait nécessairement énorme par rapport aux débits possibles.

- Utilisation de liquides « susceptibles », c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (par exemple, les liquides alimentaires tels que le lait).

- Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages précis et instantanés risquerait de faire dépasser les caractéristiques de la pompe.

## I.7 Classifications :

Les pompes centrifuges sont classées selon le principe de fonctionnement :

- **Disposition de l'axe :**

Les pompes à axe horizontal.

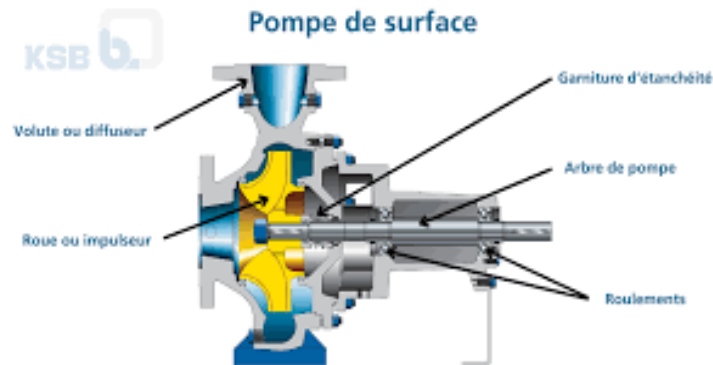
Les pompes à axe vertical (pompes immergées).

- **Nombre de roues :**

Le nombre de roues correspond au nombre d'étages : monocellulaire ou mon-étagée et multicellulaire ou multi-étages.

**-Les pompes monocellulaires :**

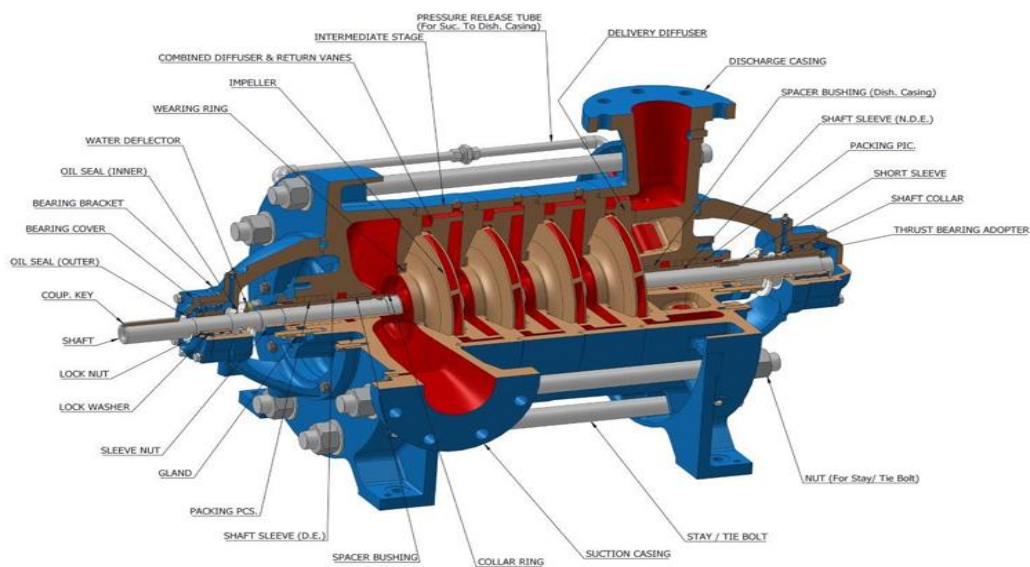
Donc une seule cellule (une roue à aube + diffuseur) (SERHANE Imane et GABLI Djamilia, 2019/2020)



**Figure I. 5:** Pompe centrifuge monocellulaire.

**-Les pompes multicellulaires :**

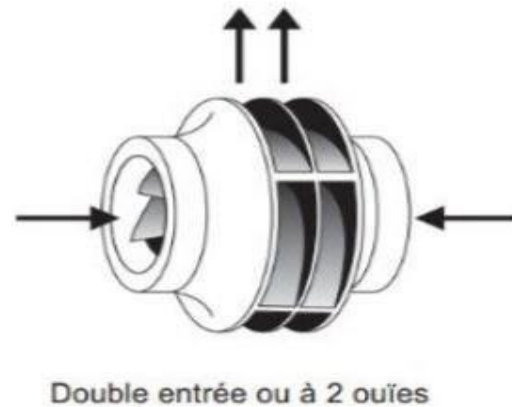
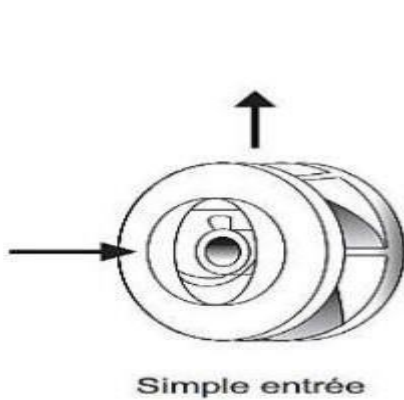
La pompe centrifuge multicellulaire est composée de plusieurs étages munis d'une roue centrifuge à aubes et d'un diffuseur. Le nombre d'étages et la vitesse du moteur déterminent le point de fonctionnement de ce type de pompe utilisée dans les applications en haute pression.



**Figure I. 6:** Pompe centrifuge multicellulaire (SERHANE Imane et GABLI Djamilia, 2019/2020).



- La forme de la roue (Abdelouafi, 2019-2020):



**Figure I.7 :** Roue a simple aspiration

**Figure I.8 :** Roue a double aspiration.

- La pression engendrée :

-Faible pression.

-Forte pression.

- Moyen d'accouplement :

-Par chaîne.

-Par engrenage.

-Par brise.

-Par courroie.

- Moyen d'entraînement :

-Par moteur électrique.

-Par moteur diesel ou à essence.

-Par turbine à vapeur ou à gaz.

- Type de récupérateur :

-Volute.

-Diffuseur.

- Usage

- Pompe à usage normal.
- Pompe à boue.
- Pompe à acide.
- Pompe à mazout et à essence.

## I.8 Caractéristiques générales sur les pompes centrifuges :

La pompe centrifuge se caractérise par trois paramètres :

- la hauteur manométrique en fonction du débit ( $H(Q)$ ) ;
- le débit volumique [ $m^3/s$ ].
- Rendement en fonction du débit :  $\eta(Q)$ .

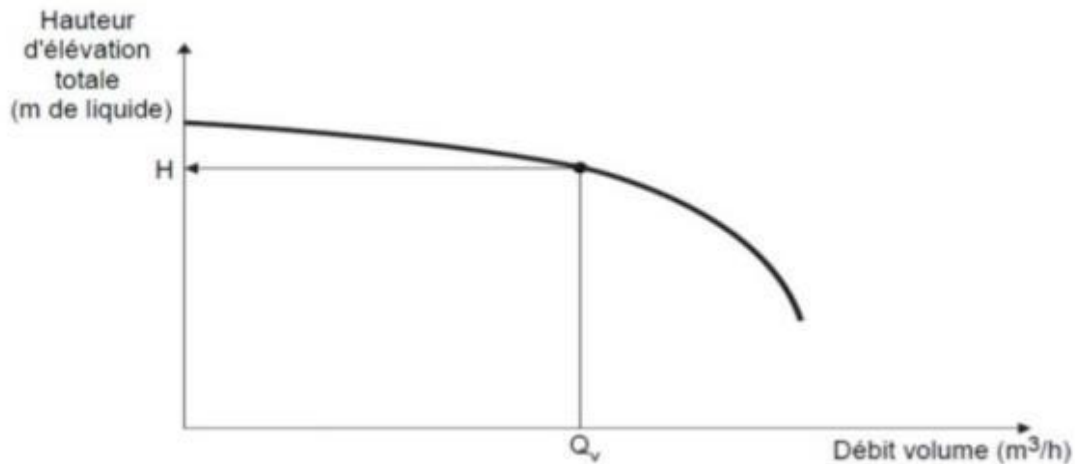
### a) Le débit :

Le débit  $Q$  fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant une unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde ( $m^3/s$ ) ou, plus pratiquement, en mètres cubes par heure ( $m^3/h$ ).

### b) Hauteur manométrique :

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, en fonction des caractéristiques générales des pompes centrifuges et des conditions d'aspiration et de refoulement (augmentation de pression que la pompe peut communiquer au fluide). La grandeur HMT représente la hauteur de liquide qui pourra être obtenue dans la tuyauterie de refoulement par rapport au niveau du liquide à l'aspiration :

$$HMT = (P_R - P_A) / \rho . g \quad [m] \dots\dots\dots (I.1)$$



**Figure I. 7:** Courbe caractéristique hauteur d'élévation fonction du débit volumique (BOUBAKEUR DAHMAN, 2023/2024).

### C) Rendement :

Le rendement  $\eta$  d'une pompe est le rapport de la puissance utile  $P_h$  (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée  $P_a$  par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). La puissance  $P$  et le rendement  $\eta$  sont donnés par :

$$P_h = Q \rho g h \quad \dots\dots\dots (I.2)$$

$$\eta = P_h / P_a \quad \dots\dots\dots (I.3)$$

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée.

La courbe « Rendement (Q) » du rendement est toujours montante depuis la valeur « Rendement = 0 », puis descendante en passant par une valeur « Rendement max ». Ce qui est le cas quel que soit le type de pompe utilisé (EDDINE M. S., 2019)

## I.9 Les avantages et les inconvénients :

### a) Les avantages :

- Construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- Le débit de refoulement peut être facilement ajusté par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation.
- Grande vitesse de rotation, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine.

- Limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requise.
- Fonctionnement très silencieux grâce à un équilibrage optimal des masses et à l'absence de masses oscillantes.
- Refoulement continu sans pulsations.
- Acheminement possible de matières solides.
- Convient à des puissances élevées.
- Concentration élevée de la puissance et petit espace de construction

### **b) Les inconvénients :**

- Ne sont pas auto-amorçâtes (il existe toutefois des types spéciaux, tels que la pompe à canal latéral, qui peuvent l'être).
- Risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- Le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.
- Plusieurs étages sont nécessaires pour les pressions de refoulement élevées.

## **I.10 Conclusions**

Les pompes centrifuges sont un élément indispensable essentielles dans le secteur industriel pour la circulation des fluides grâce à leur conception simple et leur rendement élevé. Elles fonctionnent grâce à la force centrifuge, et leurs éléments essentiels (roue, corps et arbre) garantissent un flux constant. Si elles présentent des avantages significatifs tels que des coûts réduits et une maintenance aisée, elles sont également soumises à certaines restrictions telles que la cavitation et l'inadaptabilité aux fluides visqueux. Par conséquent, pour garantir des performances maximales, il est essentiel de prendre en compte les conditions d'utilisation lors de leur sélection.

**Chapitre II**

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

## II.1 Introduction

Les pompes centrifuges sont véritablement des machines essentielles au sein de nombreux procédés industriels car elles transfèrent puis mettent sous pression les fluides. Leur fonctionnement repose sur la conversion de l'énergie mécanique vers l'énergie hydraulique, et cela, au travers de la roue mobile, qui communique alors l'énergie au fluide. La spirale fixe transforme aussi cette énergie cinétique en une pression exploitable. Cependant, en réalité cette conversion précise d'énergie n'est jamais parfaite. Diverses pertes mécaniques, hydrauliques et volumétriques affectent le rendement global de ces pompes-là. Ce chapitre propose donc bien une analyse approfondie des genres de pertes dans les pompes centrifuges, de leurs conséquences et des façons de réduire ces pertes. L'objectif est de permettre de choisir, ensuite d'exploiter au mieux.

## II.2 L'équation fondamentale des turbopompes :

Dans la segmentation d'une roue de pompe en plusieurs roues élémentaires, on observe les variations d'un écoulement pour chaque roue élémentaire comme fit :

- Le changement de la vitesse absolue : de  $\vec{C}_1$  en  $\vec{C}_2$
- Le changement au moment où les vitesses changent dans le sens périphérique : de  $r_1 C_1$  et  $\cos \alpha_1$  en  $r_2 C_2$  et  $\cos \alpha_2$

En multipliant ces produits par les masses éléments qui, en temps  $dt$ , se sont écoulées depuis l'entrée de la roue élémentaire,  $dQm_1dt$ , et à la sortie,  $dQm_2dt$ , La composante périphérique du moment cinétique,  $dKu$ , augmente dans l'enceinte de la roue élémentaire. (Troskolański, 1977)

$$dKu = r_2 c_2 \cos \alpha_2 dQm_2dt - r_1 c_1 \cos \alpha_1 dQm_1dt \dots \dots \dots (II.1)$$

Tenant compte de l'exigence de continuité du mouvement

$$dQm_1 = dQm_2 = dQm \dots \dots \dots (II.2)$$

On aura

$$dQu = (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ m dt \dots\dots\dots (II.3)$$

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

$$dM = \frac{dKu}{dt} = (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ m \dots\dots\dots (II.4)$$

Appliquant l'intégration ajoutée à toute la section d'entrée et de sortie de la roue, le couple total sera :

$$M = \int (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) Q m \dots\dots\dots (II.5)$$

$$M = \rho Q_{la} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots (II.6)$$

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 :

$$C_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 \dots\dots\dots (II.7)$$

$$C_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 \dots\dots\dots (II.8)$$

Le couple devient :

$$M = \rho Q_{la} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \dots\dots\dots (II.9)$$

### II.3 La hauteur manométrique théorique :

Pour générer un écoulement, conformément à la loi de Newton, il faut appliquer le couple  $M_{sch}$  à l'arbre (l'action est toujours réciproque à la réaction). Donc,  $M_{sch}$  représente le moment où le fluide est transmis. La puissance du moteur peut être déterminée en se basant sur la vitesse angulaire,  $\omega$ , de l'arbre avec ( $u = \omega \times r$ ). (Gülich J. , 2008)

$$P_{sch} = M_{sch} \omega = \rho Q_{la} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \dots\dots\dots (II.10)$$

$$H_{thg} = \frac{P_{sch}}{\rho Q_{la}} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \dots\dots\dots (II.11)$$

Ensuite, il est possible de déterminer la hauteur théorique d'une pompe en se référant à l'équation fondamentale des turbomachines, formulée par Euler. (Dixon, 2013)

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

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left\{ 1 - \frac{Q_{la}}{A_2 u_2 \tan \beta_2 B} \left[ 1 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_2 B}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \dots\dots\dots (II.13)$$

$H_{\infty}$ : Hauteur théorique est calculée pour un nombre infini d'aubes. En prenant en compte l'influence du nombre limité d'aubes et du blocage des aubes, en introduisant les coefficients de glissement  $\gamma$ , et de blocage  $\tau$ , dans l'équation (13), on obtient la nouvelle équation suivante. (Gulich J., 2008)

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left\{ \gamma - \frac{Q_{la}}{A_2 u_2 \tan \beta_2 B} \left[ \tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_2 B}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \dots\dots\dots (II.14)$$

Avec :

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

$$A_1 = \pi d_{2b} b_2 \dots\dots\dots (II.16)$$

## II.4 La circulation relative :

En général, lorsque le liquide circule dans la roue, il se divise en deux étapes distinctes : les particules liquides se déplacent du point d'entrée au point de sortie en suivant dans le canal à l'intérieur de la roue. Lorsque la roue se met en mouvement, cet écart de pression entre les surfaces convexes (extrados) et concaves (intrados) des aubes se crée. Il est clair que la pression du côté extrados (où la pression est appliquée) est plus importante que du côté intrados, même si les vitesses relatives  $w$  sont plus élevées à la surface concave qu'à proximité de la surface convexe. (Troskolański, 1977)

Il est possible de calculer la hauteur manométrique de circulation relative en utilisant cette formule. (Djebedjian, 2009)

$$H_{Cir} = H_{\infty} - H_{th} \dots\dots\dots (II.17)$$

## II.5 Triangle des vitesses :

Lorsqu'une pompe fonctionne, la prédiction de ses performances dépend de la vitesse de rotation et de la géométrie de la roue. Cette prédiction peut être réalisée en utilisant le triangle



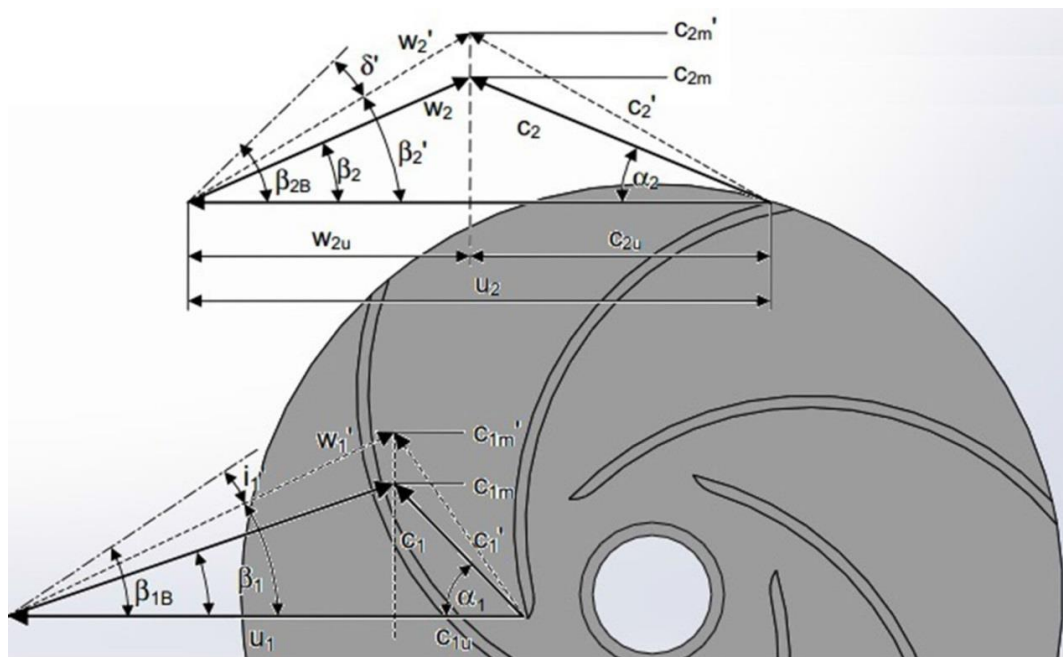
des vitesses. Les aubes de la roue sont activées par la vitesse d'entraînement, notée  $u$ , qui est le résultat de la multiplication de la vitesse angulaire et du rayon de la roue :

$$u = \omega r \dots\dots\dots (II.18)$$

Chaque particule de fluide dans la roue possède deux vitesses différentes en fonction du repère sélectionné :

- Cela représente la vitesse absolue,  $c$ , qui correspond à la vitesse de la particule mesurée dans un repère fixe.
- La vitesse relative,  $w$ , qui correspond à la vitesse de la particule mesurée dans un repère mobile est égale à la vitesse de la roue.

Ces éléments peuvent créer un triangle de vitesses au niveau de l'entrée et de la sortie de la roue (figure II.1) :



**Figure II. 1:** Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue (Asuaje, 2003) (abdelah, 2017/2018).

#### a) Des vitesses à l'entrée de la roue :

En général, le fluide pénètre dans la roue de manière axiale ( $\alpha_1=90^\circ$ ), ce qui implique que la vitesse absolue à l'entrée de la roue  $C_{1u} = 0$  (si  $\alpha_1 \neq 90^\circ$ ) en raison du changement de direction de l'écoulement qu'elle entraîne. Par exemple, lorsque l'entrée de la roue est équipée

d'une roue directionnelle. Par exemple, Lorsqu'une roue directionnelle est placée à l'entrée de la roue, le coefficient tangentiel de la vitesse absolue est représenté par : (Gülich J. , 2008)

$$C_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} \dots\dots\dots (II.19)$$

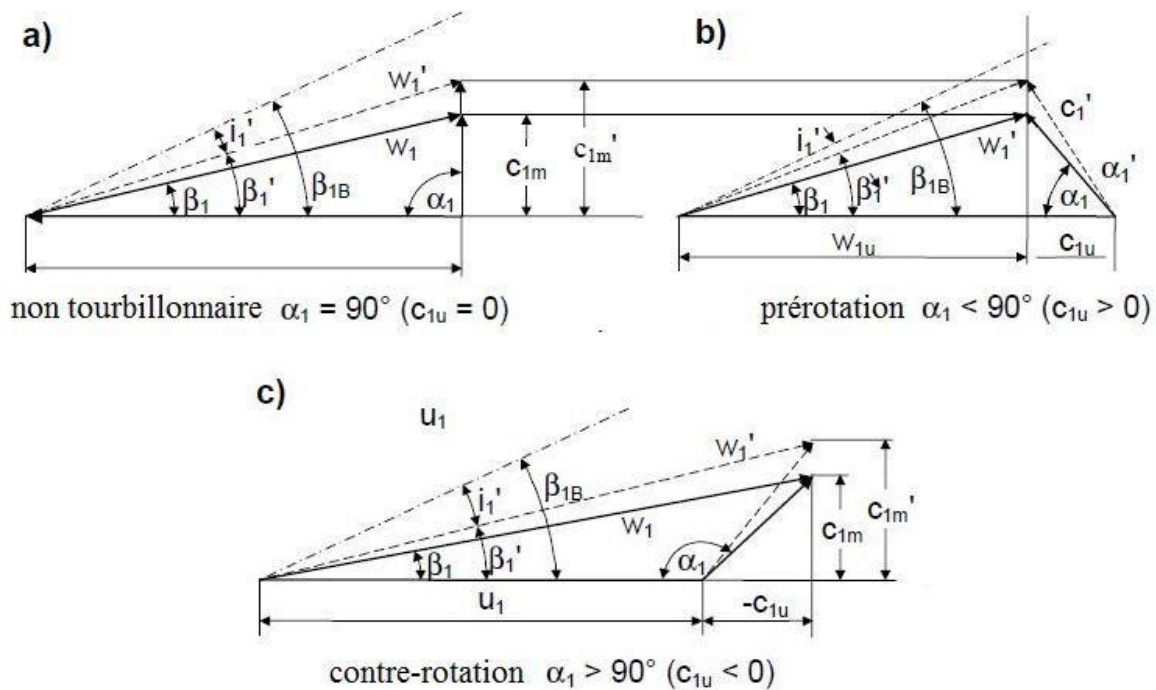
$C_{1m}$  : Structure méridionale de la vitesse absolue, donné par :

$$C_{1m} = \frac{Q_{1a}}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2)} \dots\dots\dots (II.20)$$

Il est donc possible de tracer à l'entrée de la roue son triangle des vitesses en fonction de la valeur de l'angle d'écoulement absolu à l'entrée,  $\alpha_1$ , et on peut estimer le cas :

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

La Figure 2.2 permet de distinguer ces trois cas d'angles. (Gülich J. , 2008)



**Figure II. 2:**Triangle des vitesses à l'entrée de la roue avec différent angle  $\alpha_1$  (abdelah, 2017/2018).

On peut voir 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 par :

$$\beta_2 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \dots\dots\dots (II.21)$$

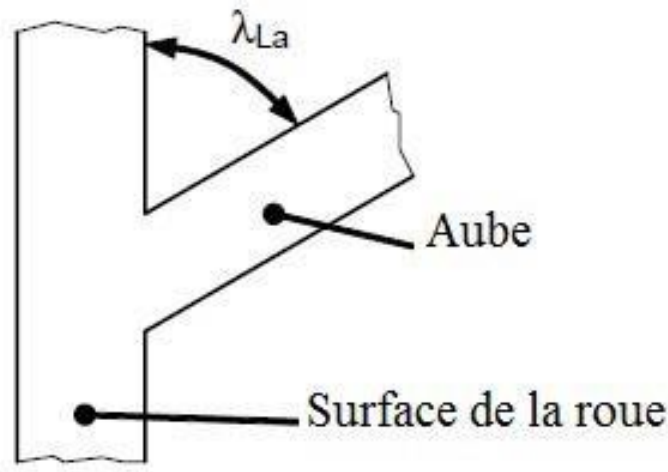
$$u_1 = \pi d_1 n / 60 \dots\dots\dots (II.22)$$

D'autre part, à cause du blocage à l'aube (équation 25), la partie méridienne de la vitesse absolue en entrée de roue,  $C_{1m}$ , engendre une élévation de  $C'_{1m}$ , conduisant ainsi une augmentation de  $\beta_1$  vers  $\beta'_1$  : (Gülich J. , 2008)

$$C'_{1m} = C_{1m} \tau_1 \dots\dots\dots (II.23)$$

$$\beta'_1 = \arctan \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{u1}} \dots\dots\dots (II.24)$$

$$\tau_1 = \left\{ 1 - \frac{z_{1a} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{1a}} \right\}^{-1} \dots\dots\dots (II.25)$$



**Figure II. 3:** Angle entre l'aube et la surface de la roue  $\lambda_{1a}$  (Gülich J. , 2008)

Selon la figure II.2, on peut observer une différence 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  $i'_1$  : (Gülich J. , 2008)

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

Lorsque  $i'_1=0$ , nous déterminons le débit d'adaptation  $Q_n$  en considérant la vitesse de rotation et la configuration à l'entrée de la roue. (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001)

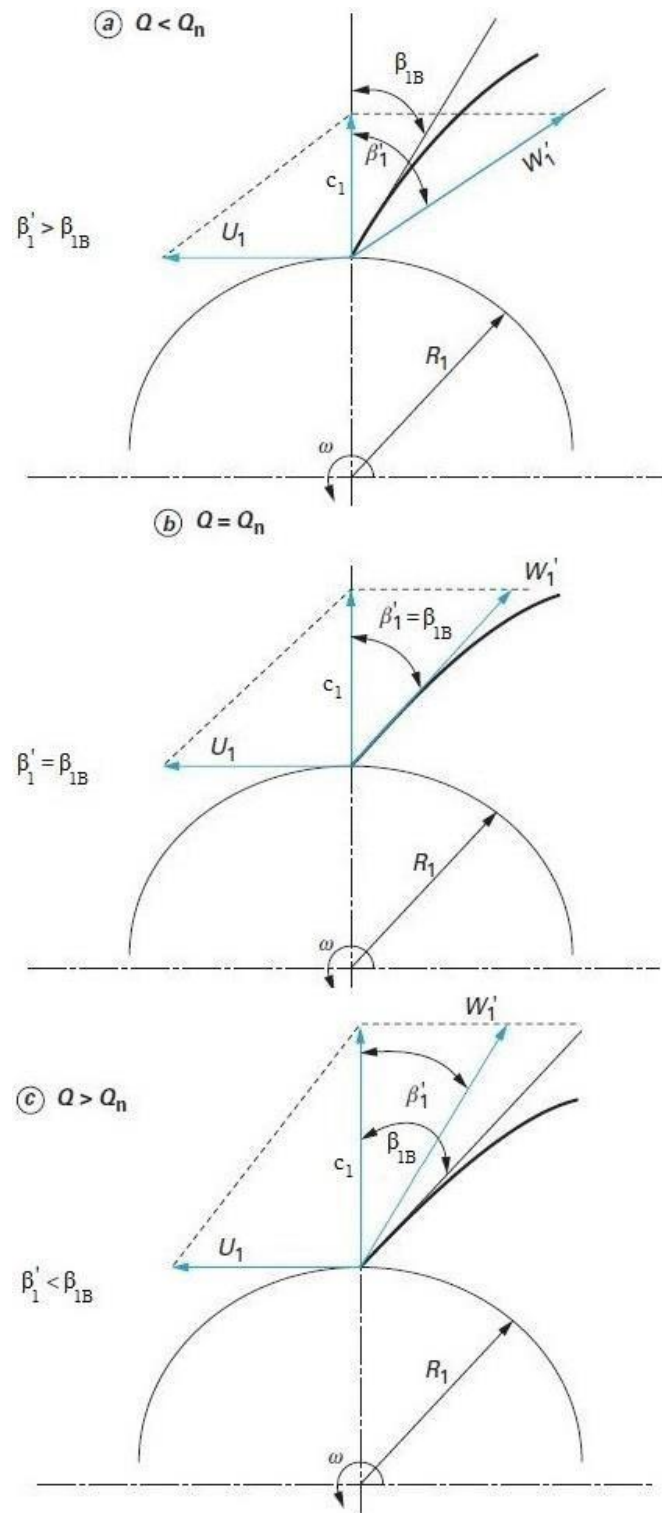
$$Q_n = \frac{2\pi\omega r_1^2 b_1}{\tan\beta_{1B}} \dots\dots\dots (II.27)$$

Lorsque le débit de la pompe s'avère plus petit que le débit de l'adaptation, soit  $Q < Q_N$ , l'angle d'écoulement relatif sous l'obstruction d'aube,  $\beta'_1$ , se trouve supérieur à l'angle d'aubage  $\beta_{1B}$ . On remarque également une séparation sur la face dépressive de l'aube qui s'avère croissante fonction de la distance au débit d'adaptation,

En ayant un débit pompé supérieur à celui de  $\beta'_1$  de l'adaptation,  $Q > Q_N$  de l'angle d'aubage  $\beta_{1B}$ , c'est la face sous pression qui va commencer à décoller. (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001)

On appelle ces pertes « pertes de désadaptation » ou « pertes par incidence » On peut exprimer la vitesse relative à l'entrée de la roue,  $w_1$ , par :

$$W_1 = \sqrt{C_{1m}^2} + (u_1 - c_{1u})^2 \dots\dots\dots (II.28)$$



**Figure II. 4:** Triangle des vitesses à l'entrée en fonction du débit. (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001)

**b) Triangle des vitesses à la sortie de la roue :**

Le mouvement de la roue fait en sorte que les pales propulsent le fluide vers l'évacuation tout en augmentant sa vitesse comparativement à l'entrée de la roue. Actuellement, on peut tracer un triangle de vitesses à la sortie de la roue, comme démontré dans la figure II.1. D'après cette représentation, voici comment on peut définir la vitesse absolue,  $C_2$ :

$$C_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + C_{2u}^2} \dots\dots\dots (II.29)$$

À la sortie de la roue, les composantes méridiennes et tangentiels de la vitesse absolue notées respectivement  $C_{2m}$  et  $C_{2u}$ . La relation permettant de calculer  $C_{2m}$  est : (Gulich J. , 2008)

$$C_{2m} = \frac{Q_{1a}}{\pi d_{2b} b_2} \dots\dots\dots (II.30)$$

Lors de la phase initiale de conception, il est possible de déterminer le composant tangent à la vitesse absolue,  $C_{2u}$ . Ceci indique que l'angle d'écoulement,  $\beta_2$ , correspond à l'angle de sortie,  $\beta_{2B}$ , au point de sortie de la roue. Ainsi, le coefficient de glissement n'est pas inclus dans l'équation ci-après : (Djebdjian, 2009)

$$C_{2u} = u_2 - C_{2m} \cot(\beta_{2B}) \dots\dots\dots (II.31)$$

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

$$u_2 = \pi d_2 n / 60 \dots\dots\dots (II.32)$$

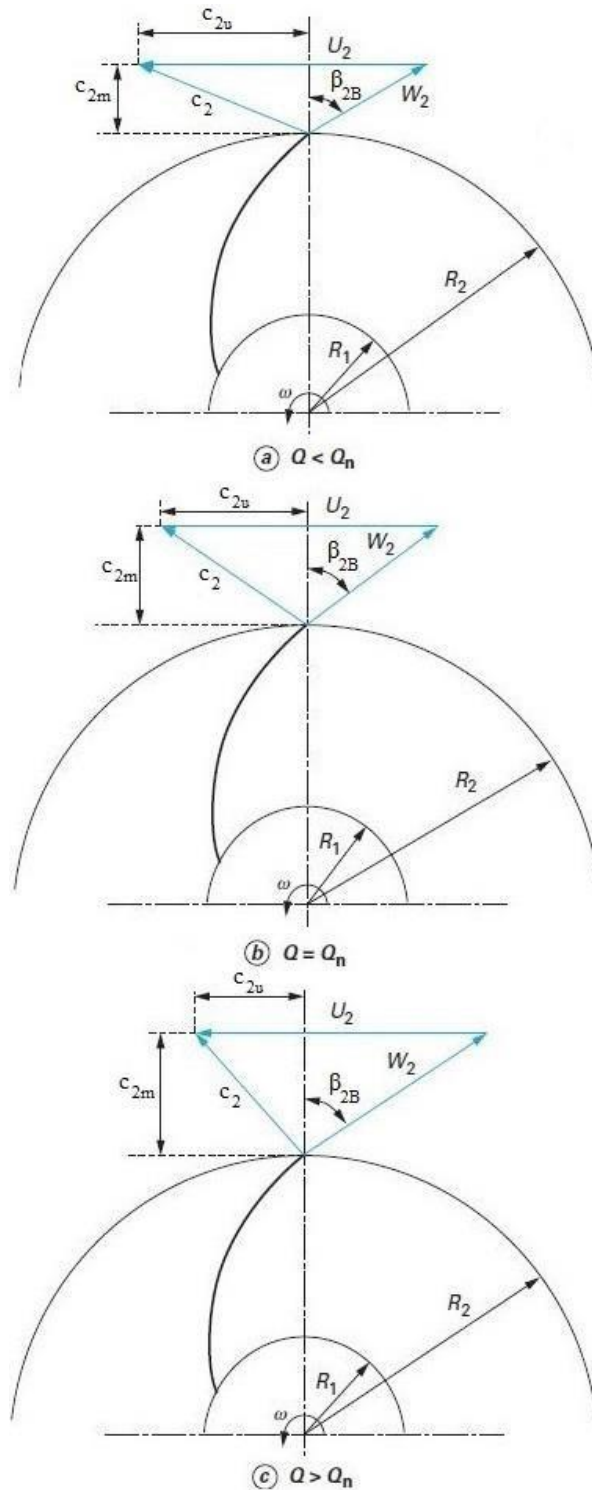
L'écart entre la vitesse d'entraînement,  $u_2$ , et le composant tangent de la vitesse absolue,  $C_{2u}$ , est désigné comme le composant tangent de la vitesse relative,  $w_{2u}$ .

$$W_{2u} = u_2 - C_{2u} \dots\dots\dots (II.33)$$

D'après le graphique de vitesse à la sortie de la roue (figure 1.1), nous pouvons déterminer la vitesse relative en employant la formule :

$$W_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + W_{2u}^2} \dots\dots\dots (II.34)$$

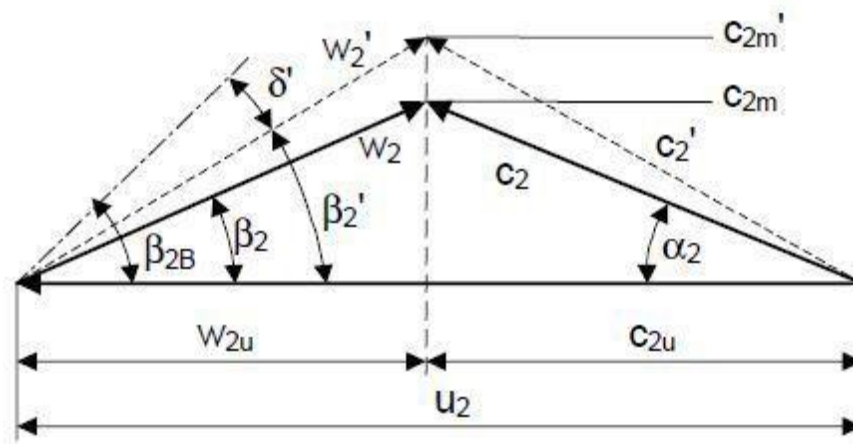
La figure II.5 montre les divers triangles de vitesses à la sortie de la roue en fonction du débit.



**Figure II. 5:**Triangle des vitesses à la sortie de la roue en fonction du débit. (POULAIN, Pompes roto dynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001).

Comme illustré dans la figure II.5, il y a trois débits différents :

- Si le débit est inférieur au débit nominal de la pompe ( $Q < Q_n$ ), la composante tangente de la vitesse absolue,  $C_{2u}$ , est élevée, ce qui entraîne une grande hauteur manométrique.
- Si la pompe fonctionne à un débit équivalent au débit nominal ( $Q = Q_n$ ), la vitesse,  $C_{2u}$ , se réduit, ce qui entraîne une diminution de la hauteur manométrique.
- On arrive au même résultat lorsque le débit dépasse le débit opérationnel ( $Q > Q_n$ ). (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001)



**Figure II. 6 :** Triangle des vitesses à la sortie de la roue. (Gülich J. , 2008)

D'après la (Figure II.6), le blocage d'aube à la sortie de la roue ne touche pas le composant tangent, mais elle influence la vitesse absolue, ce qui provoquera une élévation de sa vitesse. C'est manifeste dans les équations suivantes. (Gülich J. , 2008)

$$C'_{2m} = c_{2m} \tau_2 \dots\dots\dots (II.35)$$

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

La Figure II.6 montre encore les angles à la sortie de la roue. Leur calcul peut être effectué par application des relations suivantes :

$$\alpha_2 = \arctan c_{2m} / c_{2u} \dots\dots\dots (II.37)$$

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



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

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

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

$\beta'_2$  : Angle entre la vitesse relative avec blocage,  $w'_2$ , et l'orientation négative de la vitesse d'apprentissage,  $u_2$ .

## II.6 Le coefficient de glissement :

Lorsque le fluide s'échappe de la roue d'une pompe, les aubes assurent sa direction. Même dans des conditions optimales (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 ce contexte, le fluide idéal serait parfaitement guidé par les aubes et s'échapperait de la roue à l'angle d'aube  $\beta_{2B}$ . Par conséquent, le liquide s'échappe de la roue à 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 : (Gülich J. , 2008)

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

On appelle généralement ce phénomène cité précédemment « glissement ». Lors de la fabrication des roues, l'intégration de l'angle de déviation,  $\delta'$ , est indispensable. L'intégration du coefficient de glissement empirique (figure II.7) est utilisée pour calculer les triangles de vitesse :

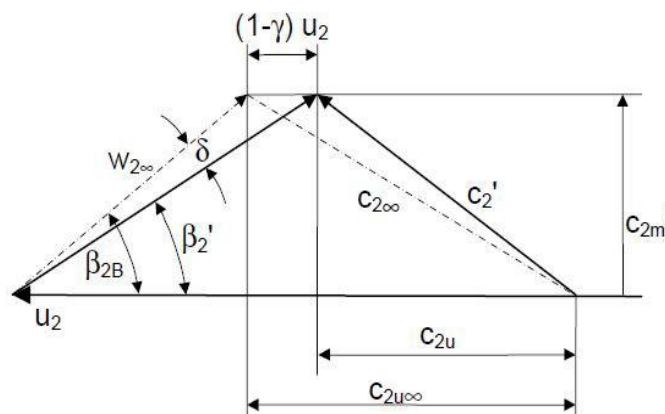


Figure II. 7: Triangle des vitesses à la sortie de la roue. (Gülich J. , 2008)

La figure II.7 illustre le triangle de vitesse immédiatement après que le fluide a quitté le bord de l'aube (en présence de blocage). Le symbole  $\infty$  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 :

$$C_{2u\infty} - C_{2u} = (1 - \gamma)u_2 \dots\dots\dots(\text{II.41})$$

On définit le coefficient de glissement  $\gamma$ , et la valeur  $(1-\gamma)$  symbolise le glissement. Pour un nombre infini d'aubes, le flux est orienté vers la sortie de la roue lorsque  $\gamma = 1$ . La déviation entre l'angle de flux,  $\beta_2$ , et l'angle d'aube,  $\beta_{2B}$ , est à son maximum lorsque la valeur de  $\gamma$  est minimale.

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 (Stodola, 1945), Eck (Eck, 1973), Stanitz (Stanitz, 1951), Wiesner (Wiesner, A review of slip factors for centrifugal impeller, 1967. 89(4)), Paeng et Chung (Paeng, 2001), Pampreen et Musgrave (Pampreen R. a., 1978), et Backstrom (von Backström, 2006), ont établi différentes corrélations pour le coefficient de glissement des roues centrifuges.

En utilisant les calculs de Busemann (Busemann, 1928), Wiesner (Wiesner, A review of slip factors for centrifugal impellers, 1967) 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 (Gulich J. , 2008) :

$$\gamma = f_1 \left( 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{1 - z_{la}^{0.7}} \right) k_w \dots\dots\dots(\text{II.42})$$

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

$$K_w = 1 - \left( \frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3 \dots\dots\dots(\text{II.43})$$

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

Ils proviennent de :

$$\varepsilon_{lim} = \exp \left( -\frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{z_{1a}} \right) \dots\dots\dots (II.44)$$

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

Pour une pompe radiale, le coefficient de correction,  $f_1$ , est fixé à 0,98. Pour un dispositif de pompe semi-axiale. Il est présent dans la relation ci-après :

$$f_1 = 1.02 + 1.02 * 10^{-3}(n_q - 50) \dots\dots\dots (II.46)$$

$n_q$ : La vitesse spécifique est donnée par :

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

$f_q$  : 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 tangential de la vitesse absolue,  $c_{u2}$ , comme indiqué dans l'équation suivante (Gulich J. , 2008) :

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

## II.7 Les pertes hydrauliques :

Il est possible d'évaluer l'efficacité de la pompe en réalisant une étude détaillée du lien entre les pertes au sein de la pompe. On dispose de plusieurs modèles empiriques et semi-empiriques pour prévoir ces pertes.

Les pertes d'eau se produisent lorsque le liquide passe à travers la pompe. C'est la friction du fluide contre les parois de la pompe et la variation de direction de sa vitesse pendant son

transit à travers celle-ci qui sont à l'origine de ces phénomènes. Généralement, on identifie trois types de pertes hydrauliques :

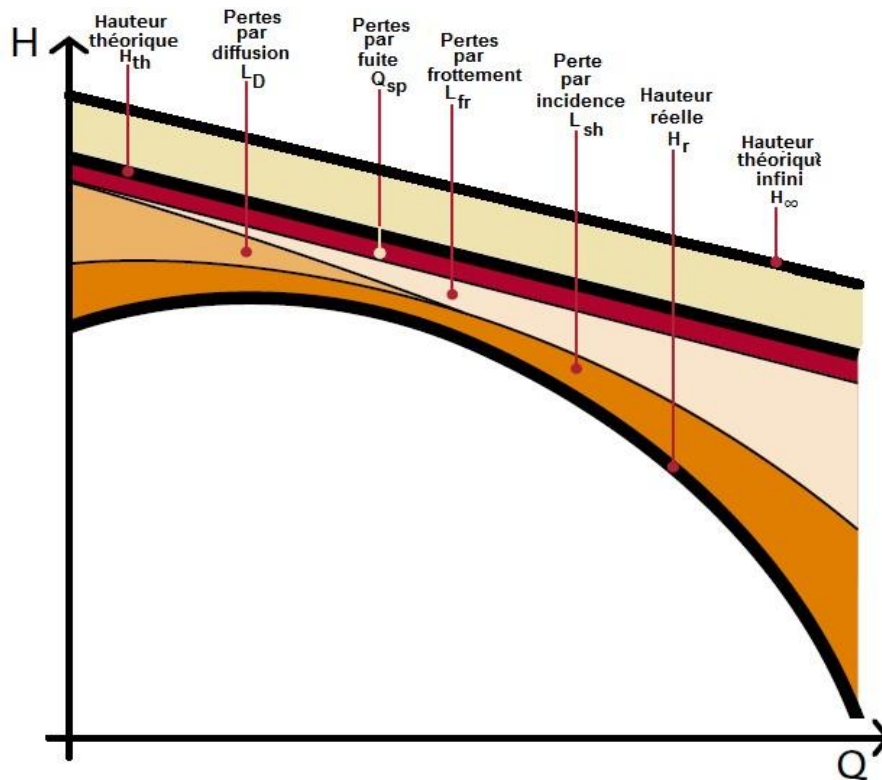
- Une perte par désadaptation, ( $l_{sh}$ ), peut être désignée comme une perte par choc ou une perte par incidence.
- Perte par frottement ( $l_{fr}$ ).
- Perte par diffusion ( $l_D$ ). Également identifiée par le nom « perte par décollement ».

Selon la relation suivante, les pertes hydrauliques peuvent réduire la hauteur manométrique de la pompe.

$$H_r = H_{th} - [(l_{sh,la} + l_{fr,la} + l_{D,la}) + (l_{sh,le} + l_{fr,le} + l_{D,le}) + (l_{sh,c} + l_{fr,c} + l_{D,c})] \dots (II.49)$$

Les hauteurs réelles et théoriques sont notées  $H_r$  et  $H_{th}$  respectivement, tandis que le symbole  $L$  représente les pertes hydrauliques. Les indices  $sh$ ,  $fr$  et  $D$  correspondent respectivement aux pertes par incidence, frottement et décollement. Les indices  $La$ ,  $Le$  et  $c$  symbolisent les divers composants de la pompe, comme la roue, le diffuseur et la volute.

L'équation d'Euler offre la possibilité de déterminer les hauteurs manométriques théoriques et idéales (sans tenir compte des pertes) pour un nombre fini,  $H_{th}$ , ainsi que pour un nombre infini,  $H_\infty$ , comme le montre la figure II.8. L'altitude théorique de la pompe,  $H_{th}$ , est diminuée par divers types de pertes tels que les pertes dues à la diffusion, les pertes liées aux fuites, les pertes causées par le frottement et les pertes d'incidence.



**Figure II. 8 :** Diminution de la hauteur d'Euler par les pertes. (Turton, 1994)

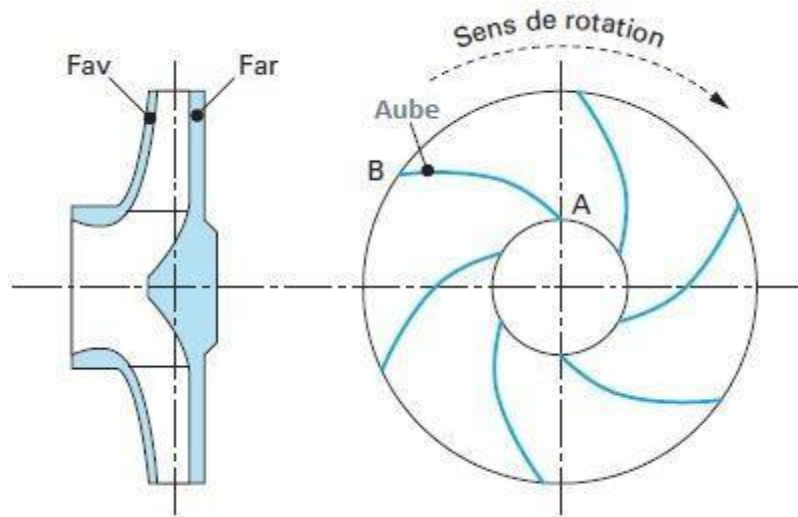
### II.7.1 Les pertes hydrauliques dans la roue :

La roue de la pompe, également appelée impulseur, joue un rôle crucial dans la machine. L'impulseur fournit en effet toute l'énergie au fluide sous deux formes différentes. (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996)

- 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 II.9). Elles sont régulièrement décalées angulairement et peuvent varier en nombre, mais se situent généralement entre 5 et 7. Elles peuvent varier en nombre, mais se situent généralement entre 5 et 7. (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996)

Le sens de rotation de l'impulseur est inversé par rapport à celui des aubes (figure II.9). Le point de fuite B des aubes est ainsi en retard dans la rotation par rapport au point d'attaque A. (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996)



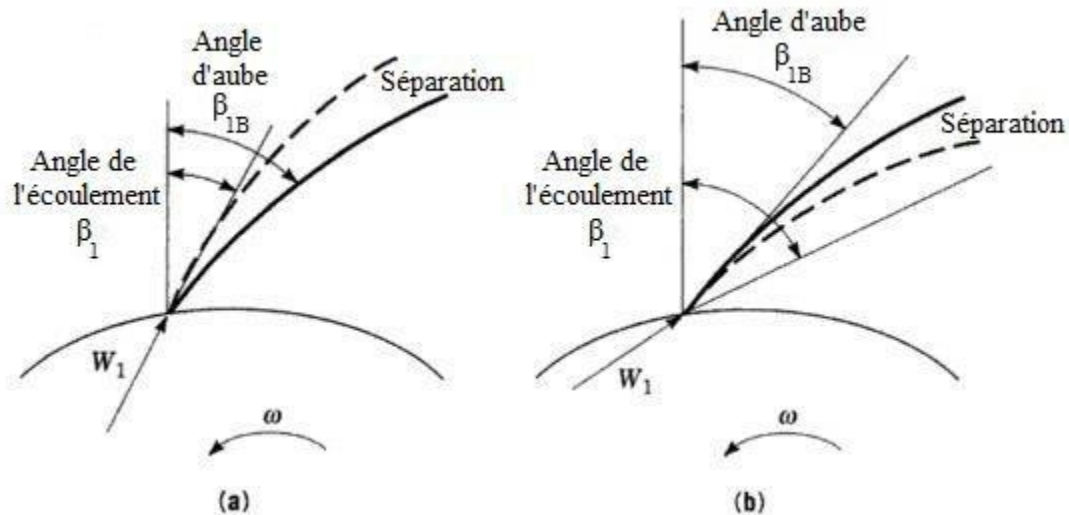
**Figure II. 9:** La roue d'une pompe centrifuge. (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996)

Il y a un flasque avant, Fav, et un flasque arrière, Far, sur les roues fermées (voir la figure II.9). Autrement dit, à chaque extrémité, les aubes sont fixées à une couronne continue qui confère 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'impulser 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 II.9 sont, par exemple, des aubes droites. (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996)

**a) Les pertes par incidence dans la roue  $l_{sh,la}$  :**

Quand le fluide arrive avec un angle d'écoulement qui diffère de l'angle de l'aube de la roue, cela provoque une perte d'incidence, ce qui signifie que la vitesse relative, notée  $w$ , n'est pas égale au bord de fuite des aubes. (Figure II.10).



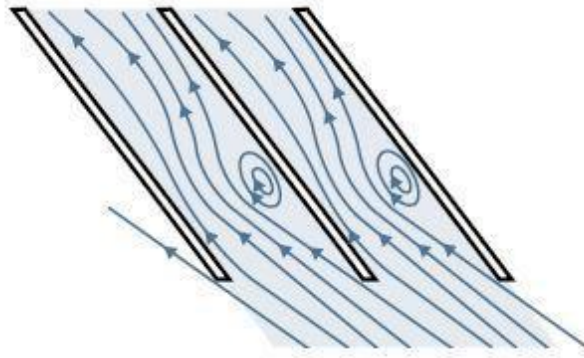
**Figure II. 10:** Perte par incidence à l'entrée d'aube : (a) avec un débit accru  $Q > Q_n$ , (b) avec un débit réduit  $Q < Q_n$  (Gulich J. 2003).

Pour obtenir un rendement optimal de la pompe, il est indispensable d'assurer une concordance appropriée entre l'angle de la vitesse relative et l'angle d'aube. Pour l'instant, il n'y a aucune perte due à un impact.

Une zone de décollement est observée sur :

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

Ces zones de décollement diminuent la section transversale du passage d'écoulement. Ceci provoque une augmentation de la vitesse, suivie d'une décélération pour remplir le canal de la roue créé par les pales de la roue, aussi appelé canal inter-aubages. (Figure II.11)



**Figure II. 11:**Perte par incidence (Pfleiderer, 1990).

$$L_{sh,la} = C_{sh,la} \frac{(w_1 - w_{1q})}{2g} \dots\dots\dots (II.50)$$

$C_{sh,la}$  : Le coefficient de perte dû à l'incidence à l'entrée de la roue ; sa valeur empirique fluctue selon la dimension de la zone de décollement et se trouve habituellement entre 0,5 et 0,7.

$w_{1q}$ : On peut déterminer la vitesse moyenne dans le canal de la roue en se servant de :

$$w_{1q} = \frac{Q_{la}}{z_{la} a_1 b_1} \dots\dots\dots (II.51)$$

#### **b) Les pertes par frottement dans roue $l_{fr,la}$ :**

Les pertes associées aux frottements sont liées à la viscosité du fluide et résultent des transferts de mouvement entre les diverses particules des couches reliées du liquide qui se déplacent à des vitesses différentes. (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001)

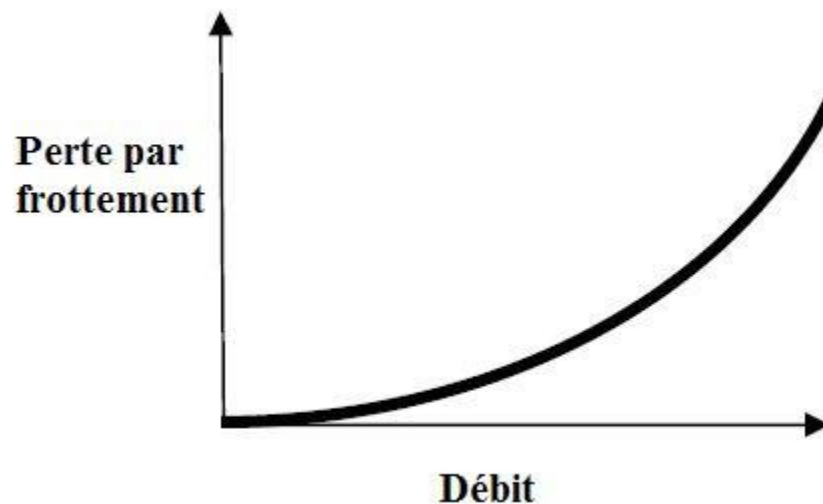
L'estimation des pertes dues au frottement dans la roue, le diffuseur ou la volute est comparable à celle d'un conduit présentant un débit totalement développé.

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 :



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

Selon la formule de Darcy-Weisbach, les frottements s'accroissent en fonction de la rugosité de la paroi, de la surface mouillée, du débit du fluide et de sa viscosité. Par ailleurs, leur diminution est liée au diamètre hydraulique du tuyau (Karassik, 1976). Habituellement, les frottements sont associés au carré du débit. (Figure II.12).



**Figure II. 12:**Pertes par frottement (Gülich J. , 2008).

Débit à travers la roue est irrégulier. On a donc utilisé un diamètre hydraulique,  $d_h$ . Et une vitesse relative moyenne,  $w_{av}$ . Dans l'équation (51). On constate en outre une relation liant,  $\lambda_{fr} = 4 C_{fr}$ , le coefficient de frottement des tuyaux,  $\lambda_{fr}$ , au coefficient de frottement des plaques planes,  $C_{fr}$ . Apporte la formule de calcul des frottements dans la roue (Gülich J. , 2008).

$$L_{fr,la} = 4C_{fr,la} \frac{1}{d_h} \frac{w_{av}^2}{2g} \dots\dots\dots (II.53)$$

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

$$L_{e,la} = \frac{r_2 - r_1}{\cos \beta_{2B}} \dots\dots\dots (II.54)$$

$$d_{h,la} = \frac{2(a_2 b_2 + a_1 a_1)}{a_1 + b_1 + a_2 + b_2} \dots\dots\dots (II.55)$$

Le coefficient de friction dans la roue,  $C_{fr, La}$ , prend en considération les caractéristiques de l'écoulement et la condition de surface des parois. On peut effectuer ce calcul pour deux formes d'écoulement, à savoir laminaire et turbulent, à partir du nombre de Reynolds.

$$Re_{e,la} = \frac{w_{av} l_{e,la}}{\nu} \dots\dots\dots (II.56)$$

Pour un régime laminaire où  $ReLa < 10^5$ , on peut calculer le coefficient de frottement,  $C_{frLa}$ , en utilisant (Churchill, 1988) :

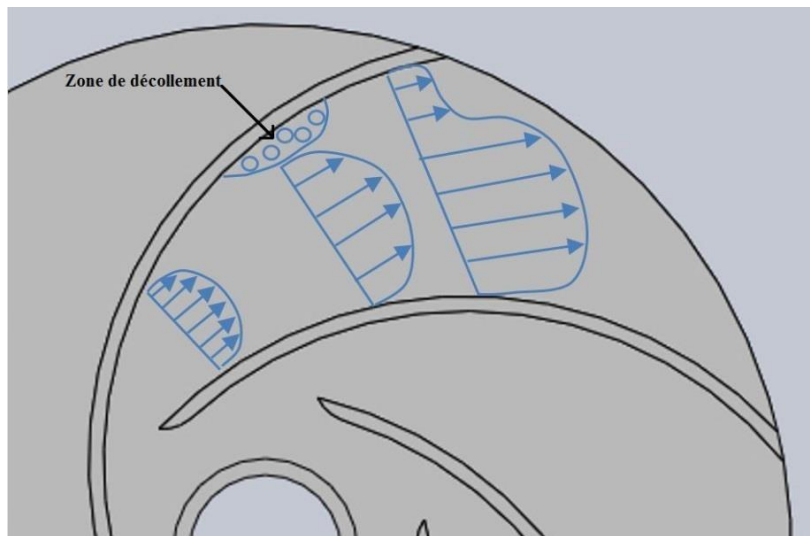
$$C_{fr,la} = \frac{2.65}{Re_{la}^{0.875}} - \frac{2}{8Re_{e,la} + \frac{0.016}{Re_{e,la}}} + \frac{1.328}{\sqrt{Re_{e,la}}} \dots\dots\dots (II.57)$$

Pour un régime turbulent,  $10^5 < ReLa < 10^2$  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:

$$C_{fr,la} = \frac{0.136}{\{-\log(0.2 \frac{\varepsilon_{la}}{d_{h,la}} + \frac{12.5}{Re_{e,la}})\}^{2.15}} \dots\dots\dots (II.58)$$

### c) Les pertes par diffusion dans la roue $L_{D,la}$ :

Il est important de considérer les pertes par diffusion dans la roue,  $L_{D,la}$ , étant donné que l'apparition des zones de décollement tourbillonnaire diminue invariablement la section de l'écoulement principal près des parois (figure II.13).



**Figure II. 13:** Perte par diffusion (décollement) (Gulich J. , 2008).

Cela génère une accélération de la partie réduite, suivie d'une décélération de la partie qui vient après la zone de détachement (séparation).

L'échange substantiel de temps entre le débit accéléré et la zone de décollement entraîne des pertes significatives (Gulich J. , 2008).

Quand la vitesse relative d'entrée de la roue,  $w_1$ , dépasse 1,4, cela indique que les pertes dues à la diffusion provoquent une certaine réduction de la vitesse relative. L'équation est proposée par (Tuzson, 2000) :

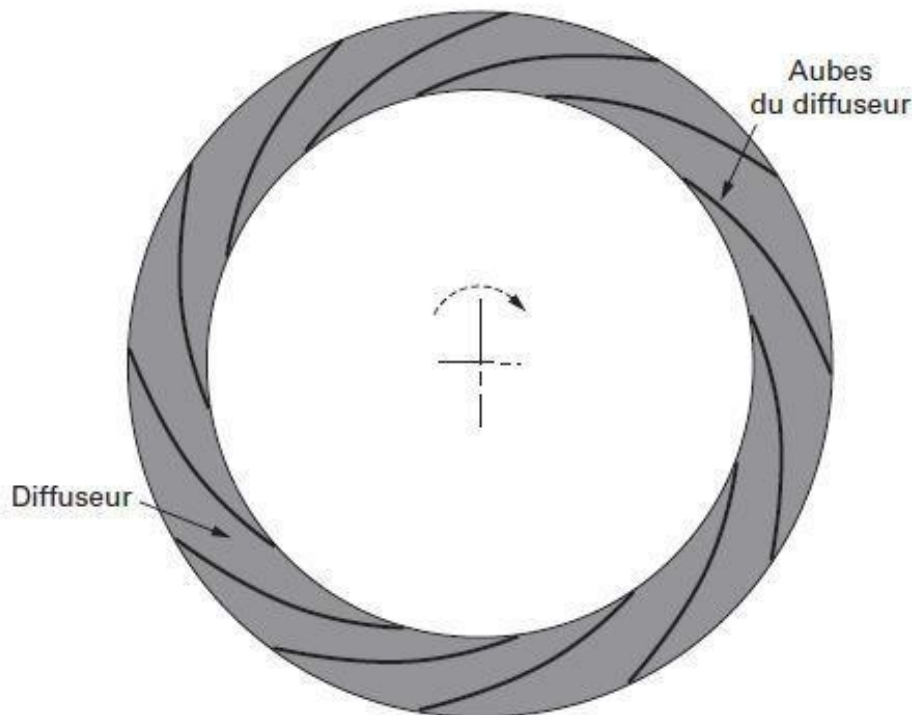
$$L_{D,la} = 0.25 \left[ \left( \frac{w_1}{w_2} \right)^2 - 2 \right] \frac{w_2^2}{2g} \dots\dots\dots (II.59)$$

### II.7.2 Les pertes hydrauliques dans le diffuseur :

Quelques pompes radiales intègrent un diffuseur. On le trouve rarement sur les pompes à monocellulaires, mais presque toujours sur les pompes à multicellulaires (figure II.14). Le diffuseur se trouve juste après la sortie de la roue, de sorte que le diamètre d'entrée du diffuseur,  $d_3$ , est habituellement plus grand de 5 à 10% comparé au diamètre de la roue,  $d_2$ .

Le fluide qui s'échappe de la roue passe par le diffuseur avant d'arriver à la volute, lui attribuant ainsi une double fonction (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996) :

- Il entrave considérablement le l'écoulement, provoquant une forte augmentation de la pression statique.
- Il est essentiel de maintenir une pression presque axisymétrique autour de la roue pour éviter les poussées radiales significatives observées lors d'un débit partiel, notamment lorsqu'il y a un raccordement direct entre la roue et la volute.



**Figure II. 14:** Le diffuseur (Wiesner, A review of slip factors for centrifugal impeller, 1967. 89(4)).

Il est courant de constater une énergie cinétique faible à la fin d'un diffuseur. Cela permet de concevoir des volutes de forme simplifiée sans nuire au résultat (Pampreen R. a., 1978).

**a) Les pertes par incidence dans le diffuseur  $L_{sh,le}$  :**

Le diffuseur subit les mêmes pertes en raison de la traînée que la roue. Lorsque le fluide sort de la roue avec un angle d'écoulement qui diffère de l'angle de l'aube du diffuseur, provoquant ainsi une discordance entre la vitesse absolue,  $c$ , et le bord de fuite des aubes du diffuseur, on peut déterminer les pertes liées à l'incidence en se référant à (Tuzson, 2000) :

$$L_{sh,le} = C_{sh,le} \frac{(c_3 - c_{3q})^2}{2g} \dots\dots\dots (II.60)$$

Les relations suivantes permettent de calculer ces vitesses :

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

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{d_2}{d_{3,le}} \dots\dots\dots (II.62)$$

$$C_{3m} = \frac{Q_{la}}{\pi d_{3,le} b_{3,le}} \dots\dots\dots (II.63)$$

$$C_{3q} = \frac{Q_{la}}{\cos \alpha_{3B} \pi d_{3,le} b_{3le}} \dots\dots\dots (II.64)$$

On identifie respectivement C3m et C3u comme les composants méridiens et tangentiels de la vitesse absolue.

**b) Pertes par frottement dans le diffuseur  $L_{fr,fe}$  :**

Les pertes dues au frottement dans le diffuseur se rapprochent à celles qui se produisent dans la roue. On peut effectuer ces calculs en utilisant l'équation suivante :

$$L_{fr,le} = \frac{U_2^2}{2g} C_{fr,le} (a_3^* + b_3^*) \frac{\pi^3 (\varphi_2 b_2^*)^2}{8 (Z_{le} a_2^* b_3^*)^3} \left(1 + \frac{c_2}{c_{3q}}\right)^3 \dots\dots\dots (II.65)$$

On peut le calculer en se servant de l'équation ci-dessous :

$$\varphi_2 = \frac{Q_{la}}{\pi d_{2b} u_2} \dots\dots\dots (II.66)$$

Pour déterminer le coefficient de frottement du diffuseur  $C_{fr,le}$ , on tient compte de la viscosité du fluide et de la rugosité des parois :

$$R_{e,le} = \frac{c_3 l_{e,le}}{\nu} \dots\dots\dots (II.67)$$

La formule suivante permet de déterminer la longueur de la pale du diffuseur  $L_{e,le}$  :

$$l_{e,le} = \frac{r_3 - r_4}{\cos \alpha_{3B}} \dots\dots\dots (II.68)$$

Pour un flux laminaire, lorsque  $ReLe < 105$ , on peut exprimer le coefficient de friction,  $C_{fr,le}$ , par :

$$C_{fr.La} = \frac{2.65}{R_{la}^{0.875}} - \frac{2}{8 R_{e,la} + \frac{0.016}{R_{e,la}}} + \frac{1.328}{\sqrt{R_{e,la}}} \dots\dots\dots (II.69)$$

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 :

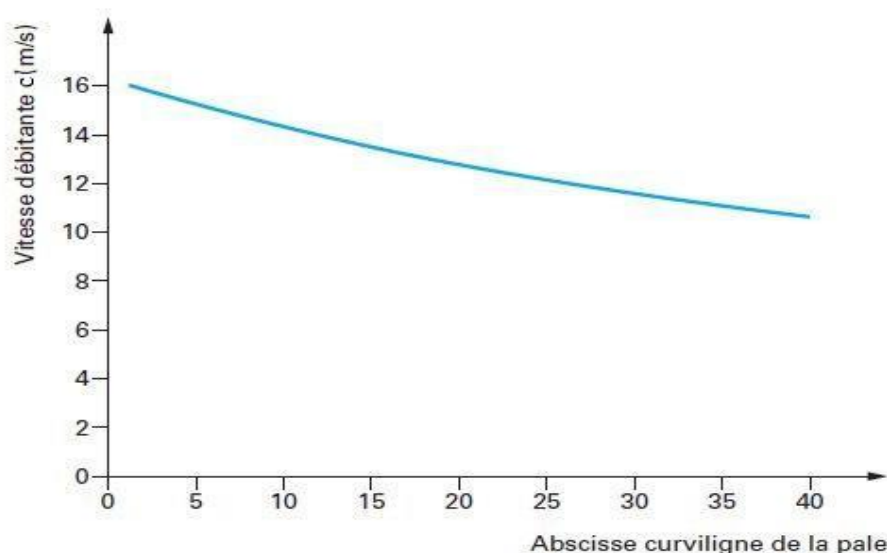
$$C_{fr,La} = \frac{0.136}{\{-\log\left(0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}}\right)\}^{2.15}} \dots\dots\dots (II.70)$$

Il est donné par la relation suivante :

$$d_{h,Le} = \frac{2(a_4 b_4 + a_3 b_3)}{a_3 + b_3 + a_4 + b_4} \dots\dots\dots (II.71)$$

**c) Pertes par diffusion dans le diffuseur  $l_{d,le}$  :**

Le diffuseur est en charge des pertes dues au décollement en diminuant la vitesse de flux de  $c_3$  à  $c_4$ . En réalité, le coefficient de décélération  $c_3$  se trouve dans un intervalle de 0,5 à 0,6, comme le montre la figure II.15.



**Figure II. 15:** Ralentissement de la vitesse moyenne inter-aubages dans le diffuseur (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001)

Ces décélérations se produisent grâce à la transformation de l'énergie cinétique présente à l'entrée du diffuseur en pression statique (transformation s'élevant entre 50 et 75 %).

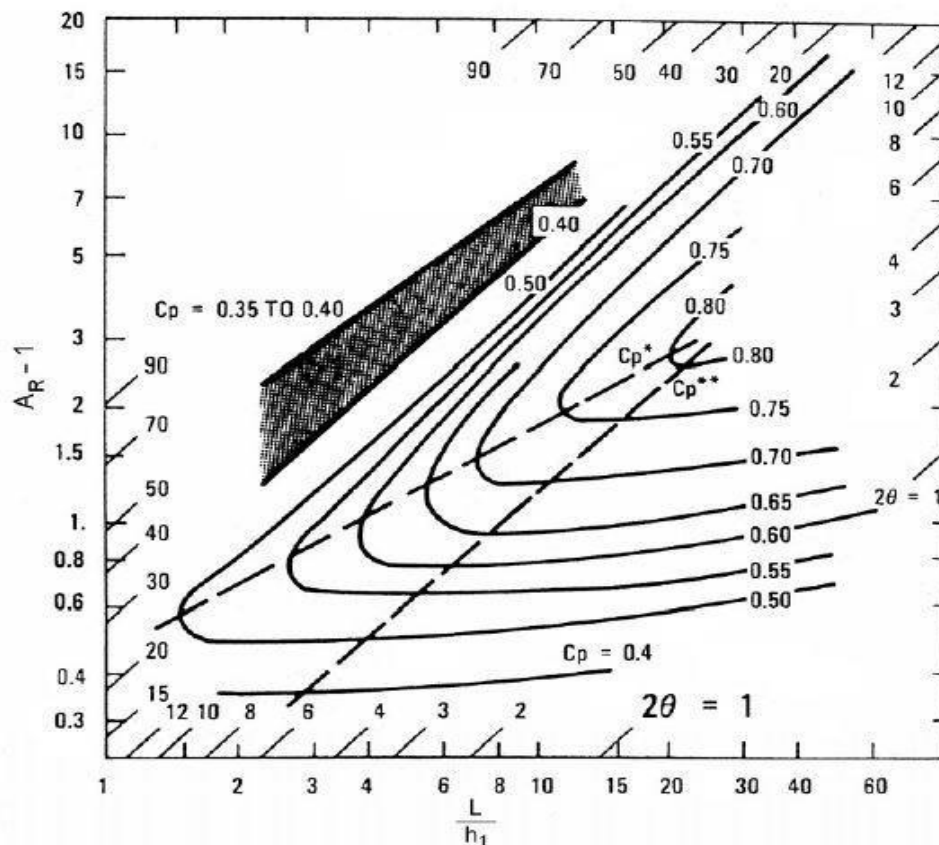
L'équation ci-dessous est utilisée pour déterminer les pertes de charge dues à la diffusion (décrochage) dans le diffuseur :

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

On peut déterminer le rapport de surface ou de décélération du diffuseur, aussi appelé  $A_R$ , à l'aide de la formule suivante :

$$A_R = \frac{a_4 b_4}{a_3 b_3} \dots\dots\dots (II.73)$$

Le calcul théorique du coefficient de récupération de pression dans le diffuseur,  $C_{p,le}$ , est irréalisable en raison des pertes d'énergie inévitables. Par conséquent, on doit se baser sur les résultats des tests expérimentaux comme ceux présentés dans la figure II.16 (Reneau, 1967).



**Figure II. 16:** Coefficient de récupération de pression dans un diffuseur plan (Reneau, 1967).

Dans la figure II.16, le paramètre  $C_p$  illustre les familles de courbes, tandis que l'axe des ordonnées est destiné à représenter le rapport de surface et l'axe des abscisses, la longueur du diffuseur.

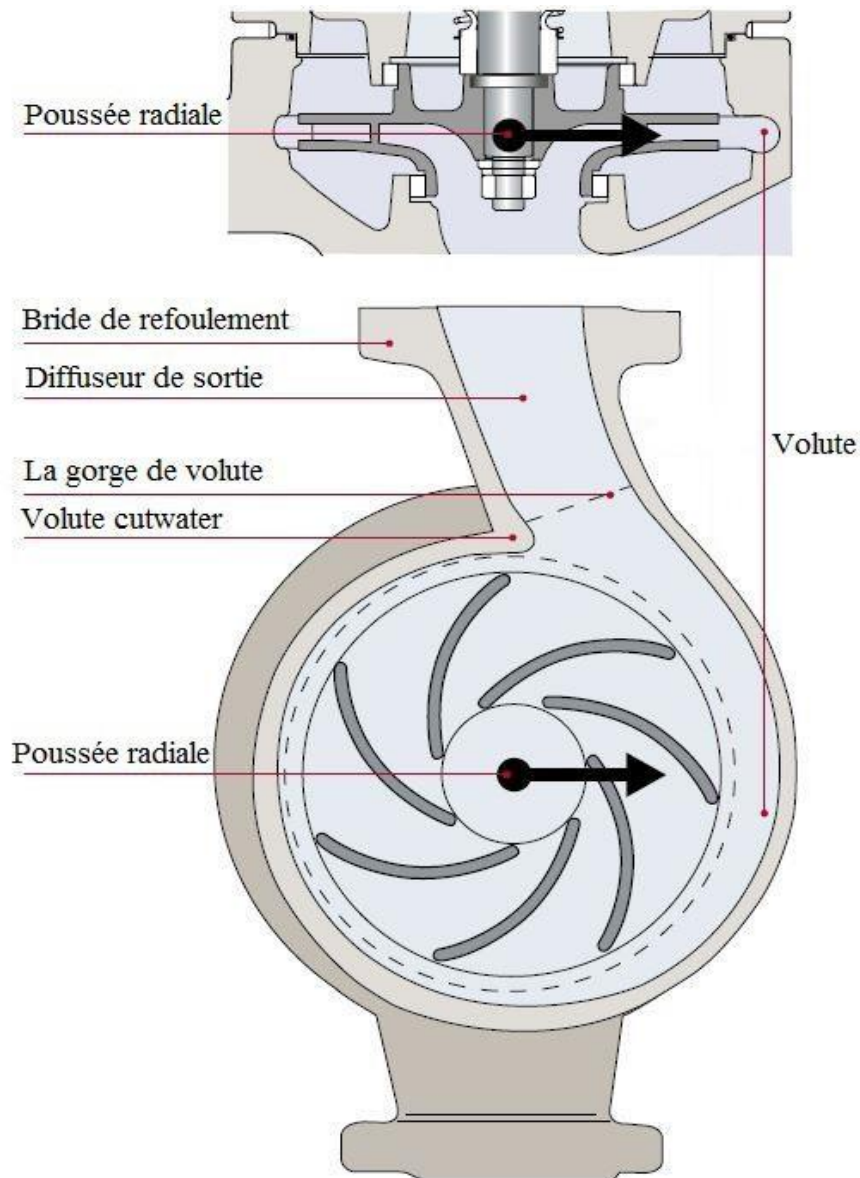
Les courbes  $C_p^*$  indiquent le rapport de surface idéal pour une longueur de diffuseur spécifiée, tandis que les courbes montrent la longueur optimale pour un rapport de surface donné par les courbes  $C_p^{**}$ .

### II.7.3 Les pertes hydraulique dans la volute :

La volute, aussi appelée corps de pompe, est généralement positionnée en aval de la roue ou suite à un diffuseur. Elle se compose de deux sections, comme le montre la (figure II.17).

- Une première section en forme d'escargot, dont les portions se développent à mesure que le débit augmente (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996).
- La seconde partie est un simple diffuseur qui continue et conclut le ralentissement commencé dans la volute. Par défaut, elle reçoit un écoulement très hétérogène en termes de vitesse, et sa fonction secondaire est d'uniformiser cet écoulement (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001).



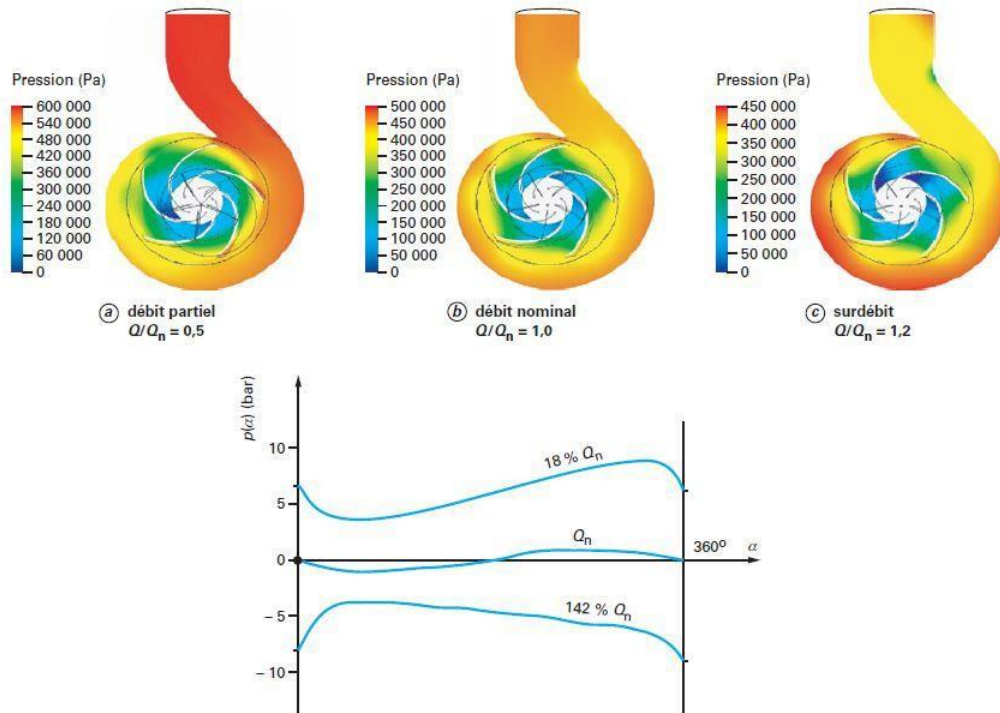


**Figure II. 17:**La volute (GRUNDFOS, 2009).

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 (POULAIN, Pompes rotodynamiques, 1996).

Dans la volute, seules les conditions d'écoulement idéales sont atteintes au point nominal.

Comme l'indique la figure II.18 (Asuaje, 2003), lorsque les débits changent, la pression cesse d'être constante, provoquant des forces radiales sur la roue du fait de l'évolution de la pression circonférentielle au sein de la volute.



**Figure II. 18:** Évolution de la pression autour de la roue et dans la volute (Asuaje, 2003).

On peut calculer la force radiale,  $F_R$ , en utilisant la formule empirique de Stepanoff (Stepanoff, 1965):

$$F_R = KHd_2b_210^4 \dots\dots\dots (II.74)$$

$$K = 0.36(1 - \frac{(Q)}{Q_{opt}}) \dots\dots\dots (II.75)$$

#### a) Les pertes incidence dans la volute $l_{sh,c}$ :

Si le diffuseur est absent, le flux s'écoule directement de la roue vers la volute à une vitesse absolue  $C_3$ , qui se sépare en une vitesse parallèle à l'orientation de la volute  $C_{3p}$  et une autre dans le sens tangent de la roue  $C_{3d}$ . Dans la suite, le fluide s'échappe de la volute à une vitesse de  $C_4 = Q_{la}/A_c$ . On peut représenter les vitesses par (El-Naggar, 2013) :

$$C_4 = \frac{\eta_v C_{\epsilon,2la} d_2 b_2}{\tan \alpha_v d_3 b_3} C_{2m} \dots\dots\dots (II.76)$$

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

$$C_{3p} = \frac{C_4}{\cos \alpha_v} \dots\dots\dots (II.78)$$

$$C_{3d} = C'_{2u} - C_4 \dots\dots\dots (II.79)$$

$C_{2,la}$  : Le coefficient d'aube à la sortie de la roue est calculé en utilisant la relation suivante : (El-Naggar, 2013)

$$C_{\varepsilon,2,la} = \left(\frac{Z_{la}}{\pi}\right) \left(\frac{e_1/\sin \beta_{2B}}{d_2}\right) \dots\dots\dots (II.80)$$

Les pertes dues à des incidents à l'entrée de la volute sont affectées par une partie de l'écart entre la vitesse absolue de la volute,  $C_3$ , et la vitesse parallèle à la direction de la volute,  $C_{3p}$  (Tuzson, 2000) :

$$L_{sh,c} = C_{sh,c} \frac{c_2^2 - c_{3p}^2}{2g} \dots\dots\dots (II.81)$$

**b) Les pertes par frottement dans la volute  $l_{fr,c}$  :**

Selon la théorie de l'écoulement des fluides dans les tuyaux, on peut évaluer les pertes dues aux frottements dans la volute comme suit :

$$l_{fr,c} = 4C_{fr,c} \frac{l_c c_{3,p}^2}{d_{h,c} 2g} \dots\dots\dots (II.82)$$

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

Le coefficient de frottement de la volute,  $C_{fr,c}$ , se définit en fonction de la rugosité de cette dernière,  $C_3$ , et du nombre de Reynolds,  $Re,c$  :

$$d_{h,c} = \frac{d_2}{\frac{1}{2(b_3/b_2)(b_2/d_2)} + \frac{1}{8(\alpha/Z_{la})(d_3/d_2)\sin \alpha_v}} \dots\dots\dots (II.83)$$

$$Re,c = \frac{c_{3p} d_{h,c}}{\nu} \dots\dots\dots (II.84)$$

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

$$C_{fr,la} = \frac{2.65}{Re_{la}^{0.875}} - \frac{2}{8Re_{la} + \frac{0.016}{Re_{la}}} + \frac{1.328}{\sqrt{Re_{la}}} \dots\dots\dots (II.85)$$

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 (Gulich J. , 2008):

$$C_{fr,la} = \frac{0.136}{\{-\log(0.2 \frac{\varepsilon_{la}}{d_{h,la}} + \frac{12.5}{Re_{la}})\}^{2.15}} \dots\dots\dots (II.86)$$

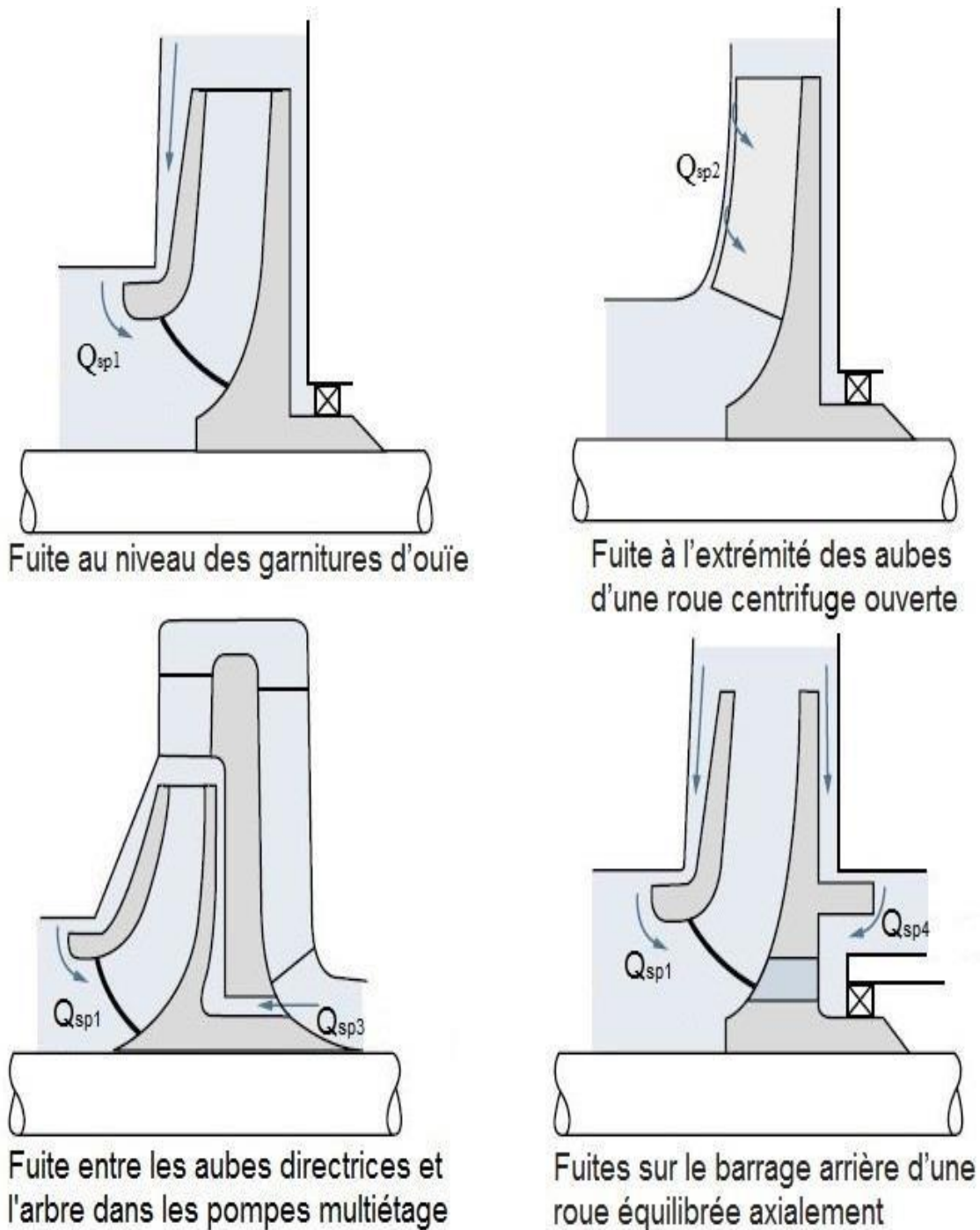
**c) Pertes par diffusion dans la volute  $L_{D,c}$  :**

Dans la volute, les pertes par diffusion se produisent en raison de la vitesse de circulation,  $C_{3d}$ . On peut les déterminer à selon de l'équation suivante (El-Naggar, 2013).

$$L_{D,c} = C_d \frac{c_{3,d}^2}{2g} \dots\dots\dots (II.87)$$

**II.8 Les pertes par fuite :**

Habituellement, les fuites surviennent principalement du fait d'une circulation insuffisante du fluide à travers les espaces entre les éléments tournants et statiques de la pompe. Les fuites peuvent aussi se manifester à différents points de la pompe, selon le modèle de pompe (figure II.19).



**Figure II. 19:**Types de fuites dans les pompes (GRUNDFOS, 2009).

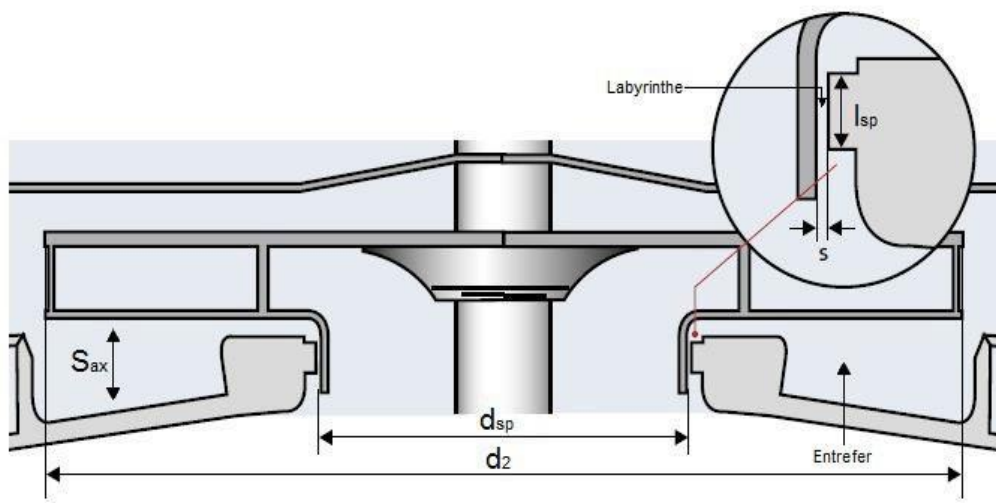
Il y a une fuite continue à l'extrémité des aubes d'une roue centrifuge ouverte,  $Q_{sp2}$ , de la face en surpression (intrados) des aubes vers la face en dépression (extrados) des aubes.

Dans les pompes à plusieurs étages,  $Q_{sp3}$ , le passage entre les pales directrices et l'arbre est négligeable, essentiellement dû à la pression minimale et à la surface réduite du labyrinthe.

La fuite positionnée sur la face postérieure d'une roue axialement équilibrée,  $Q_{sp4}$ , se trouve au niveau du barrage arrière. L'objectif de ce type de barrage est simplement

d'équilibrer la poussée axiale qui s'exerce presque de manière équivalente sur les deux côtés 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 (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001).

La fuite au niveau des garnitures d'ouïe est présente dans pratiquement tous les types de pompes, comme illustré dans la figure II.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 II.20) (Bouraoui, 2006).



**Figure II. 20:** Le labyrinthe et l'entrefer de la roue (GRUNDFOS, 2009).

La fuite provoque une réduction du rendement de la pompe, car l'écoulement au niveau de la roue est supérieur à celui dans l'ensemble de la pompe. Pour évaluer la perte due à la fuite, il est primordial de mesurer la différence de pression appliquée sur le joint d'étanchéité à l'entrée de la roue (Gülich J. , 2008):

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

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

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

$$H_p = \frac{u_2^2 - u_1^2 - w_1^2 - w_2^2}{2g} \dots\dots\dots (II.89)$$

$$K = 0.9 y_{sp}^{0.087} \dots\dots\dots (II.90)$$

$$\gamma_{sp} = Re_{u_2}^{0.3} \frac{s d_{sp}}{d_2^2} \sqrt{\frac{s}{l_{sp}}} \dots\dots\dots (II.91)$$

$$Re_{u_2} = \frac{u_2 r_2}{\nu} \dots\dots\dots (II.92)$$

Il faut calculer de manière itérative la vitesse axiale dans le labyrinthe, qui est définie par :

$$C_{ax} = \sqrt{\frac{2g\Delta H_{sp}}{\xi_{EA} + \lambda \frac{l_{sp}}{2s}}} \dots\dots\dots (II.93)$$

$l_{sp}$  : 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,  $Re_{sp} < 2300$  :

$$\lambda = \frac{64}{Re_{sp}} \dots\dots\dots (II.94)$$

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

$$\lambda_0 = \frac{0.31}{(\log[A_{sp} + \frac{6.5}{Re_{sp}}])} \dots\dots\dots (II.95)$$

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

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

$Re_{sp}$  Et  $A_s$  sont donnés par (Gulich J. , 2008) :

$$Re_{sp} = \frac{2s c_{ax}}{\nu} \dots\dots\dots (II.96)$$

Le tableau 2.1 en dessous illustre les valeurs numériques correspondant à différentes surfaces de joint :

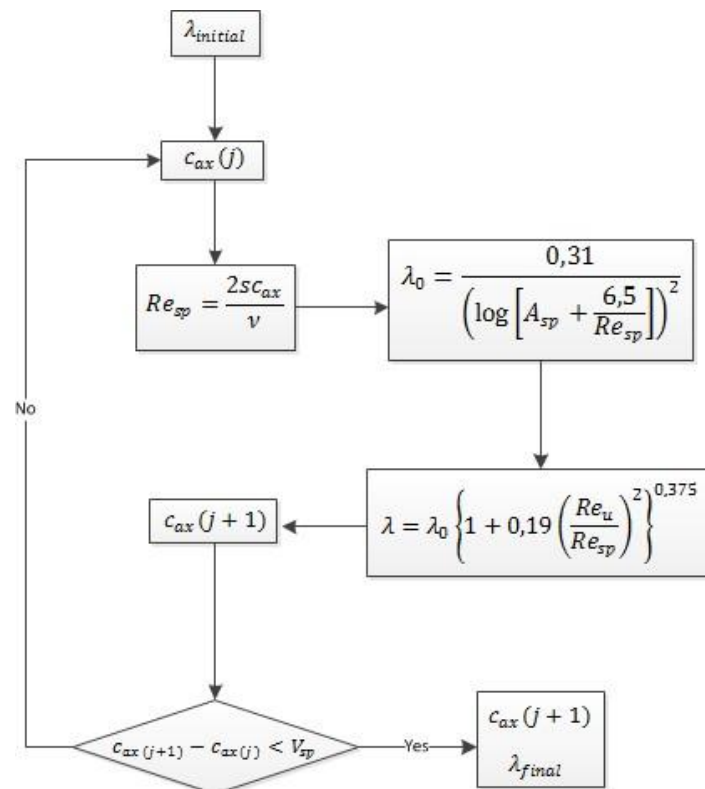
**Tableau II. 1:** Valeurs numériques pour différentes surfaces de joint.

Surface de joint	$A_{sp}$
Rugueux	0.135
Cranté	0.005-0.01
Modèle isotrope	0.01-0.03

Un coefficient,  $\lambda/\lambda_0$ , est employé pour illustrer l'influence de la rotation dans l'écoulement turbulent, et sa détermination a été réalisée par des essais expérimentaux (Gulich J., 2008) :

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = \left\{ 1 + 0.19 \left( \frac{Re_{sp}}{Re_{u_2}} \right)^2 \right\}^{0.375} \dots \dots \dots (II.97)$$

La figure II.21 illustre l'usage de l'itération pour le calcul du coefficient de frottement,  $\lambda$ , dans un labyrinthe.



**Figure II. 21:** Boucle pour le coefficient de frottement,  $\lambda$ , et la vitesse axiale dans labyrinthe (Gulich J., 2008).

Ensuite, on peut déterminer le débit d'écoulement  $Q_{sp}$  à partir de la formule :

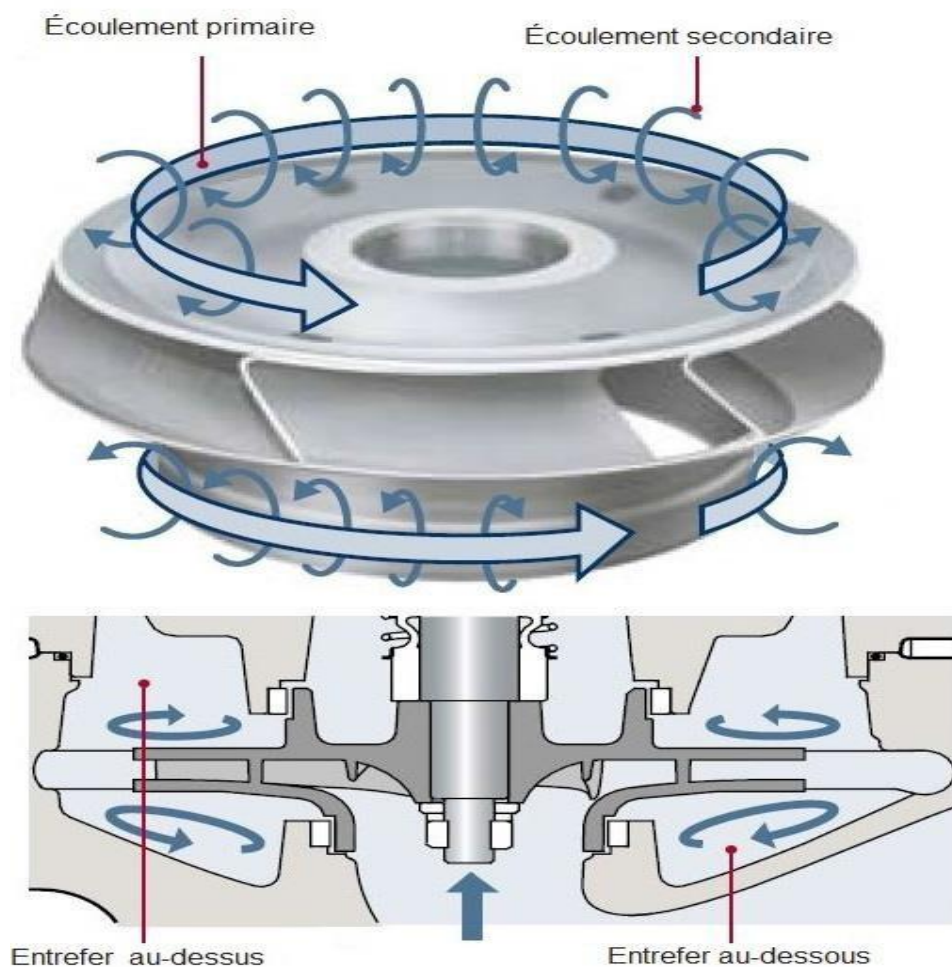
$$Q_{sp} = \pi d_{sp} S C_{ax} \dots \dots \dots (II.98)$$



## II.9 Les pertes par frottement de disque :

Les pertes dues au frottement du disque ne sont que le résultat d'une consommation énergétique accrue par la pompe. Ce phénomène se manifeste lorsque la roue (appréhendée comme un disque) effectue un déplacement à travers le carter de la pompe (volute), qui est plein de liquide.

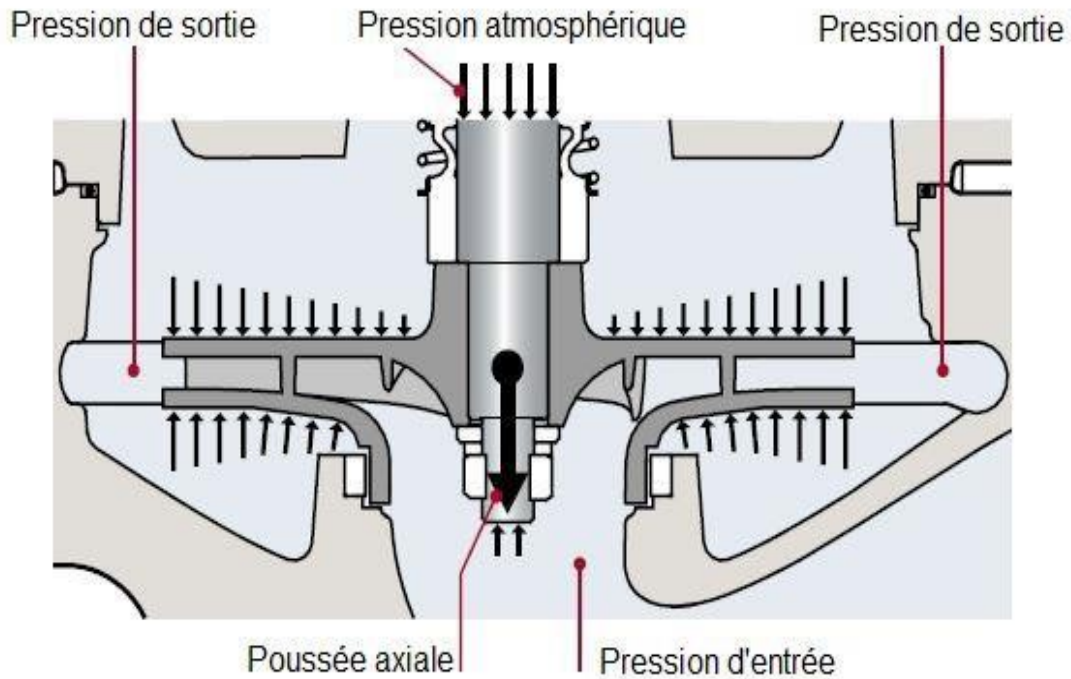
Dans l'espace entre les disques, la rotation de la roue induit deux types d'écoulements, qui sont le primaire et le secondaire. Les flux primaires se présentent sous la forme de tourbillons tournant avec la roue, dans ses couches inférieures et supérieures. Les flux secondaires sont clairement d'inférieure envergure par rapport aux flux primaires (figure II.22) (GRUNDFOS, 2009).



**Figure II. 22:** Écoulement primaire et secondaire dans l'entrefer (GRUNDFOS, 2009).

La pression qui s'exerce sur le flasque avant et le flasque arrière de la roue est de fait la résultante des écoulements primaires et secondaires, la pression agissant sur la roue dans la

pompe ayant une action sur la poussée axiale qui s'exprime comme somme des forces allant dans cette direction. La pression de sortie de la roue va intervenir sur le flasque avant et le flasque arrière de la roue. En revanche, c'est la pression d'entrée qui entre en jeu pour l'oreillard de la roue (voir fig. II.23) (GRUNDFOS, 2009).



**Figure II. 23:** Forces de pression qui provoquent une poussée axiale (GRUNDFOS, 2009).

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 absorbé 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 (OKAMURA, 1980) (Godbole, 2012).

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 (GRUNDFOS, 2009).

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 (GRUNDFOS, 2009).

On peut calculer la puissance des pertes causées par le frottement du disque en utilisant la relation suivante (Gulich J. , 2008):

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

$\omega$  et  $\delta$  Sont donnés par la relations suivant :

$$\delta = \beta_{2B} - \beta_2 \dots\dots\dots (II.100)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1}(C_{2m}/w_{2u}) \dots\dots\dots (II.101)$$

Trois méthodes ont été avancées, pour déterminer la valeur du coefficient de frottement empirique  $K_{RR}$  comme suit :

- Première méthode : D'après Daily et Nece, le tableau suivant illustre (Daily, 1960) :

**Tableau II. 2 : Coefficient de frottement de disque .**

$K_{RR} = \frac{\pi R_2}{2Re_{s_{ax}}}$	$Re_{lam} \leq 8.7 \left( \frac{s_{ax}}{R_2} \right)^{-1.87}$	Laminaire, couches limites fusionnés	(102)
$K_{RR} = \frac{0.925}{Re^{0.5}} \left( \frac{s_{ax}}{R_2} \right)^{0.1}$	$Re_{lam} < Re < 2.10^5$	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)

$K_{RR} = \frac{0.0255}{Re^{0.5}} \left(\frac{s_{ax}}{R_2}\right)^1$	$Re > 2.10^5$	Turbulent, couches limites séparées	(105)
--	---------------	-------------------------------------	-------

- Deuxième méthode : Proposée par Pantell (Pantell, Versuche über Scheibenreibung. , 1994) :

$$K_{RR} = \frac{\pi r_2}{2Re s_{ax}} + \frac{0.02}{Re^{0.2}} * \frac{1 + \frac{s_{ax}}{r_2}}{1 + \frac{s_{ax}}{2r_2}} f_{sp} f_{la} \dots\dots\dots (II.106)$$

Le coefficient de frottement est affecté par la rugosité de la roue et les fuites, respectivement, via les facteurs de correction  $f_{la}$  et  $f_{sp}$ . Ils ont pour origine :

$$f_{la} = \left\{ \frac{\log \frac{12.5}{Re}}{\log \left( 0.2 \frac{\varepsilon_{la}}{r_2} + \frac{12.5}{Re} \right)} \right\} \dots\dots\dots (II.107)$$

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

Dans le labyrinthe, le coefficient d'écoulement est noté  $\varphi_{sp}$ . Le flux de fuite s'effectue radialement vers le centre lorsque  $\varphi_{sp}$  est positif et  $a = 1$ . Si  $\varphi_{sp}$  est négatif, l'écoulement de fuite se déplace radialement vers l'extérieur et  $a = 0,75$ .

Il est possible de déterminer  $\varphi_{sp}$  en se basant sur :

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

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

Les coefficients de friction,  $k_{RR}$ , proposés par la technique de Pantell ressemblent 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 (Gulich J. , 2003) :

$$K_{RR} = \frac{\pi r_2}{2Re s_{ax}} + \frac{0.0625}{Re^{0.2}} (1 - f_c)^{0.75} f_{sp} f_{la} \dots\dots\dots (II.110)$$

Le facteur de correction  $f_c$ , qui peut être calculé par, introduit l'effet de la rugosité de la volute (Gulich J. , 2003).

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

Dans cette méthode, nous avons aussi intégré le facteur de correction qui intègre l'effet de la rugosité de la volute, noté  $f_c$ . Ceci s'avère bénéfique lorsque la volute et la roue affichent des valeurs de rugosité différents.

## II.10 Les rendements et les puissances :

Le rendement global de la pompe est déterminé par le rapport entre la puissance transmise au fluide par la pompe (puissance hydraulique  $Ph$ ) et la puissance nécessaire pour actionner la pompe,  $P$ . Il est aussi caractérisé comme l'issue des trois rendements, notamment le rendement de volume,  $\eta_v$ , le rendement hydraulique,  $\eta_h$ , et le rendement mécanique,  $\eta_{me}$  (POULAIN, Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001) :

$$\eta = \frac{p_h}{p} \dots\dots\dots (II.112)$$

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_{me} \dots\dots\dots (II.113)$$

### a) 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.

$$\eta_v = \frac{Q_{la}}{Q_l} + \frac{Q_{la}}{Q_{la} + Q_{sp}} \dots\dots\dots (II.114)$$

$Q_l$  Représente le débit global de la roue. On peut calculer la combinaison du débit de la pompe,  $Q_{la}$ , et du débit de fuite interne de celle-ci,  $Q_{sp}$  comme suit (Bouraoui, 2006) :

$$Q_{sp} = C_{2m} \pi d_2 b_2 C_{l,2,la} = C_{1m} \pi d_1 b_1 C_{l,1,la} \dots\dots\dots (II.115)$$

Les coefficients d'épaisseur d'aube à l'entrée et à la sortie de la roue, respectivement  $C_{l,1,la}$  et  $C_{l,2,la}$ , sont fournis par (Bouraoui, 2006) :

$$C_{l,1,la} = (Z_{la}/\pi)(e_1/\sin(\beta_{1B}))/d_1 \dots\dots\dots (II.116)$$

$$C_{l,2,la} = (Z_{la}/\pi)((e_2/\sin(\beta_{2B}))/d_2) \dots\dots\dots (II.117)$$

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

**b) Rendement hydraulique  $\eta_h$  :**

Selon Gulich, le rendement hydraulique se calcule en fonction de l'équilibre des puissances de la pompe, comme le montre l'équation suivante (Gulich J. , 2008) :

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

Dans notre recherche, nous avons négligé  $P_{er}$  ainsi que  $Q_E$  et  $P_{s3}$ , car ils ne sont pertinents que pour les pompes à plusieurs étages. Ainsi, l'équation 118 se réécrit comme suit :

$$\eta_h = \frac{\rho g H_r (Q_{la} + Q_{sp})}{P - P_{RR} - P_{me}} \dots\dots\dots (II.119)$$

P est la puissance totale de la pompe, elle est donnée par (Gulich J. , 2008) :

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta_v \eta_h} + P_{RR} + P_{me} + P_{s3} + P_{er} + R_{Rec} \dots\dots\dots (II.120)$$

On calcule la hauteur totale de la pompe,  $H_r$ , en se servant de :

$$H_r = H_{th} - (L_{th,la} + L_{fr,la} + L_{D,la} + L_{fr,le} + L_{sh,le} + L_{D,le} + L_{sh,c} + L_{fr,c} + L_{D,c}) \dots\dots (II.121)$$

**c) Rendement mécanique  $\eta_m$  :**

La formule suivante peut être utilisée pour évaluer le rendement mécanique (MAHIEDDINE, 1987) :

$$\eta_m = 1 / (1 + \frac{\eta_v \eta_h (P_{RR} + P_m)}{\rho g H_{th} Q_{la}}) \dots\dots\dots (II.122)$$

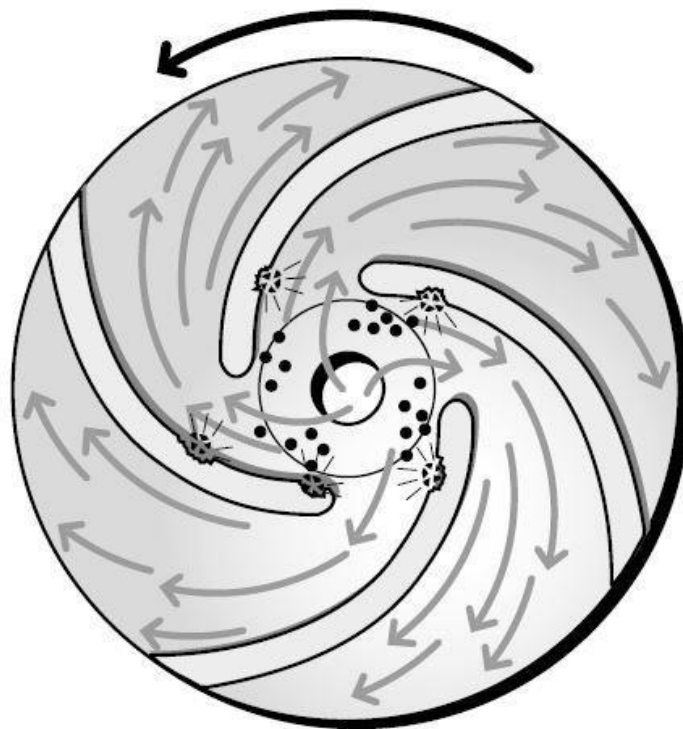
La perte de puissance mécanique causée par les dispositifs d'étanchéité internes et les pertes de poussée axiale est appelée  $P_m$ . Elle est estimée à 1 % de la puissance utile.

### II.11 NPSH d'une pompe centrifuge :

NPSH : Head of Net Positive Section (Hoteur Nette Positive d'aspiration) Le NPSH est un indicateur permettant d'évaluer la hauteur manométrique d'aspiration disponible pour prévenir la vaporisation au niveau le plus bas de la pompe. À un certain endroit d'un circuit hydraulique, la mesure NPSH indique la différence entre la pression totale absolue du liquide et sa pression de vapeur (BOUBAKEUR DAHMAN, 2023/2024).

$$H_a - \frac{P_u}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a - \frac{P_u}{\rho g} \dots\dots\dots (123)$$

Pour systèmes avec pompe, en définit deux types de NPSH : NPSHd et NPSHr.



**Figure II. 24 : La cavitation (GRUNDFOS, 2009)**

#### a) NPSH disponible (NPSHd) :

Dans l'installation et la configuration du produit transporté, une pression  $P_a$  est présente à l'entrée de la pompe. Par conséquent, seule la quantité de pression supérieure à  $P_u$  sera utile. NPSH disponible ou installation. C'est la pression d'aspiration qui prévaut effectivement à l'entrée de la pompe, et que l'utilisateur doit déterminer pour sélectionner la bonne pompe. On le définit donc comme suit :

$$NPSH_d = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} - \frac{P_u}{\rho g} \dots\dots\dots (II.124)$$

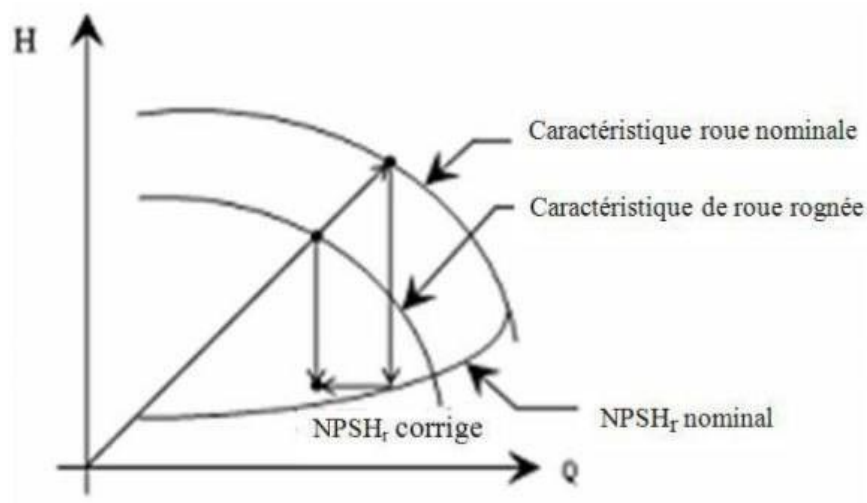
Pour éviter la cavitation dans la pompe, il faut calculer les NPSHd et vérifier qu'il est bien supérieur au NPSHr on a donc (BOUBAKEUR DAHMAN, 2023/2024) :

$NPSH_d > NPSH_r$  sans cavitation.

$NPSH_d < NPSH_r$  avec cavitation.

### b) NPSH requis (NPSHr) :

NPSHr nécessaire, Il s'agit de la valeur minimale de NPSH à partir de laquelle la pompe fonctionne sans cavitation, cette valeur sera fournie par le fabricant. Comme l'illustre la Figure (II.8.25) de manière expérimentale : le NPSHr est augmenté avec l'augmentation du débit  $Q_v$ . Le fabricant des pompes fournit la courbe caractéristique du NPSHr [ $NPSH_r = f(Q)$ ] associée sur le diamètre nominal de la roue. Si la roue est réduite, le NPSHr subit une modification. Une nouvelle valeur peut être estimée visuellement, comme le montre l'illustration ci-après (BOUBAKEUR DAHMAN, 2023/2024):



**Figure II. 25:** Influence du diamètre de la roue (BOUBAKEUR DAHMAN, 2023/2024).

L'équation suivante, proposée par (Gulich J. , 2008), est fréquemment utilisée pour déterminer le  $NPSH_r$  :

$$NPSH_r = \lambda_c \frac{c_{1m}^2}{2g} + \lambda_w \frac{w_1^2}{2g} \dots\dots\dots (II.125)$$

On fournit le coefficient  $\lambda_c$  pour :



- Une pompe axiale,  $\lambda_c = 1.1$ .
- Une pompe radiale,  $\lambda_c = 1.2 - 1.35$ .

Le coefficient,  $\lambda_w$ , est influencé par les paramètres géométriques et opérationnels de la pompe. Une variation de 0,1 à 0,3 a été observée (Gülich J. , 2008). Puisque  $C_1 \ll W_1$ , toute incertitude relative à  $\lambda_c$  n'a pas la même importance que celle touchant  $\lambda_w$ .

## II.12 Conclusion

Ce chapitre a permis d'identifier et de modéliser les principales pertes d'énergie qui affectent le fonctionnement des pompes centrifuges. À travers les différentes équations étudiées, nous avons distingué trois types de pertes : hydrauliques, volumétriques et mécaniques. Les pertes hydrauliques traduisent les résistances à l'écoulement du fluide, les pertes volumétriques sont liées aux fuites internes, et les pertes mécaniques proviennent des frottements des pièces en mouvement.

L'ensemble de ces pertes contribue à la diminution du rendement global de la pompe. Leur analyse permet d'envisager des solutions d'optimisation afin d'améliorer les performances et l'efficacité énergétique de ces systèmes.

# **Chapitre III**

## **Résultats et discussions**

### III.1 Introduction :

La représentation géométrique est un aspect fondamental du modèle numérique qui permet de visualiser en 3D les diverses contraintes à la fois fonctionnelles et esthétiques d'un produit. Ce modèle est un outil de communication essentiel entre les différents domaines de la conception, de la production et de l'analyse.

Dans le cas des pompes centrifuges, la configuration des aubes est cruciale pour le comportement du flux et l'efficacité hydraulique de la roue. Il existe diverses techniques de traçage pour établir le profil de ces aubes, comme les spirales logarithmiques, B-Splines, ou les courbes de Bézier.

Dans ce travail, la méthode de Bézier a été choisie, car elle offre une meilleure flexibilité et un contrôle précis de la forme. Cela permet d'optimiser le profil des aubes afin de réduire les pertes hydrauliques et d'améliorer le rendement de la pompe.

### III.2 Caractéristique de la pompe centrifuge F50-160B :

Les pompes centrifuges horizontales monocellulaires F50-160 B 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 III. 1:** Pompe centrifuge F50-160B.

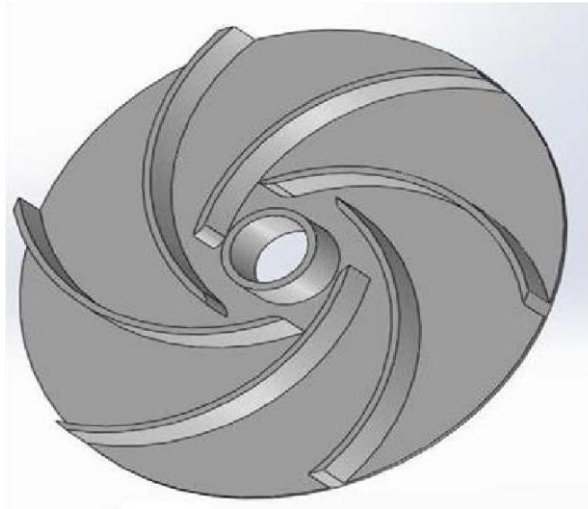
**Tableau III. 1:** Les caractéristiques d'une pompe centrifuge F50-160B (Pedrollo, s.d.) .

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	2.1÷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>

### III.3 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 possèdent une haute capacité d'aspiration et offrent un excellent rendement. Elles tolèrent une large plage de température du liquide comprise entre -10 °C et 90 °C (Pedrollo, s.d.)

### III.4 Applications :



**Figure III. 2:**La roue.

**Tableau III. 2:** Dimensions de la roue et la volute (abdellah, 2017/2018).

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
$\varepsilon_c$	0.00008(m)
$d_s$	0.025(m)

### III.5 Le calcul des hauteurs théoriques :

#### a) Nombre d'aubes infini ; sans blocage ; et sans glissement :

$$H_{th\infty} = \omega^2 \cdot \frac{d_2^2}{4g} - \frac{\omega}{2g} \cdot \frac{d_2}{s_{2\infty} \cdot \tan(\beta_{2-g})} \cdot Q \dots\dots\dots (III.1)$$

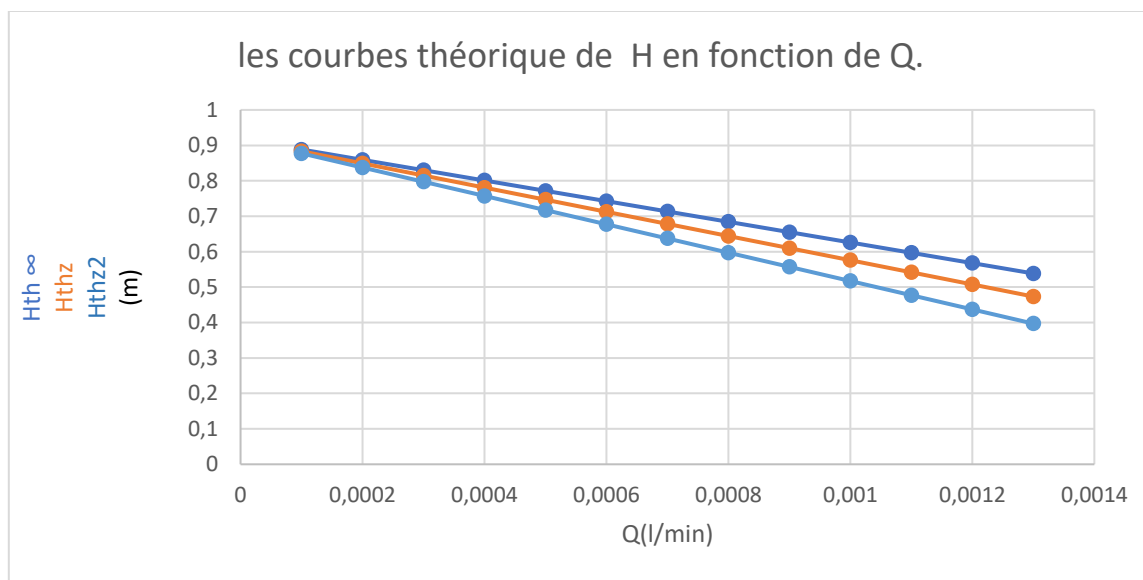
#### b) Nombre d'aubes fini ; sans blocage ; et sans glissement :

$$H_{thz} = \omega^2 \cdot \frac{d_2^2}{4g} - \frac{\omega}{2g} \cdot \frac{d_2}{s_{2z} \cdot \tan(\beta_{2-g})} \cdot Q \dots\dots\dots (III.2)$$

#### c) Nombre d'aubes fini ; avec blocage ; et avec glissement :

$$H_{thz} = \gamma \cdot \omega^2 \cdot \frac{d_2^2}{4g} - \frac{\omega}{2g} \cdot \left( \tau_2 \cdot \frac{d_2}{s_{2z} \cdot \tan(\beta_{2-g})} - \frac{d_1}{s_{1z} \cdot \tan \alpha_{1-g}} \right) \cdot Q \dots\dots\dots (III.3)$$

➤ Traçage des aubes :



**Figure III. 3:** Les courbes théorique H=F(Q).

Le graphique présenté illustre l'évolution de la hauteur théorique (H) en fonction du débit (Q) pour une pompe centrifuge. Trois courbes distinctes, intitulées Hth $\infty$  (théorique, sans perte), Hthz et Hthz2 (plus proche de la réalité), permettent de comparer différents modèles ou conditions de calcul de la hauteur développée par la pompe. Ces courbes entraînent de baisser cela est due à l'augmentation du débit à cause des pertes d'énergie causées par les frottements du fluide et les turbulences (encombrement) dans la pompe. Quand le débit est élevé, le passage de fluide dans la roue à aubes devient moins efficace, et plus la pompe essaie de pousser un grand volume d'eau, moins elle arrive à le soulever haut.

### III.6 Le calcul des hauteurs réel comptant les pertes de charge :

#### III.6.1 les hauteurs après avoir soustrait les pertes :

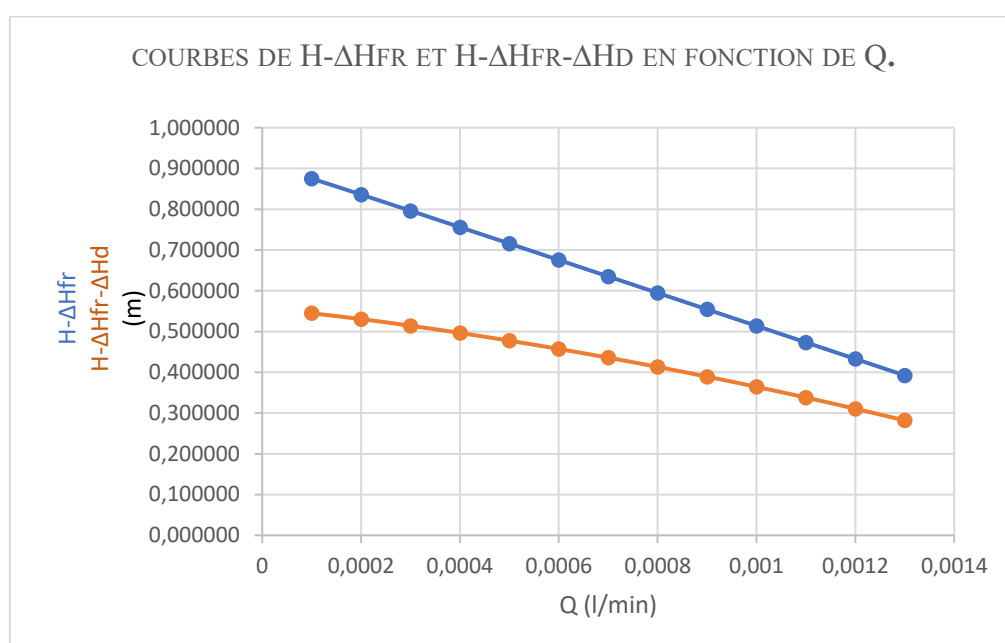
- a) La hauteur après avoir soustrait uniquement la perte par frottement  $H - \Delta H_{fr}$  :

$$\Delta H_{fr} = \Delta H_{fr\ le} + \Delta H_{fr\ la} + \Delta H_{fr\ c} \dots\dots\dots (III.4)$$

- b) La hauteur après avoir soustrait les pertes de frottement et les pertes diffusion :

$$H - \Delta H_{fr} - \Delta H_d \dots\dots\dots (III.5)$$

➤ Traçage des courbes :

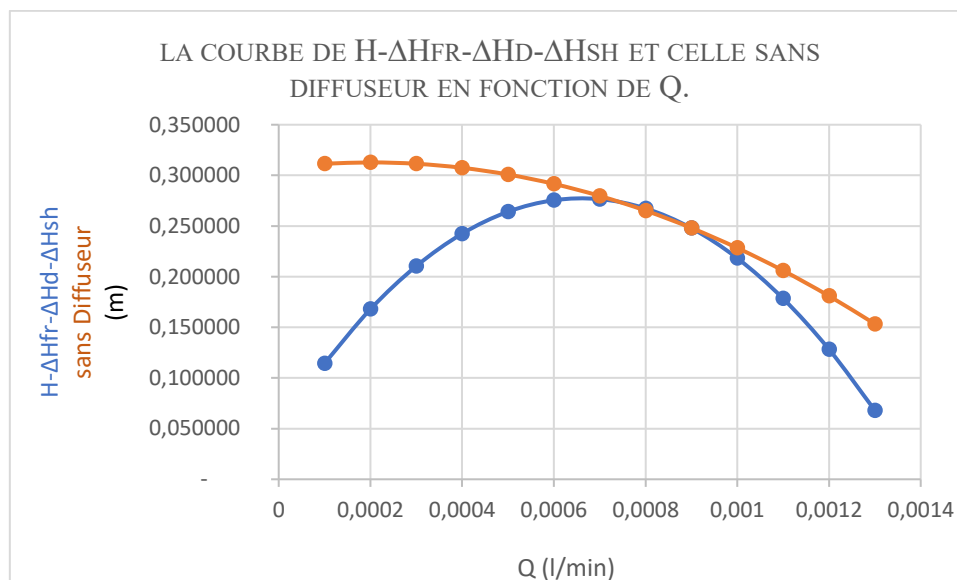


**Figure III. 4 :** Courbes de  $H - \Delta H_{fr}$  et  $H - \Delta H_{fr} - \Delta H_d$  en fonction de  $Q$ .

Ce graphique illustre clairement l'impact des pertes de charge ( $\Delta H_{fr}$  et  $\Delta H_d$ ) sur les performances réelles d'une pompe centrifuge. La courbe bleue ( $H - \Delta H_{fr}$ ) représente la hauteur utile une fois les pertes par frottement ( $\Delta H_{fr}$ ) retranchées de la hauteur totale  $H$ , tandis que la courbe orange ( $H - \Delta H_{fr} - \Delta H_d$ ) reflète la hauteur disponible après correction des pertes. À faible débit les pertes sont relativement faibles, tandis qu'au fort débit les pertes sont importantes. L'écart entre les deux courbes montre qu'une grande partie de l'énergie est gaspillée en frottements et diffusion au lieu de pousser l'eau, et cela nous informe l'importance des pertes pour bien dimensionner la pompe et éviter qu'elle ne fonctionne mal dans certaines conditions. Lorsqu'on tient compte de ces pertes, il est possible d'optimiser les performances énergétiques et mécaniques de la pompe.

c) La hauteur nette disponible ( $H-\Delta H_{fr}-\Delta H_d-\Delta H_{sh}$ ) en fonction du débit  $Q$  pour un système sans diffuseur :

➤ Traçage des aubes :



**Figure III. 5 :** La courbe de  $H-\Delta H_{fr}-\Delta H_d-\Delta H_{sh}$  et celle sans diffuseur en fonction de  $Q$ .

Ce graphique montre l'évolution des pertes de charge en fonction du débit pour deux configurations distinctes de pompes centrifuges, l'une avec diffuseur et l'autre sans diffuseur. La courbe bleue de ( $H-\Delta H_{fr}-\Delta H_d-\Delta H_{sh}$ ) en augmentation jusqu'à  $Q=0.0007$  l/min (faible débit), le diffuseur aide à bien diriger l'eau, ce qui améliore l'efficacité. À  $Q=0.0007$  l/min, la pompe atteint son meilleur rendement. Le diffuseur transforme efficacement l'énergie cinétique en énergie potentielle, ce qui correspond au point optimal. Au-delà, la courbe commence à descendre en raison des pertes de charge croissantes.

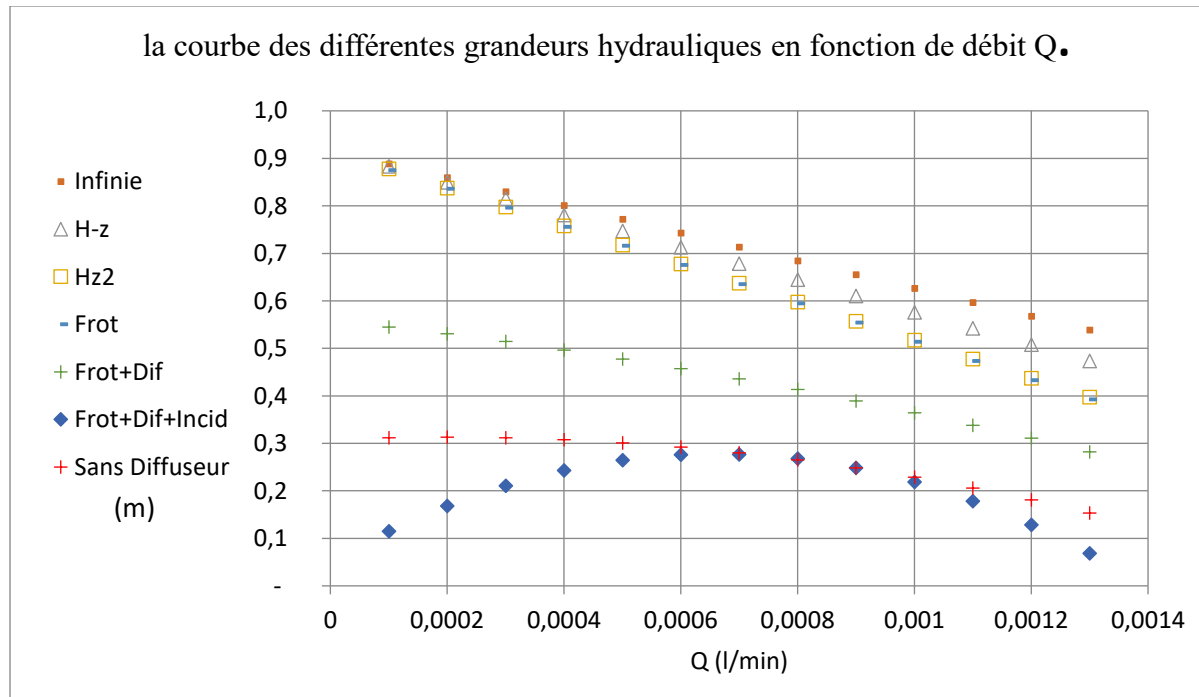
La courbe orange (sans diffuseur) augmente plus haut que la bleue à son débit optimal, car il n'y a pas de diffuseur pour freiner l'eau, à haut débit, la courbe chute brutalement (instabilité) et l'eau tourbillonne dans la pompe au lieu de sortir droit, ce qui gaspille de l'énergie.

L'ajout d'un diffuseur a donc amélioré la stabilité du système tout en introduisant des pertes progressives dues au frottement et aux chocs. À l'inverse, l'absence de diffuseur permet



d'obtenir des performances maximales à un débit optimal, mais expose également le système à une instabilité croissante à des vitesses élevées.

L'optimisation de la configuration dépendra des exigences particulières de l'application, telles que le débit cible et la tolérance en matière de performances.



**Figure III. 6 :** La courbe des différentes grandeurs hydrauliques en fonction de débit Q.

La figure III.6 présente plusieurs courbes illustrant l'évolution de différentes grandeurs hydraulique en fonction de débit Q.

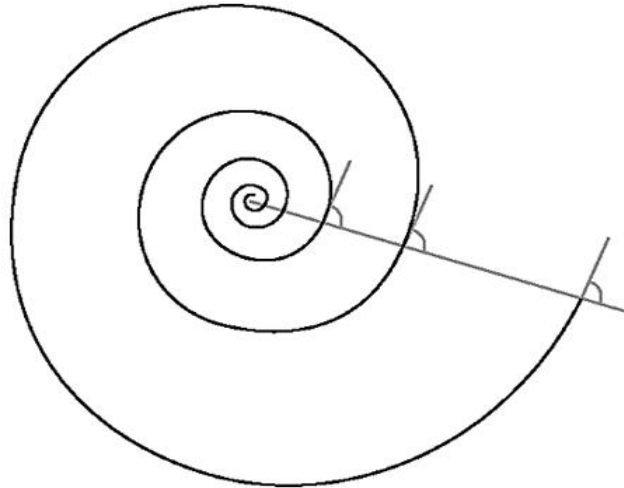
Ce graphique met en évidence la dégradation progressive de la hauteur utile avec l'augmentation du débit, principalement due aux pertes par frottement, diffusion, et surtout incidence. L'absence de diffuseur joue un rôle très important sur la performance globale de l'installation

### III.7 Approches de modélisation géométrique des profils d'aubes d'une roue :

L'établissement géométrique des profils d'aubes offre la possibilité de définir précisément leur disposition pour optimiser le passage du fluide. Il existe diverses méthodes :

### III.7.1 Spirale logarithmique :

La spirale logarithmique est la courbe d'équation polaire sur un plan physique, cela se traduit par la trajectoire d'un point M en mouvement sur une ligne droite reliant O, avec une vitesse en proportion à OM, cette ligne tournant uniformément autour de O, comme elle montre dans l'équation suivant (Forum de mathématiques , s.d.) :



**Figure III. 7:** Spirale logarithmique.

La spirale logarithmique possède des caractéristiques d'invariance vraiment surprenantes.

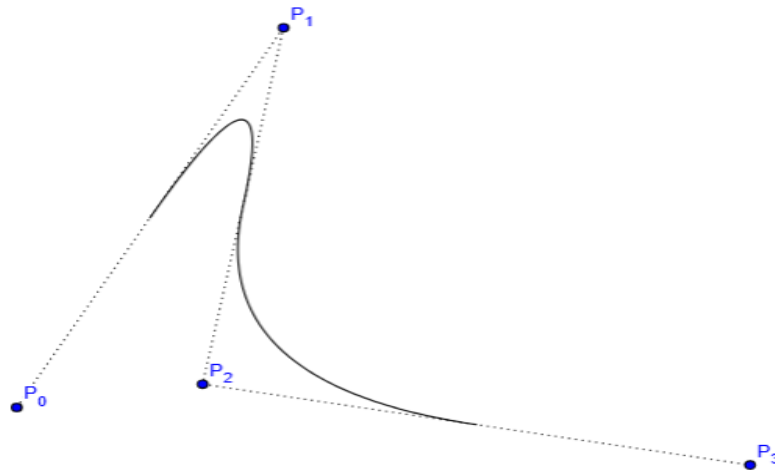
En effet, lorsqu'on la fait tourner, on dirait qu'une homothétie a été réalisée.

Il en résulte que certaines transformations homothétiques de cette spirale produisent la spirale elle-même.

### III.7.2 B-Splines :

Élaborées chez Boeing, le fabricant d'avions, durant les années 70 et 80, les B-Splines étaient une notion mathématique existante auparavant, mais leur utilisation était négligée et leur théorie n'était pas achevée.

L'idée centrale des B-Splines est de substituer les polynômes de Bernstein par d'autres types de fonctions. Par la suite, nous procédons à l'addition de ces fonctions en utilisant les points de contrôle afin d'obtenir la courbe. Une B-Spline est influencée non seulement par les points de contrôle, mais également par un vecteur nommé vecteur nœud (Hacène, 2012-2013).



**Figure III. 8 :** Courbe B-Splines.

### III.7.3 NURBS :

Le principal intérêt de ces courbes NURBS est qu'elles permettent même d'ajuster des courbes qui ne peuvent pas être représentées par des B-splines uniformes. En effet, ces dernières ne peuvent représenter exactement (quel que soit leur degré de définition, c'est-à-dire le nombre de coordonnées de points de contrôle en plus des coordonnées des sommets de chaque arc ou facette courbe) que des segments de droite et certaines courbes et surfaces (mais pas la plupart des courbes polynomiales de degré 2 ou supérieur).

La possibilité de déplacer ces points et d'en modifier le poids permet de créer des formes d'une grande complexité avec assez peu d'éléments de contrôle (Hacène, 2012-2013).

### III.7.4 Bézier :

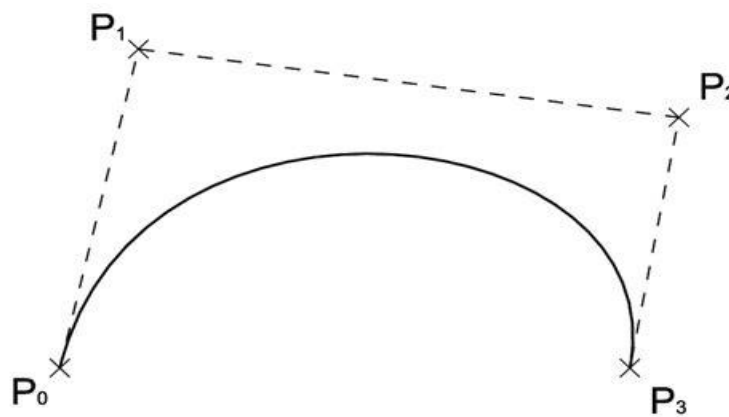
Les courbes de Bézier ont été introduites dans les années 1960 par Pierre Bézier, ingénieur chez Renault, dans le cadre des premiers travaux de conception assistée par ordinateur (CAO). L'objectif était répondu à un besoin précis de l'industrie : définir des formes complexes en 3D (carrosseries d'automobiles, fuselages d'avions, etc.) de manière précise, rigoureuse et exploitable par des machines-outils à commande numérique. L'objectif était de disposer d'une représentation mathématique facile à manipuler, permettant aux machines de reproduire ces formes complexes par découpe ou usinage. Contrairement aux méthodes d'interpolation classiques, les courbes de Bézier permettent de définir une trajectoire lisse à partir d'un jeu limité de points de contrôle (Hacène, 2012-2013).

Ces courbes sont construites par une combinaison pondérée de ces points, offrant ainsi une grande flexibilité et un contrôle précis sur la forme globale :

- Courbes de Bézier de degré 1 (linéaires).
- Courbes de Bézier de degré 2 (quadratiques).
- Courbes de Bézier de degré 3 (cubiques).

#### III.7.4.1 Courbes de Bézier de degré 3 (Cubiques) :

Une courbe de Bézier cubique est définie par quatre points de contrôle. Les premier et dernier points, appelés nœuds, correspondent aux extrémités de la courbe. Les deux points intermédiaires déterminent la forme générale de l'arc, sans que la courbe ne passe nécessairement par eux (voir figure).



**Figure III. 9 :** courbes Bézier cubique.

Les courbes de Bézier, utilisées pour modéliser les formes hydrauliques, offrent une meilleure adaptation à la géométrie réelle des aubes que les approximations linéaires. Leur flexibilité permet d'optimiser l'écoulement du fluide et d'améliorer le rendement de la pompe.

$$B(t) = (1 - t)^3 P_0 + 3(1 - t)^2 t \cdot P_1 + 3(1 - t) t^2 \cdot P_2 + t^3 \cdot P_3 \dots\dots\dots (III.5)$$

Avec  $t \in [0,1]$ .

Les points de contrôles  $P_0 P_1 P_2 P_3 \in \mathbb{R}^2$  :

$P_0$  : Point de départ de la courbe.

$P_3$  : Point d'arrivée.

$P_1, P_2$  : Points de contrôle qui tirent la courbe pour créer une forme lisse.

▣ **Les méthodes pour trouver les points P :**

Il existe deux méthodes pour trouver les points P :

**a) Manuellement :**

- Hauteur de l'aube (entre  $P_0$  et  $P_3$ ).
- Inclinaison (angle d'entrée et de sortie).
- Largeur (position horizontale).

**b) Pour suivre direction initiale et finale :**

Avec

$P_i = (x_i y_i)$  Donc :

$$x(t) = (1-t)^3 x_0 + 3(1-t)^2 t x_1 + 3(1-t)t^2 x_2 + t^3 x_3 \dots\dots\dots (III.6)$$

$$y(t) = (1-t)^3 y_0 + 3(1-t)^2 t y_1 + 3(1-t)t^2 y_2 + t^3 y_3 \dots\dots\dots (III.7)$$

Donc notre cas :

$x = Q$  : Débit.

$y = H$  : Charge utile corrigée ( $H - \Delta H_{fr} - \Delta H_d - \Delta H_{sh}$ ).

Donc P (Q, H) :

$$P_0 = (Q_{min}; H_{min}) \dots\dots\dots (III.8)$$

$$P_3 = (Q_{max}; H_{max}) \dots\dots\dots (III.9)$$

$$P_1 = (P_0 + \frac{1}{3}) \frac{Q}{H} \dots\dots\dots (III.10)$$

$$P_2 = (P_3 - \frac{1}{3}) \frac{Q}{H} \dots\dots\dots (III.11)$$

**Tableau III. 3 :** Les points de contrôle pour la courbe Bézier cubique.

<b>P</b>	<b>Q</b>	<b>H</b>
$P_0$	0.0001	0.1145
$P_1$	0.0005	0.2641
$P_2$	0.0009	0.2479
$P_3$	0.0013	0.0680

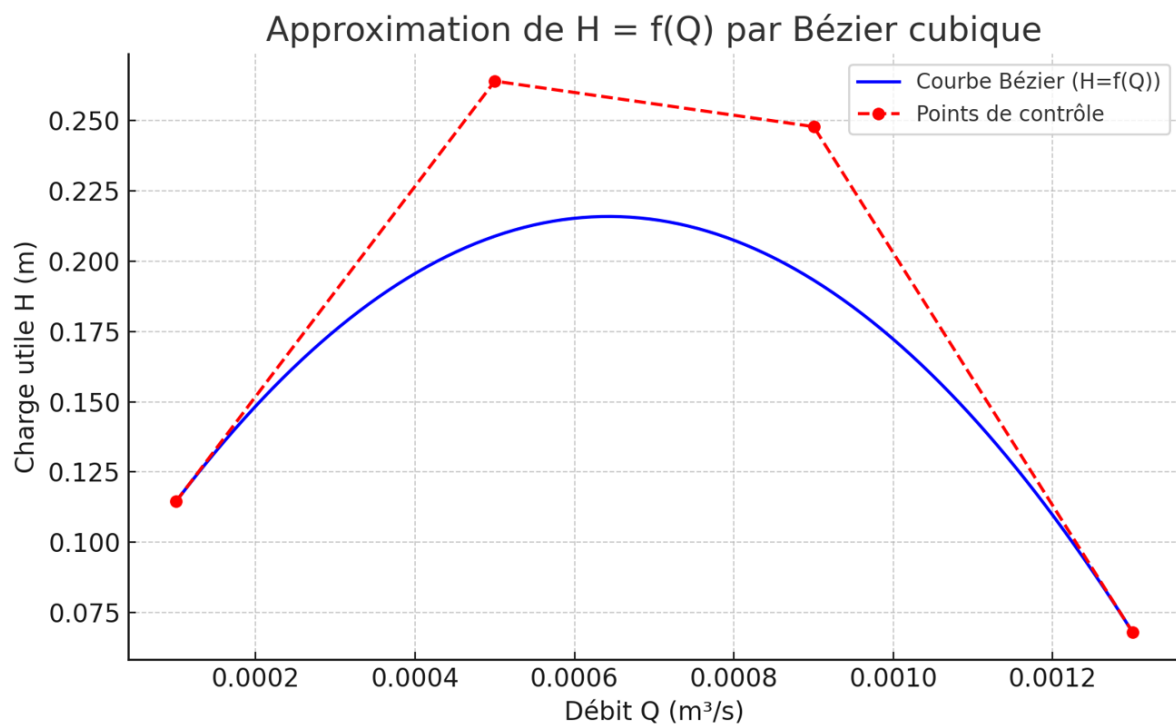
□ **Equation Paramétrique :**

$$B = (1 - t)^3 P_0 + 3(1 - t)^2 t \cdot P_1 + 3(1 - t) t^2 \cdot P_2 + t^3 \cdot P_3 \dots\dots\dots(III.12)$$

Avec

$$Q(t) = (1 - t)^3 \cdot 0.0001 + 3(1 - t)^2 t \cdot 0.0005 + 3(1 - t) \cdot t^2 \cdot 0.0009 + t^3 \cdot 0.0013 \dots(III.13)$$

$$H(t) = (1 - t)^3 \cdot 0.1145 + 3(1 - t)^2 \cdot t \cdot 0.2641 + 3(1 - t) t^2 \cdot 0.2479 + t^3 \cdot 0.0680 \quad (III.14)$$



**Figure III. 10 :** Résultat de H en fonction de débit (Q) avec des points de contrôle.

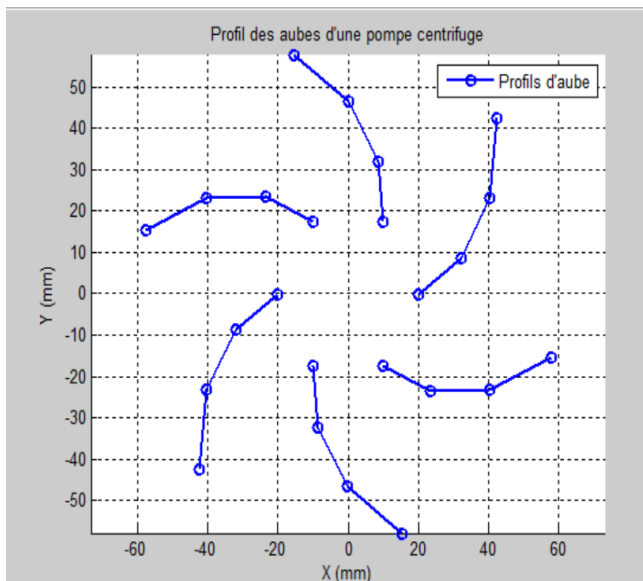
La courbe ci-dessus montre l'évolution de la hauteur manométrique (H) en fonction du débit (Q) pour la pompe étudiée. Pour obtenir une représentation à la fois précise et fluide du comportement de la pompe, une interpolation par courbe de Bézier a été utilisée. Cela permet de lisser les variations entre les points caractéristiques.

Les points de contrôle (P0 à P3), représentés en rouge, jouent un rôle clé dans le tracé de la courbe. Ils ont été choisis pour refléter le comportement typique d'une pompe centrifuge :

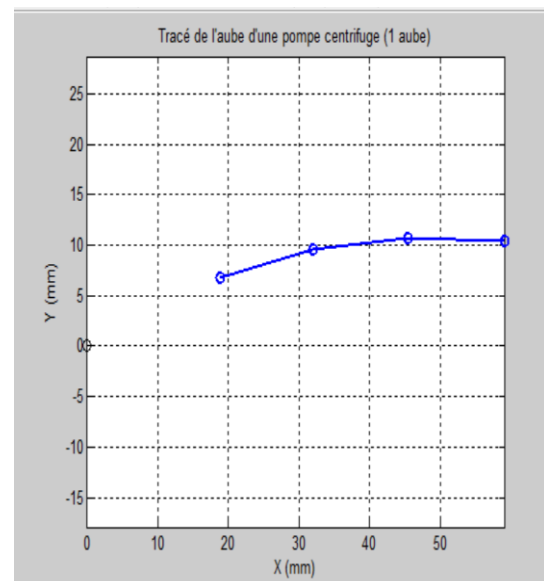
- P0 correspond au débit nul, où la hauteur est maximale. Cela traduit la capacité maximale de la pompe lorsqu'elle fonctionne à vide.

- P1 indique une montée rapide de la hauteur avec une légère augmentation du débit.
- P2 représente une zone proche du débit optimal : à partir de là, la hauteur commence à diminuer.
- P3 correspond au débit maximal, où la hauteur chute nettement en raison des pertes de charge internes à la pompe.

### III.8 Représentation des profils d'aubes en 2 D :



**Figure III. 11 : Profil des aubes. Z=6**



**Figure III. 12: Profil d'aube Z= 1.**

Les figures 11 et 12 montrent respectivement le profil d'une aube individuelle et de six aubes de la pompe centrifuge étudiée. Ces diagrammes sont indispensables pour représentation de la géométrie et l'organisation des aubes, qui ont une importance primordiale dans le processus de transformation de l'énergie mécanique en énergie.

➤ Figure 11 (profil d'une aube) :

Cette analyse approfondie offre la possibilité d'examiner le profil de l'aube, y compris sa courbure et son épaisseur, qui ont un impact direct sur le flux du fluide et l'efficacité de la pompe. Une conception optimisée réduit au minimum les pertes.

➤ Figure 12 (Profil de six pales) :

Cette illustration démontre la disposition des pales autour de la roue de la pompe. L'arrangement et l'interaction des aubes sont essentiels pour garantir un flux homogène et prévenir des perturbations telles que les vortex ou les phénomènes de cavitation. Une symétrie et un espacement appropriés optimisent les performances globales du système.

Donc :

Ces graphiques offrent un support visuel pour examiner l'influence de la forme des aubes sur les performances hydrauliques. Il serait possible de les enrichir par des simulations dynamiques ou des tests expérimentaux afin d'attester leur efficacité dans des conditions véritablement pratiques.

### III.9 Conclusion

L'étude présentée dans ce chapitre a permis de réaliser une analyse approfondie du comportement hydraulique de la pompe centrifuge étudiée. Les différentes modélisations ont mis en évidence l'effet croissant des pertes de charge sur la hauteur utile disponible en fonction du débit. Les résultats, qu'ils soient théoriques ou expérimentaux, confirment que l'augmentation du débit s'accompagne d'une hausse significative des pertes énergétiques, principalement liées au frottement, à la diffusion et aux chocs.

L'utilisation de l'interpolation par courbe de Bézier pour la modélisation hydraulique a montré toute son utilité, en produisant des courbes continues et fidèles au comportement réel de la pompe. Parallèlement, l'étude géométrique des profils d'aubes en 2D a permis de mieux cerner l'influence de leur forme sur l'écoulement du fluide et le rendement global de l'installation.

Ces résultats offrent une base pertinente pour envisager des pistes d'optimisation, telles que l'amélioration du profil des aubes ou l'intégration de dispositifs correctifs comme les diffuseurs pour réduire les pertes. Une modélisation plus détaillée, associée à des validations expérimentales, permettrait d'affiner ces travaux et de proposer des solutions concrètes en vue d'une amélioration globale des performances de la pompe.



## **Chapitre IV**

### **Conception de La Roue**

## IV.1 Introduction

L'outil de calcul développé précédemment a grandement simplifié l'une des étapes fondamentales de la fabrication d'une turbomachine : la phase de conception. En effet, les résultats générés par ce programme nous ont permis d'obtenir toutes les dimensions nécessaires à une modélisation précise des différentes pièces. Pour réaliser cette modélisation, nous avons utilisé le logiciel SolidWorks, largement reconnu dans l'industrie pour sa puissance et sa facilité d'utilisation. Ses nombreuses fonctionnalités en font un outil idéal pour la conception 3D de composants mécaniques.

Dans la continuité de cette démarche, nous avons fait appel à l'impression 3D afin de matérialiser les pièces modélisées. Cette technologie permet de passer rapidement du modèle numérique au prototype physique, ce qui facilite les vérifications géométriques et fonctionnelles avant la mise en production définitive.

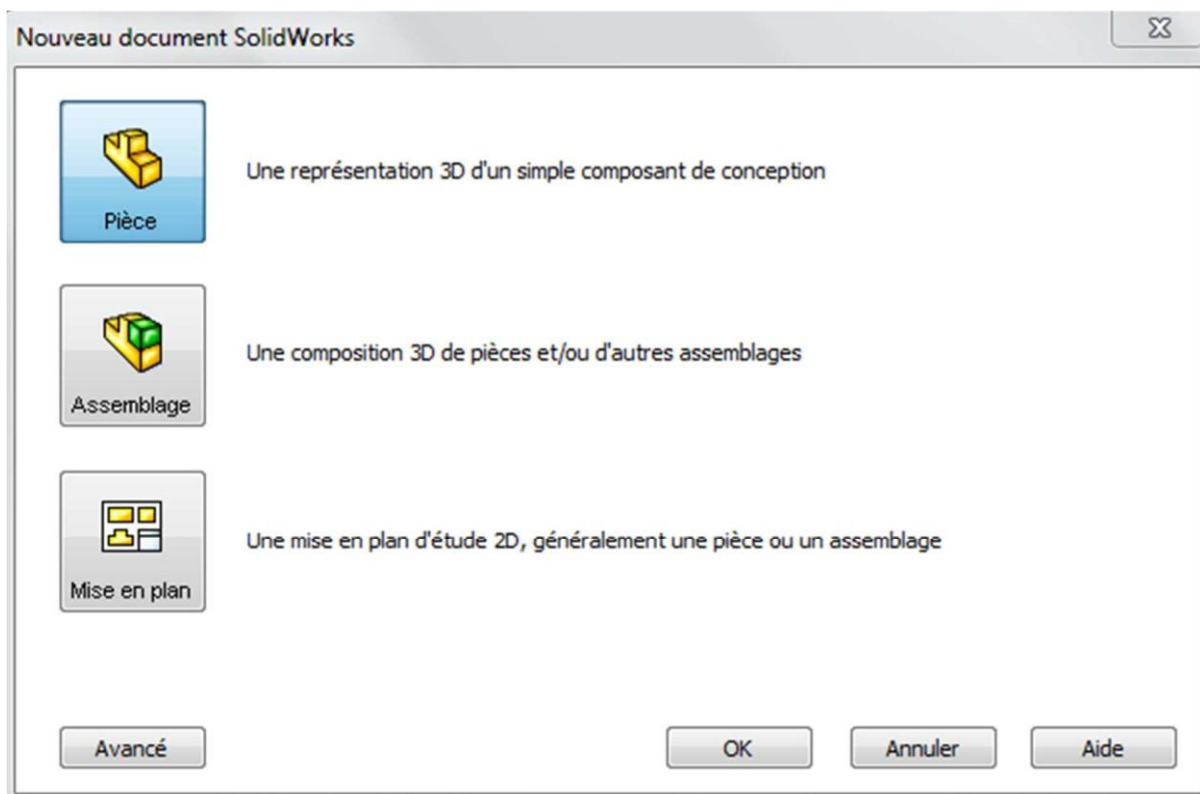
Ce chapitre présente ainsi les étapes de conception réalisées sous SolidWorks, ainsi que le processus d'impression 3D employé pour valider les modèles conçus.



**Figure IV. 1 : Pièces fabriquées par impression 3D.**

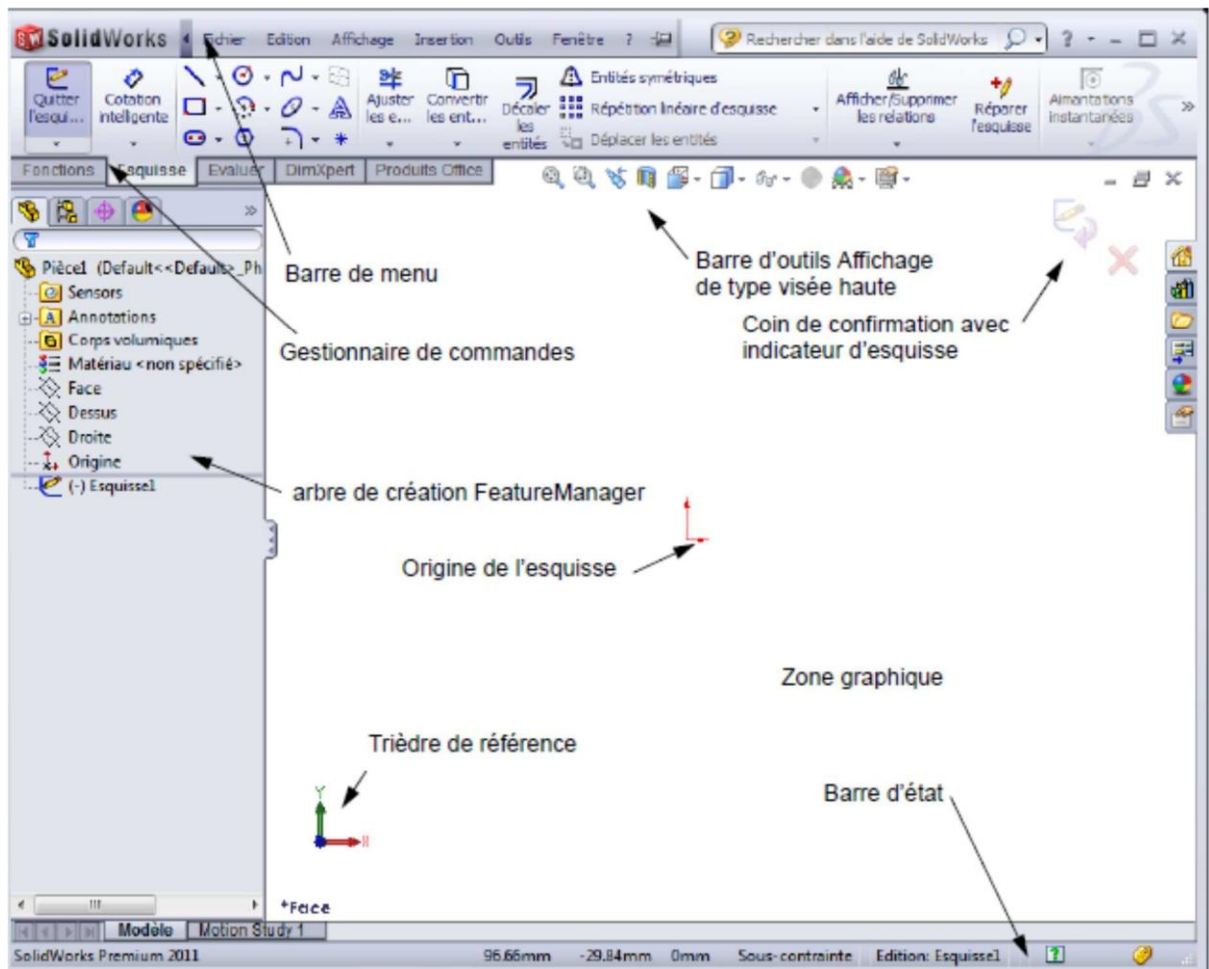
## IV.2 Présentation de SolidWorks :

Le logiciel de CAO SOLIDWORKS® est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises. Le présent document explique les concepts et la terminologie de l'application SOLIDWORKS et a pour but de vous familiariser avec les fonctionnalités les plus utilisées de SOLIDWORKS (Dassault).



**Figure IV. 2:** Les trois choix offerts lors de l'ouverture d'un nouveau projet.

- Plan d'esquisse exemple : Face (plan par défaut).
- Profil d'esquisse exemple : Rectangle 2D.
- Type de fonction exemple : fonction de bossage extrudé.



**Figure IV. 3:** Vue d'ensemble de la fenêtre de SolidWorks.

#### a) L'utilité de SolidWorks :

SolidWorks, des solutions d'ingénierie et de design dans tous les secteurs : Ce programme est destiné aux ingénieurs et concepteurs pour la conception de schémas de pièces mécaniques, la prévisualisation en 3D, etc. Ainsi, ce programme est employé par des sociétés opérant dans divers domaines tels que l'industrie, la médecine, les transports, la consommation de masse, les sciences, et bien d'autres.

Il est assez simple à manipuler et à comprendre, et fait également partie des outils couramment utilisés dans les collèges, lycées et filières technologiques. Les élèves et étudiants s'en servent notamment pour les matières liées aux sciences de l'ingénieur et à la technologie.

SolidWorks englobe la conception, la simulation, la communication technique et la gestion des données. Les ingénieurs peuvent accomplir une multitude de tâches de développement avec capacité, ce qui facilite la réduction du processus de conception,

l'augmentation de la productivité et la mise sur le marché rapide de produits novateurs (BENKHELIL, 2015).

### b) Les étapes de conception sous SolidWorks :

On utilise les résultats de la première exécution de l'outil de calcul sous EXCEL « outil de calcul » des dimensions de la pompe centrifuge du (thèse Kara Omar abdellah), pour la conception sous logiciel « SolidWorks ».

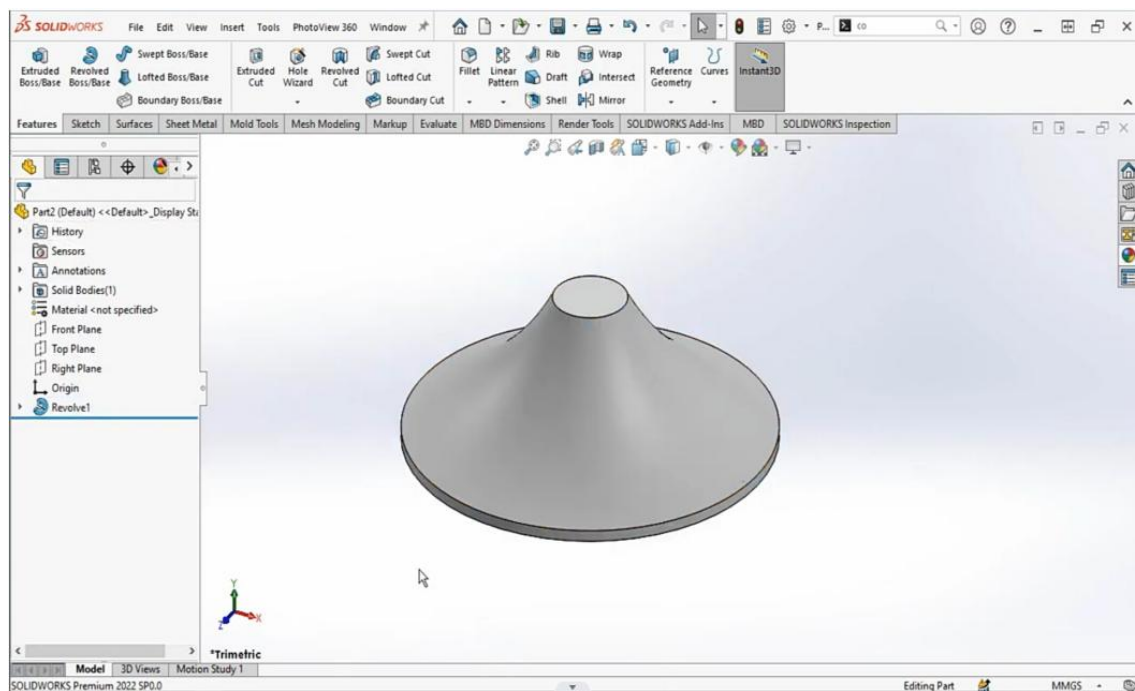


Figure VI.4 : Esquisse du tracé de la roue.

La courbe des aubes est générée à partir d'un fichier Excel qui donne les coordonnées (x, y, z).

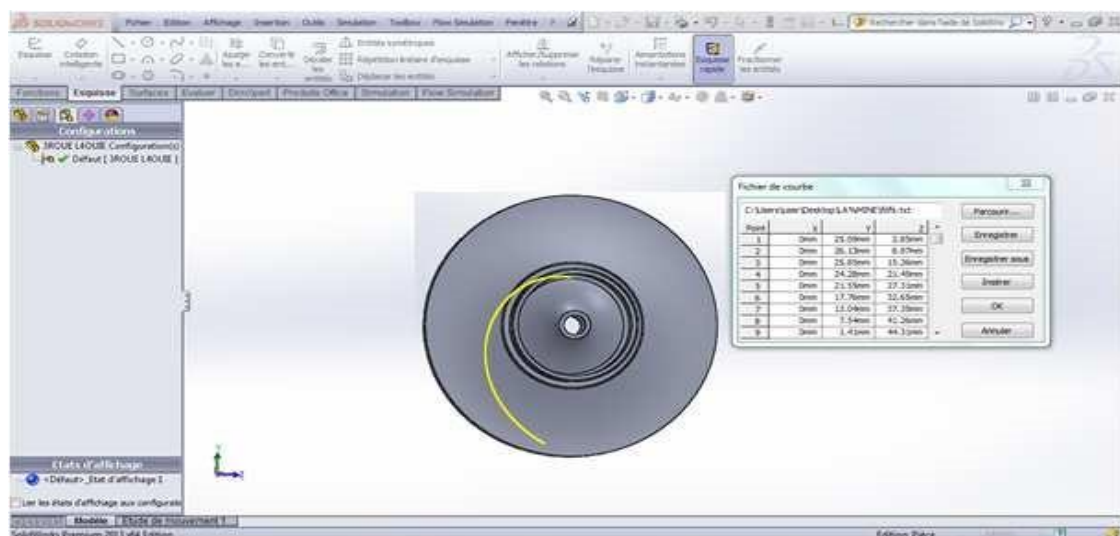


Figure IV.5 : Esquisse du tracé de la courbe des aubes point par point.



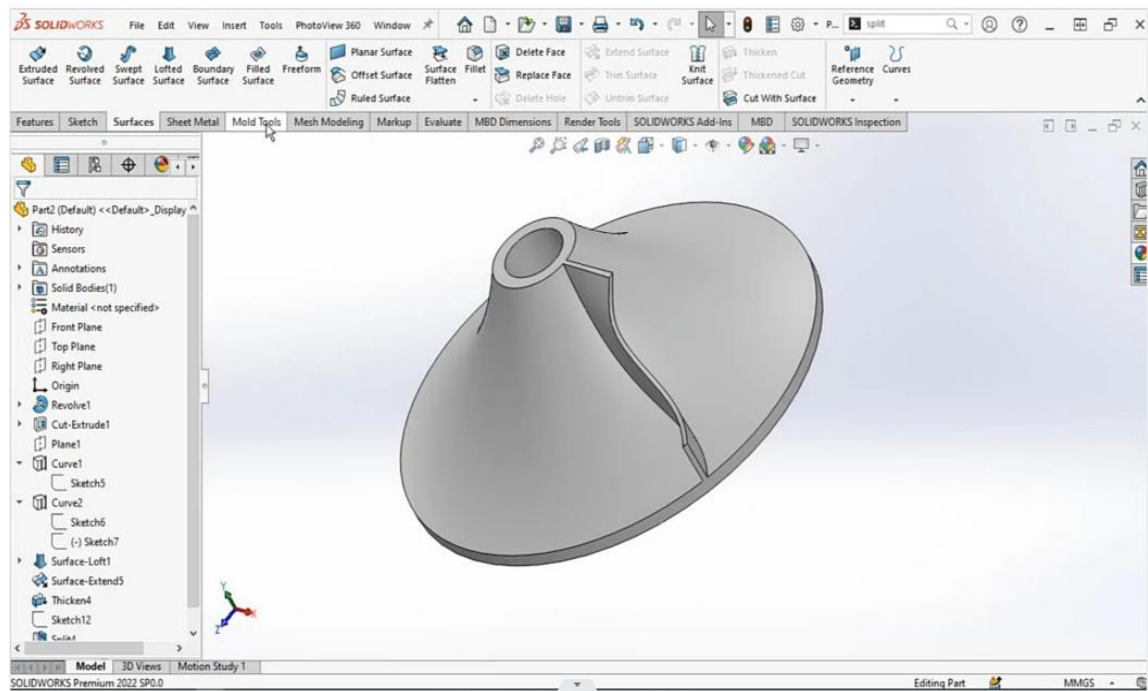


Figure IV.6 : l'aube après révolution.

Ici on utilise la fonction « répartition circulaire » pour dessiner les autres aubes par symétrie.

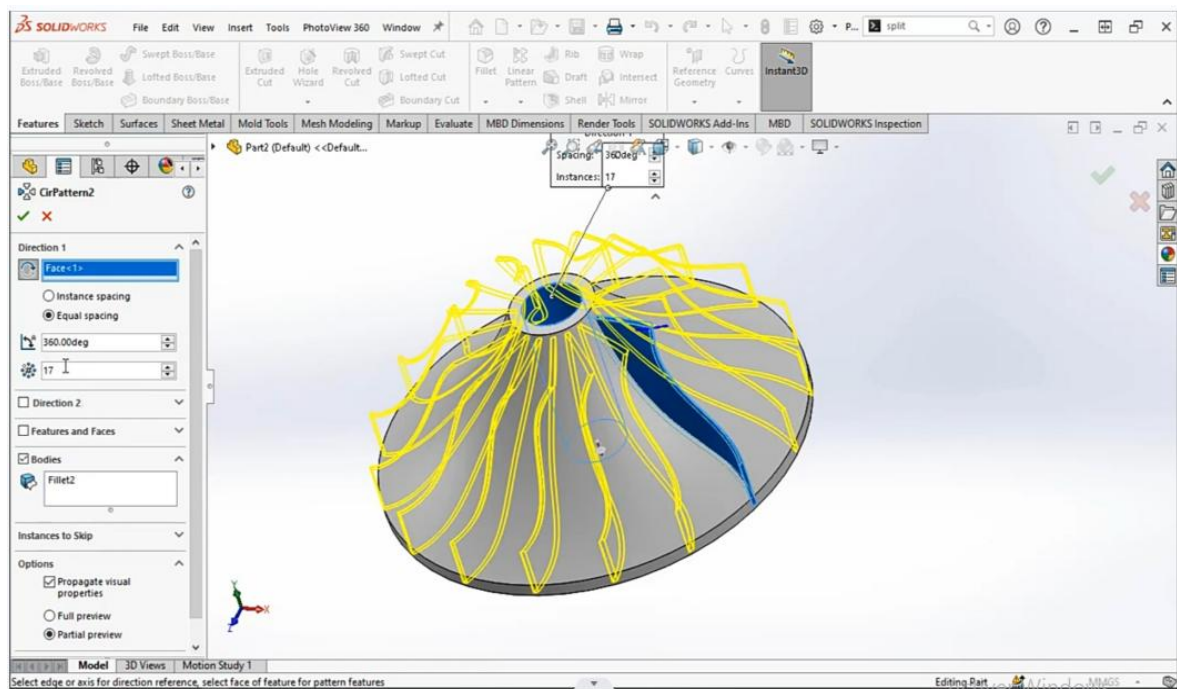
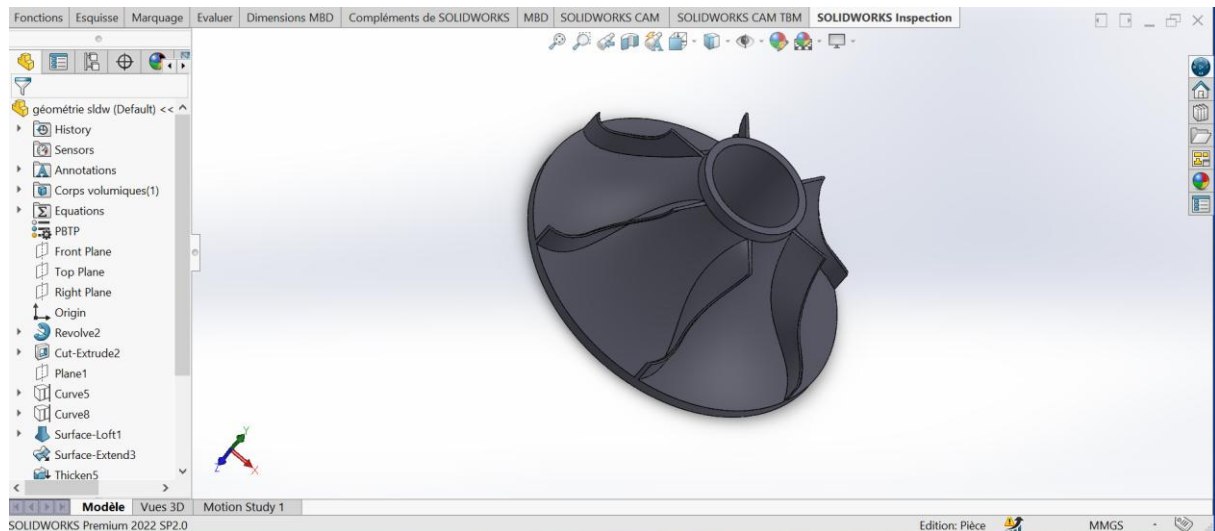


Figure IV.7 : Répétition circulaire de la courbe des aubes en 6 fois.



**Figure IV.8 :** Roue sous SolidWorks.

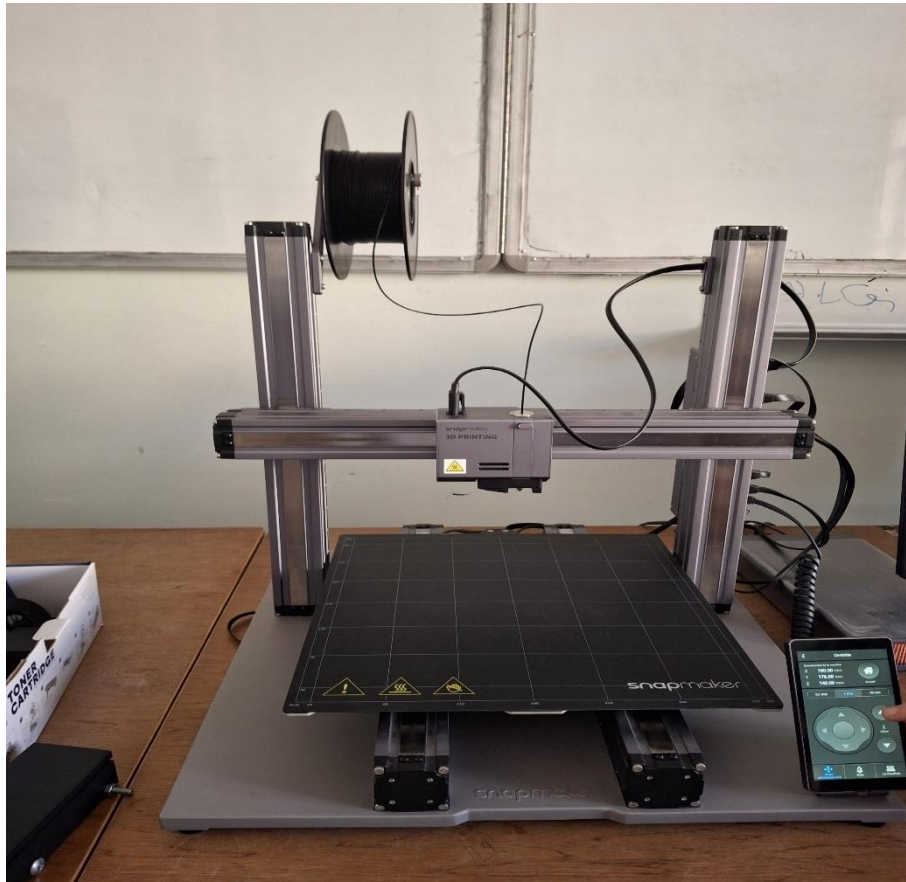
On convertit en STL.

### IV.3 L'impression 3D :

#### a) De quoi sagit-il :

La fabrication additive, également appelée impression 3D, est un procédé qui consiste à créer un objet physique à l'aide de matériaux superposés à partir d'un modèle numérique. À la différence de la fabrication soustractive, qui consiste à découper un bloc de matière pour créer le produit final, la fabrication additive consiste à ajouter de la matière pour former le produit final (BENKHELIL, 2015).

La fabrication additive permet d'accélérer le prototypage et offre aux concepteurs, ingénieurs et fabricants la possibilité d'affiner leurs conceptions, de gagner du temps et de réduire les coûts. Elle permet également une fabrication sur mesure et favorise le développement durable en réduisant les déchets et la consommation d'énergie.



**Figure IV. 9 : Impression 3D.**

**b) L'impression 3D et l'avenir de l'industrie des pompes :**

L'impression 3D est une technologie révolutionnaire qui transforme le secteur manufacturier et offre d'innombrables opportunités pour toutes les entreprises et industries. Grâce à la disponibilité et à la baisse des prix des imprimantes 3D, une entreprise peut rapidement étendre ses capacités opérationnelles en développant des prototypes rapidement. L'industrie des pompes à eau figure parmi tous les secteurs qui bénéficient de manière significative des imprimantes 3D.

La fabrication de pompes est en effet un processus coûteux et long. Grâce à l'impression 3D, les fabricants de pompes peuvent désormais développer rapidement de nouveaux prototypes à partir de divers matériaux tels que l'acier inoxydable et l'acide poly lactique.

L'impression 3D permet également d'accélérer le développement des pompes et de créer divers composants. Grâce à cette technologie, les fabricants de pompes peuvent construire des coulées complexes pour différents types de pompes, telles que les pompes de traitement



des eaux usées et de l'eau, les pompes centrifuges, les pompes à débit de fluide, les pompes à turbine, etc.

L'amélioration de la vitesse de fabrication et de l'efficacité permet aux fabricants de pompes de réduire facilement leurs frais généraux et de fournir un produit innovant à leurs clients. L'impression 3D est donc un atout pour les fabricants de pompes comme pour leurs clients. Les fabricants peuvent réduire leurs frais généraux et développer des produits innovants répondant à divers marchés. Les clients, de leur côté, bénéficient de produits très efficaces à des prix compétitifs (3d printing the future of the pumps industry, s.d.).

### **c) Comment fonctionne l'impression 3D :**

L'impression 3D débute par la modélisation numérique de l'objet, qu'il s'agisse d'un jouet, d'une pièce mécanique, d'une maquette architecturale ou même d'éléments d'un avion. Une fois le modèle réalisé, il suffit de lancer l'impression comme on le ferait avec une imprimante classique. Le logiciel associé découpe alors l'objet en couches successives, appelées « tranches », en déterminant précisément la quantité de matériau, sa disposition et la manière dont il sera déposé couche après couche.

Ces informations sont ensuite traduites en coordonnées compréhensibles par la tête d'impression ou l'extrudeuse, qui se déplace avec précision selon l'épaisseur, la vitesse et la trajectoire définies, afin de construire progressivement la pièce. Selon le procédé et les matériaux utilisés, une phase de refroidissement ou de durcissement est généralement nécessaire avant d'obtenir l'objet final.

La fabrication d'un objet par impression 3D suit donc plusieurs étapes successives, chacune nécessitant un temps adapté. Dans un premier temps, l'objet est conçu à l'aide d'un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO) puis exporté dans un format compatible avec l'imprimante, comme le STL. Ensuite, l'impression proprement dite s'effectue par superposition de couches, un procédé dont la durée dépend principalement de la complexité et des dimensions de la pièce. Enfin, après impression, l'objet est nettoyé puis, si nécessaire, soumis à des opérations de post-traitement (céramique, bois, béton selon le matériau utilisé : PLA, ABS, etc.), avec un temps variable en fonction des exigences esthétiques ou fonctionnelles.

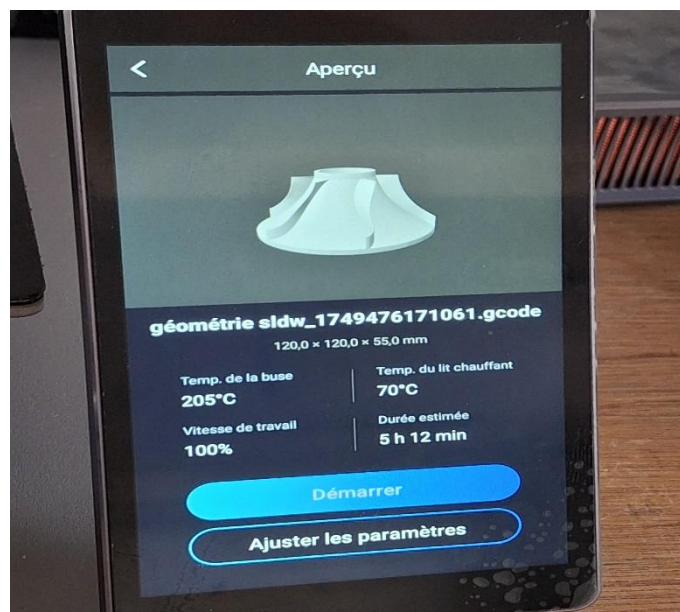
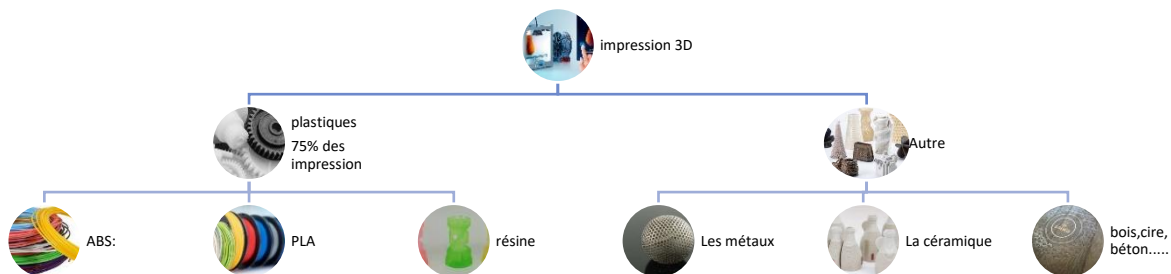


Figure IV. 10 : Commande de l'impression.



Figure IV.11 : Début de l'impression.

Aujourd'hui, environ 200 matériaux sont disponibles pour l'impression :



**Figure IV. 12 :** matériaux de l'impression.

Ont choisi de faire l'impression avec le PLA.

L'Acrylonitrile Butadiène Styrène, souvent appelé ABS, est un plastique thermoplastique utilisé surtout pour le moulage par injection. Il ressemble un peu au plastique des blocs LEGO. L'Acide Poly lactique, ou PLA, est aussi un thermoplastique, mais il est biodégradable et utilisé principalement pour fabriquer des bioplastiques. Dans le domaine de la fabrication de pompes, on utilise souvent l'ABS ou le PLA pour créer des prototypes grâce à l'impression 3D. Les pièces imprimées en ABS sont solides et flexibles, tandis que celles en PLA permettent de produire rapidement des prototypes.

Le choix entre ABS et PLA dépend de l'utilisation prévue de la pompe. Par exemple, les pièces en ABS peuvent résister à des températures allant jusqu'à 105 °C (221 °F), alors que celles en PLA supportent jusqu'à 60 °C (140 °F). Il faut donc d'abord choisir le bon matériau, selon les besoins. Pour les pompes à eau, il faut prendre en compte la résistance à la chaleur, la solidité et si le matériau est biodégradable ou non. L'ABS est meilleur pour résister à la chaleur, alors que le PLA garde mieux sa forme. C'est pourquoi les fabricants choisissent l'un ou l'autre selon l'usage final de la pompe dans nos cas on a utilisé le PLA.



**Figure IV. 13 : La Roue réalisé.**

#### **IV.4 Aperçu des avantages de l'impression 3D l'industrie des pompes :**

- Réduire les erreurs de conception.
- Faible cout de développement.
- Espace d'expérimentation et d'innovation.
- Surmonter les limites de la fabrication traditionnelle.
- Accélérer le processus de développement.
- Développer rapidement des prototypes et des pièces moulées.
- Améliorez la précision et les détails granulaires.
- Développement de composants faibles.
- Réduire le temps consacré à la R&D.

## IV.5 Conclusion

La modélisation 3D de la roue de la pompe centrifuge à l'aide de SolidWorks, combinée à l'impression 3D, a permis de transformer la conception numérique en un prototype physique concret. Cette étape a offert une représentation fidèle des formes géométriques, en particulier des aubes et de la volute, facilitant ainsi l'analyse et la compréhension de la structure de la pompe.

Grâce à l'impression 3D, un premier prototype a été obtenu, ouvrant la voie à des vérifications géométriques et à d'éventuelles améliorations. Cette approche s'inscrit dans une démarche moderne de conception et de fabrication, intégrant outils numériques et prototypage rapide pour le développement de systèmes hydrauliques plus performants.

## Conclusion générale

## Conclusion générale

En conclusion, ce travail marque une étape importante dans la convergence entre l'ingénierie hydraulique et les technologies de fabrication additive.

Cette étude met en lumière les potentialités offertes par l'intégration des technologies de fabrication additive dans le domaine de l'ingénierie hydraulique, particulièrement pour l'optimisation des pompes centrifuges. Les analyses effectuées ont permis d'identifier les sources principales de pertes énergétiques, telles que les frottements, les turbulences et les phénomènes de cavitation, et de proposer des solutions concrètes pour améliorer l'efficacité globale des systèmes de pompage.

L'utilisation d'une courbe de Bézier a permis de modéliser avec précision le comportement hydraulique de la pompe et d'identifier son point de fonctionnement optimal. Par ailleurs, l'étude comparative entre les configurations avec et sans diffuseur a révélé des compromis importants entre rendement et stabilité, guidant ainsi les choix de conception en fonction des conditions d'exploitation spécifiques.

Dans cette optique d'innovation, la fabrication additive s'est révélée être un levier stratégique. Grâce à sa liberté géométrique, sa capacité de personnalisation et sa réduction potentielle des coûts de production, elle permet de concevoir des composants hydrauliques aux performances améliorées. La réalisation d'un prototype de roue par impression 3D valide expérimentalement cette approche et démontre sa faisabilité technique.

En somme, cette étude montre que l'impression 3D ouvre de nouvelles perspectives pour la conception et la fabrication de pompes centrifuges plus efficaces et mieux adaptées aux exigences industrielles actuelles. Elle invite à poursuivre les recherches, notamment sur l'utilisation de matériaux avancés et l'extension de ces méthodologies à d'autres éléments de pompage, dans une démarche d'optimisation globale et durable.

# **Références**

## **Bibliographiques**



## Références Bibliographiques

(s.d.).

., P. (. (s.d.). *Pompe centrifuge F50-160* . Récupéré sur ARROSAGE DISTRIBUTION.

*3d printing the future of the pumps industrey*. (s.d.). Récupéré sur sintech pumps:  
sales@sintechpumps.com.

*3D printing: Its past, future, challenges, and opportunities*. (s.d.). Récupéré sur autodisk:  
<https://www.autodesk.com/>

Abdelouafi, A. F. (2019-2020). Etude des défaillances des pompes centrifuges. *mémoire fin d'étude*. bejaia, Faculte de Technologie Departement de Génie Mecanique:  
UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA.

abdelah, k. o. (2017/2018). étude des perfotmances des pompes centrifuges transportant des fluides complexes. *thèse*. hydraulique.

Asuaje, M. (2003). *éthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible*. Arts et Métiers ParisTech.

BENKHELIL, A. (2015, 15 juin). Conception et réalisation des éléments. *mémoire*.  
Département d'Hydraulique, algerie : Ecole Nationale Polytechnique.

BOUBAKEUR DAHMAN, I. M. (2023/2024). Etude générale de la cavitation . *mémoire fin d'étude*. Département de Forage et Mécanique des Chantiers pétroliers.

Bouraoui, M. (2006). *Méthode de prise en considération des écoulements de fuite dans le calcul des performances hydrauliques d'une roue de pompe*. Suisse.: École polytechnique fédérale de Lausanne .

Busemann, A. (1928). Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmischspiraligen Schaufeln. *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1928. 8(5): p. 372-384. , 372-384.

- Churchill, S. (1988). *Viscous Flows: The Practical Use of Theory*. Boston: MA: ButterworthHeinemann. .
- Daily, J. a. (1960). ece, Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks. . *Journal of basic engineering*, 217-230. .
- Dassault. (s.d.). *Introduction A Solidworks*. The 3D Experience Company.
- Dixon, S. a. (2013). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Burlington: Butterworth-Heinemann.
- Djebedjian, B. (2009). Theoretical Model to Predict the Performance of Centrifugal Pump Equipped with Splitter Blade. *Mansoura Engineering Journa*, 50-70.
- Eck, B. F. ( 1973). Pergamon Press. *Oxford*, 139-153.
- EDDINE, [. S. (2019). Etude et Maintenance des pompes. *mémoire master 2*. annaba, Electromécanique, Algerie.
- EDDINE, M. S. (2019). Etude et Maintenance des pompes. *mémoire master 2*. annaba, Electromécanique, Algerie.
- El-Naggar, M. (2013). One-Dimensional Flow Analysis for the Prediction of Centrifugal Pump Performance Characteristics. *International Journal of Rotating Machinery*, 119.
- Forum de mathématiques* . (s.d.). Récupéré sur Bibm@th.net:  
<https://www.bibmath.net/dico/index.php?action=affiche&quoi=.s/spiralelog.html>
- Godbole, V. R. (2012). *ial thrust in Centrifugal Pumps–Experimental analysis*. in *15th International Conference on Experimental Mechanics*. Porto/Portugal.
- GRUNDFOS. (2009). *The centrifugal pump*. Bjerringbro: Grundfos research and technology.
- Gulich, J. (2003). Disk friction losses of closed turbomachine impellers. *Forschung im Ingenieurwesen*, 87-95.
- Gulich, J. (2008). *centrifugal pumps*. Berlin Heidelberg: Springer.
- Hacène, A. (2012-2013). Modélisation CAO et Stratégies d’usinage pour la réalisation des surfaces à géométrie compliquée (SurfacesLLibres). *mémoire*. FACULTE DE TECHNOLOGIE, BATNA: NIVERSITE HADJ LAKHDAR BATNA.

- Jacobsen, C. B. (2012). *the centrifugal pump*. Grundfos Research and technology.
- Karassik, I. e. (1976). *Pump handbook. Vol. 3*. United States of America: McGraw-Hill.
- MAHIEDDINE, M. (1987). Prédétermination des caractéristiques d'une pompe centrifuge multicellulaire à partir de ses données géométriques. *Mémoire de master*. PARIS, CNAM.
- OKAMURA, T. (1980). Radial Thrust in Centrifugal Pumps with a Single-Vane Impellers. *Bulletin of JSME*, 895-901.
- Ouzaniy et smail Y. (2016/2017). Etude de la maintenance d'une pompe centrifuge verticale par la méthode AMDEC. *Mémoire master*. Tizi Ouzou, Génie Mécanique, Algerie.
- Paeng, K. a. (2001). A new slip factor for centrifugal impellers. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. *Part A: Journal of Power and Energy*, 645-649. .
- Pampreen, R. a. (1978). A Method of Calculating the Slip Factor of Centrifugal Compressors From Deviation Angle. *Journal of Engineering for Power*, 121128. .
- Pampreen, R. a. (1978). Musgrave, A Method of Calculating the Slip Factor of Centrifugal Compressors From Deviation Angle. *Journal of Engineering for Power*, 121128. .
- Pantell. (1994). Versuche über Scheibenreibung. . *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 97-108.
- Pantell. (s.d.). Pantell.
- Pedrollo. (s.d.). *Pompe centrifuge F50-160B*. Récupéré sur Arrosage distribution: <https://www.arrosage-distribution.fr/pompe-pedrollo-f50-125a-8932.html#do-description>
- Pfleiderer, C. a. (1990). *Strömungsmaschinen "Flow machines*. Berlin: 6. edition, Springer Verlag. .
- POULAIN, J. (1996). Pompes rotodynamiques. *Présentation. Description. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, B4300. 1-B4300. 11. .
- POULAIN, J. (2001). *Pompes rotodynamiques. Fonctionnement. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*. p. B4302. : 1-B4302. 24. .

- Reneau, L. J. (1967). Performance and design of straight, two-dimensional diffusers. *Journal of Basic Engineering*, 141-150. .
- SERHANE Imane et GABLI Djamila. (2019/2020). Calculs hydraulique et vérification de la pompe. *mémoire master 2. guelma, électromécanique, Algérie*.
- Stanitz, J. (1951). *me theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial-and mixed flow centrifugal compressors*. ASME.
- Stepanoff, A. (1965). *Centrifugal and axial flow pumps theory design and application*. New York: 2nd ed, John Willey and sons.
- Stodola, A. (1945). *Steam and gas turbine*. P. Smith.
- Troskolański, A. a. (1977). *Les turbopompes: théorie, tracé et construction*. Eyrolles.
- Turton, R. (1994). *Rotodynamic pump design*. New York: Cambridge University Press. .
- Tuzson, J. (2000). *Centrifugal pump design*. New York: John Wiley & Sons.
- Volk, M. (2013). *pump characteristics and applications*. New York: Third édition.
- von Backström, T. (2006). A Unified Correlation for Slip Factor in Centrifugal Impellers. *Journal of Turbomachinery*, 1-10.
- Wiesner, F. (1967). A review of slip factors for centrifugal impellers. *Journal of Engineering for power*, 558-566. .
- Wiesner, F. (1967. 89(4)). A review of slip factors for centrifugal impeller. *ournal of Engineering for power*, 558-566.