

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

BOUBAYA Wissem

BOUDRAA Mahfoud

Thème

**Simulation numérique des écoulements internes dans une
Turbomachines.**

Soutenu le 22/09/2021 devant le jury composé de:

Mr. SAHI

Président

Mr. BENSLIMANE

Rapporteur

Mr. HAMDI

Examineur

Année Universitaire 2020-2021

Remerciements

*Nous tenons d'abord à remercier
notre encadreur Mr. BENSLIMANE
pour sa constante disponibilité
envers nous.*

*Ensuite nous faisons part de notre
gratitude également à tous ceux
qui, de prêt ou de loin, ont participé
à l'élaboration de ce travail et
notre formation.*

Mahfoud & Wissem

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail à mes aimables parents, mes frères et ami(e)s.

Mahfoud

DÉDICACES

Je dédie ce travail :

*À toute ma famille, particulièrement mes chers parents pour leurs
sacrifices.*

À tous mes ami(e)s.

Wissem

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	x
NOMENCLATURE	xi
Introduction Générale.....	1
Généralités et synthèse bibliographique	3
I.1. Introduction	3
I.2. Turbomachines	3
I.2 .1. Définition	3
I.2.2. Classifications des turbomachines	4
I.3. Eléments constitutifs d'une turbomachine	6
I.3.1. Le distributeur	6
I.3.2. Rotor (Roue).....	6
I.3.3. Diffuseur.....	6
I.4. Généralités sur les pompes	7
I .4.1. Définition	7
I.4.2. Classification.....	7
I.4.3. Classification des pompes centrifuges	10
I.4.4. principe de fonctionnement.....	11
I.4.5. Domaine d'application.....	12
I.5. Théorie des pompes centrifuges	13
I.5.1. Triangles des vitesses.....	13
I.5.2. Caractéristiques et performances	15

I.5.3. Caractéristique : NPSH – Débit	22
I.5.4. Point de fonctionnement	23
I.6. Similitude des pompes centrifuges:.....	25
I.6.1. La vitesse spécifique	25
I.6.2. Coefficients de Râteau	25
I.7. Revue bibliographique	26
I.8. Conclusion.....	30
Écoulements à l’interne des turbomachines	31
II.1. Introduction	31
II.2. Formes générale des équations fondamentales.....	31
II.2.1. Équation de conservation de masse	32
II.2.2. Equation de conservation de quantité de mouvement	32
II.2.3. Equation de conservation d’énergie	32
II.2.4. Equation de continuité en régime laminaire	33
II.2.5. Equations de Navier-Stokes en régime laminaire.....	33
II.3. La turbulence	34
II.3.1. Modélisation de la turbulence.....	34
II.3.2. Les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds.....	35
II.3.3. Les modèles de turbulence.....	37
II.4. Equations particulières pour les turbomachines	39
II.4.1. Repère fixe	39
II.4.2. Repère mobile	39
II.4. Conclusion	41
Modélisation numérique d’une pompe centrifuge	42
III. 1. Introduction	42
III.2. Définition de la simulation	42
III.3. Présentation de la pompe centrifuge	42
III.3.1. Spécification de la roue	43
III.3.2. Spécification de la volute	43
III.4. Paramètres de la simulation numérique.....	44
III.4.1. Conditions aux limites.....	45
III.4.2. Choix de modèle de turbulence (k-ε)	46
III.5. Principales étapes de calcul numérique.....	46
III.5.1. Conception de la géométrie (la roue et la volute)	47
III.5.2. Génération du maillage	48
III.7. Conclusion.....	50
Résultats et discussion.....	51
IV. 1. Introduction	51
IV.2. Validations	51
IV.2.1. La répartition des vitesses	51

IV.2.2. La répartition des pressions.....	56
IV.3. Variation de la vitesse de rotation.....	59
IV.3.1. La répartition des vitesses	59
IV.3.2. La répartition des pressions.....	63
IV.4. Validation.....	68
IV.4.1. L'effet de la vitesse de rotation sur la hauteur réelle	69
IV.5. Conclusion	70
Conclusion Générale	71
Références Bibliographiques	73
Résumé	76

Liste des figures

Figure I.1 : Classification des machines à fluides.....	4
Figure I.2 : Roue d'une turbomachine radiale.....	4
Figure I.3 : Roue d'une turbomachine axiale.....	5
Figure I.4 : Roue d'une machine semi-axiale ...	5
Figure I.5 : Éléments constitutifs dans une pompe centrifuge.....	6
Figure I.6 : Installation de pompe... ..	7
Figure I.7 : Classification des pompes.....	7
Figure I.8 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial.....	9
Figure I.9 : Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal.....	10
Figure I.10 : Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial.....	10
Figure I.11 : Principe de fonctionnement.....	13
Figure I.12 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes	15
Figure I.13 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.....	16
Figure I.14 : Différentes $H_{th\infty}$ en fonction du débit... ..	18
Figure I.15 : Formes de la roue centrifuge, en fonction de l'angle d'aubage β_2	18
Figure I.16 : Représentation graphique de la perte hydraulique	19
Figure I.17 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge	21

Figure I.18 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.....	21
Figure I.19 : Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit	22
Figure I.20 : Courbe caractéristique du réseau	23
Figure I.21 : Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ et $NPSH_{disp}$ en fonction de débit.....	23
Figure I.22 : Point de fonctionnement d'une pompe.....	24
Figure II.1 : La description statique d'un écoulement turbulent	36
Figure II.2 : Ecoulement dans une grille tridimensionnelle	40
Figure III.1 : Géométrie de la roue à aubes	43
Figure III.2 : Pompe centrifuge avec roue à 7 aubes.....	44
Figure III.3 : Condition aux limites appliquée sur la pompe centrifuge à l'entrée	45
Figure III.4 : Condition aux limites appliquée sur la pompe centrifuge à la sortie.....	46
Figure III.5 : L'organigramme des étapes du travail.....	47
Figure III.6 : Vue aube à aube.....	48
Figure III.7 : Vue méridienne.....	48
Figure III.8 : Géométrie en 3D de la roue à aubes	48
Figure III.9 : Maillage non structuré dans la volute	49
Figure III.10 : Maillage structuré dans la pale	50
Figure IV.1 : Répartition de la vitesse sur le plan méridien	52
Figure IV.2 : montre la distribution des lignes de courant à travers la pale de la roue.....	52
Figure IV.3 : Distribution de la vitesse autour de la pale.....	53
Figure IV.4 : Contour de vitesse à travers les pales de la roue	53

Figure IV.5 : Distribution des vecteurs de vitesse à travers les pales de la roue	54
Figure IV.6 : Répartition de la vitesse à travers la volute	54
Figure IV.7 : les lignes courantes dans la pompe.....	55
Figure IV.8 : Variation de la vitesse le long de l'aube.....	55
Figure IV.9 : Répartition de la pression sur le plan méridienne.....	56
Figure IV.10 : Distribution de la pression autour de la pale	56
Figure IV.11 : Répartition de la pression sur le plan aube à aube pris à 50% de hauteur	57
Figure IV.12 : Répartition de la pression à travers la volute.....	57
Figure IV.13 : Variation de la pression totale et statique le long de l'aube	58
Figure IV.14 : Variation de la pression le long de l'aube	68
Figure IV.15: Variation des vitesses sur le plan méridien avec différents vitesses de rotation	60
Figure IV.16: Variation des champs vitesses sur le plan aube à aube avec différents vitesses de rotation	61
Figure IV.17 : Répartition de la vitesse dans la volute pour différents vitesses de rotation....	62
Figure IV.18: Les lignes de courante de vitesse d'écoulement dans la pompe pour les trois vitesses de rotations.....	63
Figure IV.19 : Variation de la pression totale sur le plan méridien avec différents vitesses de rotation	64
Figure IV.20 : Variation de la pression sur le plan aube à aube avec différents vitesses de rotation	65
Figure IV.21 : Variation de la pression totale avec différents vitesses de rotation.....	66
Figure IV.22 : Variation des pressions autour de la volute avec différents vitesses de rotation	67

Figure IV.23 : la variation de la pression totale et statique le long de l'aube pour les trois vitesses de rotation 68

Figure IV.24 : les $H_{réelle}$ avec différents vitesses de rotation..... 69

Figure IV.25 : comparaison entre $H_{réelle}$ de la simulation et $H_{réelle}$ avec les lois de similitude 70

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la roue	43
Tableau III.2 : Caractéristiques géométriques de la volute	44
Tableau III.3 : Cahier des charges de la pompe	44
Tableau III.4 : Les conditions aux limites	45
Tableau III.5 : Détail de maillage de la grille pour la volute	49
Tableau III.6 : Détail de la grille pour la pale	50
Tableau IV.1 : variation de la vitesse de rotation.....	59

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
b_2	: Epaisseur de la roue	[m]
C	: Vitesse absolue	[m/s]
C_r	: Projection de la vitesse absolue selon la direction radiale	[m/s]
C_u	: Projection de la vitesse absolue selon la direction tangentielle	[m/s]
C_μ	: Constante empirique	
D	: Diamètre de la roue	[m]
g	: Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H_{euler}	: Hauteur réelle de la pompe	[m]
$H_{th\infty}$: Hauteur théorique de la pompe à nombre d'aubes infinis	[m]
H_{thZ}	: Hauteur théorique de la pompe à nombre d'aubes finis	[m]
h	: Enthalpie	[J/kg]
k	: Energie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
L	: Longueur de canal	[m]
M	: le couple des forces	[N.m]
N	: Vitesse de rotation	[tr/min]
P_A, P_B	: Pression	[Pas]
P	: Puissance de la pompe	[W]
P_{abs}	: Puissance absorbée	[W]
$P_{fournie}$: Puissance fournie	[W]
P_m	: Perte mécanique en puissance	[W]
P_H	: Puissance hydraulique	[W]
P_u	: Puissance utile	[W]
Q_v	: Débit volumique de la pompe	[m ³ /s]
Q_n	: Débit nominal	[m ³ /s]
Q_v	: Débit volumique	[m ³ /s]
Q_{va}	: Débit volumique à l'entrée de la pompe	[m ³ /s]

$Q_{\text{théo}}$: Débit théorique	$[\text{m}^3/\text{s}]$
Q_{vf}	: Débit total des fuites	$[\text{m}^3/\text{s}]$
R_1	: Rayon à l'entrée	$[\text{m}]$
R_2	: Rayon à la sortie	$[\text{m}]$
S_{sort}	: Section de la sortie	$[\text{m}^2]$
T	: Température	$[\text{K}]$
U	: Vitesse périphérique	$[\text{m}/\text{s}]$
U_1	: Vitesse d'entraînement à l'entrée	$[\text{m}/\text{s}]$
U_2	: la vitesse d'entraînement à la sortie.	$[\text{m}/\text{s}]$
u, v, w	: Composantes de la vitesse	$[\text{m}/\text{s}]$
V_t	: Vitesse de turbulence	$[\text{m}^2/\text{s}^2]$
W	: Vitesse relative	$[\text{m}/\text{s}]$
W_r	: Projection de la vitesse absolue selon la direction radiale	$[\text{m}/\text{s}]$
W_u	: Projection de la vitesse absolue selon la direction tangentielle	$[\text{m}/\text{s}]$
Z_A, Z_B	: Altitude	$[\text{m}]$
Z	: Nombre d'aubage	-
Symboles grecs		
α	: Diffusivité thermique	$[\text{°}]$
β	: Angle relatif de la direction de l'écoulement	$[\text{°}]$
ξ	: Coefficient des pertes de charge singulière	-
Φ	: Fonction de la dissipation visqueuse	$[\text{W}]$
ε	: taux de dissipation de l'énergie cinétique	$[\text{m}^2/\text{s}^3]$
η_g	: Rendement globale	$[\text{°}]$
η_{hyd}	: Rendement hydraulique	$[\text{°}]$
η_m	: Rendement mécanique	$[\text{°}]$
η_v	: Rendement volumétrique	$[\text{°}]$
λ	: Coefficient des pertes de charge linéaire	-
μ	: Viscosité dynamique	$[\text{Pa}/\text{s}]$
μ_t	: Viscosité turbulente	$[\text{Pa}/\text{s}]$
ρ	: Masse volumique	$[\text{Kg}/\text{m}^3]$
τ	: Contraintes visqueuse	$[\text{Kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2]$

ω	: Vitesse angulaire de rotation	[tr / min]
Ω	: Vitesse angulaire de la machine	[rad /s]
φ	: Position angulaire	[rad]
ΔP	: Pertes	[Pa]
Δh_{choc}	: Pertes de charge par désadaptation ou pertes par choc	[m]
Δh_{frott}	: Pertes de charge par frottement visqueux	[m]
Δh_l	: Pertes de charge linéaires	[m]
Δh_s	: Pertes de charge singulières	[m]
Indices		
x, y, z	: Coordonnées cartésiennes.	
r, θ , z	: Coordonnées cylindriques	
e, s	: Entrée et sortie	
1	: Entrée de la roue	
2	: Sortie de la roue	
3	: Entrée de diffuseur	
4	: Sortie de diffuseur	
5	: Entrée de volute	
6	: Sortie de volute	
Abréviations		
C F D	: Computational Fluid Dynamics	
L E S	: Large Eddy Simulation (Simulation numérique directe)	
R A N S	: Reynolds Averaged Navier-Stokes	
S S T	: Shear Stress Transport	
N P S H	: Net Positive Suction Head (Charge nette absolue à l'aspiration)	
$NPSH_{\text{dis}}$: NPSH disponible	
$NPSH_{\text{req}}$: NPSH requise	
1D	: Unidimensionnel	
3D	: Tridimensionnel	

Introduction Général

Introduction Générale

Les pompes sont partout et sont le cœur de toutes les activités. Les pompes et les turbopompes sont employées dans de nombreux secteurs et couvrent une gamme d'application très large, ces machines sont au cœur de nombreux processus industriels, comme la production d'énergie thermique et nucléaire, la distribution d'eau, l'assainissement et autre.

La consommation énergétique des pompes représente environ 20% de la consommation électrique globale, une partie importante du marché des pompes actuellement utilise l'énergie mécanique, alors, les pompes sont accouplées aux moteurs diesel ou à essence ou bien avec des turbines à gaz. Cette catégorie de pompe est souvent utilisée dans le secteur d'exploitation pétrolier.

Une bonne compréhension des écoulements dans ces machines est indispensable pour accroître leur performance et diminuer leur coût d'exploitation. De ce fait, l'outil CFD est central dans l'augmentation de la fiabilité de la conception de la turbomachine, admettant contribuer à la réalisation des machines plus performantes, de plus avec les CFD il devient possible de visualiser les structures des écoulements tridimensionnels frottement complexe, comme les écoulements secondaires, jet et sillage et les décollements. Ces structures sont considérées comme étant les sources des pertes hydrauliques, mais grâce au développement de l'outil CFD, il devient possible de déterminer la performance avant de procéder à la fabrication des prototypes et d'intervenir après la fabrication pour ajustement la fabrication.

Notre travail se compose de quatre chapitres principaux:

Dans le premier chapitre, une synthèse bibliographique sur des généralités sur les pompes, spécifiquement les pompes centrifuges, les caractéristiques géométriques, et toutes les courbes qui les caractérisent.

Dans le deuxième chapitre est purement consacré à la mécanique des fluides, les équations qui gouvernent les écoulements ont été définies, qui sont les fameuses équations : de conservation de masse, et l'équation de la quantité de mouvement dite aussi de Navier-Stokes. Dans ce cas précis, l'écoulement est turbulent ce qui a conduit à consacrer une partie sur la

turbulence, particulièrement le modèle $k-\omega$ ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes.

Le troisième chapitre se focalise sur la démarche à suivre pour modéliser l'écoulement à l'intérieur d'une roue dans une pompe centrifuge.

Le dernier chapitre, regroupe les différents résultats obtenus par le procédé numérique basé sur l'approche tridimensionnelle. Une validation sera présentée lors de l'étude et sera comparée avec celle de littérature.

A la lumière de ces résultats, nous terminons par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités et synthèse

bibliographique

Généralités et synthèse bibliographique

I.1. Introduction

La turbomachine est un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues mobiles munies d'aubes qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. L'échange d'énergie s'effectue dans la roue et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Un premier classement des turbomachines est fait à partir du sens de l'échange d'énergie. Il est à distinguer les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent. Parmi les machines réceptrices, il y a les pompes roto dynamiques, les ventilateurs, les compresseurs et les soufflantes. Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur, les turbines à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les turbines éoliennes.

Il nous a paru donc très intéressant de faire une brève recherche bibliographique, dans le domaine du développement des turbomachines et en particulier des pompes centrifuges et aussi dans la maîtrise des écoulements internes.

I.2. Turbomachines

I.2 .1. Définition

Les turbomachines sont des machines dans lesquelles un fluide (liquide ou gaz) échange de l'énergie à l'aide d'un ou plusieurs impulseurs (appelés aussi rotors ou roues). Ces derniers sont munis d'aubes (pompes et compresseurs), d'ailettes (turbines à gaz ou à vapeur) ou augets (turbine hydraulique Pelton).

Pour une pompe par exemple, les aubes sont des obstacles profilés et plongés dans un écoulement de fluide. Elles constituent entre elles des canaux courbés dans lesquels le fluide s'écoule [1]

I.2.2. Classifications des turbomachines

a. Selon la nature du fluide

Les turbomachines constituent une grande famille de dispositifs/appareils utilisés dans l'industrie. On peut les situer par rapport aux autres machines à fluide à l'aide de la figure I.1 présenté ci-dessous. Selon la nature du fluide, elles sont divisées en deux parties : à fluide compressible et à fluide incompressible [1].

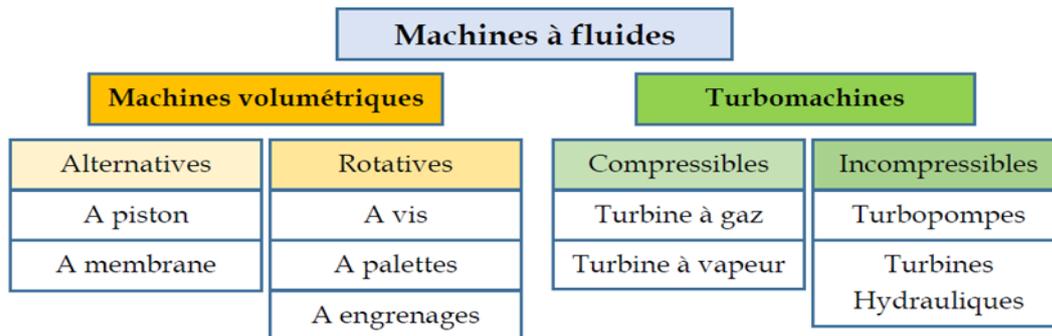


Figure I.1 : Classification des machines à fluides.

b. Selon la trajectoire du fluide

La forme de trajectoire du fluide dans la roue d'une turbomachine fournit également une base de classification des types de turbomachines. En général, on distingue [1]:

i. Turbomachines radiales

Dans ce type de turbomachine, le fluide traverse la roue (rotor) perpendiculairement à l'axe de l'arbre de la machine. Pour les machines radiales, on distingue les machines centrifuges (écoulement s'éloigne de l'axe) et les machines centripètes (l'écoulement se rapproche de l'axe) [1].

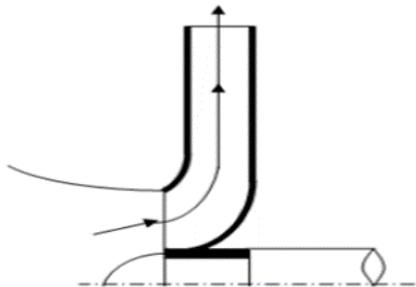


Figure II.2 : Roue d'une turbomachine radiale.

ii. Turbomachines axiales

Ici, le fluide traverse la roue de la machine parallèlement à l'axe [1].

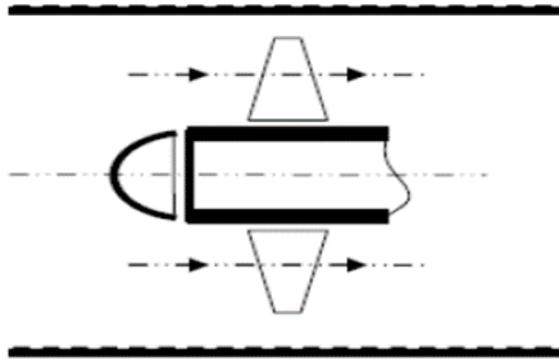


Figure I.3 : Roue d'une turbomachine axiale.

iii. Turbomachines semi-axiales

Ce sont des machines où le fluide traverse la roue de façon diagonale (Figure I.4) Elles sont aussi appelées machines hélico-centrifuges ou hélicoïdale[1].

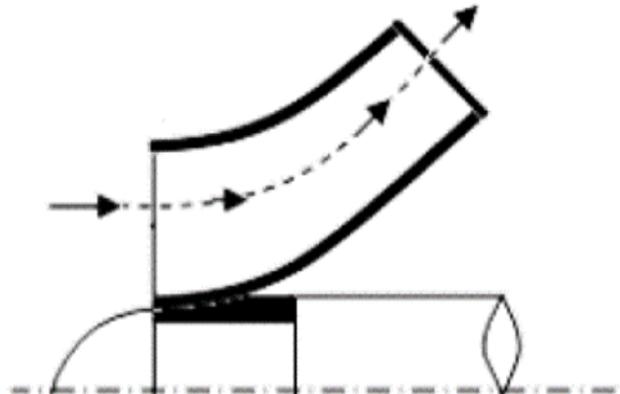


Figure III.4 : Roue d'une machine semi-axiale.

c. Selon la fonction de la machine

Le sens de transfert de l'énergie entre la machine et le fluide peut aussi définir un type de classification de turbomachines.

Dans le cas où la machine transmet de l'énergie au fluide (transfert d'énergie mécanique en énergie hydraulique), la machine est réceptrice (pompes, compresseurs). Dans le cas inverse (transfert de l'énergie hydraulique en énergie mécanique), la machine devient motrice (Turbines) [1].

I.3. Éléments constitutifs d'une turbomachine

Suivant qu'une turbomachine comporte un ou plusieurs rotors, elle est dite **monocellulaire** ou **multicellulaire**. Une turbomachine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement, soit depuis l'entrée jusqu'à la sortie de ma machine [1] :

I.3.1. Le distributeur

Il est le premier organe que le fluide rencontre sur sa trajectoire. Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine « point 0 » jusqu'à l'entrée du rotor « point 1 », en lui assurant une vitesse et une direction convenables.

I.3.2. Rotor (Roue)

Dans une turbomachine, la roue est l'élément le plus important dans lequel s'effectue l'échange des énergies ; dans une machine réceptrice, l'énergie fournie par le moteur d'entraînement y est communiquée au fluide tandis qu'inversement, dans une machine motrice, le rotor reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide. Les indices « 1 » et « 2 » caractériseront respectivement les grandeurs relatives à l'entrée du rotor et à sa sortie, celle-ci constituant aussi l'entrée du diffuseur.

I.3.3. Diffuseur

Le diffuseur, ou l'amortisseur, a le rôle de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener dans la section de sortie de la machine à la vitesse désirée. C'est aussi l'organe qui est destiné à transformer l'énergie cinétique en pression. Les indices « 2 » et « 3 » caractérisent respectivement les sections d'entrée et de sortie du diffuseur, cette dernière pouvant être aussi la section de sortie de la machine.

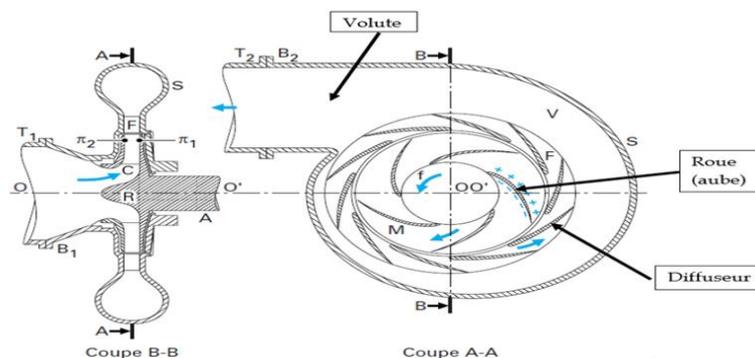


Figure I.5 : Eléments constitutifs dans une pompe centrifuge.

I.4. Généralités sur les pompes

I.4.1. Définition

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Les pompes autant que machines, sont les pièces maîtresses qui donnent la vie aux unités de pétrole et au gaz. Leur choix et leur installation doivent faire l'objet de soins tout particulier de la part des services d'études, de même leur entretien requiert des spécialistes très qualifiés, afin qu'ils puissent assurer dans les meilleures conditions un service continu pendant une longue durée [2].

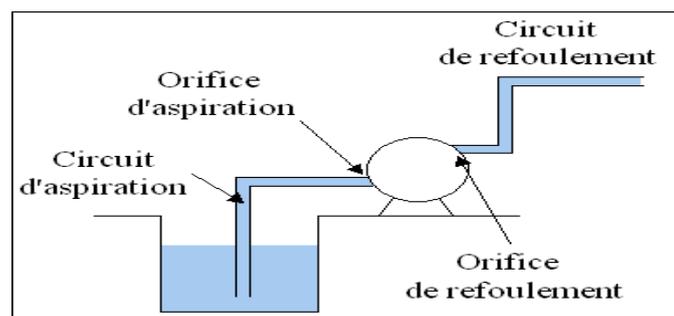


Figure I.6 : Installation de pompe.

I.4.2. Classification

En général, les pompes se partagent en trois grandes familles [3] :

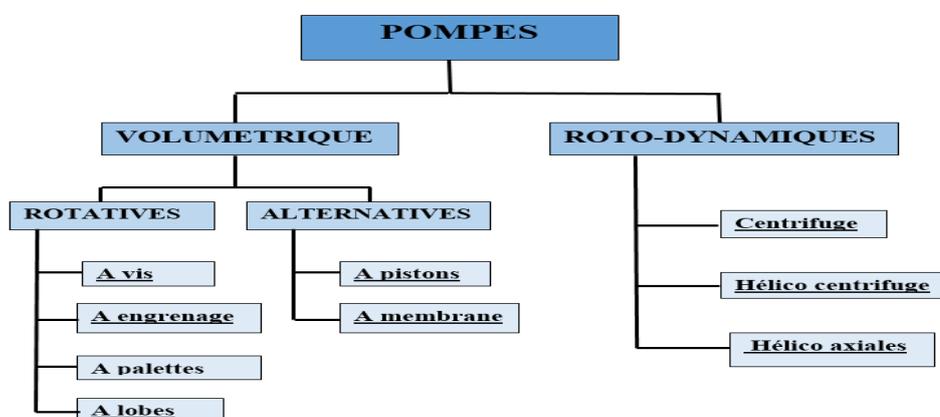


Figure IV.7 : Classification des pompes.

a. Famille I : pompes volumétriques à rotor tournant (rotatives)

Le fluide se trouve enfermé dans un volume clos, mais mobile, qui va le transférer d'un état de pression 1 à un état de pression 2, avec modification du volume circulant entre le circuit d'aller et celui de retour. Les modes de réalisation sont très variés : pompes à engrenages, pompes à engrenages hélicoïdaux intérieurs, pompes à lobes, pompes péristaltiques, pompes à palettes, pompes à vis hélicoïdales, ... etc.

b. Famille II : pompes volumétriques alternatives (à pistons)

Une pompe volumétrique alternative se compose aussi d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté ; mais la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Elles conviennent particulièrement bien pour des pressions élevées, et des débits faibles, généralement inférieurs à 100 m³/h, mais pouvant atteindre 200 m³/h.

c. Famille III : pompes roto-dynamiques

On regroupe sous cette appellation les pompes centrifuges, hélico centrifuges et hélices. Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes roto dynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à 105 m³/h. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables.

Une turbo pompe est constituée d'une partie tournante et d'une autre partie fixe :

- La partie tournante comprend l'arbre avec impulseurs.
- La partie fixe comprend le corps avec les supports de palier

i. Pompes hélices (axiales)

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement.

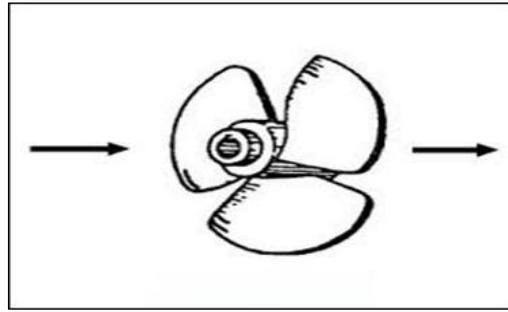


Figure V.8 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial.

Une bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable quel que soit le débit. Dans ces conditions, la hauteur de refoulement se trouve limitée à une valeur de 11 m environ. Les pompes hélices ne sont jamais réalisées avec deux ouïes pour des raisons de construction qui sont évidentes. Elles sont rarement utilisées en version multi étage (pour $H > 11$ m, on leur préfère d'autres types de pompes). Les pompes hélices ne sont pas employées pour les faibles débits, car elles nécessiteraient des vitesses de rotation élevées ou très élevées que les utilisateurs préfèrent éviter.

ii. Pompes hélico-centrifuges

Ce type est intermédiaire entre les deux précédentes, le flux résulte de la composition des flux axial et radial.

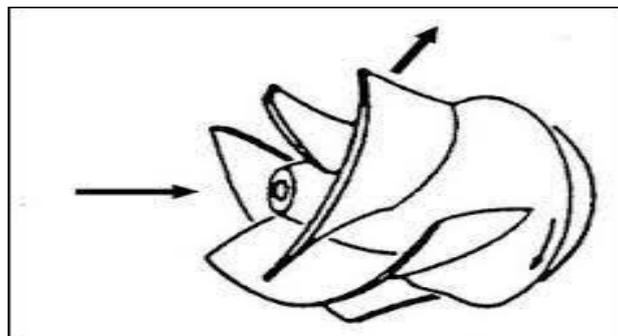


Figure I.9 : Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal.

Elles peuvent être utilisées en variante multi étages, mais conduisent, dans ce cas, à un pas d'étage élevé qui limite le nombre d'étages à 5 ou 6. On obtient le domaine global des pompes hélico-centrifuges en multipliant par 5 les hauteurs manométriques. Comme les pompes hélices, les pompes hélico-centrifuges ne sont pas utilisées pour de faibles débits, car elles conduisent dans ce cas à des vitesses de rotation élevées ou très élevées.

iii. Pompes centrifuges

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

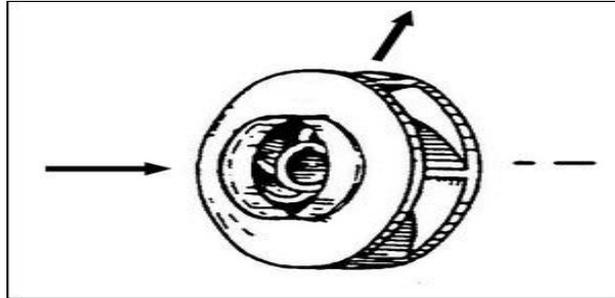


Figure I.10 : Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial.

I.4.3. Classification des pompes centrifuges

Les pompes peuvent se classer selon les critères suivants :

a. Nombre de roues

- Monocellulaire (Pompe centrifuge à une roue).
- Bi-étage (Pompe centrifuge à deux roues).
- Multicellulaire (Pompe centrifuge à plusieurs roues).

b. Importance de la pression engendrée

- Basse pression.
- Moyenne pression.
- Haute pression.

c. Disposition de l'axe

- Horizontal.
- Vertical.
- Incliné.

d. Moyens d'entraînement

- Entraînement par courroie.

- Entraînement par engrenage.
- Entraînement par accouplement.

e. **Force motrice utilisée**

- Moteur électrique.
- Moteur diesel ou essence.
- Turbine à vapeur, turbine à gaz.

f. **Destination**

- Usage ordinaire.
- Liquide chargé.
- Acide.

g. **Matériaux de construction**

- Acier spécial ou bronze (Selon le liquide pompé).

I.4.4. principe de fonctionnement

Une telle machine est composée des diverses parties suivantes, décrites en suivant une particule fluide [14]

- L'entrée **e** raccordée à la tuyauterie d'aspiration.
- Une roue mobile tournant dans le sens ω . On affectera l'indice **1** à l'entrée de la roue et l'indice **2** à sa sortie. L'entrée peut être radiale, comme en figure pour des machines plus élaborées on trouvera souvent des avant-roues axiales et c'est le cas, par exemple, du compresseur centrifuge
- Un diffuseur qui a pour but d'augmenter la pression statique en réduisant la vitesse absolue de sortie de la roue V_2 jusqu'à une valeur plus faible V_3 , l'indice **3** désignant la sortie de cet organe. Le diffuseur peut dans certains cas ne pas exister.
- Une volute dont le but est de collecter tous les filets sortant sur la périphérie du diffuseur, ou de la roue suivant les cas et de les ramener à une bride de sortie **s** ou est situé le raccordement à la tuyauterie de refoulement.

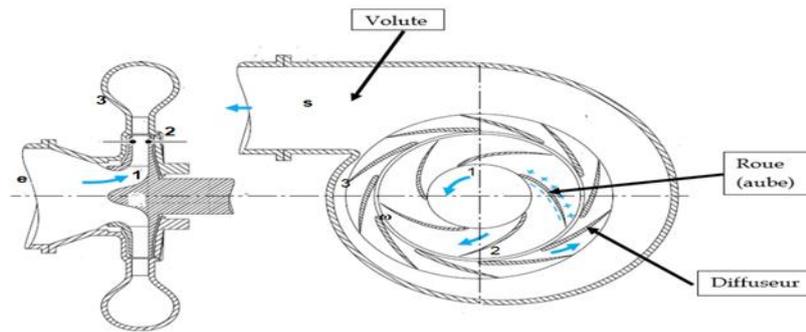


Figure I.11 : Principe de fonctionnement.

I.4.5. Domaine d'application

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Leur utilisation est infiniment diversifiée, on ne s'intéresse donc ici qu'aux principales d'entre elles. Les grands domaines d'utilisation peuvent être cités comme suit :

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

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme :

- ❖ Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- ❖ Utilisation de liquides "susceptibles", c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).

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

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

I.5. Théorie des pompes centrifuges

I.5.1. Triangles des vitesses

L'étude des diverses composantes de vitesse de l'écoulement dans une roue s'effectue graphiquement à l'aide des diagrammes de vitesse dont la forme est triangulaire, ils s'appellent triangles des vitesses. Ils peuvent être tracés pour n'importe quel point du filet liquide à travers la roue, mais d'habitude on porte l'attention sur l'entrée et la sortie de la roue.

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire, la particule liquide est soumise à deux forces :

- Action de l'aube, génère une vitesse tangentielle de rotation \vec{U}
- Action de la force centrifuge, donne une vitesse tangentielle à l'aube \vec{W}

Donc, la particule va suivre une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue \vec{C} et en vertu de la composition des vitesses, sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (\text{I.1})$$

Où \vec{C} : c'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (**distributeur, diffuseur, stator**).

\vec{U} : C'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, s'agissant d'un mouvement de rotation pure, la vitesse d'entraînement vue simplement :

$$U = \omega R, \text{ avec } : R = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{I.2})$$

Où ω : c'est la vitesse angulaire de rotation, R c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon) et N est le nombre de tours de la roue par minute.

\vec{w} : C'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (**axe, roue**).

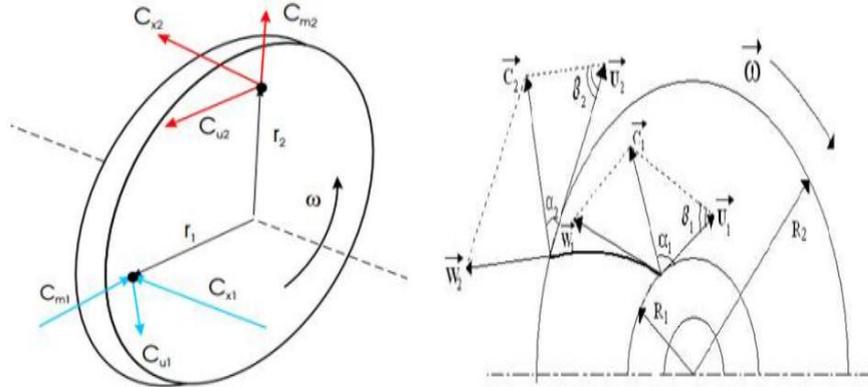


Figure I.12 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.

Désignons l'angle formé par les vecteurs de vitesse d'entraînement \vec{U} et absolue \vec{C} par « α » et l'angle constitué par les tangentes à l'aube \vec{w} circonférence \vec{U} Correspondante de la roue par « β ». Ce dernier est déterminé par l'inclinaison des aubes et par conséquent ne dépend pas du régime de fonctionnement parce qu'il dépend de la vitesse \vec{U} ou du nombre de tours de la roue.

Nous décomposons la vitesse absolue de l'écoulement \vec{C} en composantes radiale (méridienne) \vec{C}_r périphérique \vec{C}_u

➤ **La composante normale (radiale) :**
$$\vec{C}_r = C \sin \alpha \quad (I.3)$$

➤ **La composante circonférentielle :**
$$\vec{C}_u = C \cos \alpha \quad (I.4)$$

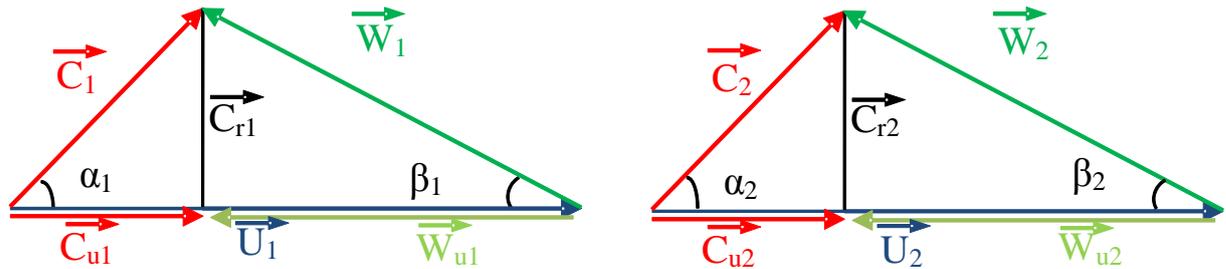
La composante C_r peut être déterminée à l'aide de l'équation de continuité Avec

$$\vec{C}_r = \frac{Q_{théo}}{S_{sort}} = \frac{Q_{théo}}{\pi \cdot b_2 \cdot D_2} \quad (I.5)$$

$Q_{théo}$: est le débit théorique ; S_{sort} : est la section de la sortie ; D_2 est le diamètre extérieur de la roue et b_2 est l'épaisseur de la roue.

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de ces données.

De ce fait, les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire constante sont représentés par les triangles des vitesses construits de la manière suivante :



(a). Entrée de la roue.

(b). Sortie de la roue.

Figure I.13 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.

I.5.2. Caractéristiques et performances

a. Hauteur théorique

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- De l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- De l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique "hauteur d'élévation" $H(Q_v)$ de la pompe. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces $\langle\langle M \rangle\rangle$ exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$M = \rho \cdot Q_v [R_2 \cdot C_{u2} - R_1 \cdot C_{u1}] \quad (\text{I.6})$$

Par définition, la puissance est donnée par la formule :

$$P_{hyd} = \omega \cdot M \quad (\text{I.7})$$

Et puisque $U = R \cdot \omega$, donc :

$$P_{Hyd} = \rho \cdot Q_v [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}] \quad (\text{I.8})$$

Donc, la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_{Euler} = \frac{P_{Hyd}}{\rho \cdot g \cdot Q_v} = \frac{1}{g} \cdot [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}] \quad (\text{I.9})$$

Et dans la majorité des cas l'angle $\alpha = 90$ (le fluide rentre dans roue radialement) donc : $C_{u1} = 0$

$$H_{Euler} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g} \quad (\text{I.10})$$

Sachant que le débit volumique à la sortie de la roue est :

$$Q_v = (2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2) \times C_{r2} \quad (\text{I.11})$$

On peut écrire la hauteur théorique en fonction de débit, par :

$$H_{Euler} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{(2 \cdot \pi \cdot g \cdot R_2 \cdot b_2) \cdot \tan \beta} Q_v \quad (\text{I.12})$$

a) $\beta_2 > 90^\circ$, $\tan \beta_2 < 0$, la caractéristique est ascendante, H_{thco} augmente avec le débit,

b) $\beta_2 = 90^\circ$, la hauteur ne dépend pas du débit, elle est constante $H_{thco} = \frac{U_2^2}{g}$

c) $\beta_2 < 90^\circ$, $\tan \beta_2 > 0$, la caractéristique est descendante, H_{thco} diminue avec le débit.

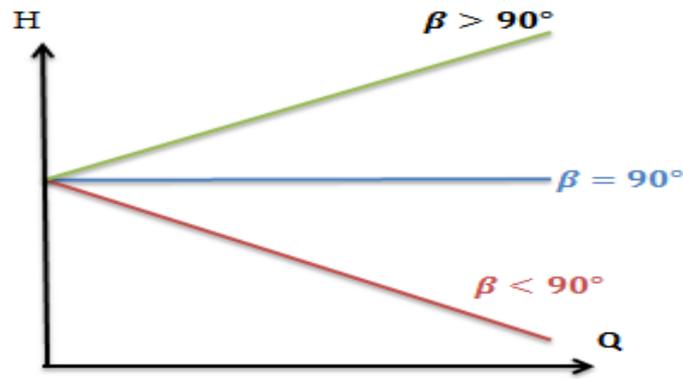


Figure I.14 : Différentes H_{thco} en fonction du débit.

A ces trois plages de valeurs de l'angle β_2 , correspondent trois formes de roue que l'on représente ci-dessous.

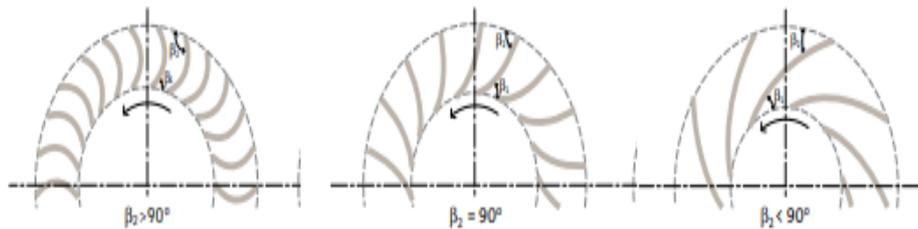


Figure I.15 : Formes de la roue centrifuge, en fonction de l'angle d'aubage β_2 .

b. Différentes pertes dans la pompe

Les pertes dans une pompe sont de trois types : hydrauliques, mécaniques et volumétriques. Ces pertes sont inévitables mais peuvent être minimisées lors de la conception de la machine [4].

i. Pertes hydrauliques

Les pertes hydrauliques se subdivisent essentiellement en deux catégories :

- Les pertes par frottement visqueux,
- Les pertes par désadaptation ou pertes par choc

$$\Delta h_{hyd} = \Delta h_{frott} + \Delta h_{choc} \quad (I.13)$$

a) Pertes par frottement

Les pertes dans les canaux de la roue, du diffuseur et de la volute, sont difficiles à modéliser, même en régime d'adaptation. Ces pertes sont à rapprocher par leur forme aux pertes de charge linéaires et singulières.

D'une manière générale, ces pertes de charge par frottement peuvent se mettre sous la forme :

$$\Delta h_{frott} = k_{frott} q_v^2 \quad (I.14)$$

b) pertes par désadaptation

Elles sont dues au choc du fluide sur les aubages à l'entrée. Lorsque le fluide aura une vitesse \vec{W}_1 tangente aux aubages à l'entrée, il n'y aura plus de choc et ces pertes seront nulles. Le débit correspondant au fonctionnement sans choc est appelé débit d'adaptation et est désigné par q_{va} . Ce débit est très intéressant à connaître puisqu'il annule pratiquement les pertes par choc. Les pertes par désadaptation peuvent être assimilées à des pertes de charge singulières et peuvent se mettre sous la forme parabolique :

$$\Delta h_{choc} = k_{choc} (q_v - q_{va})^2 \quad (1.15)$$

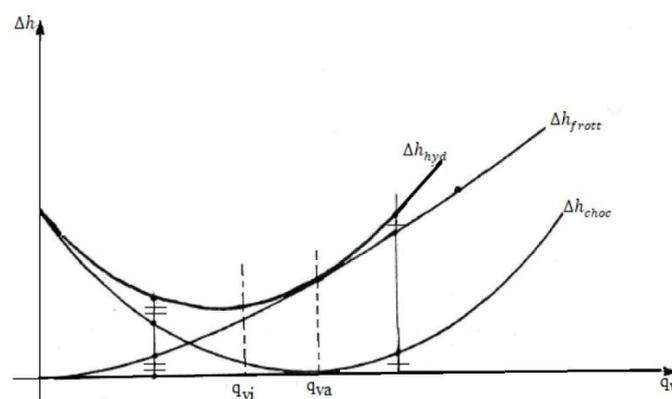


Figure I.16 : Représentation graphique de la perte hydraulique.

On constate que la perte par désadaptation s'annule au débit d'adaptation q_{va} , à ce débit ne subsiste donc que la perte par frottement. La perte hydraulique Δh_{hyd} (somme des deux pertes), présente un minimum correspondant au rendement hydraulique maximal, pour un débit q_{vi} situé légèrement à gauche du débit d'adaptation.

ii. Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques se présentent sous deux types :

- ❖ Les pertes mécaniques dites externes, comprenant le frottement de l'arbre sur les paliers et le frottement au niveau des dispositifs d'étanchéité (garnitures mécaniques, presse étoupe),
- ❖ Les pertes mécaniques internes dues au frottement des flasques tournant.

L'ensemble de ces pertes correspondent à une puissance mécanique P_m qui nous conduit à la définition du rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (\text{I.16})$$

P_a : puissance absorbée sur l'arbre de la machine, P_m : perte mécanique en puissance.

iii. Pertes volumétriques

Ce sont des pertes en débit de fluide causées essentiellement par les diverses fuites et prélèvements tels que : fuites par les dispositifs d'étanchéité, fuites au niveau des bagues d'étanchéité, les jeux de fonctionnement et les prélèvements de liquide destinés au refroidissement des paliers, des presse-étoupes et des dispositifs d'équilibrage de la poussée axiale.

Le rendement volumétrique, tenant compte de ces pertes, est donné par la relation :

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_v + q_{vf}} \quad (\text{I.17})$$

q_{vf} : débit total des fuites.

c. Hauteur réelle : Hmt – Débit

A partir de la droite d'Euler $[H_{Euler} = f(Q_v)]$ et à l'aide du coefficient du glissement va se déduire, et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à **la hauteur réelle " $H_{réelle}$ " (Hauteur manométrique totale « Hmt »)** générée à la sortie de la roue de la pompe, appelée industriellement **impulseur** (impeller).

Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur.

Cette caractéristique est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{Euler} .

$$H_{mt} = H_{réelle} = H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott}) \quad (I.18)$$

On définit le rendement hydraulique :

$$\eta_{hyd} = \frac{H_{réelle}}{H_{Euler}} = \frac{H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott})}{H_{Euler}} \quad (I.19)$$

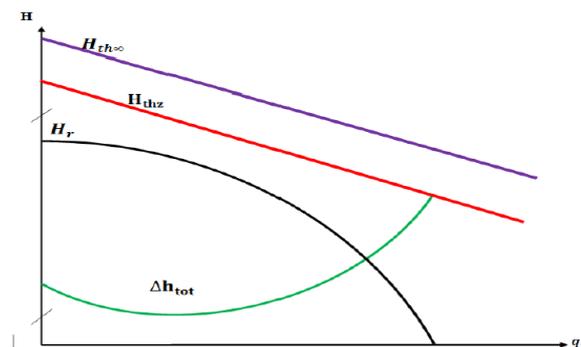


Figure I.17 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

Cette courbe présente les variations de la hauteur manométrique totale d'élévation susceptible d'être fournie par la pompe en fonction du débit Q . Ce sont sensiblement des paraboles.

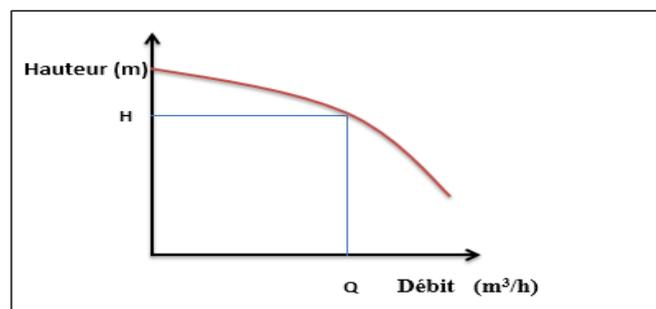


Figure I.18 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.

d. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit

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

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

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

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

$$\eta_{globale} = \frac{\text{puissance fournie}}{\text{puissance absorbée}} \quad (\text{I.20})$$

Avec l'intégration de la puissance fournie par la pompe on obtient,

On obtient :

$$P_{fournie} = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt} \quad (\text{I.21})$$

$$\eta_{globale} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}}{P_{abs}} \quad (\text{I.22})$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe

$$\eta_{globale} = \eta_{volumétrique} \times \eta_{hydraulique} \times \eta_{mécanique} \quad (\text{I.23})$$

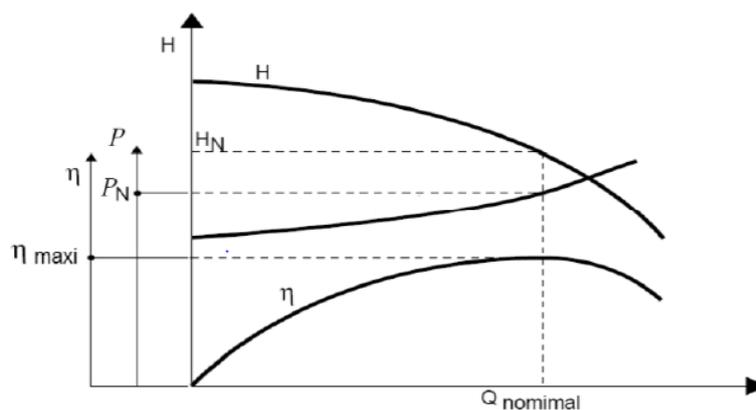


Figure.I.19 : Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.

e. Courbe du réseau

La courbe du réseau est le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, elle a l'allure d'une courbe parabolique ascendante.

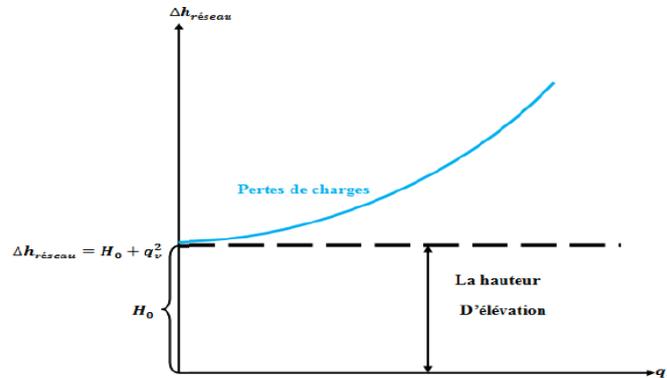


Figure I.20 : Courbe caractéristique du réseau.

Cette courbe constitue une hauteur d'élévation H_0 plus les pertes de charges linéaires et singulières.

Les pertes de charge linéaires :

$$\Delta h_l = \lambda \frac{L}{D} \frac{U_m^2}{2g} \quad (\text{I.24})$$

Les pertes de charge singulières :

$$\Delta h_s = \xi \frac{U_m^2}{2g} \quad (\text{I.25})$$

$$\Delta h_l + \Delta h_s = k q_v^2 \quad (\text{I.26})$$

$$\Delta h_{\text{réseau}} = H_0 + k q_v^2 \quad (\text{I.27})$$

I.5.3. Caractéristique : NPSH – Débit

Le critère qui sert à définir la pression nécessaire à l'aspiration pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire pour maintenir en tout point du fluide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, est le « **NPSH** » (sigle de l'abréviation anglo-saxonne de « Net Positive Suction Head » over vapour pressure).

Cette caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de « **NPSH requis** ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

La pompe ne fonctionnera correctement que si la pression totale à l'entrée P_A est supérieure à la somme $p^0 + NPSH_{requis}$. On appelle « **NPSH disponible** » la différence entre la pression totale à l'entrée et la pression de vapeur saturante :

$$NPSH_{Disponible} = p_a - p^0 \quad (I.28)$$

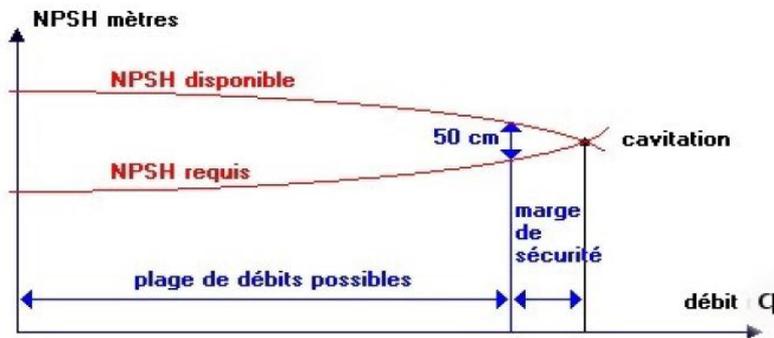


Figure I.21 : Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ et $NPSH_{disp}$ en fonction de débit.

➤ Condition de bon fonctionnement

Suites à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème qui se pose est le choix de la marge de sécurité nécessaire entre le $NPSH_{disp}$ et le $NPSH_{requis}$ par la pompe pour garantir un fonctionnement sans vibration et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur, elle est exprimée par la condition :

$$NPSH_{disp} \geq NPSH_{requis} \quad (I.29)$$

I.5.4. Point de fonctionnement

Une fois la pompe choisie, le problème qui se pose reste à déterminer les conditions hydrauliques de son fonctionnement dans le système pompe réseau. La résolution de ce problème revient à déterminer le point de fonctionnement de l'installation de pompage.

La courbe donnant les pertes de charge totales en fonction de débits ; la courbe ainsi obtenue est appelée courbe caractéristique de la conduite.

Soit une conduite donnée AB à l'intérieur de laquelle on transporte un débit de A vers B. En appliquant Bernoulli entre l'origine A et l'extrémité B, nous avons :

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho \cdot g} + Z_B + J_{A \rightarrow B} \rightarrow \frac{P_A - P_B}{\rho \cdot g} = Z_B - Z_A + \left(J + L + \sum K \frac{V^2}{2g} \right) \quad (I.30)$$

Les pertes de charge étant proportionnelles à Q^2 , nous avons :

$$\frac{P_A - P_B}{\rho \cdot g} = Z_B - Z_A + K \cdot Q^2 \quad (\text{I.31})$$

Le terme $\frac{P_A - P_B}{\rho \cdot g}$ représente la hauteur nécessaire dans le cas d'un pompage, ou disponible pour

un écoulement gravitaire, pour que la canalisation transporte le débit Q :

- La courbe caractéristique $H = f(Q)$ de la pompe.
- La courbe de rendement de la pompe.

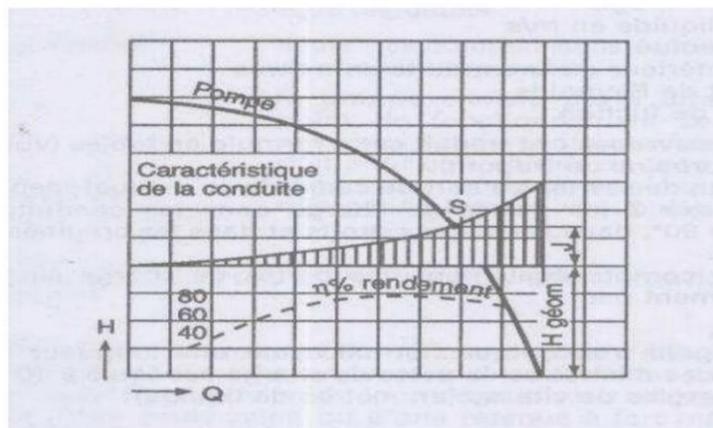


Figure I.22 : Point de fonctionnement d'une pompe.

Au point d'intersection S de la courbe caractéristique de la conduite et de la courbe caractéristique $H = f(Q)$ de la pompe, la hauteur manométrique totale de la pompe sera égale à la somme des pertes de charge totales dans les conduites et la hauteur géométrique totale. Ce point est appelé point de fonctionnement du système pompe réseau ; de la pompe, la hauteur manométrique totale de la pompe sera égale à la somme des pertes des pertes de charge totales dans les conduites et la hauteur géométrique totale. Ce point est appelé point de fonctionnement du système pompe réseau.

Le fonctionnement optimal requiert que le point de fonctionnement se situe au droit du rendement optimal [5].

I.6. Similitude des pompes centrifuges:

I.6.1. La vitesse spécifique

Par définition, le nombre de tours spécifiques d'une pompe en un point de fonctionnement est égal à la vitesse de rotation exprimée en tr/min d'une machine de la même famille fonctionnant en similitude avec un débit unitaire de 1 m³/s sous une hauteur de 1 m [6].

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{I.32})$$

N : vitesse de rotation [tr/mn].

Q : débit au rendement maximal [m³/s] par oreillard.

H : hauteur au rendement maximal [m] par étage.

I.6.2. Coefficients de Râteau

Les coefficients de Râteau sont des nombres sans dimension qui caractérisent une machine hydraulique. Ils se construisent à partir des caractéristiques géométriques et mécaniques de la machine. Pour une pompe donnée, la caractéristique tracée à l'aide des coefficients de Râteau est toujours la même, quels que soient la vitesse de rotation et le fluide.

- Invariante de hauteur $\sigma = \frac{Q}{\omega R^3}$ (I.33)

- Invariante de débit $\mu = \frac{gH}{\omega^2 R^2}$ (I.34)

- Rendement $\eta = \frac{P_u}{P_a}$ (I.35)

- Coefficient de puissance $\tau = \frac{gP_u}{\rho\omega^3 R^5}$ (I.36)

Avec

Q : Débit de la pompe [m³/s]

ω : Vitesse de rotation de la roue [rad/s]

R : Rayon de la roue [m] g gravité [m/s²]

ρ : Masse volumique [Kg/s]

p_u : Puissance utile [W]

p_a : Puissance absorbée [W]

Les pompes centrifuges vérifient des lois dites de similitude qui à partir d'une courbe caractéristique établie pour une vitesse de rotation N de la roue de la pompe permettent d'obtenir la caractéristique pour une vitesse de rotation N' quelconque. C'est-à-dire, si on connaît pour une vitesse N , le débit Q_{vn} , la hauteur manométrique totale H_{th} et la puissance P_n , on sait qu'il existe deux courbes caractéristiques similaires, mais cette fois pour la vitesse N' tels que les points définis par les coordonnées ; (Q'_{vn}, H'_{th}) et (Q'_{vn}, P'_n) en soient respectivement éléments.

Les lois de similitude permettent de déterminer Q'_{vn}, H'_{th}, P'_n .

$$\text{- Le débit varie linéairement avec la vitesse : } \frac{Q'_{nv}}{Q_{vn}} = \frac{N'}{N} \quad (\text{I.37})$$

$$\text{- La hauteur produite varie avec au carré de la vitesse: } \frac{H'_{th}}{H_{th}} = \left(\frac{N'}{N}\right)^2 \quad (\text{I.38})$$

$$\text{- La puissance varie avec au cube de la vitesse: } \frac{P'_n}{P_n} = \left(\frac{N'}{N}\right)^3 \quad (\text{I.39})$$

I.7. Revue bibliographique

Les roues centrifuges sont actuellement employées dans un large éventail de pompes, de petites turbines à gaz, de turbocompresseurs, et de réfrigérateurs, et sont utilisées intensivement dans les industries. Les applications de pompes peuvent être classifiées en quatre secteurs principaux : Production d'électricité, approvisionnement en eau, utilisations environnementales, et applications industrielles, semi- industrielles et générales.

Les études concernant les machines radiales montrent que l'écoulement interne est fortement tridimensionnel, et un autre décollement des couches limites peut être observé coté ceinture, dû à la décélération de l'écoulement entre l'entrée et la sortie de la roue.

Cette revue de la littérature traitant les travaux menés sur les machines radiales, équipées d'un diffuseur, permet de constater qu'il manque des études qui s'intéressent simultanément à l'aspect expérimental et numérique pour une même géométrie fonctionnant en eau.

Pour cette raison, on se propose au cours de ce projet, d'étudier l'écoulement à l'interne d'une pompe centrifuge, suivi d'une simulation numérique.

Des résultats numériques ont été obtenus pour une pompe centrifuge et ont été comparés avec les résultats de **M.K.Sagban [18]**.

Cette étude numérique a fait l'objet de plusieurs travaux numériques, parmi lesquels on peut citer :

A. Allali [16], Dans ce travail, ils ont intéressé à l'étude numérique de l'écoulement interne dans une pompe centrifuge et le comportement de trois volutes de formes différentes sous chargement de pression. Les cas du fluide Newtonien (eau) et non Newtonien (en utilisant le modèle la loi de puissance) sont examinés afin de voir leur effet sur les propriétés de l'écoulement interne. Les résultats montrent que la géométrie de chaque volute ainsi que la nature du fluide ont un effet très sensible sur l'écoulement. Le fluide non Newtonien est plus résistant à la formation de zones de recirculation générées par la présence de coudes dans les volutes étudiées. Ceci montre que plus le taux de viscosité est élevé dans le fluide plus ces zones sont moins importantes. A la fin, ils ont conclu que les champs de (pression et vitesse) et la structure de l'écoulement sont sensibles à la variation de la géométrie et à la nature de fluide.

T. Nigussie, E. Dribssa [17], Ils ont utilisé pour identifier et déterminer la distribution de vitesse et la distribution de pression à l'aide d'un programme de simulation CFD après la conception et la modélisation 3D de la pompe. D'après les résultats de simulation ils ont constaté l'augmentation de la pression progressivement de l'extrémité d'entrée à l'extrémité de la sortie de la roue. La pression statique du côté refoulement est plus grande que celle de côté de l'aspiration au même rayon de la roue. En plus de cela, il a été observé que la vitesse augmente à partir de l'entrée de la roue jusqu'à ce qu'elle pénètre dans la volute, il chute ensuite à une valeur minimale dans la région de sortie.

M.K.Sagban et S.N .Gangadharam [18], Ont travaillé sur l'optimisation et la conception hydrodynamique multi objectif pour une roue à aubes (impulseur) GDM 10x12 HD et volute d'une pompe centrifuge pour optimiser son rendement total et sa hauteur total et améliorer ses performances. Cette étude numérique utilise le logiciel Commercial ANSYS (CFD), qui est l'un des outils de calculs avancés utilisés dans l'industrie pour résoudre les équations de Navier – Stokes pour les flux tridimensionnels et prédire la performance de la pompe.

M. Chouksey et al [19], Ont intéressé sur la conception et l'analyse d'une pompe à boue en utilisant la dynamique des fluides. Le choix de la pompe ou de système de pompage dépend non seulement du débit et de la hauteur de refoulement requise, mais aussi du régime et propriétés de l'écoulement. La pompe à boue centrifuge utilise la force centrifuge générée par

l'impulseur (roue à aubes) pour fournir de l'énergie. Les pompes à boues sont largement utilisées pour transporter des boues corrosives et à forte concentration dans les industries.

R. Teggan et al [20] Ont étudié la performance hydraulique d'une pompe centrifuge dépend fortement de ses paramètres géométriques du profil d'aubes. Le processus de conception de la roue ne garantit pas la performance optimale. L'analyse de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) de l'écoulement à travers la roue à aubes effectuée sur la configuration différente, cette dernière est obtenue en considérant les roues à aubes (impulseurs) avec l'angle de sortie de l'aube et le nombre d'ailettes.

M. Asuage et al [21], Ont mené une étude numérique de l'écoulement dans une pompe centrifuge et l'influence de la volute dans le champ de vitesse et de pression. Leurs résultats, la vitesse et le champ de pression ont été calculés pour différents débits permettant d'obtenir la poussée radiale sur l'arbre de la pompe. L'optimisation et la conception d'une roue d'une pompe centrifuge et d'une volute à l'aide de la CFD a été étudié numériquement par **J. H. Kim et al [21]**. Cette étude a également proposé la géométrie d'optimisation de la roue de la pompe pour l'amélioration des performances à travers les résultats de l'analyse numérique. En fin, une méthode de conception d'une volute a été suggérée via la théorie de Stepanoff.

M. S. Ajith, M. I. Jeju [22], ont utilisé ANSYS-Fluent pour la simulation numérique afin d'analyser le champ d'écoulement dans la roue de la pompe et ont conçu la roue de la pompe centrifuge. Le processus de conception produit de bons résultats dans un temps plus court. D'après les résultats numériques, les performances des pales recourbées vers l'arrière sont meilleures que celles des pales recourbées vers l'avant ($\beta_2 < 90^\circ$).

R.S. Muttali et al [23], Leurs résultats de simulation ont été obtenus à différentes vitesses de rotations et différents débits massiques, de sorte que le modèle de turbulence (k- ϵ) a été utilisé pour la simulation. Le CFD est l'outil de simulation et d'analyse le plus couramment utilisé. Cet outil est utilisé pour simuler les caractéristiques du champ d'écoulement à l'intérieur de la machine et permettre la visualisation des conditions d'écoulement au niveau de la machine. A l'intérieur de la pompe centrifuge.

Dr. V. R. Sivakumar et al [24], ont utilisé la CFD pour analyser la pompe centrifuge dans une aube du diffuseur. Le coffret de test comprend une pompe centrifuge à 7 aubes et un diffuseur radial à palettes. Dans l'espace radial entre la roue et la volute (diffuseur) un grand

nombre de mesures, de calculs expérimentaux et d'analyses de quatre modèles de turbulence peuvent être effectués.

M. D. Metzos et al [25], Décrit l'utilisation de la CFD pour simuler l'écoulement dans la roue d'une pompe centrifuge, ce qui permet de bien prédire l'écoulement interne complexe de la pompe. Un code commercial Navier-Stokes 3D avec un modèle de turbulence à deux équations k- ϵ standard a été utilisé pour simuler le problème. Ce dernier prédit le profil d'écoulement et la distribution de la pression le passage de l'aube sans torsion et enfin les performances globales.

R. Kaul [26], A fourni un historique des résultats de la variation de pression et des caractéristiques de performance lorsque la roue tourne dans la volute pour différentes conceptions de roues (angles des pales). Cet article traite la conception et l'analyse numérique de la pompe centrifuge, une conception de P-C est réalisée numériquement pour obtenir le meilleur point de performance.

H. Ranasamy, P. Prakash [27], ont étudié la méthode CFD de conception de roues de pompe centrifuge à écoulement radial, qui ont été conçues pour les détails d'entrées en utilisant des formules standard, et les contours des pales ont été dessinés en conséquence. L'auteur a discuté du besoin d'analyse CFD de l'industrie de la pompe, et a conçu une roue à aubes pour les pompes à écoulement radial. Les résultats numériques qu'ils ont obtenus sont très proches des calculs théoriques.

J.S.ANGNOSTOPOULOS [28] a développé un modèle numérique pour la résolution numérique de l'équation RANS dans la roue de pompe centrifuge, utilisé pour l'analyse directe du flux et la prédiction de la courbe de fonctionnement caractéristique de la roue, avec la méthode tridimensionnelle proposée, et la génération de maillage peut être très rapide est complété de manière entièrement automatisée.

S. S. Kulkarni [29], s'intéresse à l'étude des paramètres des pompes centrifuges et à l'analyse des performances par CFD. En comparant les résultats numériques théoriques avec les résultats CFD, on peut dire que les résultats quantitatifs correspondent aux résultats requis Leur processus de prédiction, de conception et de performance est encore une tâche difficile, principalement en raison du grand nombre de paramètres géométriques libres, parmi lesquels le l'effet est Ne peut pas être évalué directement.

B. Subbarao et al [30], ont étudié le champ d'écoulement dans la roue à aubes d'une pompe centrifuge. Ce dernier comprend la conception et l'analyse des performances de la roue de la pompe centrifuge. Les contours de pression et de vitesse sont tracés à différents débits (nominal, partiel, excédentaire). Comparez la valeur simulée avec la solution analytique.

J. Gonzalez et al [31], s'intéressent à la simulation numérique des effets dynamiques provoqués par l'interaction impulseur (roue à aubes) dans les pompes centrifuges. Cet article démontre la capacité de la simulation numérique à capturer les effets d'écoulement dynamiques et instables de l'interaction roue-volute à l'intérieur de la pompe centrifuge. En comparant le résultat numérique moyen dans le temps avec la courbe de performance expérimentale, un bon accord est trouvé. Un modèle numérique développé à l'aide d'un code commercial à volume limité a prédit avec succès l'interaction roue-volute dans une pompe centrifuge.

E. C. Bacharoudisbet al [32], a étudié les paramètres de la roue centrifuge en modifiant l'angle de la pale de sortie. La simulation numérique semble prédire raisonnablement les performances totales et les caractéristiques globales de la pompe de laboratoire, et la simulation CFD a vérifié l'effet de l'angle de la pale de sortie sur les performances.

I.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons donné une brève définition de la turbomachine, puis nous avons cité les différents éléments constitutifs et classification de cette dernière, ensuite nous avons développé la partie essentielle de notre travail.

Nous avons également projeté la lumière sur le principe de fonctionnement et la cavitation, essentiellement sur les caractéristiques des pompes centrifuges.

Chapitre II

Ecoulements à l'interne des turbomachines

Écoulements à l'interne des turbomachines

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, la démarche de la modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges a été présentée. Après un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements internes, les différents types de solutions et leurs hypothèses simplificatrices ont été exposés.

Vu par un physicien, la mécanique des fluides constitue une branche de physique. Par ailleurs, vu les soucis d'applications d'ingénierie, l'ingénieur la voit comme une science qui s'appuie, en grande partie, sur l'expérience.

Le but de ce chapitre est de rappeler les deux expressions mathématiques obtenues par application de la conservation de la masse et du bilan de quantité de mouvement, deux principes fondamentaux de la mécanique des fluides. Nous présentons les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines, et les différentes méthodes de la modélisation de la turbulence dans les équations de Navier-Stokes, associée à la décomposition de Reynolds.

II.2. Formes générale des équations fondamentales

L'écoulement dans les turbomachines est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent.

Les équations applicables sont déjà établies, il s'agit de l'équation de continuité et de l'équation dynamique (Navier-Stokes). En fluide incompressible, on rajoute à ce système l'équation de l'énergie et l'équation d'état du fluide, en tenant compte des frottements du fluide sur les parois, et le freinage des couches fluide dû à la viscosité, ainsi que la turbulence qui est un phénomène naturel inévitable qui engendre tout fluide en mouvement et qu'elle représente des pertes aléatoires difficiles à prédire dans certains cas.

Ainsi, la complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable [7].

II.2.1. Équation de conservation de masse

A partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence, les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues [8].

L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

II.2.2. Equation de conservation de quantité de mouvement

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalent à zéro, elle se met en mouvement, et on applique sur elle les lois de la mécanique classique [9].

Sur un élément de volume, les forces appliquées sont :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \left[\underbrace{(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{V}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla} \rho}_4 + \underbrace{\rho \vec{g}}_5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\underbrace{\mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)}_6 \right] \quad (\text{II.2})$$

- Forces de volume proportionnelles au volume (les termes 1, 2, et 3) ;
- Forces de pression proportionnelles aux surfaces et normales à ces surfaces (le terme 4) ;
- Forces d'inertie proportionnelles à l'accélération (le terme 5) ;
- Forces de frottement dues à la viscosité (le terme 6) ;

La loi de conservation de quantité de mouvement traduite par les équations de Navier-Stokes, pour un écoulement instationnaire exprime tout simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides.

II.2.3. Equation de conservation d'énergie

L'équation d'énergie est basée sur l'équation thermodynamique :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T)}_3 + \underbrace{\phi}_4 \quad (\text{II.3})$$

- Le terme (1') représente la variation d'enthalpie ;

- Le terme (2') représente le taux de travail des efforts de pression ;
- Le terme (3') est le transfert de chaleur par conduction dans le fluide ;
- Le terme (4') est la fonction de la dissipation qui représente l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse des efforts de cisaillement :

$$\phi = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (\text{II.4})$$

❖ Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses supposées dans notre travail sont :

- ▶ L'écoulement est permanent : $\frac{\partial(\quad)}{\partial t} = 0$
- ▶ L'écoulement est turbulent.
- ▶ L'écoulement est tridimensionnel, sans transfert d'énergie.
- ▶ Le fluide incompressible : $\rho = \text{constante}$.

On présente dans ce qui suit, les équations gouvernantes le fluide dans son mouvement en deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent [10].

II.2.4. Equation de continuité en régime laminaire

$$\text{div} \vec{V} = 0 \quad (\text{II.5})$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.6})$$

II.2.5. Equations de Navier-Stokes en régime laminaire

La projection de l'équation de Navier-Stokes sur les trois axes du repère cartésien donne :

Selon x :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.7})$$

Selon y :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

(II.8)

Selon z :

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.9})$$

II.3. La turbulence

Le phénomène de turbulence se manifeste par un champ de vitesse fluctuant. Ces fluctuations des variables de l'écoulement peuvent être d'un petit ordre de grandeur et atteindre des hautes fréquences.

Tous les écoulements rencontrés en pratiques deviennent instables à partir d'un certain nombre de Reynolds. Aux faibles nombres de Reynolds, l'écoulement est laminaire tandis qu'à des nombres de Reynolds élevés, les écoulements deviennent turbulents. Un état chaotique se développe où la vitesse et la pression fluctuent continuellement dans une partie du domaine de l'écoulement.

Les équations de Navier-Stokes et l'équation de continuité sont les quatre équations simultanées nécessaires pour résoudre les problèmes de la mécanique des fluides à 4 inconnues, à savoir les composantes de la vitesse (u, v, w) et la pression p . Néanmoins, la résolution de ce système requiert des conditions aux limites. La condition d'adhérence à la paroi doit être satisfaite, c'est à dire que les composantes normales et tangentielles de la vitesse à la paroi doivent être nulles.

II.3.1. Modélisation de la turbulence

La principale cause du désaccord entre l'expérimental et la prédiction est habituellement citée pour être la modélisation de la turbulence.

La modélisation de la turbulence est un domaine très large. Dans cette partie nous nous concentrerons par conséquent à l'approche de la modélisation du tenseur de contraintes de Reynolds basé sur le concept de la viscosité turbulente [11].

a. Résolution des équations de Navier-Stokes

La résolution des équations de Navier-Stokes soit désormais le seul moyen de simuler le comportement très complexe d'un écoulement réel instationnaire et visqueux, le domaine de validité est limité par les hypothèses posées pour la résolution des termes visqueux. La simulation des écoulements turbulents, internes, est un problème difficile à résoudre, surtout pour les applications en machines tournantes.

Le but de la CFD est de résoudre les équations de Navier-Stokes en régime turbulent instationnaire à des nombres de Reynolds élevés opérant dans des géométries complexes, en la résolution des équations de Navier-Stokes plus simple. Trois approches basées sur le principe de la simulation des écoulements turbulents, ne tenant pas compte des phénomènes de turbulence de petite taille, peuvent être utilisées :

i. LES (Large Eddy Smulation)

La simulation des grandes échelles turbulentes est souvent désignée par (LES) alors que les petites structures sont modélisées. Cette technique constitue en fait un intermédiaire entre l'approche statistique (RANS) et la simulation directe (DNS) [8].

ii. DNS (Direct Numerical Simulation)

La simulation directe est souvent désignée sous l'appellation DNS. Cette approche consiste à simuler directement la turbulence sans aucune autre modélisation supplémentaire. Les simulations DNS se situent complètement à l'opposé des simulations RANS. Ces simulations sont donc des plus précises mais ont un coût de calcul beaucoup trop élevé [8].

iii. RANS (Reynolds Average Navier-Stokes équations)

Les modèles RANS représentent l'approche la plus répandue pour la résolution des équations de Navier-Stokes. Elles procèdent directement au moyen des équations de Navier-Stokes en redéfinissant les variables comme la sommation de deux valeurs : une valeur moyenne et une valeur fluctuante. Ainsi, pour une variable arbitraire quelconque, cette méthode est la plus utilisée dans la plus part des projets de recherche [8].

II.3.2. Les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds

La décomposition de Reynolds permet de transformer les équations de Navier-Stokes et d'énergie en équations moyennées dans le temps, en exprimant chaque variable instantanée

$X(x_i, t), i = 1, 2, 3$, en la somme de :

- sa valeur moyenne temporelle $\bar{X}(x_i)$
- et d'une fluctuation $X'(x_i, t)$ (ou bien : $X(x_i, t)$)

$$\text{C'est-à-dire : } X(x_i, t) = \bar{X}(x_i) + X'(x_i, t) \quad (\text{II.10})$$

X : Valeur réelle ; \bar{X} : Valeur moyenne ; X' : Fluctuation.

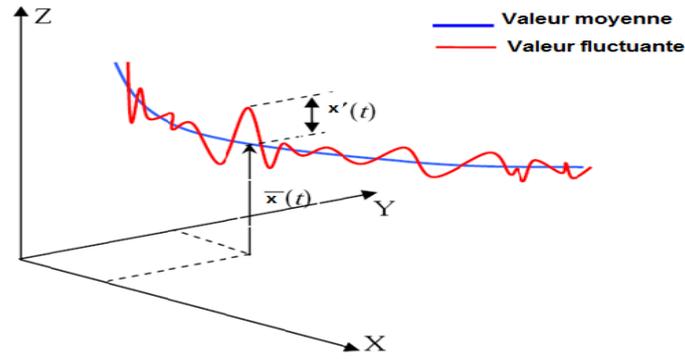


Figure II.1 : La description statique d'un écoulement turbulent.

Chaque propriété $x(\rho, u, v, w, p)$ de l'écoulement est décomposée en une valeur moyenne \bar{X} , et une valeur fluctuante \bar{X}' , sachant que la masse volumique ρ , et la viscosité dynamique de fluide μ , sont supposées constantes.

Et :

$$U = \bar{u} + u' \tag{II.11}$$

$$V = \bar{v} + v' \tag{II.12}$$

$$W = \bar{w} + w' \tag{II.13}$$

$$P = \bar{p} + p' \tag{II.14}$$

On remplace chaque variable de l'écoulement (u, v, w, p) par la somme de sa moyenne et de sa composante fluctuante dans les équations de Navier-Stokes et de continuité, on obtient les équations de Reynolds suivantes :

➤ **Equation de continuité**

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \tag{II.15}$$

➤ **Equations de Navier-Stokes**

$$\left\{ \begin{aligned} \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \bar{u}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \bar{v}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}'w'}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \bar{w}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'w'}{\partial z} \right) \end{aligned} \right. \tag{II.16}$$

II.3.3. Les modèles de turbulence

Au sein du logiciel ANSYS CFX, sont introduits trois modèles de turbulence. Ils sont basés sur le concept de viscosité turbulente, et ils sont comme suit [8]:

a. Le modèle (k - ω) standard

Le premier modèle de turbulence à deux-équations est celui proposé par Kolmogorov (1942). Ce modèle, qu'est connu sous le nom de modèle k- ω , fait intervenir une équation de transport de la fréquence ω en plus de celle de k. On peut définir la fréquence ω par le rapport entre k et ε .

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.17})$$

Ce modèle n'a pas besoin de l'incorporation de fonctions non-linéaires pour la simulation à faibles nombres de Reynolds. Néanmoins, l'implémentation de ce modèle exige une taille de maille près des parois très fine, condition, pas facilement réalisable dans la plupart des cas [8].

La viscosité turbulente μ_t s'exprime en fonction de k et ω :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (\text{II.18})$$

Une version plus élaborée de ce modèle par le traitement de la zone proche paroi a été mise en œuvre plus tard par Wilcox (1988), dans laquelle il a introduit des modifications qui tiennent compte des effets liés aux bas Reynolds et à la compressibilité.

Ce modèle est applicable pour les écoulements en charge, les écoulements à surface libre caractérisés par de fortes contraintes de cisaillement, les jets et les écoulements autour d'un obstacle.

Le principal inconvénient du modèle k - ω est qu'il est très sensible à la condition aux limites sur ω sur les frontières libre dans le cas des écoulements cisailés libres [12].

b. Le modèle (k - ε) standard

Le modèle k - ε est utilisé pour la modélisation des turbulences dans les liquides dus à une meilleure convergence. Cette méthode consiste à modéliser les tenseurs de Reynolds représentant les flux turbulents par l'incorporation de la viscosité dans les équations de Navier et Stokes ; ce modèle est exprimé par :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (\text{II.19})$$

Où

μ_t est la viscosité turbulente ;

μ est la viscosité moléculaire.

La vitesse de turbulence v_t est la racine carrée de l'énergie cinétique k :

$$v_t = \sqrt{k} \quad (\text{II.20})$$

k est l'énergie cinétique.

Dans les équations du modèle standard $k - \varepsilon$, lorsque l'échelle de longueur de turbulence l_t est considérée comme une variation de longueur de dissipation et que le taux de dissipation de turbulence ε est isotrope, alors cette dernière se définit comme suit [13] :

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (\text{II.21})$$

Donc, l'équation (II.19) devient :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.22})$$

C'est la relation de Kolmogorov-Prandtl, C_μ est une constante empirique. On peut dire, en résumé, que le modèle $k - \varepsilon$ prédit bien loin des parois, et le modèle $k - \omega$ prédit bien proche des parois. Une combinaison des deux modèles a permis d'introduire un nouveau modèle dit SST.

c. Le modèle K-SST (Shear Stress Transport)

Nouveau modèle, qui comporte un avantage certain en ayant les avantages de $k - \omega$ en proche paroi et de $k - \varepsilon$ loin du corps mais qui n'a pas la même notoriété que $k - \omega$. Il comporte également un terme supplémentaire de diffusion dans l'équation de transport de la dissipation pour que la prédiction dans les zones transitoires (à la fois près de la paroi et dans la zone far-field).

La principale différence résulte dans le fait que le modèle SST utilise le modèle $k - \omega$ en zone de proche paroi et le modèle $k - \varepsilon$ dans les zones loin des parois à nombre de Reynolds importants.

Modification de la formulation du terme de viscosité turbulente pour exprimer correctement les effets de transport de la contrainte de cisaillement turbulente, le rapport de cisaillement τ à la valeur de ρk est égal à :

$$\frac{\tau}{\rho k} = \sqrt{C_{\mu} \frac{\rho K}{\varepsilon}} \quad (\text{II.23})$$

II.4. Equations particulières pour les turbomachines

II.4.1. Repère fixe

L'équation générale de la dynamique des fluides s'écrit dans le repère absolu comme suit :

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}P} + \overrightarrow{\nabla} \tau_{ij} + \rho \vec{g} \quad (\text{II.24})$$

La relation dans laquelle l'équation (II.24) prend la forme vectorielle est comme suit :

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = \frac{\partial \vec{C}}{\partial t} + \overrightarrow{\text{grad}} \frac{C^2}{2} + \overrightarrow{\text{rot}} \vec{C} \wedge \vec{C} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}P} + \rho \vec{g} + \overrightarrow{\nabla} \tau_{ij} \quad (\text{II.25})$$

II.4.2. Repère mobile

D'une manière générale, les écoulements dans les turbomachines sont tridimensionnels, instationnaire, visqueux, et compressible.

En présence d'aubages animés d'un mouvement de rotation, la composition vectorielle des vitesses à l'intérieur d'une machine tournante est la suivante :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (\text{II.26})$$

La vitesse absolue \vec{C} correspond à la vitesse d'une particule de fluide mesurée dans le repère fixe. La vitesse d'entraînement \vec{U} , correspondant à la mise en mouvement du rotor, est exprimée par :

$$\vec{U} = \omega \vec{r} \quad (\text{II.27})$$

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative \vec{W} , cette vitesse permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des même aubages immobilisés artificiellement. Le repère relatif ou système de coordonnées tournant (cylindrique) est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. [15]

Les avantages du repère relatif sont nombreux :

- L'écoulement est stationnaire dans la plupart des cas.
- Les conditions aux limites peuvent être appliquées plus facilement.
- Les profils des vitesses ainsi que les couches limites sont semblables à ceux que l'on observait avec un repère fixe.

En considérant l'écoulement dans l'espace inter-aubage d'une grille daubes tridimensionnelles on peut faire apparaître, dans un repère cylindrique, les composantes des vitesses absolues \vec{C} , relative \vec{W} , et d'entraînement \vec{U} (Figure II.2).

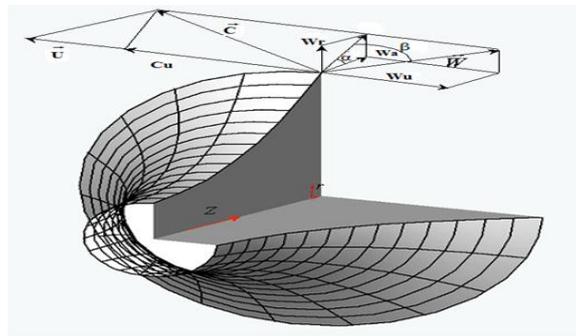


Figure II.2: Ecoulement dans une grille tridimensionnelle [15].

On déduit la liaison entre les composantes des différentes vitesses :

$$\vec{C}_r = \vec{W}_r \tag{II.28}$$

$$\vec{C}_u = \vec{W}_u + \vec{U} = \vec{W}_u + \omega \vec{r} \tag{II.29}$$

$$\vec{C}_z = \vec{C}_r \tag{II.30}$$

Finalement, Les équations de continuité et de quantité de mouvement peuvent être exprimées en mouvement relatif :

$$\text{div}(\rho \vec{W}) = 0 \tag{II.31}$$

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + \underbrace{2\omega \times \vec{W}}_{2''} + \underbrace{\omega \times \omega \times \vec{r}}_{3''} = - \underbrace{\frac{1}{\rho} \nabla P}_{4''} + \underbrace{\nabla \tau_{ij}}_{5''} \tag{II.32}$$

En comparant l'équation (II.25) repère fixe et l'équation (II.32) de mouvement du fluide dans un repère relatif est identique à l'équation en repère fixe en ajoutant les termes 2", 3", qui sont respectivement (l'accélération de Coriolis et les forces centrifuges) qui agissent sur le fluide.

Pour un fluide parfait, les forces visqueuses sont nulles (le terme 5"), l'équation (II.32) s'écrit comme suit :

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + \underbrace{2\vec{\omega} \times \vec{W}}_{2''} + \underbrace{\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}}_{3''} = - \underbrace{\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P}_{4''} \quad (\text{II.33})$$

Après un certain nombre de manipulations, l'équation (II.31) peut être écrite, sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \times \vec{\nabla} \times \vec{W} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} = -\vec{\nabla} I + T\vec{\nabla} S \quad (\text{II.34})$$

L'équation (II.34), est connue comme l'équation de Crocco ou forme énergétique de l'équation dynamique. Le terme $\vec{\nabla} S$, associé aux pertes génératrices d'entropie et aux échanges de chaleur avec l'extérieur, est généralement négligeable en fluide incompressible.

Avec :

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (\text{II.35})$$

Où T et S représentent respectivement la température et l'entropie pour des écoulements compressibles, et la quantité I est appelée Rothalpie. Aux pertes près, elle est approximativement constante pour tout l'espace inter-aubages [15].

II.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la description des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basée sur les équations de la mécanique des fluides, il s'agit de l'équation de la continuité et des équations de Navier-Stokes, puis leurs équations adimensionnées et moyennées, et on a expliqué la complexité de la turbulence, ainsi que les modèles qui nous intéressent dans ce travail.

Chapitre III

Modélisation numérique d'une pompe centrifuge

Modélisation numérique d'une pompe centrifuge

III. 1. Introduction

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs a permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement en turbomachine, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluide Dynamique), un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des écoulements en turbomachines.

Ce chapitre est consacré à la résolution des équations présentées dans le précédent chapitre. On va présenter au premier lieu, le code de calcul utilisé et les étapes à suivre pour réaliser une simulation. La géométrie ainsi que la création du maillage de la pompe centrifuge sont expliquées, puis on verra les procédures utiliser par le code de calcul pour la résolution des équations de transport, les conditions aux limites seront exposées.

III.2. Définition de la simulation

La définition des simulations numériques est stipulée par la procédure expérimentale. Elle doit être la plus compatible possible avec les conditions d'expérimentation pour permettre la confrontation et la validation des résultats. Ceci concerne particulièrement les débits étudiés et les différentes positions de la roue par rapport au diffuseur.

III.3. Présentation de la pompe centrifuge

La machine retenue comme référence dans le cadre de ce travail est une pompe centrifuge à une roue (monocellulaire). Les caractéristiques géométriques principales de la pompe centrifuge (roue-volute) sont données dans les tableaux (III.1), (III.2) et (III.3) :

III.3.1. Spécification de la roue

Les principales caractéristiques de la roue sont résumées dans le tableau (III.1)

Dimension	Valeur	Description
Roue		
D_e [mm]	255.70	Diamètre de la bride d'entrée
D_s [mm]	430.60	Diamètre de la bride de sortie
D_m [mm]	77.00	Diamètre de moyeu
b_s [mm]	60.50	Largeur a la sortie de la pale
β_1 [°]	20.10	Angle d'entrée de la roue
β_2 [°]	14.00	Angle de sortie de la roue
e [mm]	12.90	Epaisseur de la pale
$Z[-]$	7	Nombre d'aube
η [%]	61.00	Rendement

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la roue.

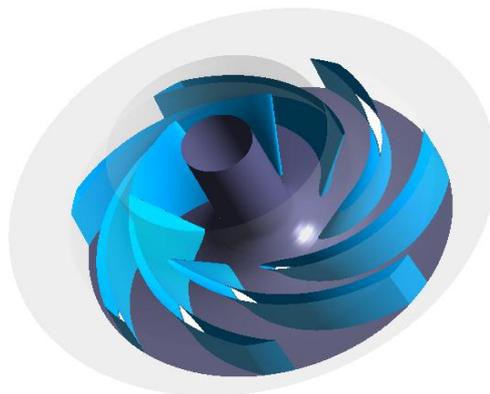


Figure III.1 : Géométrie de la roue à aubes.

III.3.2. Spécification de la volute

Les principales caractéristiques de la volute sont résumées dans le tableau (III.2)

Dimension	Valeur	Description
Volute		
D_{ve} [mm]	110.40	Largeur d'entrée
D_c [mm]	23.50	Dégagement de l'eau de coupe
e_c [mm]	9.00	Epaisseur de l'eau de coupe
D_{vs} [mm]	251.10	Diamètre hydromécanique de sortie
A [m²]	42157.00	Aire de la section de sortie

Tableau III.2 : Caractéristiques géométriques de la volute.

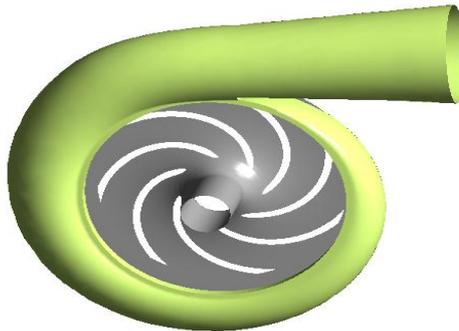


Figure III.2 : Pompe centrifuge avec roue à 7 aubes.

caractéristique	Valeur
H [m]	42.6
Q_m [m³/h]	903.6
N [tr/min]	1400

Tableau III.3 : Cahier des charges de la pompe.

III.4. Paramètres de la simulation numérique

L'objectif de cette étude concerne l'analyse par simulation numérique des phénomènes complexes liés à l'écoulement interne dans une pompe centrifuge. La roue, constituée de la

ceinture, du plafond et des aubages, est considérée comme un organe en rotation à une vitesse. En revanche, le diffuseur est simulé en l'assimilant à un organe fixe. La simulation de l'écoulement sera réalisée sur l'ensemble de la roue et du diffuseur.

III.4.1. Conditions aux limites

Afin d'obtenir une solution réaliste, il convient de donner une condition aux limites à l'entrée et une autre à la sortie fixant ainsi un point de fonctionnement de la machine. Les turbomachines travaillent la plupart du temps avec une condition de débit et une condition de pression :

Les conditions
Fluide : l'eau
Entrée : $q_m=251$ kg/s
Sortie : $P_{\text{statique}}=0$ atm
Modèle turbulence : k- ϵ

Tableau III.4 : Les conditions aux limites.

a. Condition du débit massique à l'entrée

Cette condition consiste à fixer le débit de l'écoulement à l'entrée. Dans plusieurs applications, la condition de pression à l'entrée rend la convergence des calculs plus lente, il est conseillé dans ces cas d'appliquer la condition de débit massique à l'entrée. Pour les écoulements incompressibles, il est nécessaire d'imposer le débit massique à l'entrée.

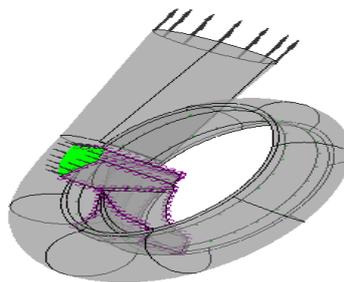


Figure III.3 : Condition aux limites appliquée sur la pompe centrifuge à l'entrée.

b. Condition de la pression statique à la sortie

Cette condition permet d'imposer une valeur de la pression statique à la sortie de la volute (pompe). Le processus de convergence devient plus rapide lorsqu'une valeur de la pression sortie est imposée.

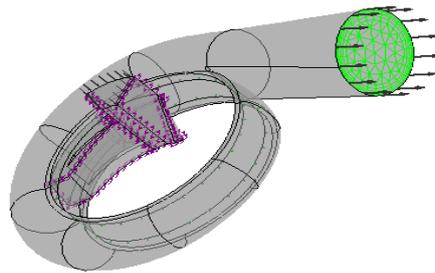


Figure III.4 : Condition aux limites appliquée sur la pompe centrifuge à la sortie

III.4.2. Choix de modèle de turbulence ($k-\epsilon$)

C'est le plus célèbre des modèles de turbulence. Etant une méthode très stable et numériquement robuste, elle est implémentée dans la majorité des logiciels commerciaux de CFD. Ce modèle permet d'étudier convenablement un certain nombre d'écoulements, mais il présente certaines défaillances pour les simulations des écoulements turbulents à faible nombre de Reynolds. En conséquence, il n'est applicable que loin des parois. Pour contourner cette limitation, des lois de parois sont associées à ce modèle, compromettant parfois la stabilité numérique.

Enfin, l'application de ce modèle de turbulence dans le cadre de la modélisation des écoulements internes dans les turbomachines a donné des résultats intéressants en ce qui concerne la prédiction du profil d'écoulement et la distribution de la pression dans le passage de l'aube.

III.5. Principales étapes de calcul numérique

Dans ce qui suit, nous allons essayer de résumer le processus suivi de notre conception, l'accent a été mis sur les différentes étapes de calcul numérique de l'écoulement interne. Elle se présente comme une procédure robuste pour la prédiction et la compréhension des phénomènes associés au fonctionnement des turbomachines, mais également pour la prévision des performances. Nous avons schématisé sous forme d'un organigramme, les étapes de conception, comme la montre la figure ci-dessous :

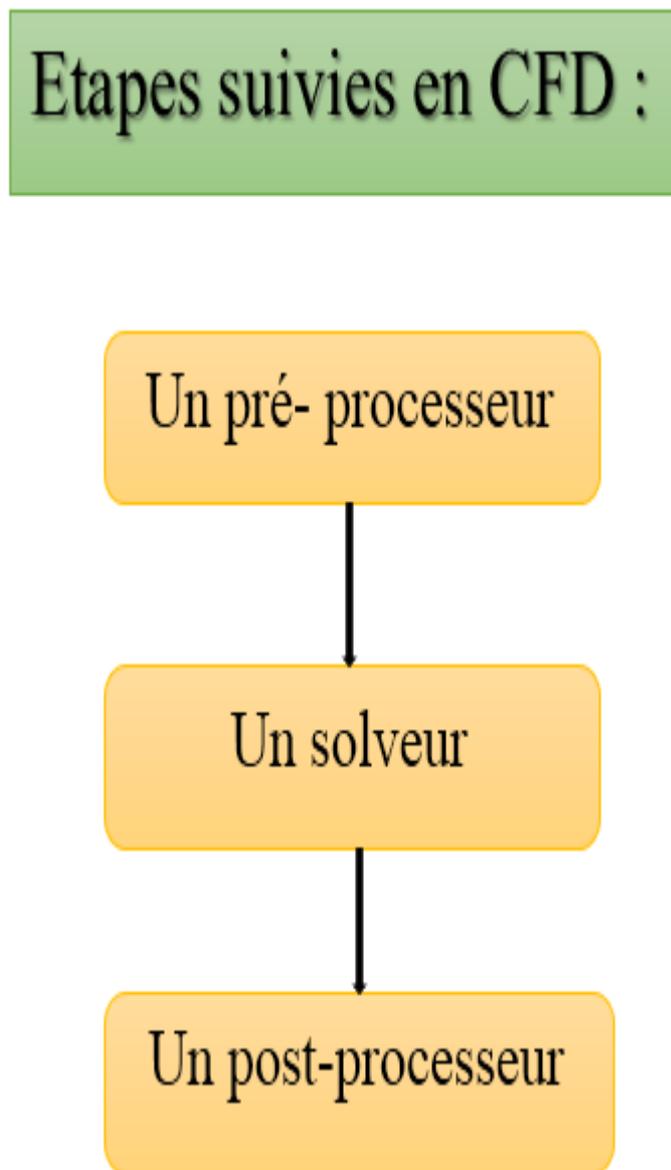


Figure III.5 : L'organigramme des étapes du travail.

Dans cette recherche, le rotor [R1] est considéré comme une partie mobile de la pompe centrifuge, tandis que la partie fixe [S1] est la volute. Les figures ci-dessous montrent la géométrie de la partie du rotor de la pompe et la partie stationnaire :

III.5.1. Conception de la géométrie (la roue et la volute)

L'avant-projet reste une étape clé dans la conception de l'ensemble de turbomachine. Cette étape commence par une méthode unidimensionnelle (1D) qui vous permet de définir la géométrie des aubes de la roue et de la volute de la pompe centrifuge. Ensuite, nous continuerons à introduire des méthodes tridimensionnelles (3D) dédiées à la conception rapide

de composants de turbine. Dans cette étape, il vise à faciliter la tâche de l'étape suivante (génération du maillage) pour obtenir une bonne discrétisation de la géométrie de la roue et du diffuseur.

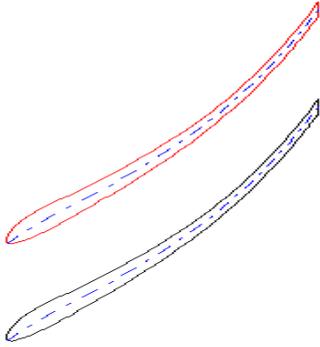


Figure III.6 : Vue aube à aube.

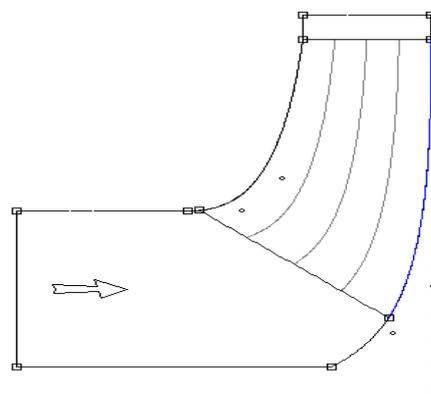


Figure III.7 : Vue méridienne.

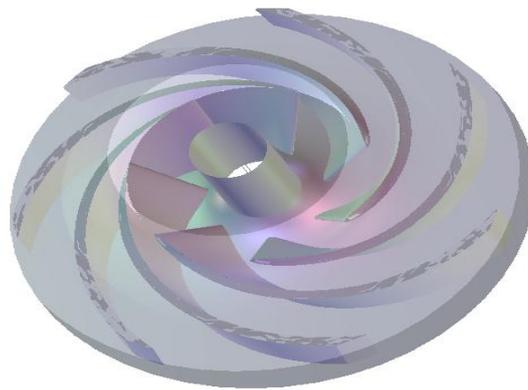


Figure III.8: Géométrie en 3D de la roue à aubes.

III.5.2. Génération du maillage

La première étape de la modélisation numérique des écoulements consiste à définir le domaine de calcul et à sélectionner le type de maillage adapté.

Le domaine de calcul de la pompe est illustré dans la figure ci-dessous, avec un maillage structurée dans la roue et un maillage non structurée dans la volute :

a. Maillage structurée

Comprenant la division du champ de calcul (roue) en plusieurs compartiments aux formes géométriques simplifiées, et de les mailler séparément.

b. Maillage non structurée

Les éléments de ce type de grille sont générés arbitrairement, et il n'y a aucune restriction sur leur disposition.

Par conséquent, ce choix peut générer un maillage adapté à chaque configuration géométrique.

L'algorithme CFD est développé sur la base de la méthode des éléments finis. Cette technique utilise des éléments géométriques simples pour discrétiser l'espace, car elle permet la modélisation de géométries très complexes et est parfois plus répandue que la méthode des volumes finis.

Dans la méthode des éléments finis, les variables inconnues sont calculées par des combinaisons linéaires de fonctions. La méthode des éléments finis se divise en deux étapes :

- Le sous domaine (fonction d'interpolation) se rapproche du nœud de la fonction inconnue.
- Utilisation de la méthode des résidus pondérés qui permet de construire une formulation intégrale à partir des équations aux dérivées partielles (la méthode de Galerkin est la plus fréquemment utilisée).

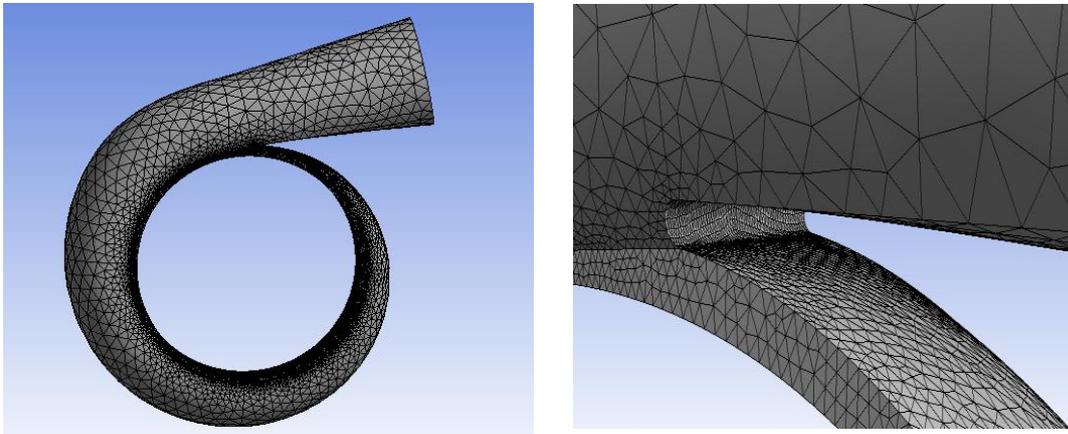


Figure III.9 : Maillage non structuré dans la volute.

Le tableau III.5 montre le nombre de nœuds et d'éléments pour la volute de la pompe :

Nombre de Nœuds	73244
Nombre d'éléments	218404

Tableau III.5 : Détail de maillage de la grille pour la volute.

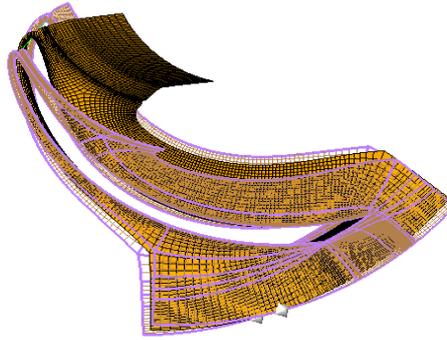


Figure III.10: Maillage structuré dans la pale.

Le tableau III.6 montre le nombre de nœuds et d'éléments pour la pale de la pompe :

Nombre de Nœuds	238583
Nombre d'éléments	217616

Tableau III.6 : Détail de la grille pour la pale.

III.7. Conclusion

La CFD est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique de fluides. Cela consiste à résoudre, dans une géométrie donnée, les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique. Historiquement, la CFD a commencé à se développer en génie mécanique, pour étudier les écoulements autour d'un objet afin de mieux le profiler (pompe, ailes d'avions, automobiles).

Nous avons présenté dans ce chapitre, les étapes générales, de conception et l'introduction à la simulation des écoulements à l'interne des turbomachines et plus particulièrement, les pompes centrifuges présentées au début du chapitre, obtenues dans la littérature.

Les résultats de la simulation, suivi d'une comparaison avec les résultats de référence sont présents dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

Résultats et discussion

Résultats et discussion

IV. 1. Introduction

Comprendre l'écoulement des fluides est souvent un facteur important du développement des produits et des procédés industriels. En raison de la puissance de calcul disponible de plus en plus, cette compréhension a tendance à quitter le laboratoire entré dans le monde de la simulation numérique.

Dans première partie, une introduction sur les résultats obtenus par des procédures numériques et comparé aux résultats numériques de **Segban et Al [18]**. Au début nous avons présenté la validation et la comparaison de la répartition des vitesses et de pressions sur les différents plans, en suite on va présenter la distribution des pressions et vitesses sur les mêmes plans avec des vitesses de rotations différentes.

Dans la deuxième partie, on a vérifié l'impact de la vitesse de rotation sur la performance de la pompe centrifuge.

IV.2. Validations

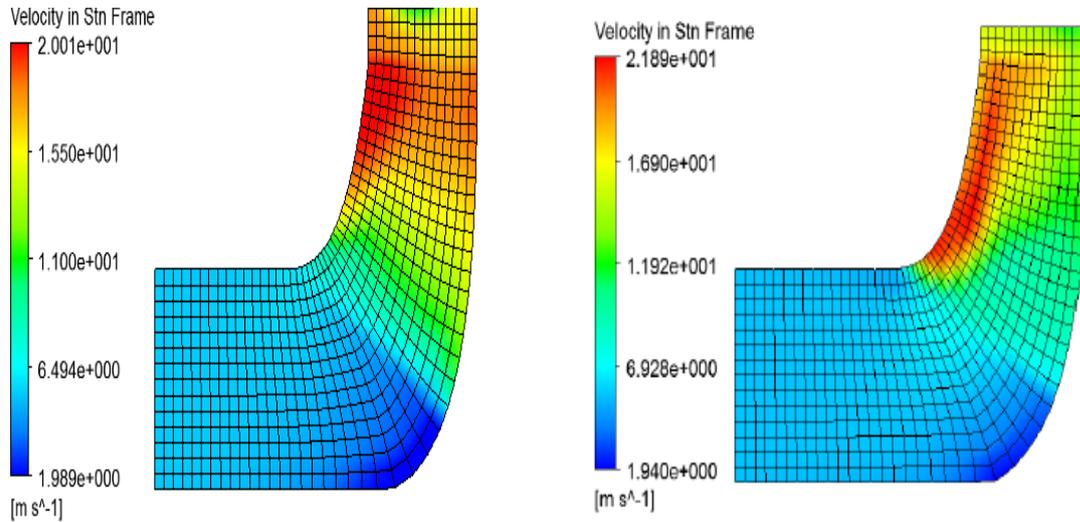
La validation de notre étude numérique repose sur la comparaison des vitesses et pressions sur les différents plans. La concordance est obtenue entre les résultats de **Segban et Al [18]**, et dans cette présente étude, on procède à la comparaison de la vitesse après la pression.

IV.2.1. La répartition des vitesses

a. Vue méridienne

La figure IV.1 montre la distribution de la vitesse sur le plan méridien. On remarque une concordance quantitative dans l'accord entre les deux résultats, qui sont dues peut être aux différentes formes géométriques des deux roues. En effet, l'article de la référence a compte tenu du rendement global de la pompe sans préciser le rendement hydraulique, volumique et mécanique, qui a un effet sur la géométrie de la roue.

On constate une augmentation considérable de la vitesse depuis l'entrée de la roue (aspiration) à sa sortie (refoulement), ce qui est logique dans le rôle principal de la roue, qui est l'échange d'énergie entre la pompe et le fluide, c'est-à-dire de transmettre au fluide une énergie cinétique grâce au mouvement de rotation de la roue.



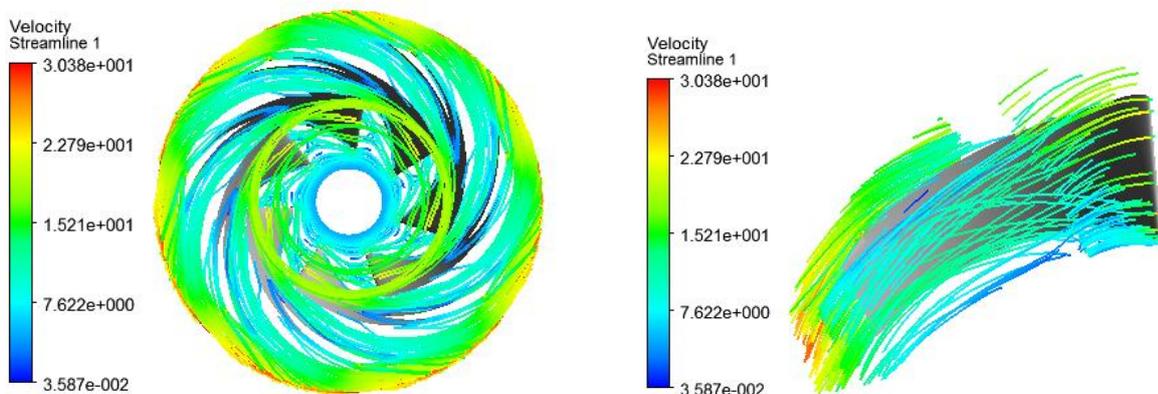
(a) Présent travail.

(b) Référence [18].

Figure IV.1 : Répartition de la vitesse sur le plan méridien.

b. Distribution des lignes de courant

La figure IV.2 montre la distribution des lignes de courant à travers la pale de la roue. On peut clairement voir que le flux d'écoulement du fluide est beaucoup plus élevé au bord de fuite par rapport au bord d'attaque.

**Figure IV.2** : montre la distribution des lignes de courant à travers la pale de la roue.

c. Contours des vitesses

La figure IV.3 représente les contours de répartition de la vitesse sur le contour de la pale dans la roue. On peut remarquer que les résultats sont presque les mêmes entre le présent travail et celui de la littérature. On peut voir que la vitesse du fluide est plus élevée au bord de fuite comparativement au bord d'attaque de la pale.

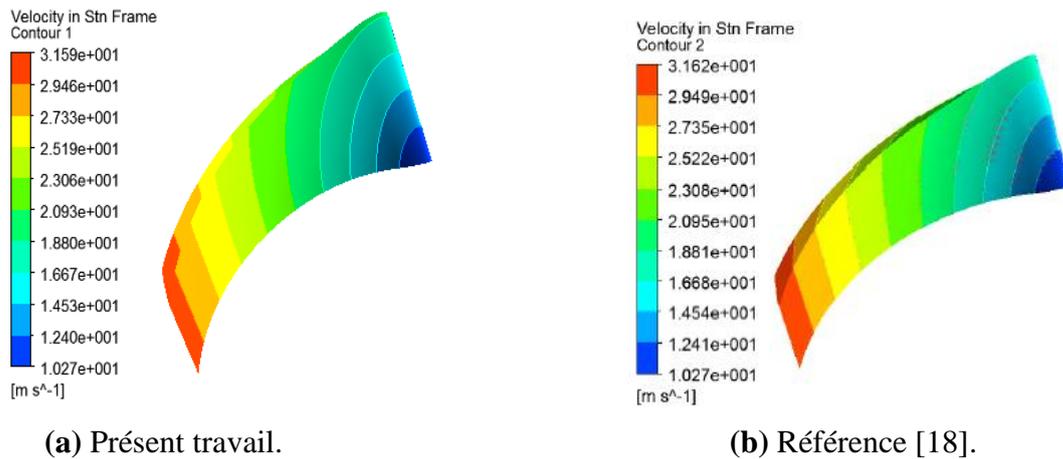


Figure IV.3 : Distribution de la vitesse autour de la pale.

La figure IV.4 montre la distribution de la vitesse autour des pales de la pompe. Il est à noter que les résultats sont satisfaisant quantitativement et qualitativement. Une légère différence dans les grandeurs de vitesse est observée entre le présent travail et celui de la littérature (la référence). Par raison de symétrie, on voit que l'évolution des vitesses est la même sur toutes les pales de la même roue.

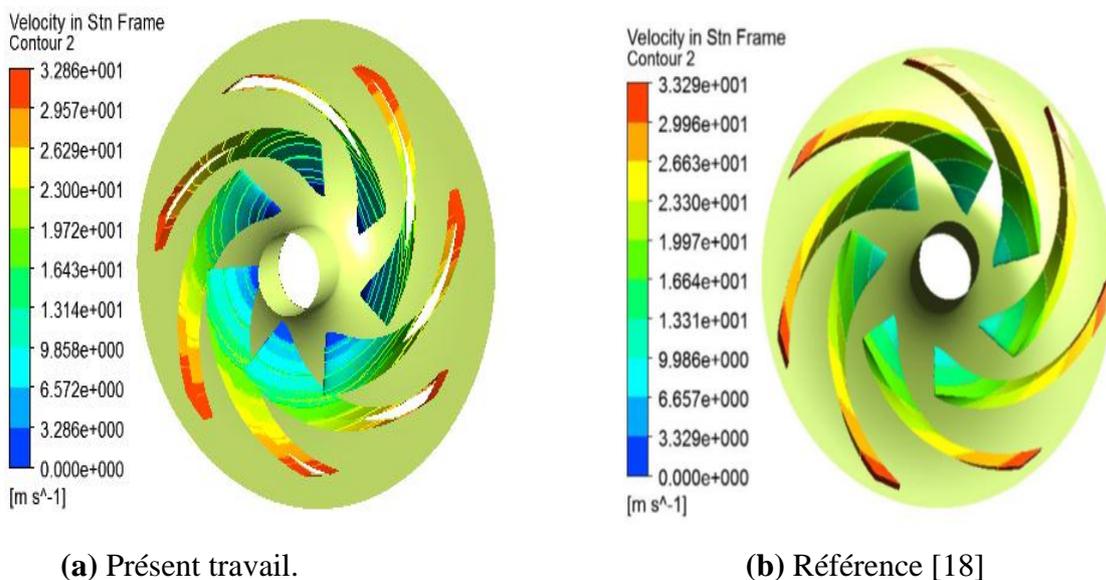


Figure IV.4 : Contour de vitesse à travers les pales de la roue.

La figure IV.5 représente la distribution des vecteurs de vitesse à travers les pales de la roue, il a été remarqué que plus on s'approche du bord de fuite plus la concentration des vecteurs de vitesse est plus élevée comparativement au bord d'attaque en raison des vitesses très élevées à ce niveau-là.

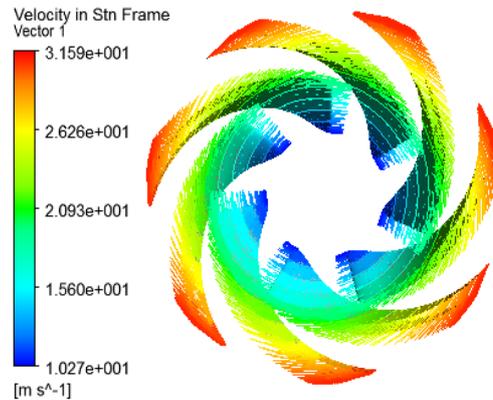


Figure IV.5 : Distribution des vecteurs de vitesse à travers les pales de la roue.

d. Vue volute

La figure IV.6 représente la répartition de la vitesse à travers la volute. Elle traduit parfaitement l'augmentation de la vitesse en se déplaçant de l'entrée à la sortie de la roue, le fluide est rejeté dans la volute. Dans la volute, il a été constaté que la vitesse diminue progressivement jusqu'à une valeur minimale à la section de refoulement, cette diminution est due à la divergence de section.

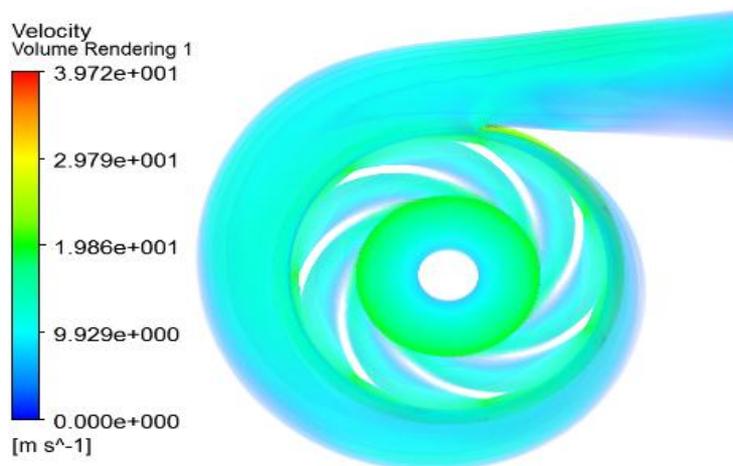


Figure IV.6: Répartition de la vitesse à travers la volute.

La figure IV.7 présente les lignes courantes, nous permet de voir la structure de l'écoulement dans la volute, autrement dit la trajectoire suivie par les particules fluides dans l'espace entre aubages. Et traduit parfaitement l'augmentation de la vitesse en se déplaçant de l'aspiration au refoulement de la machine, de plus il est remarquable qu'il existe une zone de détournement de fluide au niveau de l'extrados de l'aube. Il montre clairement la différence des champs de vitesses entre l'intrados et l'extrados de la pale et qui est évidemment plus importante sur l'extrados, contrairement à la volute, on a constaté une diminution de flux d'écoulement qu'on se déplaçant au refoulement de la pompe.

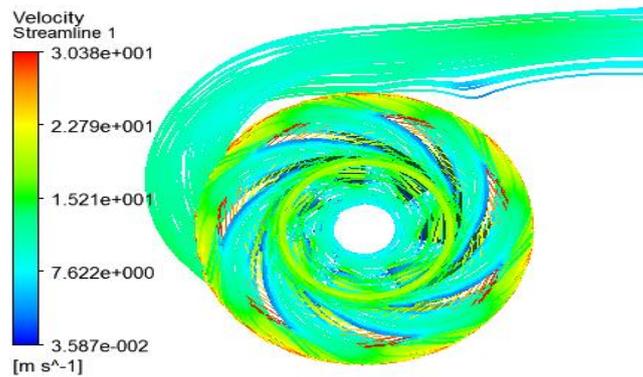


Figure IV.7: les lignes courantes dans la pompe.

La figure IV.8 représente la variation de la vitesse en fonction d'une distance adimensionnelle entre l'aspiration et le refoulement. Une comparaison a été faite entre les résultats de la référence et ceux du présent travail. On a remarqué une légère différence entre les deux courbes, nous avons montré une augmentation de la vitesse de l'entrée dans la roue jusqu'à sortie.

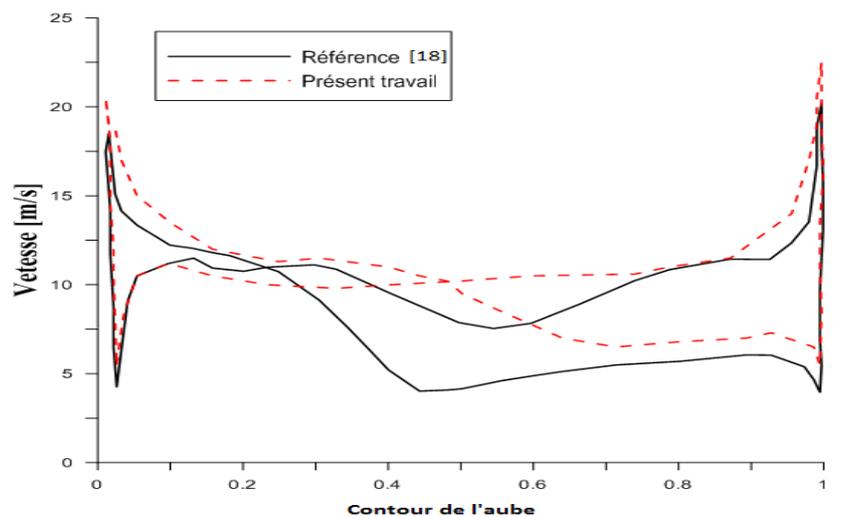


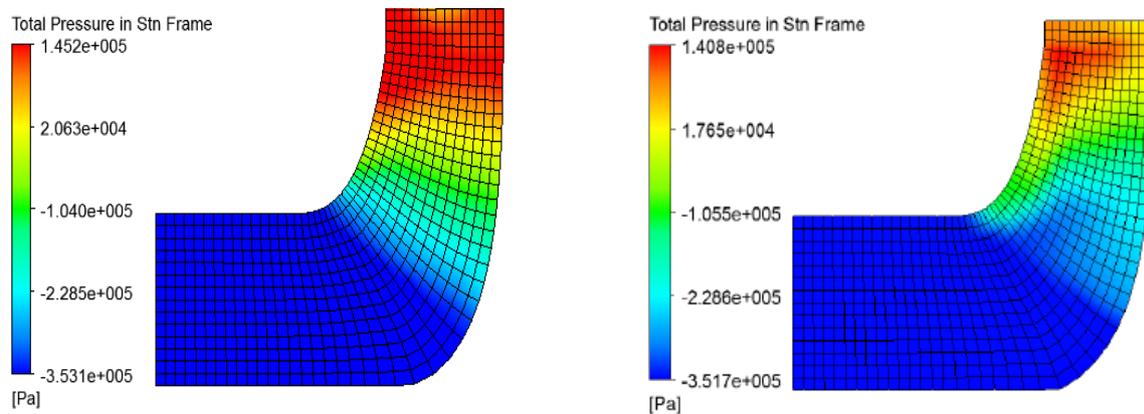
Figure IV.8 : Variation de la vitesse le long de l'aube.

IV.2.2. La répartition des pressions

a. Vue méridienne

La figure IV.9 représente la distribution de la pression sur le plan méridien. On peut remarquer que les résultats sont presque les mêmes entre le présent travail et celui de la littérature.

On a constaté une augmentation de pression plus importante et nécessaire à la sortie (refoulement) de la roue qu'à l'entrée (aspiration). On a Δp qui est égale à 4.983×10^5 Pa.

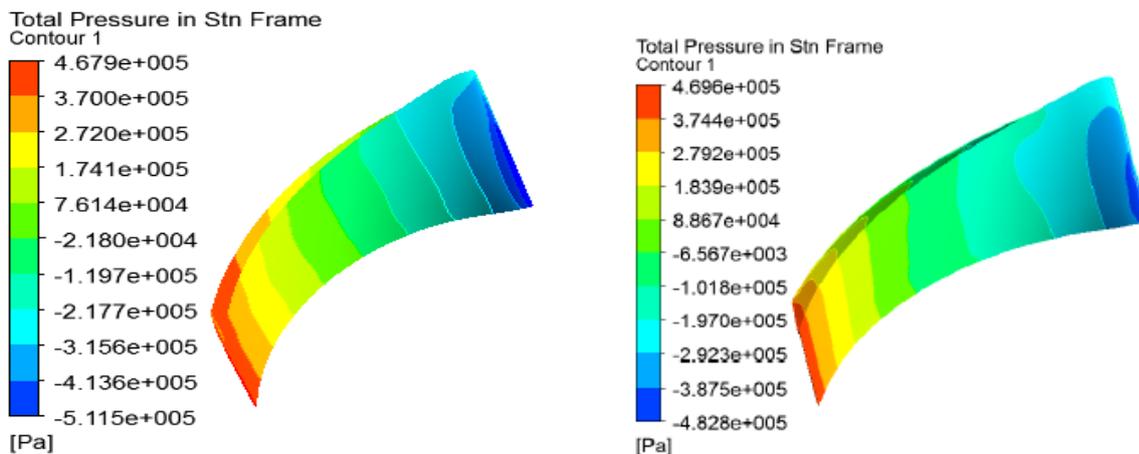


(a) Présent travail.

(b) Référence [18].

Figure IV.9: Répartition de la pression sur le plan méridienne.

b. Contours des pressions



(a) Présent travail.

(b) Référence [18].

Figure IV.10 : Distribution de la pression autour de la pale.

La figure IV.10 désigne les contours de la pression. On a observé de légères différences dans la quantité, entre les résultats de ce présent travail et celui de littérature. On a remarqué

ainsi que la pression subit une augmentation considérable entre le bord d'attaque et le bord de fuite.

c. Vue aube à aube

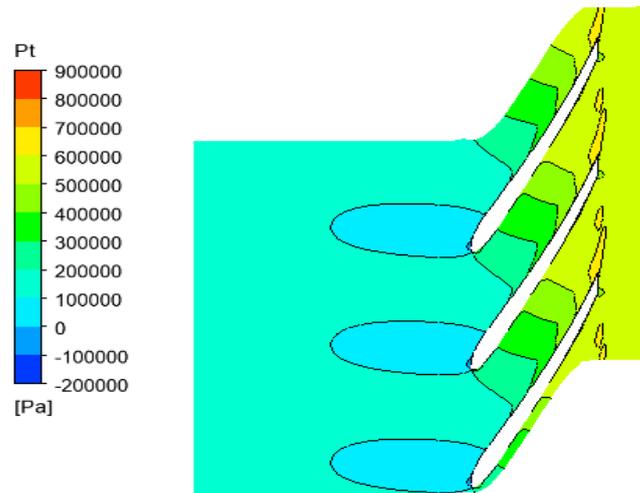


Figure IV.11 : Répartition de la pression sur le plan aube à aube prise à 50% de hauteur.

La figure IV.11 désigne la répartition de la pression sur le plan aube à aube pris à 50% de hauteur. Premièrement, on a constaté que la pression n'est pas uniforme sur l'aube. En effet on a remarqué aussi l'augmentation de la pression en se déplaçant de l'aspiration au refoulement de pompe et elle est plus haute au bord de fuite et moins vers le bord d'attaque de la pale. On a remarqué aussi la différence de pression (Δp) entre l'extrados et l'intrados, elle est très importante et essentielle sur l'extrados que l'intrados.

d. Vue volute

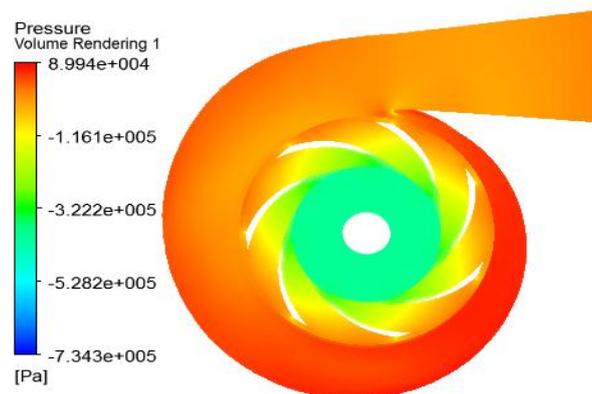


Figure IV.12: Répartition de la pression à travers la volute.

La figure IV.12 représente la répartition de la pression à travers la volute. On remarque que la pression est inférieure à l'entrée (l'aspiration), et elle augmente progressivement jusqu'à

la sortie (refoulement). Il y a une zone de contact entre la zone de roue et la volute où la pression atteinte la limite ($8.994 \text{ e}+04 \text{ Pa}$).

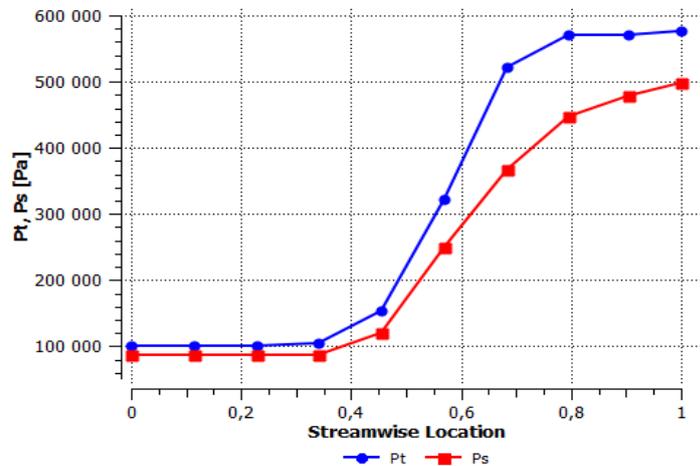


Figure IV.13: Variation de la pression totale et statique le long de l'aube.

La figure IV.13 montre la variation de la pression totale et statique le long de l'aube. On a observé que la valeur de la pression totale est toujours supérieure à la pression statique, car la pression totale représente la somme des deux pressions statique et dynamique.

A l'entrée (l'aspiration) de la roue, on remarque que les deux pressions sont très proches, contrairement à la sortie (refoulement) de la roue la différence est assez flagrante, cela est dû à la pression dynamique.

Nous avons observé une augmentation de la pression dynamique de l'aspiration au refoulement due à l'augmentation progressive de la vitesse.

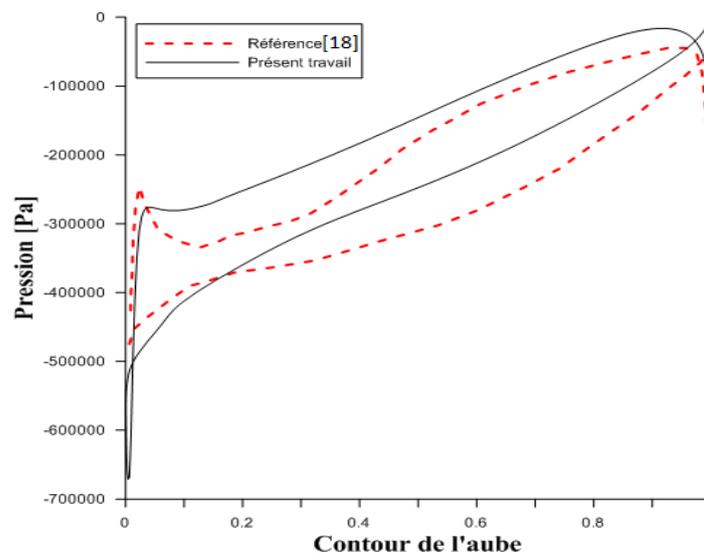


Figure IV.14: Variation de la pression le long de l'aube.

La figure IV.14 représente la variation de la pression autour de l'aube entre l'aspiration et le refoulement. On peut remarquer que les deux courbes sont presque proches entre le présent travail et celui de la référence, on a remarqué aussi une augmentation de la pression du bord d'attaque au bord de fuite, et on peut voir que la pression est plus importante sur l'extrados que l'intrados.

IV.3. Variation de la vitesse de rotation

Nous allons voir dans cette partie, l'effet de variation de la vitesse de rotation de l'écoulement dans les différents plans présenté auparavant, à savoir que les caractéristiques décrites dans le tableau III.1 : Caractéristiques géométrique de la pompe. Et Tableau III.2 : Cahier de charge de la pompe. Nous allons étudier les résultats obtenus pour trois différents cas qui feront :

La vitesse [tr/min]	1300	1400	1500
Débit massique [Kg/s]	233.071	251	268.929

Tableau IV.1 : variation de la vitesse de rotation.

La variation de la vitesse de rotation entraîne automatiquement la variation de débit massique traversant la pompe.

IV.3.1. La répartition des vitesses

a. Vue méridienne

La distribution de la vitesse dans les plans méridiens montrés sur la Figure IV.15 est proportionnelle à l'augmentation de la vitesse de rotation. Comme le montre la figure, cette variation atteint ($v_1=18.77$ m/s) dans le premier cas ($N=1300$ tr/min), ($v=20.01$ m/s) pour le deuxième cas ($N=1400$ tr/min) et pour le dernier cas ($N=1500$ tr/min) la vitesse atteint ($v=23.01$ m/s). Ce phénomène peut être expliqué, en fait, lorsque la vitesse de rotation de la roue augmente dans le même temps, cette dernière augmentera considérablement la vitesse d'écoulement.

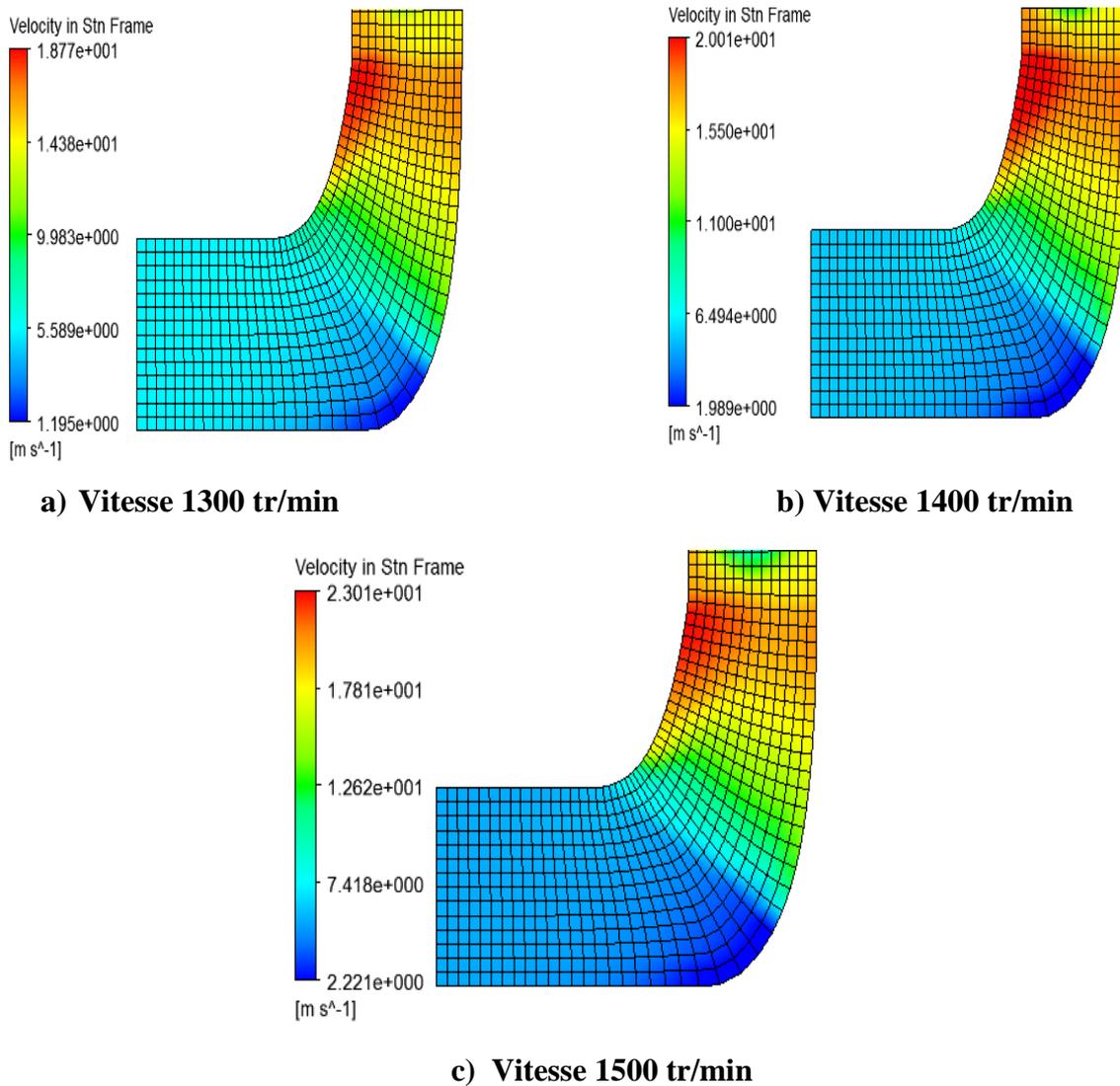


Figure IV.15 : Variation des vitesses sur le plan méridien avec différents vitesses de rotation.

b. Contours des vitesses

La figure IV.16 montre la distribution de la vitesse contactée avec le fluide autour de l'aube pour les différents cas. Nous avons remarqué une augmentation de la vitesse à l'entrée et à la sortie. Cette variation peut s'expliquer par la variation de la composante U de l'entrée à la sortie comme définir les équations (I.1) et (I.2), cette variation entraine la variation d'énergie cinétique communiquée au fluide.

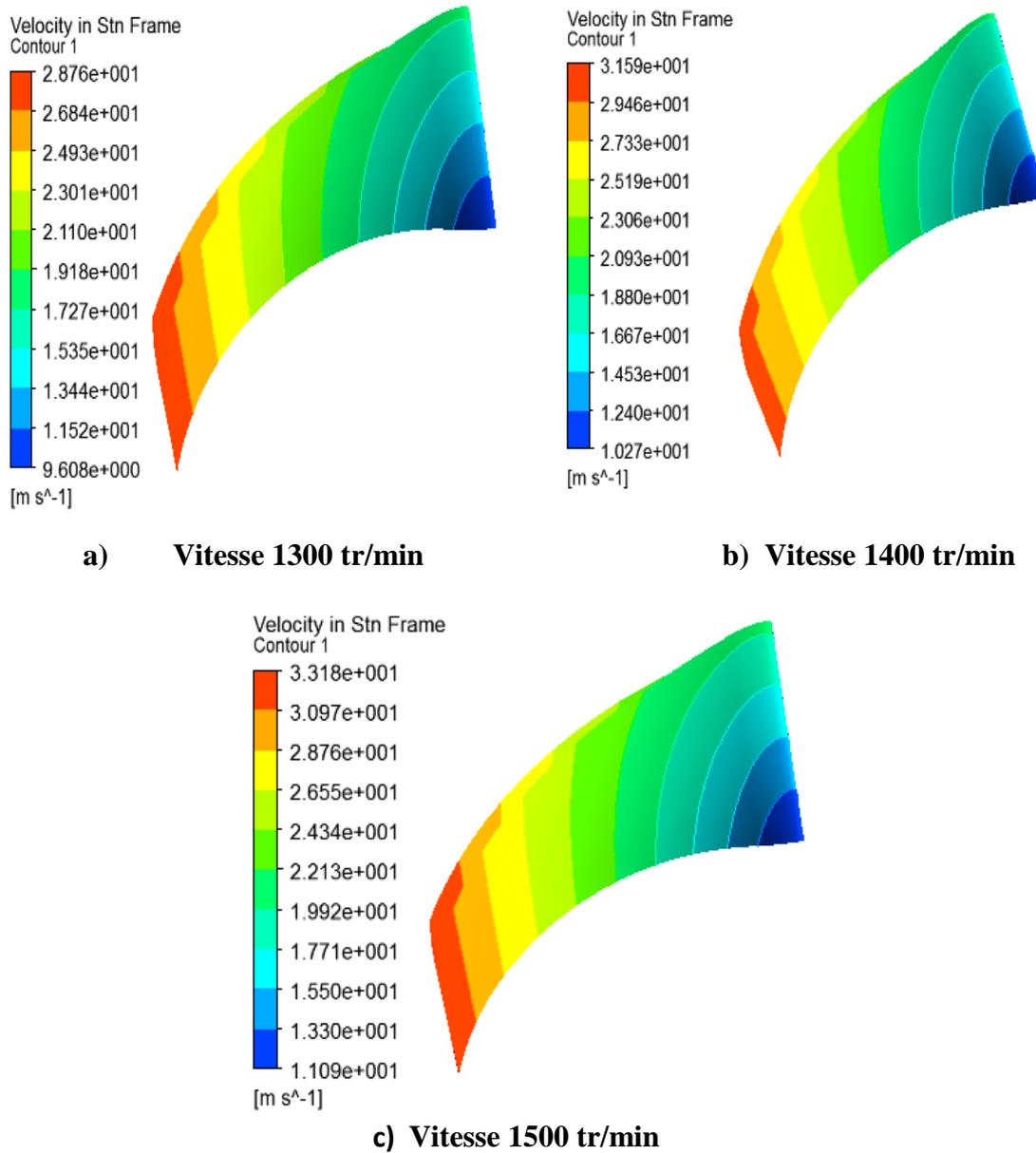


Figure IV.16 : Distribution de la vitesse autour de la pale pour différents vitesses de rotation.

c. Vue volute

La figure IV.17 représente la distribution de la vitesse pour les trois vitesses de rotation. Quand on augmente la vitesse de rotation de la pompe on a remarqué une augmentation de la vitesse du fluide dans la volute, la vitesse est nulle au niveau de la paroi de la volute, cela est dû au non glissement du fluide.

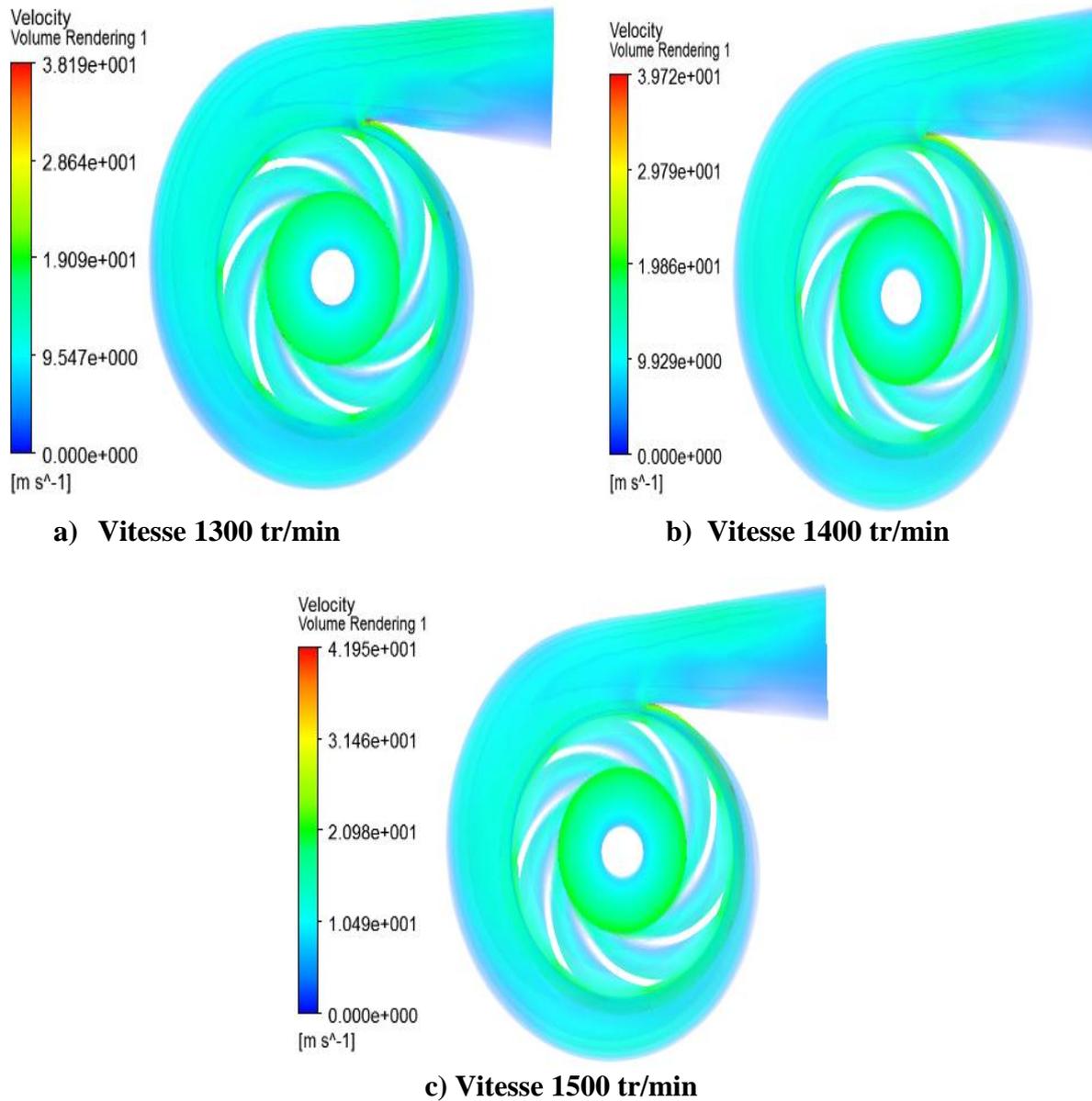


Figure IV.17: Répartition de la vitesse dans la volute pour différents vitesses de rotation.

d. Lignes de contours

Les lignes de courante de vitesse d'écoulement pour les trois vitesses de rotations examinées à la sortie de la volute sont montrées sur la figure IV.18 pour un débit de il est observé que la turbulence est considérable dans les deux cas 1400 tr/min et 1500 tr/min et pour le cas $N= 1300$ tr/min on observe un moins de turbulence par rapport aux autre cas due à la faible vitesse de sortie de la volute.

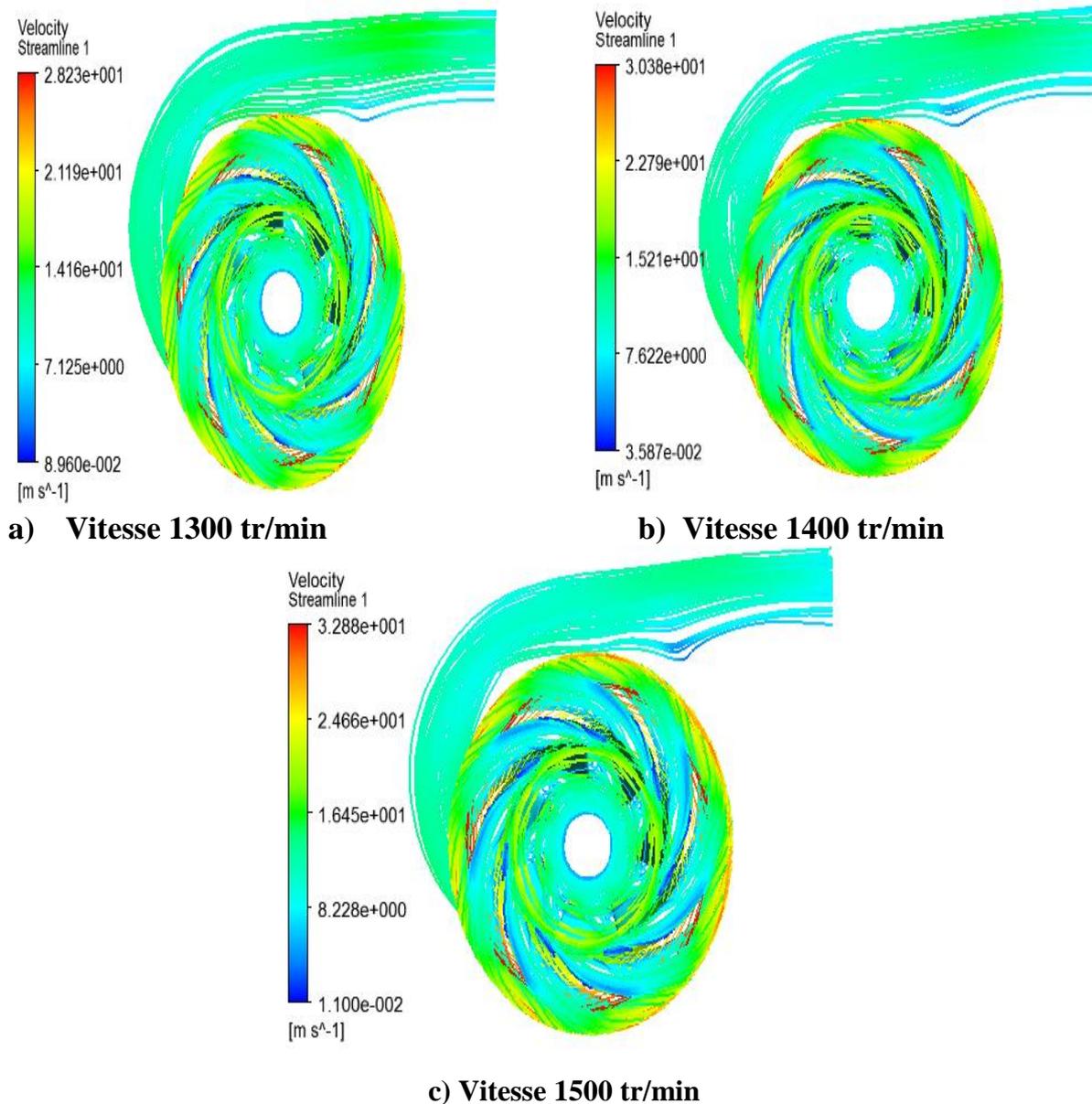


Figure IV.18: Les lignes de courante de vitesse d'écoulement dans la pompe pour les trois vitesses de rotations.

IV.3.2. La répartition des pressions

a. Vue méridienne

La figure IV.19 nous montre la répartition des pressions sur plan méridien pour chaque variation, à la sortie la pression est plus grand par l'augmentation de la vitesse de rotation, par contre à l'entrée elle est plus faible, donc on peut constater par différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe pour chaque cas, ce dernier augmente à chaque fois quand on augmente le nombre de tours par minute, et atteint : $\Delta p_1 = 4.356 \times 10^5$ Pa, $\Delta p_2 = 4.983 \times 10^5$ Pa et $\Delta p_3 = 6.916 \times 10^5$ Pa.

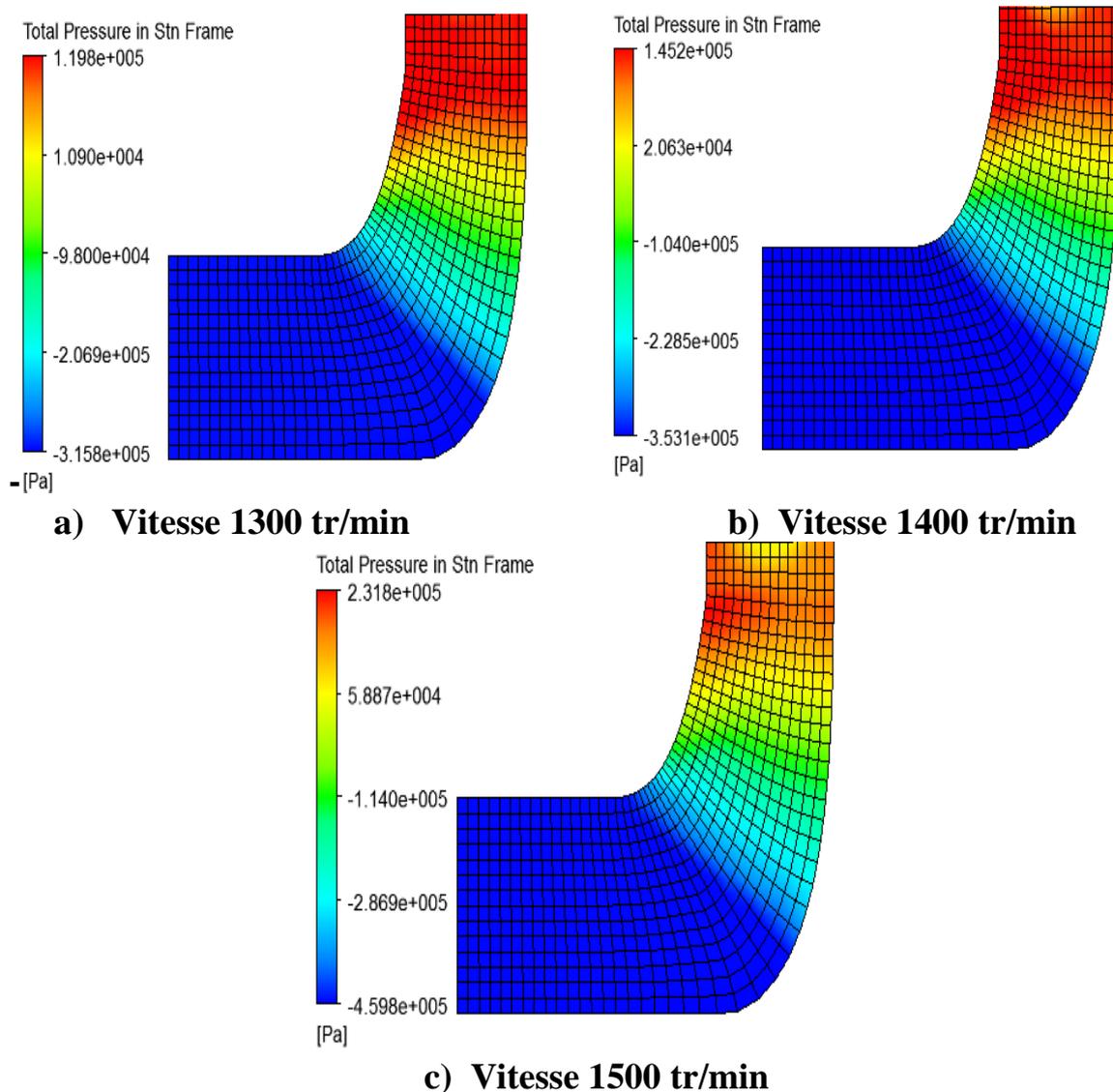


Figure IV.19: Variation de la pression totale sur le plan méridien avec différents vitesses de rotation.

b. Vue aube à aube

La figure IV. 20 représente la répartition des pressions en vue aube à aube pour les différents cas, les contours sont pris à 50% de hauteur de l'aube, quand on augmente la vitesse de rotation de la roue la pression augmente aussi par conséquent. L'écart de pression entre l'entrée et la sortie de la roue augmente en augmentant la vitesse de rotation.

D'après la figure on remarque que pour les différents cas étudiés la pression sur l'extrados est plus importante que l'intrados.

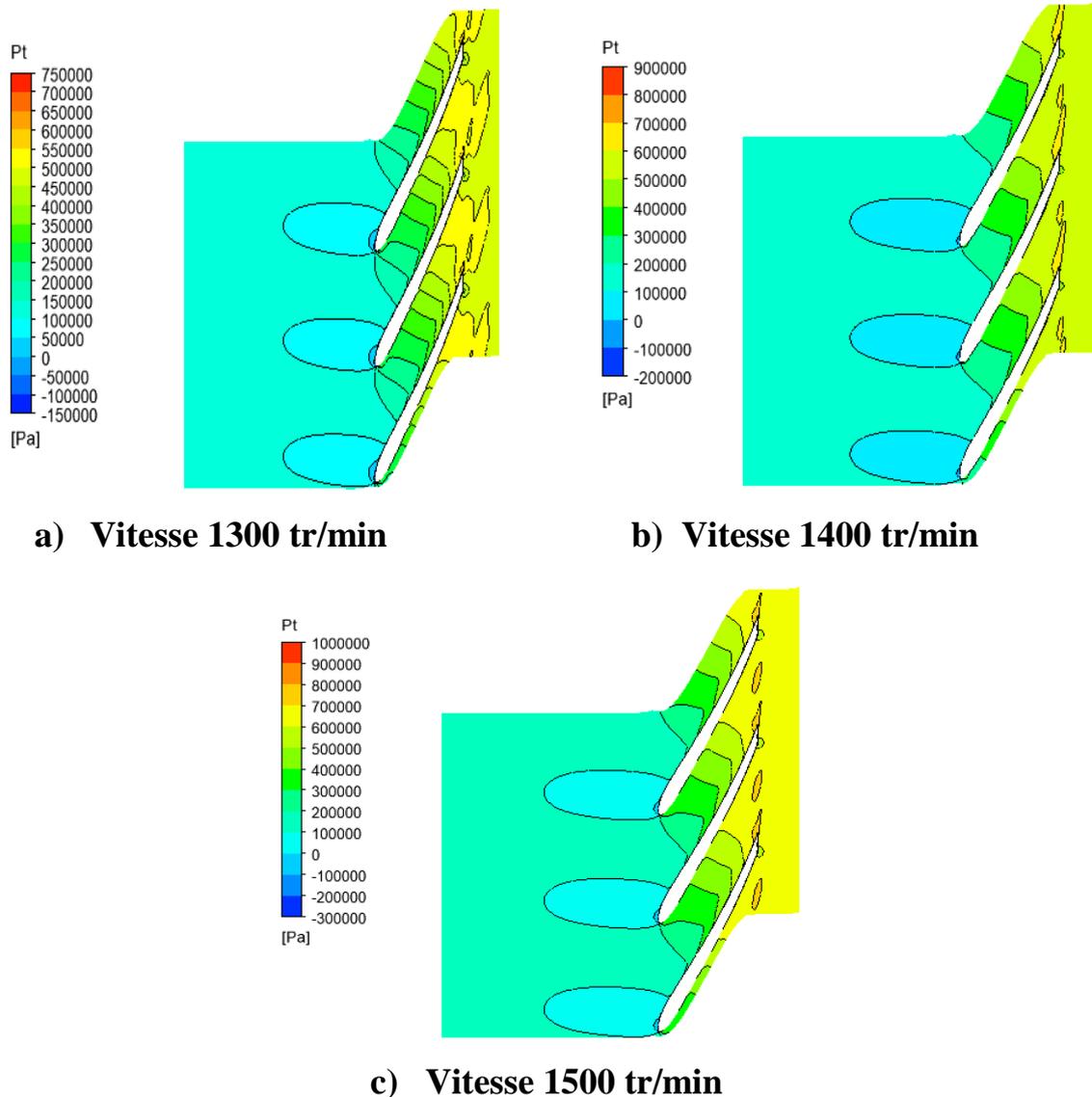


Figure IV.20 : Variation de la pression sur le plan aube à aube avec différents vitesses de rotation.

c. Contours des pressions

La figure IV.21 : désigne la répartition des pressions au contour de l'aube pour trois vitesses de rotation différentes, quand on augmente la vitesse de rotation de la roue on remarque l'augmentation de l'écart de pression entre entrée et la sortie de la pale pour les trois cas étudiés, on déduit l'augmentation de la pression, alors pour le premier cas $\Delta p_1 = 9.225 \times 10^5$ Pa, le deuxième cas $\Delta p_2 = 9.794 \times 10^5$ Pa c'est une forte augmentation et pour le dernier cas $\Delta p_3 = 12 \times 10^5$ Pa.

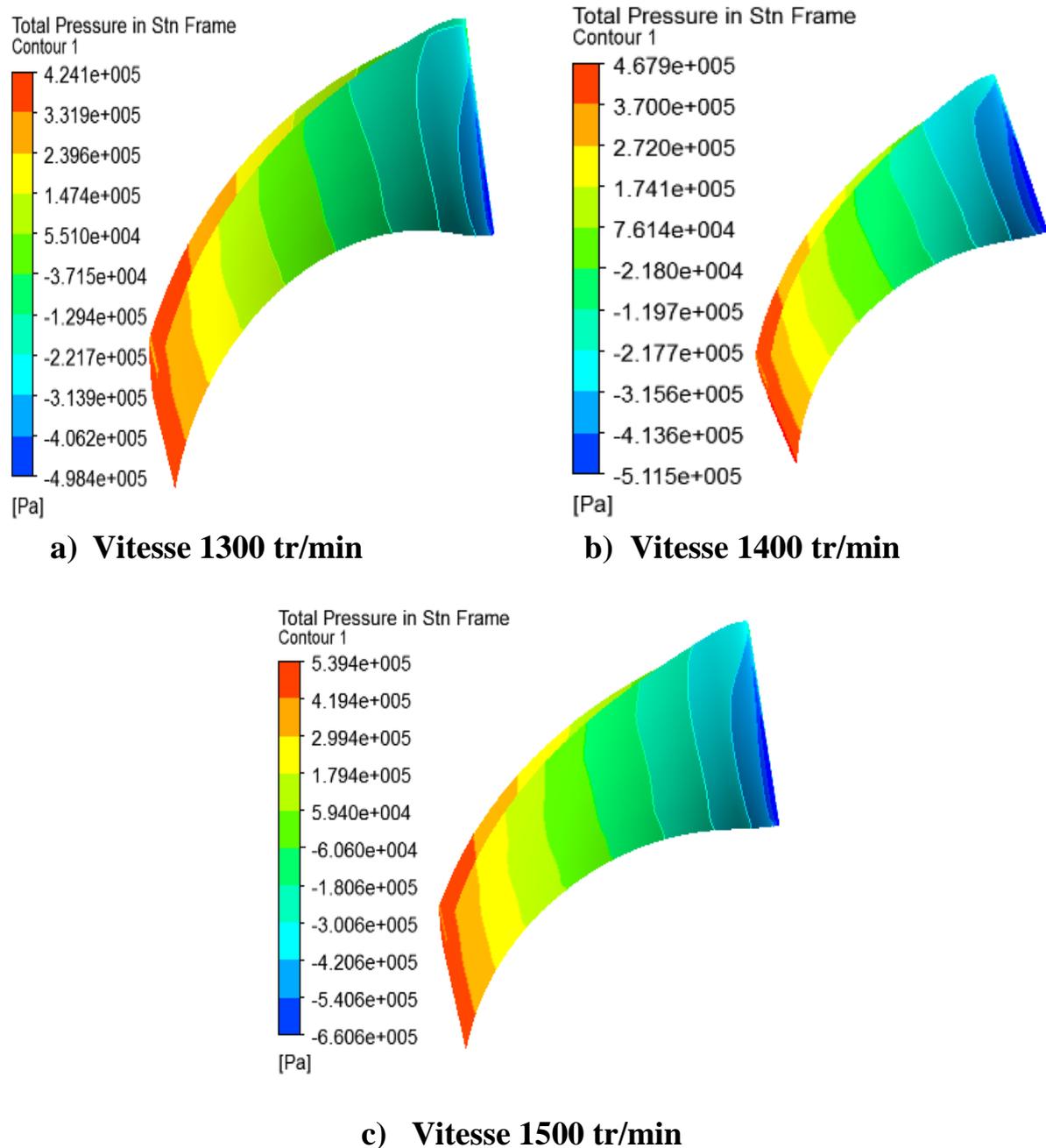


Figure IV.21 : Variation de la pression totale avec différents vitesses de rotation.

d. Vue volute

La figure IV.22 représente la répartition des pressions en vue volute, quand on augmente la vitesse de rotation de la pompe on observe l'augmentation de la pression dans la volute, alors l'écart de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation et on obtient $\Delta p_1=6.886 \times 10^5$ Pa, $\Delta p_2=8.242 \times 10^5$ Pa et pour dernier cas on a $\Delta p_3=9.69 \times 10^5$ Pa, $N_1=1300$ tr/min, $N_2=1400$ tr/min et $N_3=1500$ tr/min sont des vitesses de rotations respectivement.

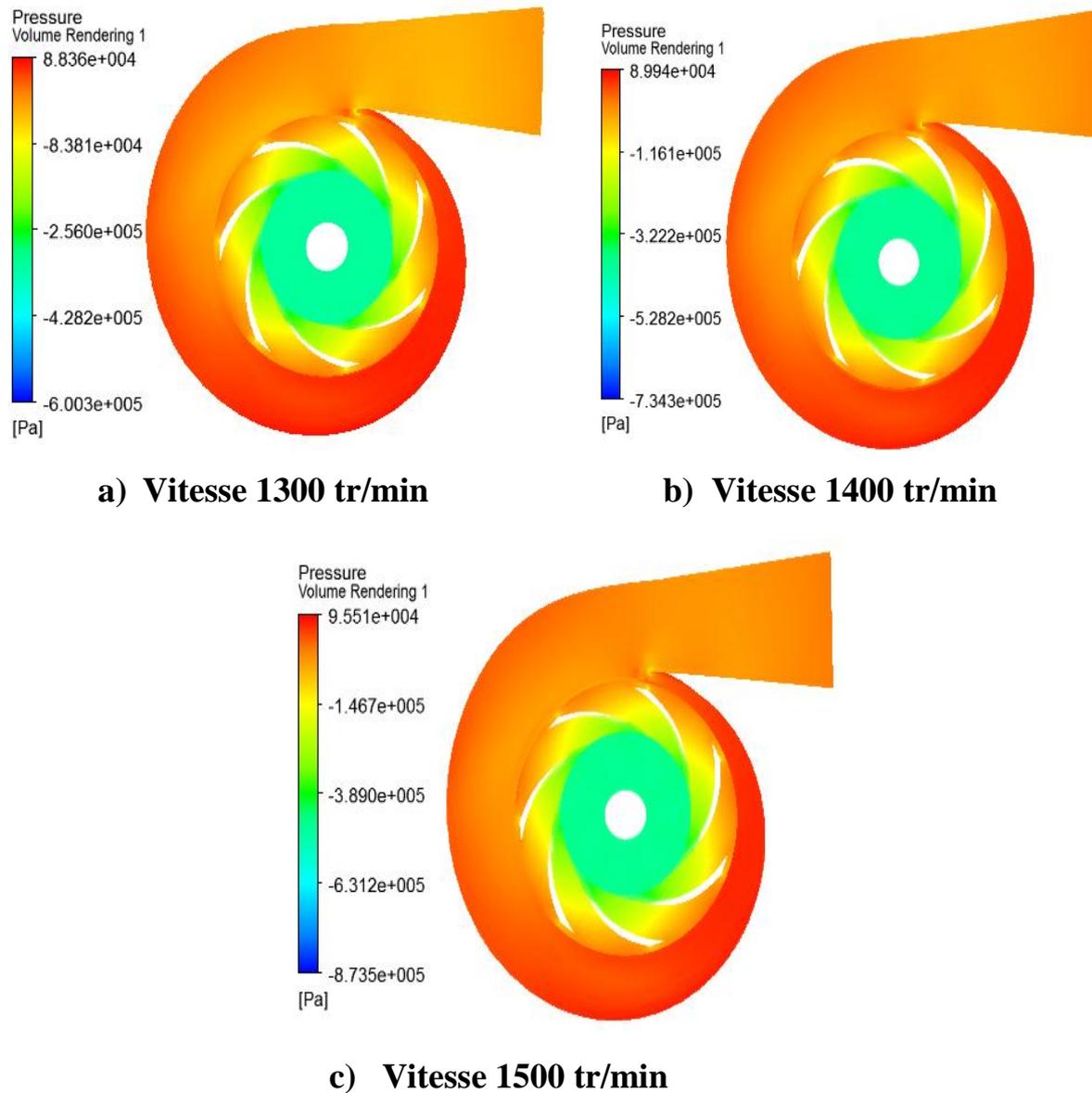
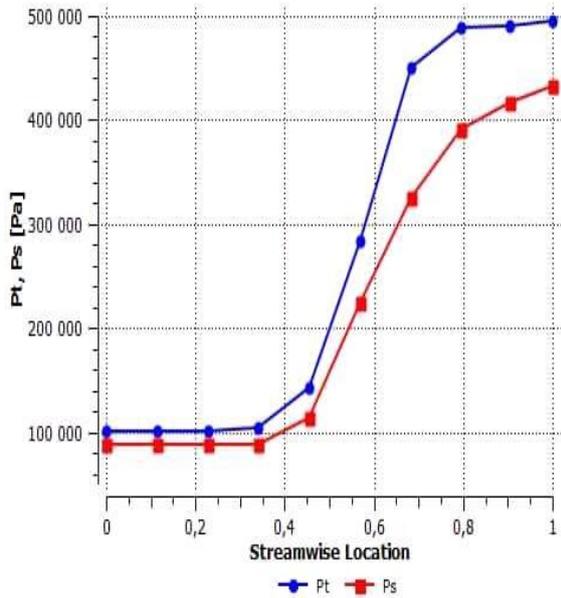


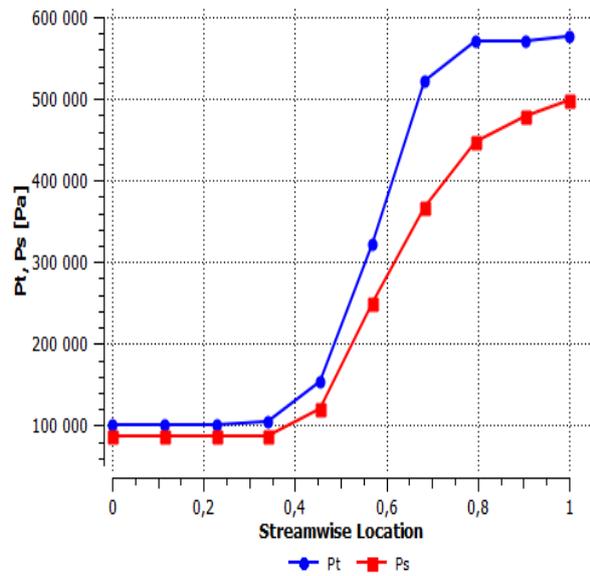
Figure IV.22 : Variation des pressions autour de la volute avec différents vitesses de rotation.

La figure IV. 23 : représente la variation de la pression totale et statique le long de l'aube pour les trois vitesses de rotation qui étudie. On a remarqué que la pression totale et statique restaient constante à l'entrée de la pompe par contre à la sortie de la pompe on a observé une augmentation de la pression totale et statique pour les trois cas.

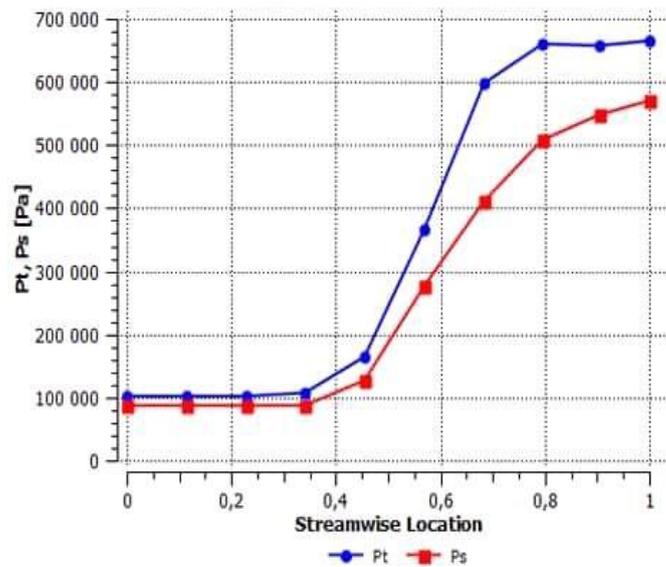
Par conséquent la variance totale de la pression est due à la différence de pression statique.



a) Vitesse 1300 tr/min



b) Vitesse 1400 tr/min



c) Vitesse 1500 tr/min

Figure IV.23 : la variation de la pression totale et statique le long de l'aube pour les trois vitesses de rotation.

IV.4. Comparaison des courbes caractéristiques de la pompe

Dans ces graphes on a procédé à l'étude de l'influence de la vitesse de rotation sur performance de la pompe centrifuge.

IV.4.1. L'effet de la vitesse de rotation sur la hauteur réelle

La performance obtenue aux différentes vitesses de rotation de la roue est présentée sur la figure IV.24, la hauteur manométrique augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation, ceci est principalement dû au fait que le diamètre extérieur de la roue reste inchangé bien que la vitesse périphérique dépend du couple vitesse de rotation et le diamètre, la pression produite est fonction du carré de la vitesse de rotation selon les lois de similitude, lorsque $N=1500$ Tr/min la composante périphérique de la vitesse est plus importante que celles ayant de faible de la vitesse de rotation ($N=1300$ Tr/min et $N=1400$ Tr/min).

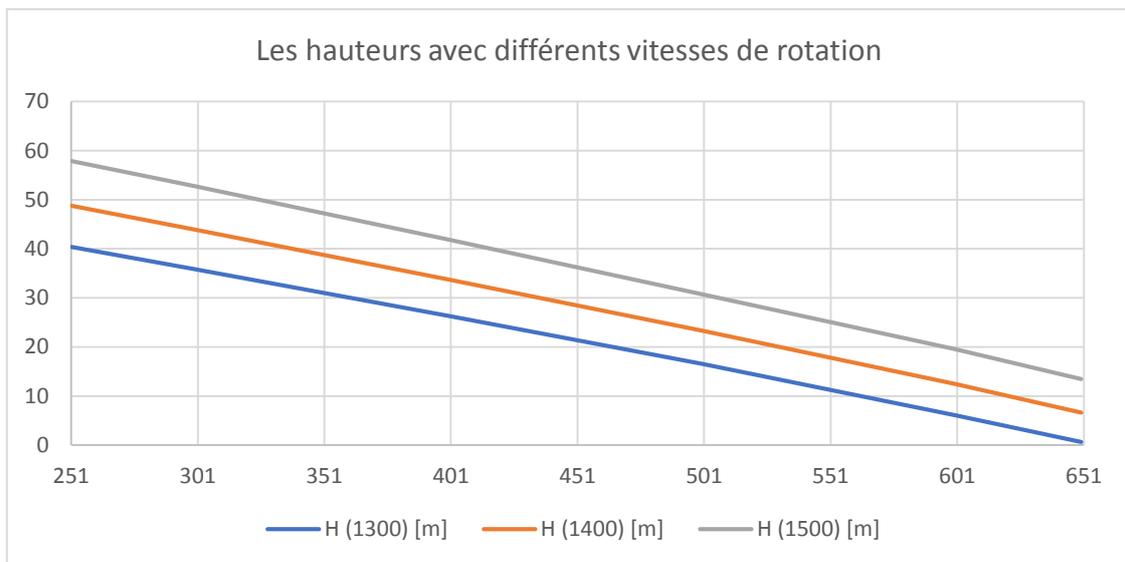


Figure IV.24: les $H_{réelle}$ avec différents vitesses de rotation.

La figure IV.25 représente la hauteur réelle de la simulation et la hauteur réelle avec les lois de similitudes. Une comparaison a été faite entre les résultats de la simulation et les résultats obtenus avec les lois de similitudes pour différentes vitesses de rotation. Pour le cas de vitesse de rotation (1300 tr/min), On remarque que les deux courbes sont les mêmes c'est-à-dire que les résultats de la simulation ($H(1300 \text{ tr/min})$) et celle des lois de similitudes ($H'(1300 \text{ tr/min})$) sont en bon accord.

Pour le cas de vitesse de rotation (1500 tr/min) la courbe de simulation ($H(1500 \text{ tr/min})$) est identique avec la courbe des lois de similitudes ($H'(1500 \text{ tr/min})$).

D'après la figure nous concluons qu'on peut calculer la hauteur réelle pour différentes vitesses de rotation à partir d'un résultat de la hauteur réelle obtenue par la simulation (1500 tr/min).

Les lois de similitudes c'est une méthode de calcul très simple nous fait gagner du temps et des efforts.

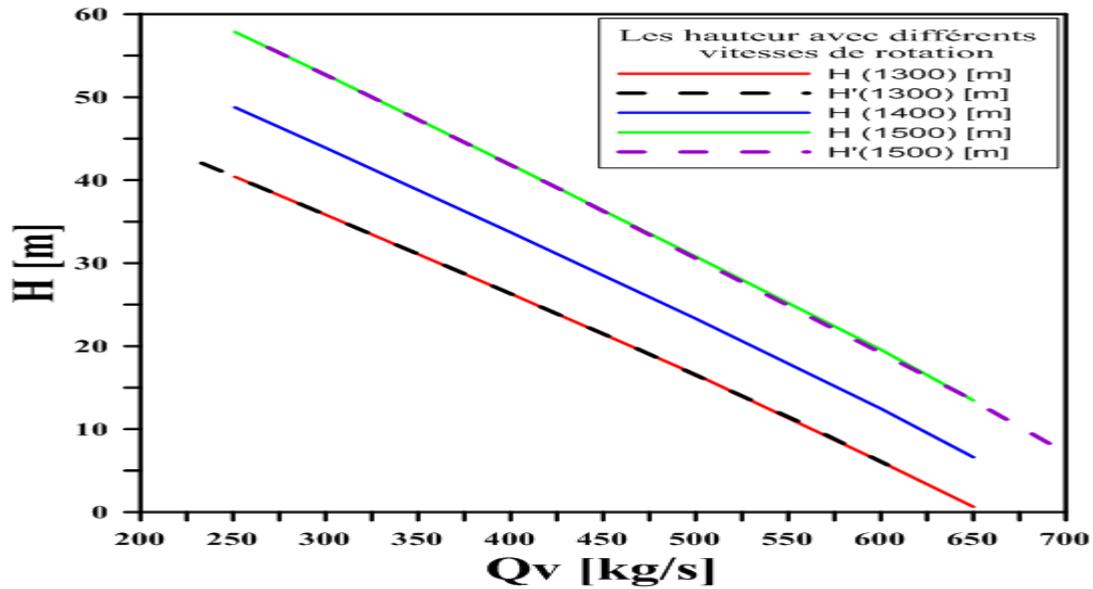


Figure IV.25 : comparaison entre $H_{réelle}$ de la simulation et $H_{réelle}$ avec les lois de similitude.

IV.5. Conclusion

Les écoulements à l'intérieur des turbomachines ont fait l'objet de notre étude. La CFD (Computational Fluid Dynamics) est l'outil utilisé pour comprendre les phénomènes qui apparaissent lors de l'écoulement à travers les aubes d'une turbomachine (pompe centrifuge).

Le but de notre étude, qui est la validation des résultats numériques. La concordance est acceptable entre les configurations d'écoulement obtenues et celles de **Segban et al [18]**.

Dans cette étude, nous observons la distribution de la vitesse et de la pression sur les différents plans, augmente en augmentant la vitesse de rotation, nous avons également mené une expérience simple pour comprendre la courbe caractéristique de la pompe centrifuge, et étudié les résultats de ce dernier lors du changement de la vitesse de rotation, et on a fait une comparaison entre les résultats obtenus par la simulation et les résultats calculés par les lois de similitudes.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Ce travail d'étude et conception, et de simulation des écoulements dans une pompe centrifuge a été dicté par le besoin principal de la compréhension des comportements des écoulements dans les turbomachines. En premier lieu, nous avons rédigé un bref aperçu sur les turbomachines, dans le même chapitre, on a consacré une partie très importante sur l'étude de la pompe centrifuge, plusieurs documents sont consultés séparément afin de rassembler la théorie nécessaire pour ce présent travail. Cependant le deuxième chapitre, a rassemblé en parallèle les équations qui régissent l'écoulement qui sont : l'équation de la continuité et les équations de Navier-Stokes, représenté en deux régimes d'écoulement et leurs résolutions numériques basés essentiellement sur la méthode des volumes finis. En troisième lieu, on a suivi une démarche de modélisation des turbomachines. La simulation demande ainsi un investissement considérable à la fois pour la mise en place du modèle géométrique et pour le temps de calcul numérique. Le dernier chapitre, dans la première partie on a présenté les différents résultats obtenus par le procédé numérique basé sur l'approche tridimensionnelle, qui a donné une estimation satisfaisante des performances de la machine. Une validation a été présentée lors de l'étude, et comparé avec celle de la littérature, une bonne concordance est remarquée entre les deux résultats, la deuxième partie présente l'influence de la vitesse de rotation sur la hauteur réelle.

Dans ce mémoire, on a mené une étude numérique des écoulements dans une roue munie de sept aubes de pompe centrifuge, cette dernière est tournée à vitesse constante. Plusieurs configurations de distributions de vitesse et de pression ont été étudiées et discutées. La modélisation a été menée pour un régime turbulent de modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), en utilisant un code numérique de calcul qui se base sur la méthode des volumes finis. Cette étude a aussi montré que les CFD ont prouvé leur efficacité à fournir des simulations proches de l'écoulement réel dans la turbomachine, avec des informations et des illustrations détaillées plus que peut fournir les autres méthodes d'investigation. Cette tendance se verra renforcer dans le proche futur par la montée toujours en puissance des moyens informatiques et l'élaboration d'algorithmes toujours plus efficaces pour la simulation et la résolution des problèmes de mécanique des fluides afin de prédire précisément le comportement des fluides réels dans des machines réelles comme les turbomachines. Les CFD sont promis à

jouer le rôle capital dans la recherche et la science de demain. Les CFD deviennent l'outil indispensable de tout ingénieur en mécanique énergétique. Dans l'ensemble, les résultats obtenus mettent en lumière l'intérêt de l'utilisation des approches numériques pour mieux concevoir, caractériser, analyser et optimiser les performances des pompes centrifuges à fluide incompressible.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] O.BENTATA, TURBOMACHINES 1 A FLUIDES INCOMPRESSIBLES, cours et exercices, université des Sciences et de la Technologie d'Oran, 2018.
- [2] VON CUBE, Hans Ludwig et STEIMLE, Fritz. Heat pump technology. Elsevier, 2013.
- [3] Formation TOTAL: MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES
Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR, 2008.
- [4] A. DJERRADA, LES POMPES CENRIFUGES, cours 3^{eme} années licence génie mécanique, université A. MIRA, de Bejaia, 2020.
- [5] Béga Urbain OUEDRAOGO, POMPES ET STATIONS DE POMPAGE, Institut international d'ingénierie de l'eau et de l'environnement.
- [6] Michel PLUVIOSE, Similitude des turbomachines hydrauliques, France, 2004.
- [7] R.REY, F.BAKIR, MACHINES CENTRIFUHES ET HELICO-CENTRIFUGES TOME II, ARTS ET METI2RS PARISTECH, 2008, livre.
- [8] ALLALI AHMED, Contribution à la conception d'une pompe centrifuge, THÈSE de Doctorat En Génie Mécanique, Option Energétique, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf 2016.
- [9] A. BENSLIMANE, INTRADUCTION A LA MÉCANIQUE DES FLUIDES, document photocopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.
- [10] S.MOULOUD, R. CHRFI, SIMULATION D'UN ÉCOULEMENT FLUVIAL SURFACE LIBRE EN PRÉSENCE D'UNE CRÈTE, mémoire de mestre, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2014.
- [11] KHELAIPIA Selma, Simulation numérique de l'effet des dispositifs hypersustentateurs sur le profil NACA 4412, Mémoire Master En construction avion, Option propulsion avion, Université Saad Dahleb Blida 01 Institut D'aéronautique et Des Etudes Spatiales 2018.

- [12] F.NAIT BOUDA, Modélisation des écoulements turbulents, Polycopié de cours de Master Génie Mécanique, Option Energétique, , Université A-Mira, Bejaïa.
- [13] N. La Roche-Carrier, G. D. Ngoma et W. Ghie, "Numerical investigation of liquid flow in two-, three-and four-stage centrifugai pumps," dans Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (SJMULTECH), 2014 International Conference on, 2014, pp. 92-99.
- [14] M.PLUVIOSE, Machine à fluides, Principes et fonctionnement, génie énergétique, France 2014, livre.
- [15] M. Asuaje, Méthodologie et Optimisation Dans La Conception Et L'analyse Des Performances Des Turbomachines A Fluide Incompressible, Thèse de doctorat En Mécanique, Ecole Nationale Supérieure D'arts Et Métiers, Paris, 2001.
- [16] A. Allali, E. L'influence de la forme de volute tangentielle d'une pompe centrifuge sur la structure de l'écoulement interne, University of Sidi-Bel-Abbes, November 2018.
- [17] T.Nigussie, E.Dribssa, Design CFD Analysis Of Centrifugal Pump, International Journal Of Engineering Reaserch And General Science, 2015.3(3) :P.668-677.
- [18] M.k.Sagban et al, A Multi Objective Hydrodynamic Design Optimization Of AnCentrifugal Pump, 56th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structure, Structural Dynamics, And Materials Conference, 2015.
- [19] M.Chouskey et al, Design And Analysis Of Slurry Pump Using Computational Fluid Dynamics, International Of Appllication Of Engineering And Technology, 2016, 3(5) :P.386-392.
- [20] R.Teggin et al, Effect Of Blade Geometry On Hydraulic Performance Of The Centrifugal Pump, International Journal Of Innovative Research In Science, Engineering And Technology, 2016, 5(7) :P.1238-12387.
- [21] M.Asuage et al, Numerical Modelization Of The Flow Centrifugal Pump : Volute Influence In Velocity And Pressure Fields, International Journal Of rotating Machinery, 2005 :3, 244-255.

- [22] M.S.Ajith,M.I.Jeoju, Design And Analysis Of Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS Fluent, International Journal Of Science Engineering And Technology Research (IJSETR), 2012,15(3).
- [23] R.S.Muttalli et al, CFD Simulation Of Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS-CFX, 2014.8(3) :P.15553-15561.
- [24] Dr V.R.Sivakumar et al, Analysis Of Centrifugal Pump In Diffuser Vane By Using CFD, International Journal Of Engineering Science Et Recherche Technology, 2014.3(3) :P.1346-1353.
- [25] M.D.Mentzos et al, CFD Predictions Of Flow Through A Centrifugal Pump Impeller, International Conference On Exeriments / Process / System Modelling / Simulation Optimization, 2005.
- [26] R.Kaul, CFD Analysis Of Centrifugal Pump Impeller Of Various Designs And Comparaison Of Numerical Resultats For Various Models, International Journal Of Curent Engineering And Technology, 2016.4:P.192-196.
- [27] H.Ranasamy, P.Prakash, CFD Approchin The Design Of Radial Flow Centrifugal Pump Impeller, International Journal Of Scientific Engineering And Applied Science, 2015.1(5) :P.50-503.
- [28] J.S.Angnosto Poulos, Numerical Calculation Of The Flow In A Centrifugal Pump Impeller Using Cartisian Grid, Conference On Applied And Theoretical Mechanics, 2006 :P.124-129.
- [29] S.S.Kulkarni, Parametric Study Of Centrifugal Pump And Its Performance Analysis Using CFD, International Journal Of Energing Technology And Advanced Engineering, 2014.4(7) :P.155-161.
- [30] B. Subbarao et al, Investigation Into Flow Field Of Centrifugal Pump Impeller, Iernational Journal Of Engineering And Manufacturing Science, 2017.7 :P.309-318.
- [31] J. Gonzalez et al, Numerical Simulation Of The Dynamic Effects Due To Roue –Volute Interaction In A Centrifugal Pump,Journal Of Fluids Engineering, 2002.124 :P.348-355.
- [32] E.C. Bacharoudis et al, Paramtric Study Of A Centrifugal Pump Impeller By Varying The Outlet Blade Angle, The Open Mechanical Engineering Journal, 2008, 2 : P.75-83.

Résumé

Le présent travail rentre dans le cadre de l'étude, simulation, et la conception d'une pompe Centrifuge. Une méthodologie a été développée pour traiter la simulation de l'écoulement interne dans une turbomachine par CFD, Il s'agit d'une modélisation tridimensionnelle de comportement dynamique d'un fluide incompressible, visqueux, turbulent et instationnaire. Le but recherche consiste à l'analyse, et à la compréhension du comportement du fluide circulant à l'intérieure de la turbomachine, on a suivi l'approche tridimensionnelle où, on a présenté les distributions des champs de pression et de vitesse sur les faces des palettes projetées sur les deux plans méridiens et aubes à aubes. Les équations de conservation sont résolues par des algorithmes génétiques incluent dans le code de calcul en utilisant la méthode des éléments finis, on a exprimé les contraintes de Reynolds par le modèle de transport des contraintes de cisaillement turbulentes (k- ϵ). Les résultats obtenus ont été comparé à celle de la référence [18]. Ensuite, on a vérifié l'impact de différentes vitesses de rotation sur la hauteur réelle.

Mots clés : conception d'une pompe Centrifuge, turbomachine, analyse, éléments finis, fluide incompressible.

Abstract

The present work is part of the study, simulation and design of a centrifugal pump. A methodology has been developed to deal with the simulation of the internal flow in a turbomachine by CFD. It is a three-dimensional modelling of the dynamic behaviour of an incompressible, viscous, turbulent and unsteady fluid. The aim of the research is to analyse and understand the behaviour of the fluid flowing inside the turbomachine. The three-dimensional approach was followed, where the pressure and velocity field distributions on the faces of the vanes projected on the two meridian planes and the vanes are presented. The conservation equations are solved by genetic algorithms included in the calculation code using the finite element method, the Reynolds stresses were expressed by the turbulent shear stress transport model (k- ϵ). The results obtained were compared with those of reference [18]. Then, the impact of different rotation speeds on the actual height was checked.

Keywords: design of a centrifugal pump, turbomachine, analysis, finite elements, incompressible fluid.