

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 : **Energétique**

Par :

**BELARBI Sofiane**

**BENTIZI Slimane**

**Thème**

---

**Simulation numérique d'un écoulement dans une roue  
de pompe centrifuge**

---

Soutenu le 26/10/2020 devant le jury composé de:

Mr.	<b>A. DJERRADA</b>	Président
Mr.	<b>A. BENSLIMANE</b>	Rapporteur
Mr.	<b>N. BOUTALBI</b>	Examineur

**Année Universitaire 2019-2020**

## Remerciements

*J'offre premièrement de sincères et chaleureux remerciements à mon encadreur, M. A.BENSLIMANE. Dans notre cas, mon directeur a été d'un soutien et d'une attention exceptionnels. La confiance qu'il nous a accordée ainsi que le soutien moral qu'il a manifesté à notre égard nous ont permis d'accumuler des expériences professionnelles et personnelles marquantes qui font de nous une personne grandie.*

*nous lui sommes reconnaissant de notre intégration dans de stimulants projets de recherche. Je salue son amabilité, sa patience, sa disponibilité, sa souplesse d'esprit et son savoir. C'est certes avec joie et fierté que je dépose aujourd'hui ce mémoire, mais aussi avec un brin de nostalgie que je termine ce programme d'études et je conclus ce premier travail de recherche.*

*Mes remerciements vont également aux membres de jury, qui ont accepté d'évaluer mon travail. Je suis particulièrement sensible au grand honneur qu'ils m'ont accordé en acceptant cette tâche.*

*Je remercie aussi du fond du cœur mes amies de longue date, pour entre autres avoir eu la gentillesse de faire une relecture de notre mémoire, et aussi pour nous avoir prodigué de bons encouragements.*

*Enfin, je ne peux passer outre ma reconnaissance envers nos parents et nos frères et sœurs. Leur présence, leur écoute, leur confiance en nous et leur soutien constant nous assurent des bases solides nous permettant de persévérer et de nous surpasser.*

*Merci beaucoup.*

## **Dédicaces**

*À nos familles et nos amis.*

# Sommaire

<b>Remerciements .....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces .....</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire .....</b>	<b>iii</b>
<b>Table des figures.....</b>	<b>vi</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>vii</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction Générale.....</b>	<b>1</b>

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

I.1. Introduction.....	3
I.2. Généralités sur les pompes centrifuges.....	3
I.2.1. L'évolution de la roue centrifuge au fil du temps .....	3
I.2.2. Revue historique sur l'étude des écoulements interne dans les turbomachines.....	4
I.2.3. Projet de turbomachines.....	4
I.2.4 Classification des turbomachines.....	5
I.2.4.1. Nature du fluide .....	5
I.2.4.2. Sens de l'échange d'énergie.....	6
I.2.4.3. Trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine .....	6
I.2.4.4. Mode de transmission de l'énergie .....	7
I.2.4.5. Degré d'injection .....	7
I.2.5. Eléments constitutifs d'une pompe .....	7
I.2.6. Démarches à suivre pour la conception des pompes.....	8
I.2.7. Généralités sur les pompes.....	9
I.2.7.1. Définition .....	9
I.2.7.2. Classification des pompes .....	10
I.2.8. Pompes volumétrique.....	10
I.2.8.1. Pompes alternatives .....	10
I.2.8.2. Pompes rotatives .....	11
I.2.8.3. Les turbopompes .....	11
I.2.8.4. Pompe centrifuge .....	11
I.2.8.5. Pompe à hélices ou axiale .....	12
I.2.8.6. Pompe hélico-centrifuge .....	12
I.2.9. Classification des pompes centrifuges .....	13
I.2.10. La cavitation.....	13
I.2.11. Principe de fonctionnement et Domaine d'utilisation.....	14
I.2.11.1. Principe de fonctionnement .....	14

I.2.11.2. Domaine d'utilisation.....	14
I.3. Théorie de la pompe centrifuge .....	15
I.3.1. Triangle des vitesses .....	15
I.3.2. Caractéristiques de performance.....	16
I.3.2.1. Hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infinis .....	16
I.3.2.2. La hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes .....	18
I.3.2.3. Puissance hydraulique.....	18
I.3.2.4. Les différentes pertes dans la pompe .....	18
I.3.2.5. Hauteur réelle de la pompe centrifuge .....	21
I.3.2.6. Rendement global de la pompe.....	21
I.3.3. NPSH (Net Positive Section Head).....	22
I.3.3.1. NPSH disponible.....	22
I.3.3.2. NPSH requis.....	22
I.4. Equation général fondamentales .....	23
I.4.1. Equation de conservation de masse (équation de continuité) .....	23
I.4.2. Equation de conservation de quantité de mouvement.....	23
I.4.3. Équations de continuité en régime laminaire .....	24
I.4.4. Équations de Navier-Stokes en régime laminaire .....	24
I.4.5. Équations de continuité et de Navier-Stokes en régime turbulent .....	24
I.4.5.1. Notion sur la turbulence .....	24
I.4.5.2. Les méthodes numériques pour résoudre les équations de N-S.....	25
I.4.6. Décomposition de Reynolds .....	25
I.4.7. Équation aux fluctuations selon la décomposition de Reynolds.....	26
I.4.7.1. Équation de continuité moyennée .....	26
I.4.7.2. Équation de Navier-Stokes moyennées .....	26
I.4.8. Modèle de viscosité turbulente .....	27
I.4.8.1. Modèle $k-\omega$ SST.....	27
I.4.8.2. Modèle K-Epsilon.....	28
I.4.8.3. Le modèle (K - $\epsilon$ ) standard .....	28
I.4.9. Résolutions des équations .....	29
I.5. Conclusion .....	29

## **Chapitre II : Simulation numérique**

II.1 Introduction .....	30
II.2 Présentation de la pompe centrifuge.....	30
II.3 Paramètres de la simulation numérique.....	31
II.4. Conditions aux limites .....	31
II.4.1. Condition de pression à l'entrée .....	31
II.4.2. Condition de vitesse à l'entrée.....	31
II.4.3. Conditions de débit massique à l'entré .....	31
II.4.4. Condition de pression à la sortie.....	31
II.4.5. Condition aux parois.....	32
II.5. Principales étapes de calcul numérique .....	32
II.5.1. Conception de la géométrie (la roue et la volute).....	33
II.5.2. Génération du maillage.....	34
II.5.3. Configuration (conditions aux limites applicables).....	35
II.6. Conclusion .....	36

## **Chapitre III : Résultats et discussions**

III.1. Introduction .....	37
---------------------------	----

---

III.2 Résultats .....	37
III.2 .1 La répartition des vitesses .....	37
III.2.1.1. Vue méridienne .....	37
III.2.1.2. Vue aube à aube .....	38
III.2.1.3. Contours des vitesses .....	38
III.2.1.4. Vue volute .....	39
III.2 .2 La répartition des pressions .....	40
III.2.2.1. Vue méridienne .....	40
III.2.2.2. Vue aube à aube .....	40
III.2.2.3. Contours des pressions .....	41
III.2.2.4. Vue volute .....	43
III.2.3. Variation du débit.....	43
III.2.3.1. La répartition des vitesses .....	43
III.2.3.2. La répartition des pressions .....	47
III.3 Conclusion.....	51
<b>Conclusion Générale .....</b>	<b>52</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>xi</b>
<b>Résumé/Abstract .....</b>	<b>xii</b>

## Table des figures

<b>Figure I.1</b> : Roue motrice radiale .....	6
<b>Figure I.2</b> : Roue motrice axiale .....	6
<b>Figure I.3</b> : Roue motrice hélicoïdale .....	7
<b>Figure I.4</b> : Etape pour la conception d'une turbomachine.....	8
<b>Figure I.5</b> : Composants d'une pompe centrifuge .....	9
<b>Figure I.6</b> : Classification des pompes .....	10
<b>Figure I.7</b> : Pompes alternatives .....	10
<b>Figure I.8</b> : Pompes relatives .....	11
<b>Figure I.9</b> : Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial .....	11
<b>Figure I.10</b> : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial .....	12
<b>Figure I.11</b> : Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal .....	12
<b>Figure I.12</b> : Roues endommagées par le phénomène de la cavitation .....	13
<b>Figure I.13</b> : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.....	15
<b>Figure I.14</b> : Triangle des vitesses à l'entrée .....	16
<b>Figure I.15</b> : Triangle des vitesses à la sortie de la pompe .....	16
<b>Figure I.16</b> : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de $\beta_2$ .....	17
<b>Figure I.17</b> : Hauteur théorique à nombre d'aubes fini (z), et infini ( $\infty$ ) .....	18
<b>Figure I.18</b> : Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages (z =6, 8, 10,12).....	19
<b>Figure I.19</b> : Perte par choc en fonction du débit.....	19
<b>Figure I.20</b> : Perte hydraulique totale .....	20
<b>Figure I.21</b> : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	21
<b>Figure I.22</b> : Courbes caractéristiques de NPSH dispo et requis .....	22
<b>Figure I.23</b> : Principe de la décomposition de Reynolds .....	26
<b>Figure II.1</b> : Organigramme des étapes du travail .....	32
<b>Figure II.2</b> : Géométrie du canal méridien.....	33
<b>Figure II.3</b> : Géométrie en coupe de la volute .....	33

<b>Figure II.4</b> : Vue aube à aube.....	34
<b>Figure II.5</b> : Vue méridienne .....	34
<b>Figure II.6</b> : Géométrie en 3D.....	34
<b>Figure II.7</b> : Progression de convergence .....	35
<b>Figure III.1</b> : Répartition de la vitesse sur le plan méridien .....	37
<b>Figure III.2</b> : Répartition du Champs de vitesse sur le plan aube à aube .....	38
<b>Figure III.3</b> : Distribution de la vitesse autour de la pale .....	39
<b>Figure III.4</b> : Répartition de la vitesse à travers la volute.....	39
<b>Figure III.5</b> : Répartition de la pression sur le plan méridienne .....	40
<b>Figure III.6</b> : Répartition de la pression totale sur le plan aube à aube .....	40
<b>Figure III.7</b> : Distribution de la pression autour de la pale.....	41
<b>Figure III.8</b> : Variation de la pression le long de l’aube.....	41
<b>Figure III.9</b> : Variation de la pression totale le long de l’aube.....	42
<b>Figure III.10</b> : Répartition de la pression à travers la volute .....	43
<b>Figure III.11</b> : Variation des vitesses sur le plan méridien avec différents débits massiques	44
<b>Figure III.12</b> : Variation des champs vitesses sur le plan aube à aube avec deux différents débits massiques.....	45
<b>Figure III.13</b> : Distribution de la vitesse autour de la pale pour deux différents débits massiques .....	46
<b>Figure III.14</b> : Répartition de la vitesse dans la volute pour deux différents débits massiques ..	47
<b>Figure III.15</b> : Variation de la pression sur le plan méridien avec deux différents débits massiques .....	48
<b>Figure III.16</b> : Variation de la pression sur le plan aube à aube avec deux différents débits massiques .....	49
<b>Figure III.17</b> : Variation de la pression avec deux débits massiques .....	50
<b>Figure III.18</b> : Variation des pressions autour de la volute avec deux différents débits massiques .....	51

## Liste des tableaux

<b>Tableau II. 1</b> : Paramètres pour la conception préliminaire des aubes .....	30
<b>Tableau II. 2</b> : Paramètres d'entrée.....	33
<b>Tableau II. 3</b> : Paramètres de sortie .....	33
<b>Tableau III.1</b> : Paramètres de la simulation pour nos deux cas.....	43

# NOMENCLATURE

Symbole	Définitions	Unité (SI)
$\vec{c}$	: Vitesse absolue	[m/s]
$\vec{U}$	: Vitesse d'entraînement	[m/s]
$\vec{W}$	: Vitesse relative	[m/s]
$\omega$	: Vitesse angulaire de rotation	[m/s]
$\vec{r}$	: Distance de la particule à l'axe de rotation (rayon)	[m]
$\overrightarrow{Cr}$	: Composante radiale de la vitesse absolue	[m/s]
$\overrightarrow{Cu}$	: Composante périphérique de la vitesse absolue	[m/s]
$Cu_2, Cu_1$	: Composante périphérique à l'entrée et à la sortie de la pompe	[m/s]
$Wu_2, Wu_1$	: Composante périphérique de la vitesse relative	[m/s]
$U_1, U_2$	: Vitesse d'entraînement à l'entrée et la sortie la pompe	[m/s]
$C_1, C_2$	: Vitesse absolue à l'entrée et la sortie de la pompe	[m/s]
$W_1, W_2$	: Vitesse relative à l'entrée et la sortie de la pompe	[m/s]
$H_{th\infty}$	: Hauteur théorique à aubes infini	[m]
$R_2, R_1$	: Rayon à la sortie et à l'entrée de roue	[m]
$b$	: Epaisseur de la pale	[m]
$q_v$	: Débit volumétrique	[m <sup>3</sup> /s]
$H_{thz}$	: Hauteur théorique à aubes fini	[m]
$P_{hyd}$	: Puissance hydraulique	[W]
$q_m$	: Débit massique	[kg/s]
$q_{vfuite}$	: Débit de fuite	[m <sup>3</sup> /s]
$P_a$	: Puissance disponible	[W]
$P_f$	: Puissance fournis	[W]

$P_{t(e)}$	: Pression totale à l'entrée	[Pa]
$\vec{V}$	: Vitesse	[m/s]
$\vec{a}$	: Accélération	[m/s <sup>2</sup> ]
$m$	: Masse	Kg
$\bar{X}$	: Une valeur moyenne	-
$X'$	: Fluctuation	-
$K$	: Energie cinétique turbulente	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]

### Symboles grecs

$\Omega$	: Taux de rotation	-
$\delta_{ij}$	: Symbole de Kronecker	-
$\mu_t$	: Viscosité dynamique turbulente	[pa]
$\rho$	: Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta_V$	: Rendement volumétrique	-
$\eta_g$	: Rendement global	-
$\eta_M$	: Rendement mécanique	-
$\tau$	: Travail massique	[J/kg]
$\mu$	: Le coefficient de glissement	-
$\beta_1, \beta_2$	: Angles des vitesses relatives d'entrée et de sortie de la roue	[°]
$\alpha_1, \alpha_2$	: Angles des vitesses absolues d'entrée et de sortie de la roue	[°]

### Indices

$i, j$	: i <sup>ème</sup> et j <sup>ème</sup> composantes
--------	----------------------------------------------------

### Abréviation

<b>NPSH</b>	: Net positive section head
<b>SST</b>	: Shear Stress Transport
<b>CFD</b>	: Computational Fluid Dynamics

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

Une machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues équipées d'aubes et tournant autour d'un axe est appelée une turbomachine, qui occupe une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques. Ces systèmes impliquent de multiples domaines d'application, notamment: les industries pétrolière, énergétique, chimique et alimentaire, le transport, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

Depuis que cette dernière a vu le jour, la réduction du temps de fonctionnement et l'instabilité de fonctionnement restent les problèmes les plus importants, et ces problèmes sont généralement le plus souvent liés à la roue et aux directrices, et ce jusqu'à nos jours. En fait, la cause interne des problèmes de turbomachines est liée au comportement d'écoulement du fluide à travers ses aubes. Afin de répondre aux questions posées, diverses expérimentations et travaux numériques ont été menés.

Les derniers développements des systèmes informatiques ont produit une génération d'ordinateurs, qui ont considérablement réduit le temps de calcul en raison de leur capacité et de leur puissance. Par conséquent, l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines est devenue de plus en plus courante, voire inévitable. Le but est d'étudier les phénomènes complexes liés au flux interne à partir de la simulation numérique, y compris l'interaction et les instationnarités causées par le mouvement relatif des pièces mobiles par rapport aux pièces fixes. De plus, la simulation numérique 3D offre la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficile d'accès par mesure.

Le présent mémoire se compose de cinq chapitres principaux:

Le premier chapitre contient des généralités sur les turbomachines et leurs méthodes de conception, les pompes et leur classification en général et en particulier les pompes centrifuges, ainsi que leur principe de fonctionnement, et la théorie des pompes centrifuges. On a aussi décrit l'écoulement à l'interne des turbomachines, après avoir exposé les équations

générales régissant ces écoulements, on présente le phénomène de la turbulence et les modèles les plus utilisés et aussi la décomposition de Reynolds.

le deuxième chapitre se focalise sur la démarche à suivre pour simuler l'écoulement à l'interne d'une roue dans une pompe centrifuge.

Dans le dernier chapitre, les résultats de la simulation numérique du domaine physique (roue-volute) de la pompe seront présentés. Enfin, nous analyserons les différents champs de vitesses et de pressions dans la pompe.

**Chapitre I**

**Généralités sur les pompes  
centrifuges**

# Généralités sur les pompes centrifuges

## I.1.Introduction

Les développements technologiques actuels peuvent amener les gens à croire que l'ingénierie des turbomachines a maintenant atteint les limites de son développement et qu'aucune recherche n'est nécessaire maintenant. Au contraire, les développements récents prouvent que de nombreux problèmes doivent encore être résolus. L'un des problèmes les plus complexes est de comprendre le flux interne de la turbine afin d'obtenir une meilleure optimisation et conception de la machine.

Dans ce chapitre, nous nous intéresserons d'abord au développement des turbomachines, notamment des pompes centrifuges. Ensuite, nous énumérerons quelques concepts généraux et de base sur les turbomachines. Nous présenterons également une étude générale de la cavitation, et les pompes centrifuges dont les concepteurs visent à rendre optimale les performances de la pompe tels que le rendement, NPSH, vibrations ...etc. Nous ferons une étude sur la procédure de dimensionnement des pompes centrifuges est exposés ainsi que l'analyse de leur performances. Ensuite, nous introduisons les équations qui décrivent le mouvement des fluides. Ces équations contrôlent les problèmes de mécanique des fluides, mais il faut noter que la résolution de ces équations nécessite généralement une puissance informatique énorme. Pour cette raison, nous introduirons les méthodes mathématiques pour résoudre l'équation du moment et l'équation de continuité en parallèle dans le même chapitre [10], [9].

## I.2.Généralités sur les pompes centrifuges

### I.2.1.L'évolution de la roue centrifuge au fil du temps

Le niveau d'efficacité des pompes centrifuges et des compresseurs a atteint l'ordre de 90, avec une puissance allant de quelques watts à quelques mégawatts.

Les roues centrifuges à aubes dans les pompes et les compresseurs est l'une des machines à géométrie les plus complexes jamais fabriquées, et sa croissance la plus rapide a eu lieu au cours des 60 dernières années.

Le premier dispositif censé avoir la fonction d'une roue centrifuge a été découvert à são domingos au Portugal. Il s'agit d'une roue à 10 aubes en bois à double courbure, datant du

cinquième siècle environ (Engeda 1998). Au XVIe siècle, des ventilateurs centrifuges étaient utilisés pour la ventilation des mines.

Il est généralement admis que l'origine de la roue centrifuge est due au physicien et inventeur français Denis Papin en 1689. Sa contribution réside dans la compréhension du concept d'utilisation d'un aubage pour générer un vortex sur une enveloppe ronde ou spirale.

Le mathématicien Leonhard Euler a proposé l'application théorique des lois de Newton dans le cas des roues à aubes centrifuges dans un mémoire en 1754. Cette application théorique est à l'origine de ce que l'on appelle communément l'équation d'Euler. La publication de ses équations a stimulé le développement des turbines hydrauliques au XVIIIe siècle. Juste avant la publication d'Euler, John Smeaton proposa l'utilisation de modèles dans la recherche sur les turbomachines en 1752.

Le fabricant de pompes du Massachusetts, aux États-Unis, a commercialisé la pompe centrifuge en 1818, ce qui a marqué un tournant dans l'histoire des roues centrifuges.

La pompe du Massachusetts, conçue selon la théorie de Papin, avait une roue ouverte avec des aubes tangentielles droites tournant dans une enveloppe de section rectangulaire loin de rassembler aux volutes actuelles.

Selon la théorie de Papin, Combos proposa un travail traitant les aubes incurvées et l'effet de la courbure en 1838, qui se révéla plus tard être un facteur important dans le développement des roues centrifuges. En 1839, W. Andrews a introduit une volute appropriée et en 1846, il a utilisé une roue à aubes entièrement enveloppée.

James Thomson a suggéré l'utilisation d'une chambre à vortex en 1850, ce qui permet à une pompe centrifuge à un étage d'être utilisée de manière économique pour des hauteurs d'aspiration plus élevées.

Pendant la grande exposition britannique de 1851, plusieurs modèles de pompes ont été proposés et comparés. La pompe d'Appold avec les aubes incurvées a montré une efficacité de 68, soit trois fois celle de n'importe quelle pompe représentée. Le design d'Appold a attiré beaucoup d'attention en raison de sa simplicité, compacité, et son rendement élevé. Depuis, le développement des pompes centrifuges s'est accéléré [1].

## **I.2.2.Revue historique sur l'étude des écoulements interne dans les pompes**

La première étude complète de l'écoulement dans une roue à aubes a été l'étude de K. Fischer et D. Thoma, dans laquelle presque toutes les conditions d'écoulement du fluide réel étaient différentes des conditions théoriquement dérivées du fluide parfait. Récemment, Rey (1987 et 1989) a pris la tête de la simulation numérique du champ d'écoulement instable

tridimensionnel d'une turbine à multiétage. Il a utilisé l'équation de Navier-Stokes instationnaires pour modéliser l'interaction rotor-stator. On peut également citer les travaux du Laboratoire de Mécanique Appliquée (LMA, USTOMB), qui impliquent l'utilisation du code «CFX» de la technologie AEA pour modéliser numériquement des flux 3D. Abidat et al[2] (1998) ont développé un modèle pour prédire les performances des turbines radiales ou semi-axiales dans des conditions d'écoulement instationnaire afin d'évaluer l'impact de l'amplitude et de la fréquence de pulsations de pression sur les performances des turbines. Les résultats des calculs numériques sont en bon accord avec les résultats expérimentaux. M. Hamel (2005)[3], a étudié les performances des volutes de turbine radiales ou semi-axiale. Cette étude a proposé l'analyse des performances des volutes de turbine radiale ou semi-axiale et à la compréhension de mécanismes physiques régissant les écoulements qui se développent dans ce type d'organe en mettant le point sur l'influence de la forme géométrique de la section azimutale de l'enveloppe spirale sur les performances de la volute.

### **I.2.3.Projet de turbomachines**

Ces dernières années, la conception des turbomachines a fait des progrès importants, facilitant la tâche des concepteurs en leur fournissant des méthodes et des outils. Le défi scientifique se réduit donc à savoir choisir la bonne méthode de calcul et le meilleur outil pour chaque étape du projet.

Chaque industrie a son propre schéma de conception et un code calcul approprié. Par exemple, dans une série d'articles publiés par AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development) en 1989, plusieurs auteurs ont présenté différents modèles. D'autre part, Howard et al, Proposition d'une méthode de conception aérodynamique et thermique des turbines. Nojima a donné une description similaire de la conception des turbomachines basée sur l'application, la géométrie et l'application industrielle. Par conséquent, il n'y a pas de méthode uniforme [4].

### **I.2.4.Classification des turbomachines**

De nombreuses normes sont utilisées pour classer les turbines. Les plus importants sont les suivants [5]:

#### **I.2.4.1.Nature du fluide :** le fluide peut être compressible ou incompressible.

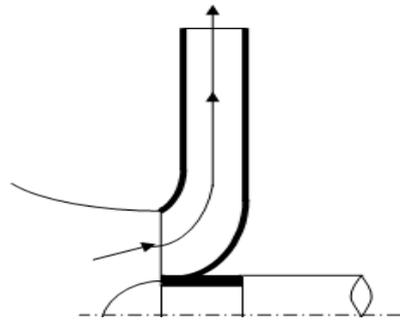
- Machines à fluide incompressible, telles que les pompes et les turbines hydrauliques.
- Machines à fluides compressibles, telles que compresseurs, turbines à vapeur et à gaz et les éoliennes.

**I.2.4.2.Sens de l'échange d'énergie** : On distingue des machines réceptrices et génératrices :

- **Machines génératrices** : lorsqu'elles transfèrent de l'énergie au fluide, elles sont le siège d'une compression.
- **Machines réceptrices** : lorsqu'elles reçoivent de l'énergie, elles sont le siège d'une détente.

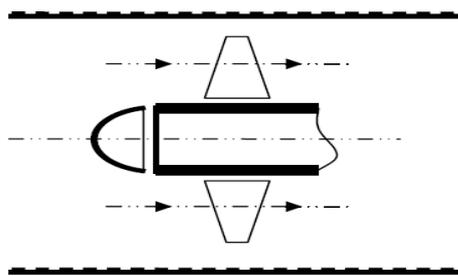
**I.2.4.3.Trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine** :

- **Machines radiales** : (centrifuges ou centripètes) : le courant traversant la machine est perpendiculaire à l'axe de la machine.



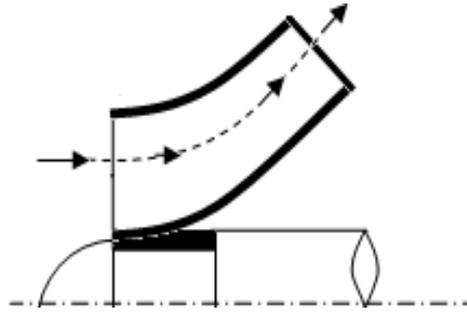
**Figure I.1:** Roue radiale.[5]

- **Machines axiales** : le tube de courant qui traverse actuellement la machine est parallèle à l'axe de la machine, comme les hélices marines et aériennes, les turbines, les compresseurs axiaux dans les turboréacteurs et les turbines hydrauliques de type Kaplan.



**Figure I.2:** Roue axiale.[5]

- **Machines hélico centrifuges** : Le courant circulant dans le moteur a des composantes axiales et radiales, et c'est le cas des turbines hydrauliques Francis.



**Figure I.3 :** Roue hélicocentrifuge.[5]

#### I.2.4.4.Mode de transmission de l'énergie

On distingue des turbomachines à action et à réaction:

- **Machines à action** : dans lesquelles la pression reste constante à travers le rotor.
- **Machines à réaction** : dans les quelles la pression varie à travers le rotor.

#### I.2.4.5.Degré d'injection

On a des turbomachines à injection totale ou partielle.

- **Injection totale** : Dans laquelle le rotor est alimenté sur la totalité de sa surface d'entrée.
- **Injection partielle** : Le rotor est alimenté sur une partie de sa surface totale.

#### I.2.5.Eléments constitutifs d'une turbomachine

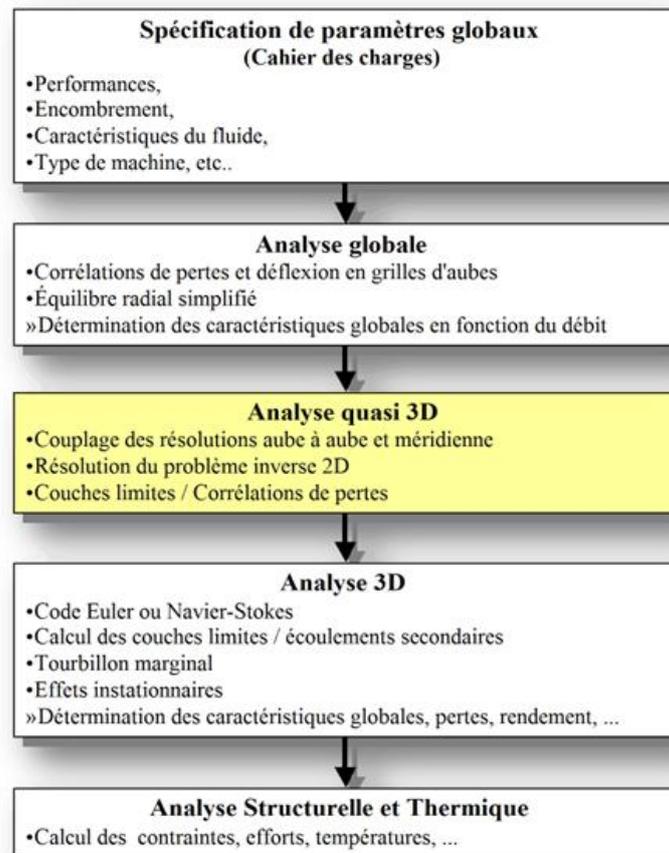
Une turbomachine monocellulaire complète est composée de trois parties indépendantes à travers lesquelles le fluide passe en séquence :

- **Distributeur** :Son rôle est de guider le fluide de l'entrée de la machine vers l'entrée du rotor et de lui fournir une direction et une vitesse appropriées. Il peut s'agir d'une simple canalisation ou il peut comprendre une couronne d'aubes fixes (le stator est nécessaire si le flux doit être dévié dans le sens tangentiel). Ces lames sont parfois orientables pour régler le débit.
- **Rotor** :Composant d'échange d'énergie, qui transmet le mouvement de rotation du liquide au liquide par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers au moyen d'un dispositif rigide ou flexible.
- **Diffuseur** :Sa fonction est de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener à la partie de sortie de la machine à la vitesse désirée. [6]

### I.2.6. Démarches à suivre pour la conception des pompes

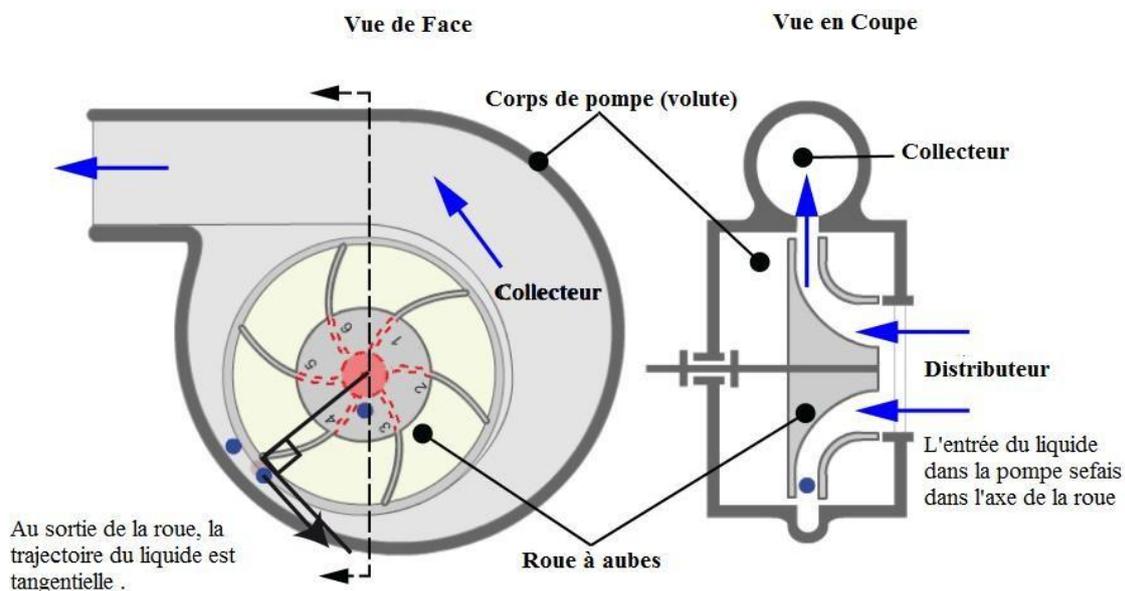
La figure suivante montre la méthode suivie dans le processus de conception des turbomachines. Premièrement, la spécification globale des paramètres (cahier des charges) de chaque site présente en fait les caractéristiques spécifiques suivantes:

- L'énergie disponible, ou l'élévation de pression.
- Le débit exploitable.
- Le rendement souhaité.
- L'énergie disponible, ou l'élévation de pression.
- Les caractéristiques de fluide de la machine
- À première vue, d'autres paramètres sont moins importants, comme la topographie des lieux, qui impose par exemple les possibilités d'entrée à la centrale



**Figure I.4:** Etape pour la conception d'une turbomachine [18]

La première étape du calcul comprendra une analyse globale à l'aide du modèle Le type unidimensionnel simplifié est généralement lié au tube de courant moyen et utilise l'équation d'Euler des turbomachines combinées à la loi d'équilibre radial simplifiée [Noguera et al.]. Dans cette étape, nous utiliserons de nombreuses corrélations pour définir les angles de déflexion (Rey) et les pertes (Bakir) dans le maillage de la lame. Le résultat le plus important de la première étape sera les caractéristiques globales, qui sont en fonction du débit, en particulier la première approximation de la géométrie de la machine (notamment le profil de la pale), qui seront utilisées pour initier les autres étapes du processus [4].



**Figure I.5 :** Composants d'une pompe centrifuge. [6]

Dans ce qui suit, nous nous concentrerons sur la série de pompes. À cette fin, nous présenterons quelques concepts généraux et de base des pompes générales, en particulier les pompes centrifuges.

## I.2.7. Généralités sur les pompes

### I.2.7.1. Définition

Une pompe est une machine utilisée pour aspirer et transporter des liquides. La plus ancienne pompe connue est la pompe à barillet inventée en Chine au 1er siècle après JC. Les pompes modernes ont été développées au 18ème siècle. Les vitesses de pompage des pompes diesel et des pompes électriques utilisées aujourd'hui sont très élevées. Il est utilisé pour la circulation d'eau sous basse pression et pour une pression d'huile supérieure à 400 bar sous haute pression.

### I.2.7.2. Classification des pompes

Les pompes sont généralement divisées en deux séries principales:

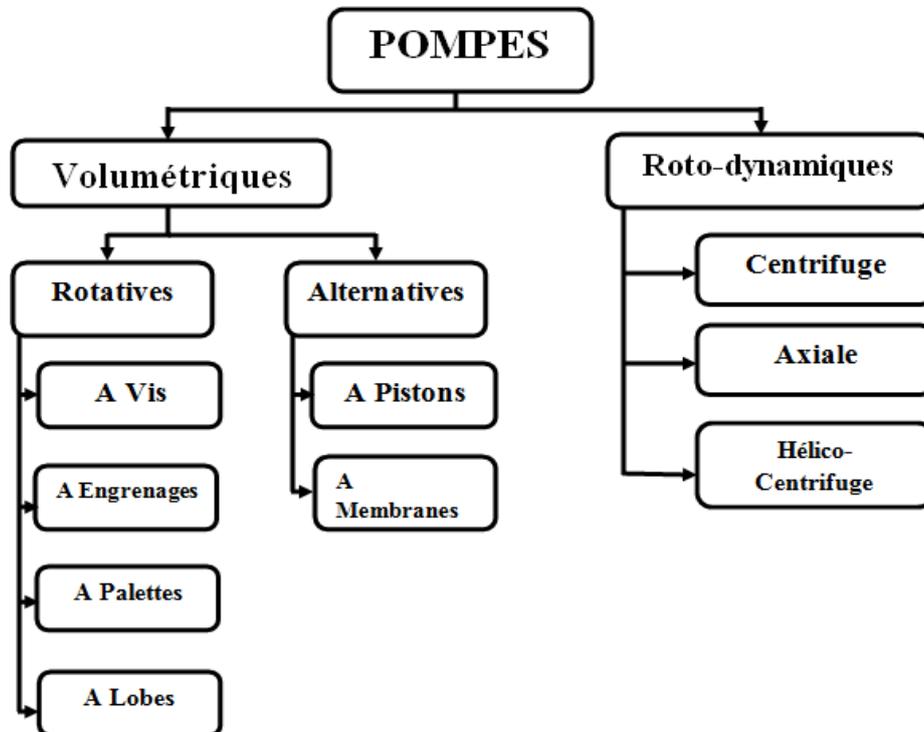


Figure I.6: Classification des pompes. [5]

### I.2.8. Pompes volumétrique

En raison du changement de volume dans une ou plusieurs cavités, ils peuvent transporter du fluide, il existe deux types :

#### I.2.8.1. Pompes alternatives

Elles sont constituées d'un mécanisme bielle- manivelle, ces pompes peuvent atteindre une pression élevée, mais un faible débit, en fait appelées pompes à piston alternatif, telles que les pompes d'injection du moteur.

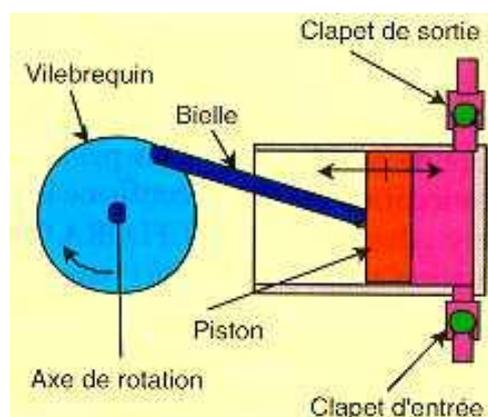


Figure I.7 : Pompes alternatives[7]

### I.2.8.2.Pompes rotatives

Ces derniers sont équipées d'une pièce rotative qui tournent dans le corps de la pompe pour produire un déplacement de volume de l'aspiration au refoulement, telles que les pompes à palettes et à engrenages.

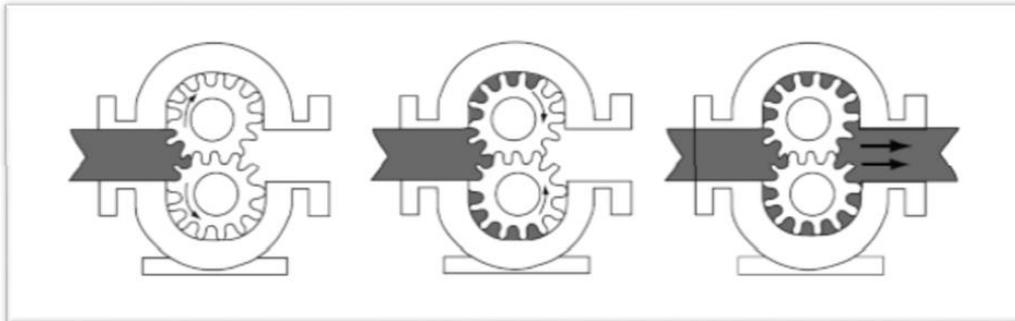


Figure I.8 : Pompes rotatives [7]

### I.2.8.3.Les turbopompes

Appelée aussi pompe roto-dynamique et elles sont des machines qui transforment l'énergie cinétique de fluide en énergie de pression. Elles comportent trois classes :

### I.2.8.4.Pompe centrifuge

Le rotor entraîne le liquide dans son mouvement, qui est repoussé par la force centrifuge la périphérie. Une particule de liquide prise en isolément se déplace le long d'une trajectoire constamment située dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation.

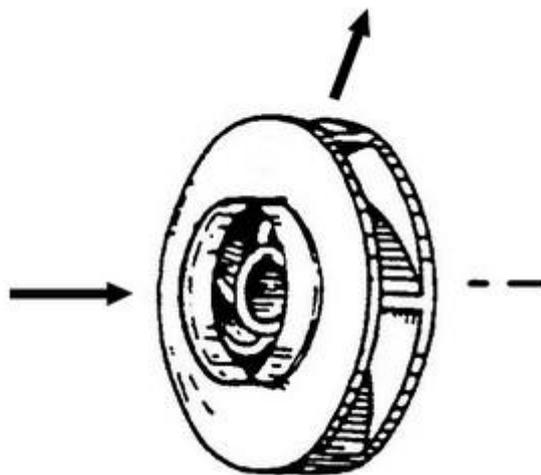
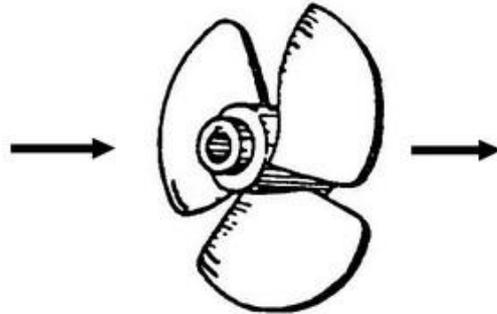


Figure I.9: Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial. [7]

### I.2.8.5.Pompe à hélices ou axiale

Le liquide entraîné dans le mouvement de rotation par l'ensemble mobile est repoussé

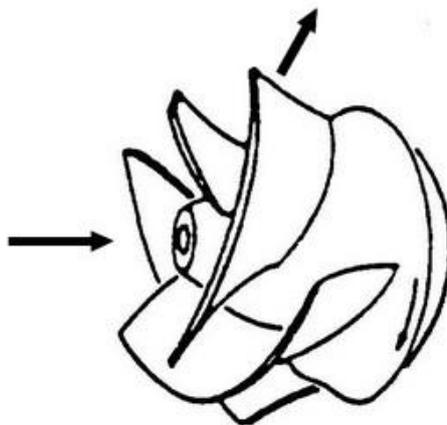
axialement.



**Figure I.10 :** Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial. [7]

#### **I.2.8.6. Pompe hélico-centrifuge**

Ce type se situe entre les deux premiers, et son écoulement est produit par une combinaison d'écoulement axial et radial.



**Figure I.11:** Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal. [7]

#### **I.2.9. Classification des pompes centrifuges**

Les pompes centrifuges sont divisées en deux catégories de base:

- Pompes à écoulement forcé par les canaux de la roue.
- Pompes à écoulement libre, avec un propulseur ouvert.

Compte tenu des très larges gammes de débit et de hauteur d'élévation et la diversité des conditions d'installation, le développement des pompes centrifuges a conduit à une variété de formes structurelles. Les différences sont principalement dues aux facteurs suivants:

- **Nombre de roues :** Il existe une différence entre les pompes à un étage et les pompes à plusieurs étages.
- **La disposition de l'axe de l'arbre:** Qu'il s'agisse d'une pompe à un étage ou d'une pompe centrifuge à plusieurs étages, elle peut être construite avec un arbre horizontal ou un arbre vertical, selon qu'il s'agit de pompes horizontales ou verticales.
- **Forme de la roue:** il existe une différence entre les pompes à roue à simple aspiration et à double aspiration.
- **La position de la tubulaire d'entrée:** il y a une pompe d'admission axiale et une pompe d'admission latérale. [1]

### I.2.10. La cavitation

Lorsque le liquide est aspiré dans une conduite, une dépression est créée. Si cette chute de pression réduit la pression du liquide en dessous de sa pression de vapeur saturée, le liquide se met en ébullition (produira de la vapeur). Ce phénomène est appelé cavitation et s'accompagne de bruits et de vibrations sévères. [7]



**Figure I.12:** Roues endommagées par le phénomène de la cavitation. [7]

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car elle entraînera de graves conséquences :

- La corrosion des matériaux peut corroder les aubes des pompes centrifuges.
- Le bruit et les vibrations générés par la pompe augmentent.
- Les performances de la pompe diminuent, la hauteur de pression totale, le débit et le rendement sont considérablement réduits.

Afin de minimiser la cavitation dans le circuit hydraulique, il est recommandé de respecter les

- La pression doit être supérieure à la pression de vaporisation.
- L'état d'écoulement possible doit être laminaire.

- La température du liquide ne doit pas dépasser la température au début de la formation de gaz.
- Pour réduire les effets de la corrosion, il est recommandé d'utiliser des revêtements en titane, bronze, chrome et acier inoxydable.

## **I.2.11.Le principe de fonctionnement de la pompe centrifuge et son domaine d'utilisation**

### **I.2.11.1.Principe de fonctionnement**

La roue est logée dans une volute, qui est fermement fixée sur un arbre directement relié à l'arbre du moteur. La roue tourne à grande vitesse et repousse le liquide dans la volute. La décharge est due à l'interaction des aubes et du débit de liquide. La volute a deux fonctions: elle recueille le liquide envoyé par la roue et convertit une partie de l'énergie cinétique du courant en énergie potentielle. Le liquide pénètre dans la roue de pompe parallèlement à son axe et traverse l'espace entre les aubes. Ensuite, il sort de la roue par l'interstice formé par les deux disques de la roue. Les particules liquides quittent la roue, libérant l'espace occupé par les particules adjacentes, En conséquence, ils provoquent un mouvement. Dans l'espace d'entrée de la roue, la pression chute et le liquide ouvre le clapet de retour sous l'action de la pression atmosphérique et monte dans le tuyau d'aspiration. [1]

### **I.2.11.2.Domaine d'utilisation**

L'utilisation de pompes centrifuges est diversifiée, nous ne nous intéressons donc principales d'entre elles. Les grands domaines d'application peuvent être répertoriés comme suit:

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

### I.3. Théorie de la pompe centrifuge

#### I.3.1. Triangle des vitesses

Afin d'analyser l'écoulement dans le rotor d'une pompe centrifuge, il convient d'exprimer les règles classiques de la mécanique de la composition vectorielle des mouvements :

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

Où  $\vec{U}$  c'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, C'est purement un exercice rotatif, la vitesse d'entraînement vue simplement:

$$\vec{U} = \vec{\omega} + \vec{r} \quad (\text{I.2})$$

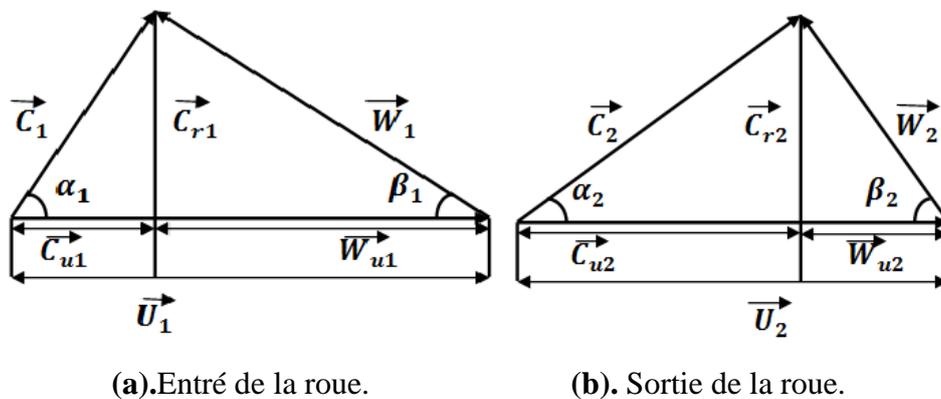
Où  $\vec{\omega}$  c'est la vitesse angulaire de rotation, et  $r$  c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon).

$\vec{C}$  C'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (distributeur, diffuseur, stator), et  $\vec{W}$  c'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (axe, roue).

Nous décomposons la vitesse absolue  $\vec{C}$  de l'écoulement en composants radiale (méridienne)  $\vec{C}_r$  et périphériques  $\vec{C}_u$ .

L'écoulement à symétrie de résolution est ainsi décomposé en écoulement radial, dans lequel les particules du liquide se déplacent à des vitesses  $C_r$ , et en écoulement circulaire dans lequel les particules du liquide se déplacent à des vitesses  $C_u$ , suivant des cercles situés dans des plans perpendiculaires à l'axe de la roue. La composante méridienne est radiale dans une roue radiale et axiale dans une roue axiale. [3]

L'état de mouvement d'entrée et de sortie d'une roue tournant à une vitesse angulaire constante est représenté par les triangles des vitesses illustrés ci-dessous:



**Figure I.13 :** Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue [19].

Les angles  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  formés respectivement par les vecteurs  $\vec{C}_1$  et  $\vec{U}_1$ ,  $\vec{C}_2$  et  $\vec{U}_2$  sont appelés angles des vitesses absolue, tandis que les angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$ , formés respectivement par les vecteurs  $\vec{W}_1$  et  $-\vec{U}_1$ ,  $\vec{W}_2$  et  $-\vec{U}_2$  sont appelés les angles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue.

### I.3.2. Caractéristiques de performance

#### I.3.2.1. Hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infinis

Selon Euler, la hauteur théorique de la pompe pour un fluide parfait et nombre d'aubage infinis :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \quad (\text{I.3})$$

Avant l'entrée de la roue, en changeant le sens d'écoulement du liquide, on peut supposer que l'entrée est radiale ( $C_1 = C_{r1}$ ) étant donné que ( $\alpha_1 = 90^\circ \leftrightarrow C_{u1} = 0$ )

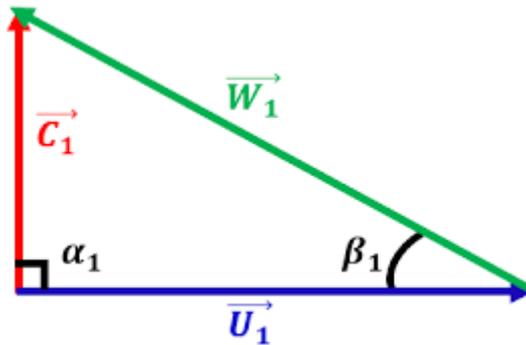


Figure I.14: Triangle des vitesses à l'entrée [19].

L'équation de hauteur d'Euler prend la forme suivante:

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (\text{I.4})$$

Cette équation montre que la hauteur théorique est directement liée au triangle des vitesses et donc à la configuration (dessins des aubes).

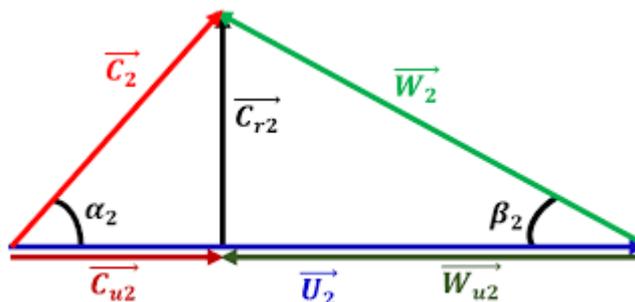


Figure I.15 : Triangle des vitesses à la sortie de la pompe [19].

De plus en exprimant  $Cu_2$  en fonction de l'angle  $\beta_2$  ; à partir de triangle de vitesse à la sortie de la roue, comme la montre la figure ci-dessus :

$$\tan\beta_2 = \frac{Cr_2}{Wu_2} \quad (\text{I.4})$$

$$Wu_2 = \frac{Cu_2}{\tan\beta_2} \quad (\text{I.5})$$

$$U_2 = Wu_2 + Cu_2 \rightarrow Cu_2 = U_2 - Wu_2 \quad (\text{I.6})$$

En remplaçons la première expression dans la seconde on aura :

$$Cu_2 = U_2 - \frac{Cr_2}{\tan\beta_2} \quad (\text{I.7})$$

Si l'on remplace de plus en plus l'expression  $Cu_2$  obtenue à partir de l'expression du débit, on aura:

$$Cu_2 = U_2 - \frac{q_v}{2.\pi.R_2.b.\tan\beta_2} \quad (\text{I.8})$$

Par conséquent, l'expression de la hauteur théorique d'Euler pour un nombre d'aubages infinis qui prend la forme suivante:

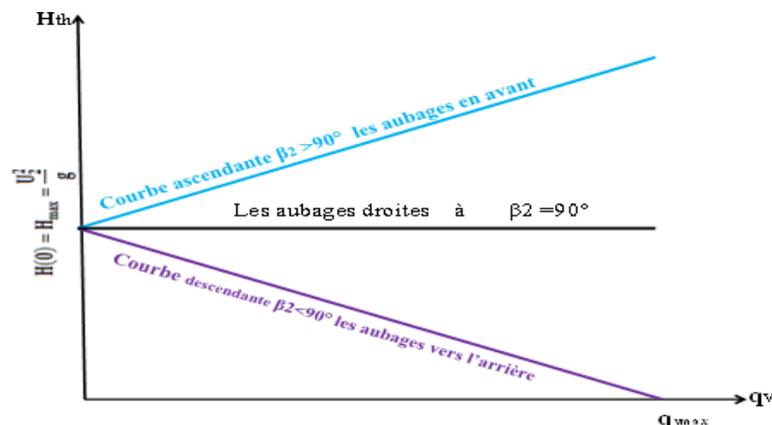
$$H_{th} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{g} \times \frac{q_v}{2.\pi.R_2.\tan\beta_2} \quad (\text{I.9})$$

L'expression finale de la hauteur théorique est la suivante:

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} \left[ 1 - \frac{q_v}{2.\pi.R_2.b.\tan\beta_2} \right] \quad (\text{I.10})$$

Selon le signe de l'angle  $\beta$ , nous obtiendrons la courbe ci-dessous:

- Courbe ascendante  $\beta_2 > 90^\circ$  (les aubages vers l'avant).
- Courbe droite  $\beta_2 = 90^\circ$  (aubes droite).
- Courbe descendante  $\beta_2 < 90^\circ$ .



**Figure I.16 :** Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de  $\beta_2$  [19].

La caractéristique  $H_{th} = f(q_v)$  est donc une droite dont la pente dépend de la valeur de l'angle  $\beta_2$ . On remarque que sous un même débit, la hauteur théorique est une fonction

croissante de l'angle  $\beta_2$ .

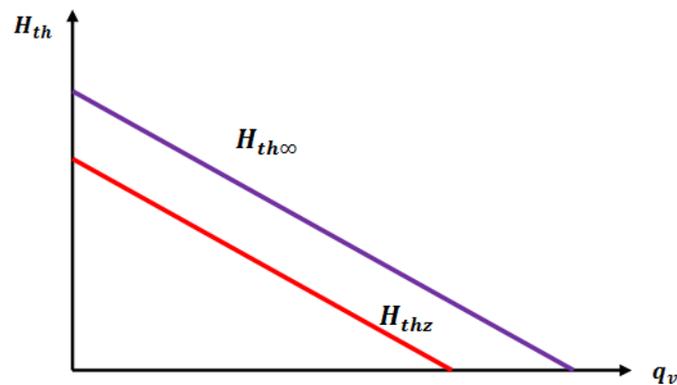
### I.3.2.2. La hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes finis

Jusqu'à présent, nous avons envisagé le fonctionnement de pompes centrifuges avec un nombre d'aubes infini.

Convenons d'exprimer le rapport  $\left[\frac{H_{thz}}{H_{th\infty}}\right]$  par le coefficient d'influence du nombre de pales ou le coefficient de glissement  $\mu$ .

$$\mu = \frac{H_{thz}}{H_{th\infty}} = \frac{Cu_{2z}}{Cu_{2\infty}} \text{ (Entrée radiale)} \quad (\text{I.11})$$

La dimension de la composante tangentielle de la vitesse absolue  $z$  (représentant le passage à travers un nombre limité de d'aubes) entraîne une diminution de la hauteur d'Euler, comme illustré ci-dessous:



**Figure I.17:** Hauteur théorique à nombre d'aubes fini ( $z$ ), et infini ( $\infty$ )[19].

### I.3.2.3. Puissance hydraulique

Nous avons vu que la puissance délivrée par la machine au fluide est égale au travail massique  $w$  noté quelques fois  $\tau$  multiplié par le débit massique  $q_m$  du fluide traversant la machine.

$$P_{hyd} = \tau q_m \quad (\text{I.12})$$

### I.3.2.4. Les différentes pertes dans la pompe

Il existe plusieurs types de pertes dans la pompe:

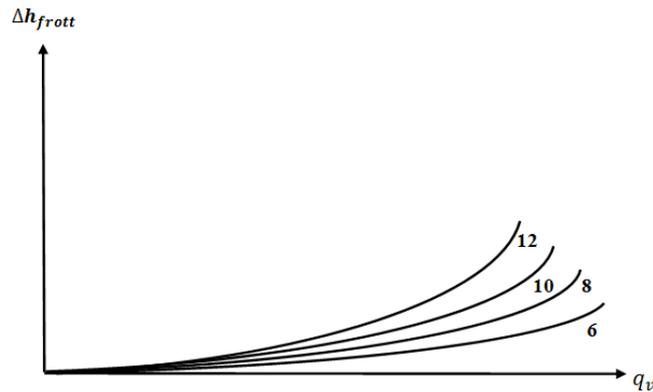
- a. **Perte hydraulique:** La perte hydraulique a la même nature que la perte de pression dans les conduites. On distingue: les Frottements visqueux, pertes par choc.
  - **Perte par frottement:** Elle présente les mêmes propriétés que la perte de charge linéaire: en effet, le liquide circulant dans le canal inter-aubage

est freiné lorsqu'il entre en contact avec ces aubes. Généralement, ces pertes de charge par frottement peuvent se mettre sous la forme suivante:

$$\Delta h_{frott} = K_{frott} q_v^2 \quad (\text{I.13})$$

Où  $\Delta h_{frott}$  dépendant essentiellement du nombre d'aubages ( $Z$ ).

La figure suivante montre la relation entre la perte par frottement en fonction du débit et le nombre d'aubes:



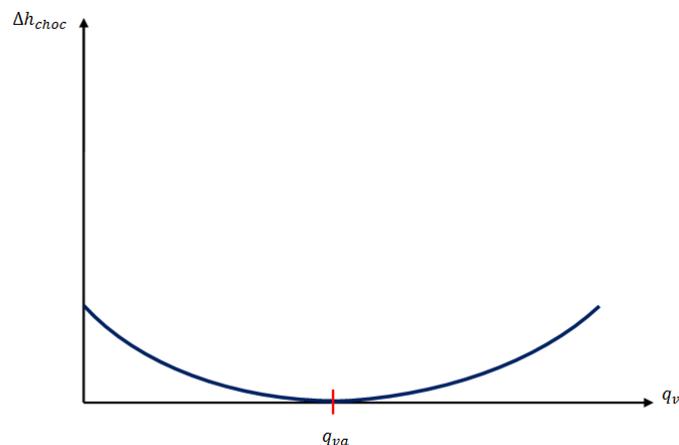
**Figure I.18:** Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages ( $z=6, 8, 10, 12$ )[19].

- **Pertes par choc (désadaptation) :** Comme son nom l'indique, il s'agit de pertes provoquées par l'impact du fluide à l'entrée de la roue sur les aubes. Lorsque le fluide a une vitesse relative tangente aux aubages, il n'y aura pas de perte par choc, et ce type de perte sera nul.

Par analogie aux pertes de charges singulières on exprime les pertes par choc de la manière suivante :

$$\Delta h_{choc} = K_{choc} (q_v - q_{va})^2 \quad (\text{I.14})$$

Sa représentation graphique sera :



**Figure I.19:** Perte par choc en fonction du débit [19].

Maintenant, nous pouvons tracer la perte hydraulique totale en fonction du débit:

$$\Delta h_{tot} = \Delta h_{frott} + \Delta h_{choc} \quad (I.15)$$

Pour ce faire, il suffit de mettre les deux pertes sur le même graphique et d'additionner pour un même débit. Présentation graphique:

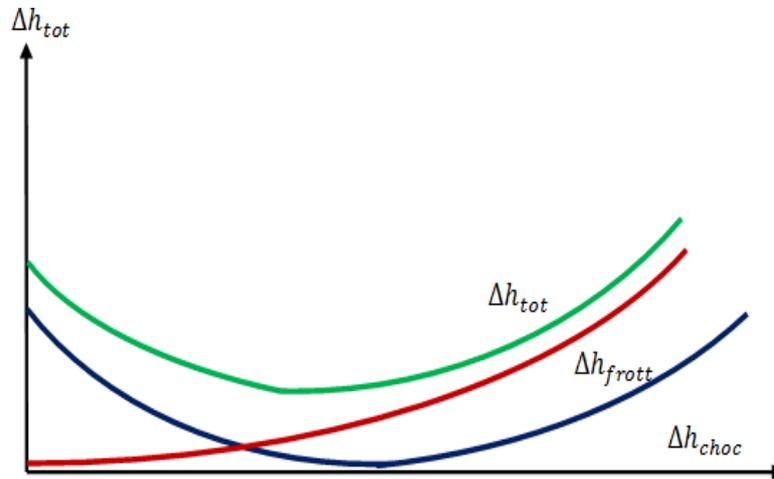


Figure I.20: Perte hydraulique totale [19].

### b. Pertes volumétriques

Les pertes volumétriques sont causées par la diminution de la pression d'entrée due à la fuite interne existant à l'intérieur de la pompe de sortie, par le jeu de fonctionnement existant entre la roue de la pompe et le flasque avant. Il y a des bagues d'étanchéité pour limiter le taux de fuite  $q_{vfuite}$ . D'où :

$$\eta_V = \frac{q_v}{q_v + q_{vfuite}} \quad (I.16)$$

### c. Pertes mécaniques

Pour les machines, la puissance fournie à l'arbre de la pompe ne sera pas entièrement reflétée sur la roue. En effet, le presse-étoupe, le roulement et le frottement du disque (frottement sur le fluide derrière la roue) dissipent une partie de la puissance mécanique sous forme de chaleur.

Le rendement mécanique est défini comme suit:

$$\eta_M = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (I.17)$$

### I.3.2.5. Hauteur réelle de la pompe centrifuge

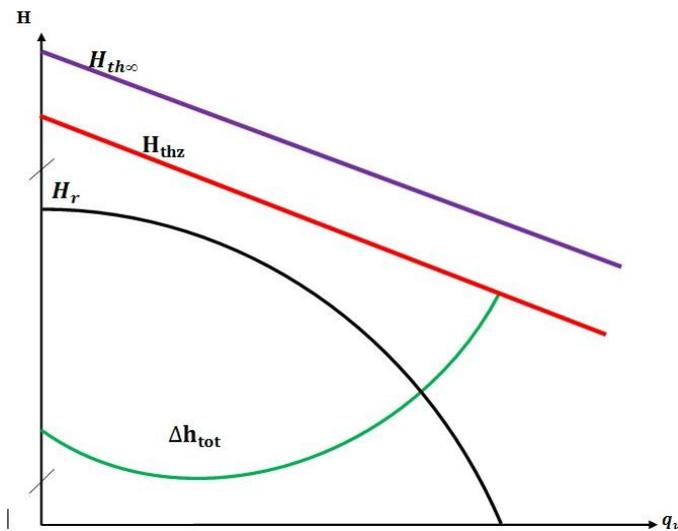


Figure I.21: Hauteur réelle d'une pompe centrifuge [19].

A partir de la droite d'Euler [ $H_{th\infty} = f(q_v)$ ] et en utilisant le coefficient de glissement  $\mu$  pour déduire  $h$ , puis soustraire la perte hydraulique totale (impact + frottement) point par point, on obtient la hauteur réelle produite à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement impulseur (impeller).

Où  $H_r$  est obtenu en soustrayant la perte hydraulique totale (perte d'impact + perte par frottement) de la hauteur théorique  $H_{thz}$ .

$$H_r = H_{thz} - \Delta h_{tot} \quad (\text{I.18})$$

On définit le rendement hydraulique :

$$\eta_H = \frac{H_r}{H_{thz}} = \frac{H_{thz} - \Delta h_{tot}}{H_{thz}} \quad (\text{I.19})$$

### I.3.2.6. Rendement global de la pompe

La pompe est entraînée par un moteur dont la puissance disponible sur l'arbre  $P_a$  est supérieure à la puissance fournie au fluide par la pompe  $P_f$ , qui est due à toutes les pertes.

Ensuite, le rendement total de la pompe est défini comme le rapport de la puissance fournie au fluide  $P_f$  à la puissance disponible sur l'arbre de pompe  $P_a$ .

$$\eta_g = \frac{P_f}{P_a} = \frac{\rho g H q_v}{P_a} \quad (\text{I.20})$$

Ou alors en regroupant toutes les rendement dans la pompe :

$$\eta_g = \eta_v \eta_M \eta_H \quad (\text{I.21})$$

### I.3.3.NPSH (Net Positive Suction Head)

NPSH représente la capacité d'aspiration de la pompe par rapport à la pression de vapeur. Il est utilisé pour calculer la pression d'aspiration requise par la pompe pour éviter la cavitation.

Afin d'obtenir un fonctionnement correct de la pompe (sans cavitation), le NPSH disponible (calculé) doit être supérieur au NPSH requis indiqué par le fabricant. [7]

On considère qu'une marge de sécurité d'au moins 0,5 m doit être conservée, elle doit donc:

$$NPSH_{dispo} > NPSH_{requis} + 0.5m \quad (I.22)$$

#### I.3.3.1.NPSH disponible

Il s'agit de la différence entre la pression d'entrée totale et la pression de vapeur saturante.

$$NPSH_{dispo} = (P_{t(e)} - P_{v(saturante)}) \quad (I.23)$$

#### I.3.3.2.NPSH requis

Cette fonction est fournie par le constructeur et prend spécifiquement en compte la chute de pression que subit le fluide lors de l'accélération à l'entrée de la roue.

Ce n'est que lorsque la pression totale à l'entrée  $P_{t(e)}$  est supérieure à la somme  $(P_{v(saturante)} + NPSH_{requis})$  que la pompe peut fonctionner normalement

$$P_{t(e)} > (P_{v(saturante)} + NPSH_{requis}) \quad (I.24)$$

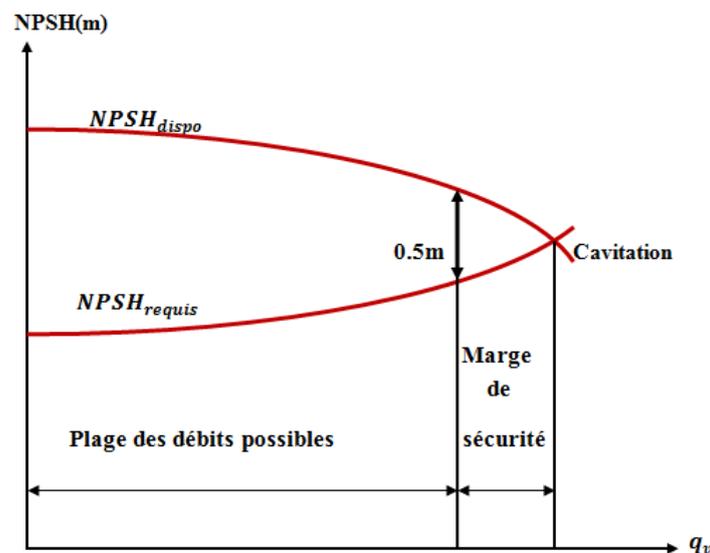


Figure I.22: Courbes caractéristiques de NPSH dispo et requis. [10]

## I.4. Equation général fondamentales

### I.4.1 Equation de conservation de masse (équation de continuité)

L'équation de continuité reflète le premier principe de conservation de la masse. L'augmentation de masse du fluide contenu dans un certain volume (volume de contrôle) pendant une certaine période de temps doit être égale à la somme de la quantité de fluide qui y entre moins la quantité de fluide qui en sort.

L'équation continuité va être sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{I.25})$$

### I.4.2 Equation de conservation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent.[11]

Sur la base de la deuxième loi de Newton, la loi stipule que le taux de changement de quantité de mouvement contenu dans un volume de contrôle est égal à la somme des forces externes qui lui sont appliquées:

$$\sum \vec{F}_{ext} = m \vec{a} \quad (\text{I.26})$$

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de force qui n'est pas égal à zéro, elle se met en mouvement et les lois de la mécanique classique lui sont appliquées [11].

Sur un élément de volume, les forces appliquées sont :

- 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 convertie à partir de l'équation de Navier-Stokes exprime simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides pour un écoulement instationnaire [16].

$$\underbrace{\rho \frac{d\vec{V}}{dt}}_1 = \rho \left[ \underbrace{(\nabla \cdot \vec{V}) \vec{V}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{V}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\nabla P}_4 + \underbrace{\rho \vec{g}}_5 + \underbrace{\nabla \cdot \tau_{ij}}_6 \quad (\text{I.27})$$

Afin d'établir un modèle mathématique simple décrivant les principes physiques de ce

problème, il est maintenant nécessaire de faire de nombreuses hypothèses, nous adoptons donc les hypothèses suivantes:

- L'écoulement est permanent  $\left(\frac{\partial(\ )}{\partial t}\right) = 0$ , tridimensionnelle, et turbulent.
- Le fluide incompressible :  $\rho = \text{constante}$ .
- L'équation de conservation d'énergie n'est pas prise en compte (sans transfert d'énergie).
- La force de pesanteur est négligeable.

Dans ce qui suit On va présenter les équations gouvernantes le fluide dans son mouvement en deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

### I.4.3. Equations de continuité en régime laminaire

$$\text{div}\vec{V} = 0 \quad (\text{I.28})$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.29})$$

### I.4.4. Équations de Navier-Stokes en régime laminaire

Selon x :

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{I.30})$$

Selon y :

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{I.31})$$

Selon z :

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{I.32})$$

### I.4.5. Équations de continuité et de Navier-Stokes en régime turbulent

Avant de vous présenter ces équations dans ce régime, on vous propose des petites notions sur la turbulence afin que vous puissiez comprendre d'où viennent ces équations.

#### I.4.5.1. Notion sur la turbulence

Après une certaine valeur critique (appelée nombre de Reynolds), la plupart des écoulements deviennent instables. Ce nombre adimensionnel représente le rapport entre la force d'inertie et la force de frottement exercée sur le fluide. Il peut caractériser le régime d'écoulement. Il s'avère que pour de faibles nombres de Reynolds inférieurs à une certaine

valeur critique, l'écoulement est laminaire. En revanche, pour des nombres élevés et à partir d'un certain seuil, l'écoulement est considéré comme turbulent.

L'équation de Navier-Stokes et l'équation de continuité sont quatre équations simultanées nécessaires pour résoudre le problème de la mécanique des fluides à quatre inconnues (c'est-à-dire les composantes de la vitesse ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ) et de la pression ( $p$ )). Cependant, la résolution du système nécessite des conditions aux limites. Les conditions de d'adhérence à la paroi doivent être remplies, c'est-à-dire que les composantes normales et tangentielles de la vitesse à la paroi doivent être nulles.

#### **I.4.5.2. Les méthodes numériques pour résoudre les équations de Navier-Stokes**

Jusqu'à présent, en fonction de la faisabilité, du temps de calcul et de la puissance de la machine, il existe trois approximations possibles :

##### **a. Simulation à grandes échelles (Large-Eddy Simulation LES) :**

Cela inclut la résolution explicite des problèmes de dynamique à grande échelle (l'échelle d'énergie dépend de la géométrie de l'écoulement). L'impact à plus petite échelle (avec des caractéristiques plus générales) est modélisé. La méthode repose donc sur la séparation des grandes et petites échelles par filtrage spatio-temporel, ce qui génère un surplus de calcul.

##### **b. Simulation numérique directe**

Y compris la résolution de l'équation de Navier-Stokes avec la plus grande précision, toutes les échelles spatio-temporelles de la solution doivent être prises en compte. D'un point de vue numérique, cela signifie que l'échelle spatiale et temporelle de la discrétisation doit être au moins fines que les plus petites échelles caractéristiques dynamiquement actives de la solution. Mais ce n'est pas très efficace pour les écoulements à fortes turbulences.

##### **c. Approximation statistique**

Sans doute la description la plus approximative, il s'agit de calculer directement la solution moyenne. Cela signifie que toutes les échelles de turbulence sont modélisées. Cette méthode est appelée RANS (Reynolds Average Navier-Stokes Equation) ou décomposition de Reynolds. En raison de son faible coût de calcul, il est largement utilisé dans les applications industrielles.

#### **I.4.6. Décomposition de Reynolds**

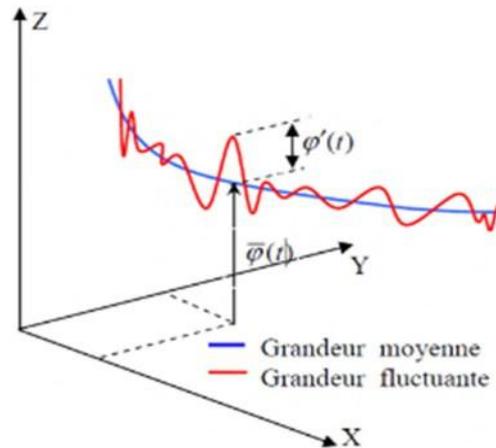
Selon cette "décomposition de Reynolds", chaque grandeur physique représentée par  $X$  (telle que la température, la pression ou la vitesse) est décomposée en une valeur moyenne  $\bar{X}$  et une

fluctuation  $X'$  autour de la valeur moyenne, par exemple:

$$X = \bar{X} + X' \quad (\text{I.34})$$

Tel que :

$X$  : Grandeur réelle;  $\bar{X}$  : Grandeur moyenne;  $X'$  : Fluctuation



**Figure I.23** : Le principe de la décomposition de Reynolds.

Sachant que la masse volumique  $\rho$  et la viscosité dynamique  $\mu$  du fluide supposées sont supposées constantes. Donc les autres paramètres seront tels que :

$$U = \bar{u} + u' \quad (\text{I.35})$$

$$V = \bar{v} + v' \quad (\text{I.36})$$

$$W = \bar{w} + w' \quad (\text{I.37})$$

$$P = \bar{p} + p' \quad (\text{I.38})$$

Après avoir dérivé l'équation de Navier-Stokes et montré l'effet de la turbulence, les simplifications nécessaires ont également été apportées, et nous avons abouti l'équation suivante:

#### I.4.7.Équation aux fluctuations selon la décomposition de Reynolds

##### I.4.7.1.Équation de continuité moyennée

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.39})$$

##### I.4.7.2.Équation de Navier-Stokes moyennées

$$\rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left( \frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \quad (\text{I.40})$$

$$\rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left( \frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \quad (\text{I.41})$$

$$\rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left( \frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \quad (\text{I.42})$$

$$\text{Tel que : } \Delta = \frac{\partial(\overline{u^2})}{\partial^2 x} + \frac{\partial(\overline{u^2})}{\partial^2 y} + \frac{\partial(\overline{u^2})}{\partial^2 z}$$

Ces équations hydrodynamiques moyennés de Navier-Stokes incluent de nouveaux termes qui reflètent la production de fluctuations de vitesse et constituent la transmission du mouvement convectif causé par les fluctuations de vitesse. Ces nouveaux termes sont appelés les Contraintes de Reynolds  $\left( \frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right)$ ;  $\left( \frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right)$ ;  $\left( \frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right)$ , celles-ci ont transformé l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen, et ont ouvert le système d'équations (le nombre inconnu est toujours supérieur au nombre d'équations disponibles), se pose alors le problème de la fermeture du système. [15]

#### I.4.8. Modèle de viscosité turbulente

Le concept de viscosité turbulente permet d'exprimer la contrainte de Reynolds en fonction du gradient de vitesse moyen de l'écoulement. L'idée de viscosité turbulente élimine le problème de la fermeture. Ce concept se reflète dans l'hypothèse de Boussinesq, qui a ensuite été développée:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_j} \right) \delta_{ij} \quad (\text{I.43})$$

Où  $k, \mu_t$  et  $\delta_{ij}$  sont respectivement l'énergie cinétique turbulente, la viscosité dynamique turbulente et le symbole de Kronecker :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (\text{I.44})$$

Le but de cette section est de présenter les modèles de turbulence les plus couramment utilisés. Cependant,  $(k - \omega)$  sera décrit plus en détail, qui sera utilisé dans cette étude.

Les modèles de turbulence les plus couramment utilisés sont:

##### I.4.8.1. Modèle k- $\omega$ SST

Le modèle k- $\omega$  SST (Shear Stress Transport) ou transfert de contrainte de cisaillement turbulent est dérivé du modèle standard k- $\omega$ . Ce modèle combine la robustesse et la précision de la formulation du modèle k- $\omega$  dans la région proche de la paroi avec le modèle k- $\epsilon$  et toutes ses qualités ; pour les écoulements libres loin de la paroi. La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour tenir compte du transport des contrainte de cisaillement

turbulente. Voici une forme simplifiée:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega \max\left[\frac{1}{\alpha}, f(\Omega, k, \omega, y)\right]} \quad (\text{I.45})$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$  est une fonction dépendant du taux de rotation  $\Omega$  de  $k$  de  $\omega$  et de la distance normale à la paroi  $y$ . Les améliorations apportées à ce modèle le rendent plus fiable pour une classe d'écoulements plus étendue (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes ondes de choc transsoniques) ...etc. [15]

#### I.4.8.2. Modèle K-Epsilon

Afin de surmonter les limites des modèles précédents, il existe certains modèles de turbulence qui prennent en compte la turbulence en les corrélant avec des équations de transport différentielles. Le modèle de fermeture (K- $\epsilon$ ) est l'un de ces modèles, développé par Jones et Lauder en 1974. De plus, il est très polyvalent et est le plus utilisé par les codes de calcul.

Le modèle (K - $\epsilon$ ) standard est un modèle semi-empirique basé sur les équations de transport d'énergie cinétique turbulente (K) et de sa dissipation ( $\epsilon$ ) [16]

#### I.4.8.3. Le modèle (K - $\epsilon$ ) standard

Le modèle (K- $\epsilon$ ) est devenu le modèle le plus populaire parmi les modèles de turbulence car il est facile à utiliser et peut être utilisé avec différents types d'écoulement. Sa robustesse, son économie et sa précision dans la prévision de divers problèmes de turbulence le rendent populaire dans la simulation des problèmes d'écoulement industriel et de transfert de chaleur. [17].

Le modèle suppose que l'état turbulent est complètement établi dans tout le domaine, et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables par rapport à ceux de la viscosité turbulente (loin des parois). Il est basé sur l'hypothèse de Boussinesq, qu'il existe une analogie entre la force visqueuse et la contrainte de Reynolds dans l'écoulement moyen, à savoir:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t k \delta_{ij} \quad (\text{I.46})$$

Le modèle utilise le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et de l'énergie cinétique turbulente  $\epsilon$  pour calculer la viscosité turbulente, comme indiqué ci-dessous:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{I.47})$$

#### I.4.9. Résolutions des équations

Pour la solution de nos équations couplées, nous avons adopté la méthode des volumes finis, qui gouvernent l'écoulement dans une roue à aubes de pompe centrifuge, et satisfait les conditions aux limites sélectionnées. La méthode numérique est appelée méthode couplée, dans laquelle les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de transport sont résolues simultanément. D'autres équations scalaires sont résolues d'une manière séquentielle.

La non-linéarité des équations gouvernantes nécessite de multiples itérations pour obtenir la convergence des calculs. Chaque itération comprend les étapes de calcul énumérées ci-dessous:

1. Initialisation des propriétés physiques.
2. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues simultanément.
3. Résolution des équations de transport.
4. Vérification de la convergence de la solution.

## **I.7.Conclusion**

Plus tôt, nous avons introduit un bref rappel sur les turbomachines. L'accent est mis sur les pompes, nous avons une classification très générale des pompes, en particulier une grande partie est utilisée pour les pompes centrifuges. Nous avons présenté précédemment, les composants de la pompe centrifuge et ont expliqué le principe de fonctionnement de la machine et déterminé les caractéristiques. Ensuite on a étalé les équations qui permettront de résoudre les problèmes de mécanique des fluides. Il porte sur l'équation de continuité et l'équation de Navier-Stokes. Nous proposons cette dernière en deux régimes d'écoulement: l'écoulement laminaire puis l'écoulement turbulent, où on a expliqué la complexité de la turbulence. Le modèle qui nous intéresse dans ce travail.

# **Chapitre II**

## **Simulation numérique**

# Simulation numérique

## II.1.Introduction

Ces dernières années, l'amélioration des fonctions informatiques a permis de réaliser des calculs tridimensionnels de l'écoulement interne de la turbine tout en considérant les effets de viscosité et de turbulence. Cette avancée a fait la modélisation numérique de l'écoulement CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation et dimensionnement des turbomachines.

Ce chapitre est consacré aux recherches numériques menées. Nous présenterons la procédure à suivre pour modéliser le débit dans une pompe centrifuge et nos étapes de simulation.

## II.2.Présentation de la pompe centrifuge

La machine retenue comme référence dans le cadre de ce travail est une pompe centrifuge à une roue (monocellulaire). Tout d'abord, nous allons présenter certaines données d'entrée ou conditions requises pour le fonctionnement de la pompe. Ces données ou conditions peuvent résumer les conditions de fonctionnement de la pompe. Ces critères sont résumés dans le tableau suivant:

Paramètre	Valeur du paramètre	unité
Vitesse angulaire	1400	[tr/min]
Débit volumique	903	[m <sup>3</sup> /h]
Masse volumique du fluide	1000	[kg/m <sup>3</sup> ]
La hauteur d'élévation	42	[m]
L'angle d'entrée	90	[deg°]
Nombre d'aubes	7	/
Rendement	61	%

**Tableau II.1** : Paramètres pour la conception préliminaire des aubes.

## II.3. Paramètres de la simulation numérique

Le but de cette recherche est de réaliser des analyses de simulation numérique sur les phénomènes complexes liés à l'écoulement interne de la pompe centrifuge. Une roue

composée de la ceinture, du plafond et des aubages, est considérée comme un organe qui tourne à une certaine vitesse. D'autre part, le diffuseur est simulé en l'assimilant à un organe fixe. La simulation d'écoulement sera effectuée sur l'ensemble de la roue et du diffuseur.

## II.4. Conditions aux limites

Selon les problèmes physiques traités, les conditions aux limites seront différentes, et la compatibilité de leurs conditions aux limites et du modèle numérique affectera directement la convergence et l'authenticité des résultats de la simulation numérique.

### II.4.1. Condition de pression à l'entrée

Cette condition aux limites peut être utilisée lorsque vous souhaitez appliquer une pression à l'entrée du volume de contrôle à étudier. Cette condition est valable à la fois dans les écoulements compressibles et incompressibles, et peut être utilisée lorsque la pression d'entrée est connue et que le débit correspondant est recherché. La pression totale appliquée est exprimée en écoulement incompressible par la relation suivante:

$$P_t = P_s + \frac{1}{2}\rho v^2 \quad (\text{II.1})$$

### II.4.2. Condition de vitesse à l'entrée

Cette condition aux limites est utilisée pour imposer une vitesse d'entrée au volume de contrôle. Après avoir réglé la vitesse, nous reviendrons à d'autres grandeurs de l'écoulement. Cette condition aux limites peut généralement être utilisée dans les écoulements incompressibles.

### II.4.3. Conditions de débit massique à l'entrée

Différente de la condition de pression à l'entrée, cette condition aux limites est de fixer le débit d'entrée lorsque le débit de l'écoulement à l'entrée pendant que la pression totale de l'écoulement varie. Dans de nombreuses applications, la condition de pression à l'entrée ralentira le taux de convergence du calcul Il est recommandé d'appliquer la condition de débit massique d'entrée dans ces cas. La vitesse de l'écoulement impose la valeur du débit massique du fait que la masse volumique du fluide est constante.

### II.4.4. Condition de pression à la sortie

Permet d'appliquer une valeur de pression statique à la sortie du volume de contrôle. La valeur de pression statique ne peut être appliquée que lorsque le débit est subsonique. Lorsque la pression appliquée à la sortie est proche de la valeur réelle, le processus de convergence

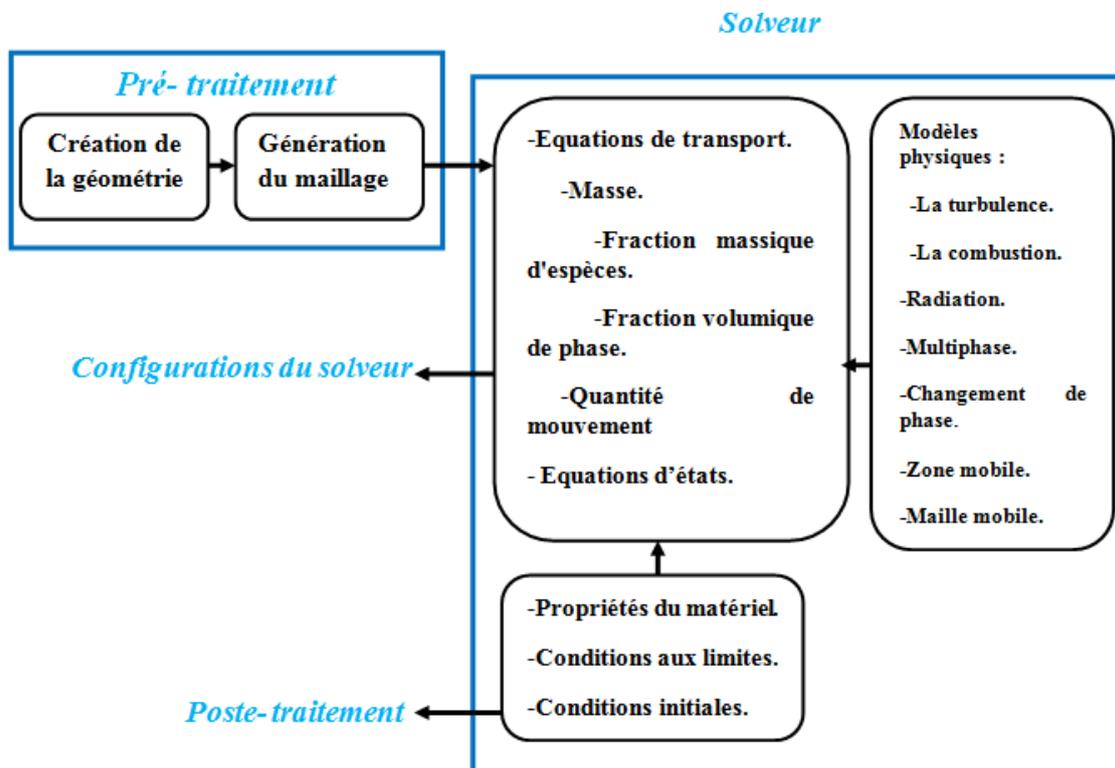
deviendra plus rapide.

#### II.4.5. Condition aux parois

Cette condition aux limites vous permet de spécifier les parois du volume de contrôle. Par rapport à l'exemple des rotors machine roto-dynamiques, la paroi peut être déclarée fixe ou en mouvement relatif.

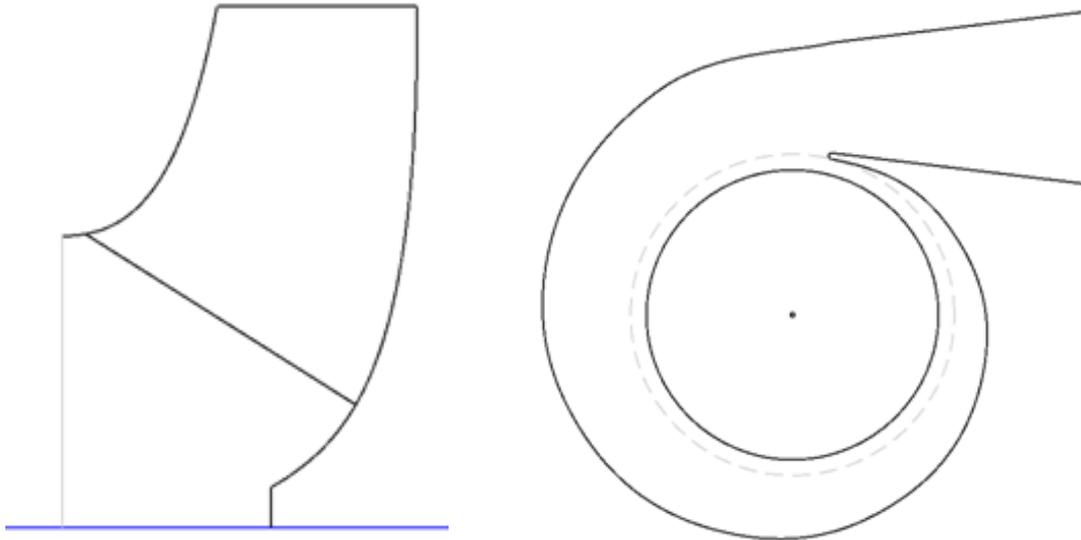
### II.5. Principales étapes de calcul numérique

Dans ce qui suit, nous tenterons de résumer le processus suivi dans la conception, en nous concentrant sur les différentes étapes du calcul numérique de l'écoulement interne. C'est un processus puissant qui peut être utilisé pour prédire et comprendre les phénomènes liés au fonctionnement des turbomachines, et il peut également être utilisé pour prédire les performances. Nous l'avons illustré sous la forme d'un organigramme, c'est-à-dire la phase de conception, comme le montre la figure suivante:



**Figure II.1 :** Organigramme des étapes du travail.

Dans cette étude, le rotor [R1] est considéré comme la partie mobile de la pompe centrifuge, tandis que la partie fixe [S1] est la volute. La figure suivante montre la géométrie de la partie rotor et de la partie fixe de la pompe:



**Figure II.2 :** Géométrie du canal méridien **Figure II.3 :** Géométrie en coupe de la volute.

Le code de calcul contient des algorithmes et des fonctions, y compris tous les principes des pompes centrifuges. Nous avons listé quelques résultats obtenus par Vista CPD dans le tableau ci-dessous

D1 (mm)	Cu1(m/s)	Cm1 (m/s)	U1 (m/s)	W1(m/s)	$\beta$ 1 (deg)
260.9	0	6.49	19.13	20.20	18.73

**Tableau II. 2 :** Paramètres d'entrée.

D2 (mm)	B2 (mm)	$\beta$ 2 (deg)	W2 (m/s)	Cu2 (m/s)	C2 (m/s)
419.9	69.4	13.29	15.25	15.94	16.32

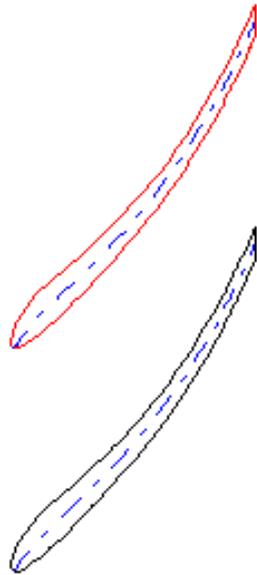
**Tableau II. 3 :** Paramètres de sortie.

### II.5.1. Conception de la géométrie (la roue et la volute)

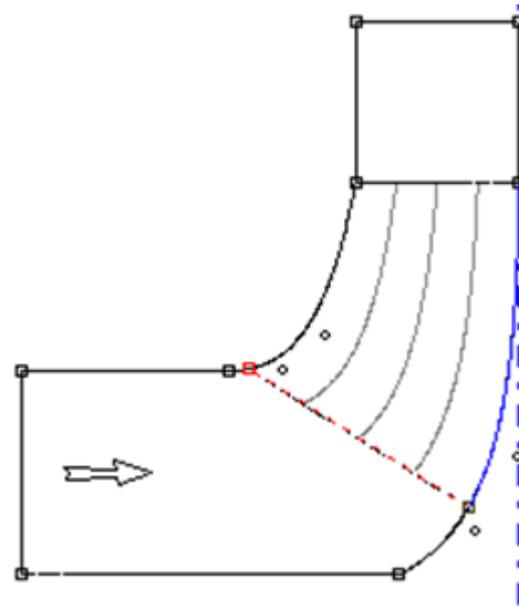
La conception préliminaire est toujours une étape essentielle dans toute la conception d'une turbomachine. Cette étape introduit une méthode permettant de définir dans un premier temps la géométrie de la pale de roue et la volute d'une pompe centrifuge basée sur une méthode unidimensionnelle (1D).

Ensuite, nous continuerons à étudier les méthodes tridimensionnelles (3D) spécifiquement pour la conception rapide de composants de turbomachines. Dans cette étape, le but de cette conception est de simplifier la tâche suivante (génération de maillage) afin que la géométrie

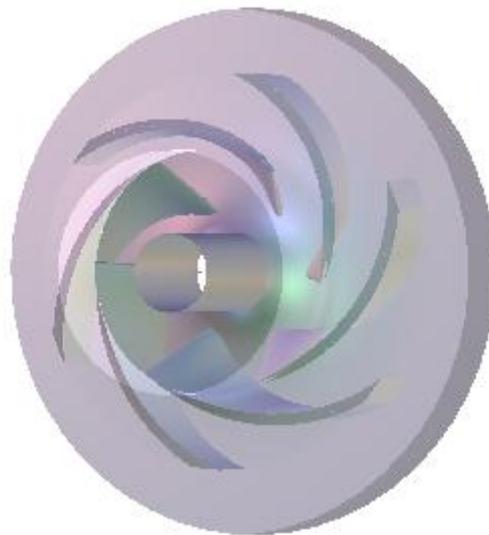
de la roue et du diffuseur aient une bonne discrétisation.



**Figure II.4 :** Vue aube à aube.



**Figure II.5 :** Vue méridienne.



**Figure II.6 :** Géométrie en 3D

### II.5.2. Génération du maillage

La modélisation numérique de l'écoulement à pour première étape de définir le domaine de calcul et le choix du type de maillage adapté. Le choix du maillage apporte la sensibilité de la solution de l'équation dynamique de Navier-Stokes et la conservation de la masse.

Le maillage structurée consiste a divisé les champs de calcul (roue) en plusieurs cellules géométriques simplifiées et de les mailler séparément, et d'autre part le maillage non structurée sont générés de manière arbitraire, et il n'y a aucune contrainte sur sa disposition, par conséquent, ce choix permet de générer un maillage adapté à chaque

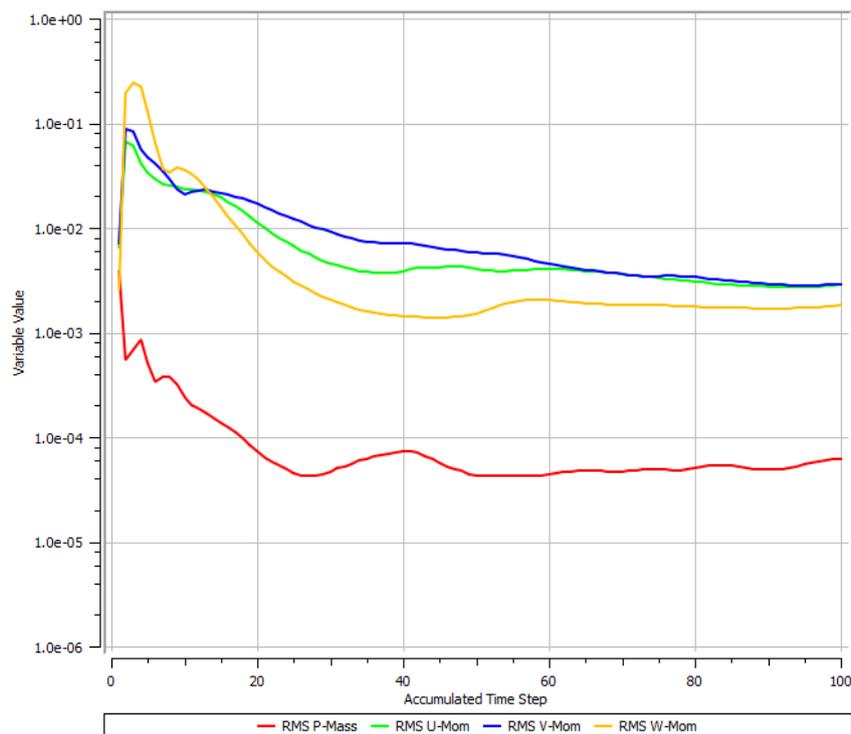
configuration géométrique.

L'algorithme CFD est développé sur la base de la méthode des éléments finis. Cette technologie utilise des éléments géométriques simples pour discrétiser l'espace car elle peut modéliser des formes géométriques très complexes. Elle est parfois préférée à la méthode des volumes finis.

### II.5.3. Configuration (conditions aux limites applicables)

Une autre étape permet d'importer un maillage de la géométrie à étudier, qui est conçu pour spécifier le type d'écoulement. Les conditions initiales et aux limites du problème de recherche sont également précisées, ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations, le pas de temps, d'erreur du fluide et tolérance d'erreur).

Ces calculs sont basés sur la méthode des éléments finis et l'intégration des équations de Navier-Stokes dans chaque maille, et ont d'autres modèles pour considérer les phénomènes physiques tels que la turbulence. Dans le cas d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuivra jusqu'à ce que le nombre maximum d'itérations enregistrées par l'utilisateur soit atteint ou que la solution remplisse la condition de convergence.



**Figure II.7** Progression de convergence.

## **II.6. Conclusion**

La technologie CFD est de plus en plus utilisée par de plus en plus de personnes. Avec la croissance de cette utilisation, il existe maintenant de nombreux logiciels commerciaux sur le marché qui peuvent fournir précision, fiabilité, vitesse et flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Dans le chapitre suivant, nous continuerons à présenter les résultats de la simulation.

# **Chapitre III**

## **Résultats et discussions**

# Résultats et discussions

## III.1. Introduction

La compréhension du flux de fluide est souvent un facteur important dans le développement de produits et de processus industriels. Alors que la puissance de calcul disponible continue d'augmenter, cette compréhension tend de plus en plus à quitter le laboratoire et à entrer dans le domaine de la simulation numérique.

Ce chapitre présente principalement les résultats obtenus par des méthodes numériques: dans un premier temps, nous introduirons la vérification et la comparaison de la distribution de la vitesse et de la pression sur différents plans, en suite on va présenter la distribution des pressions et vitesses sur les mêmes plans avec des débits différents.

## III.2. Résultats

### III.2.1. La répartition des vitesses

#### III.2.1.1. Vue méridienne

La figure III.1 montre la distribution de la vitesse sur la surface méridienne, et la figure montre le changement de vitesse dans le canal méridien. De l'entrée de la roue (aspiration) à la sortie de la roue (refoulement), la vitesse a été considérablement augmentée. En fait, le rôle principal de la roue est toujours d'échanger de l'énergie entre la machine et le fluide, c'est-à-dire que l'énergie cinétique est transférée au fluide du fait du mouvement de rotation de la roue.

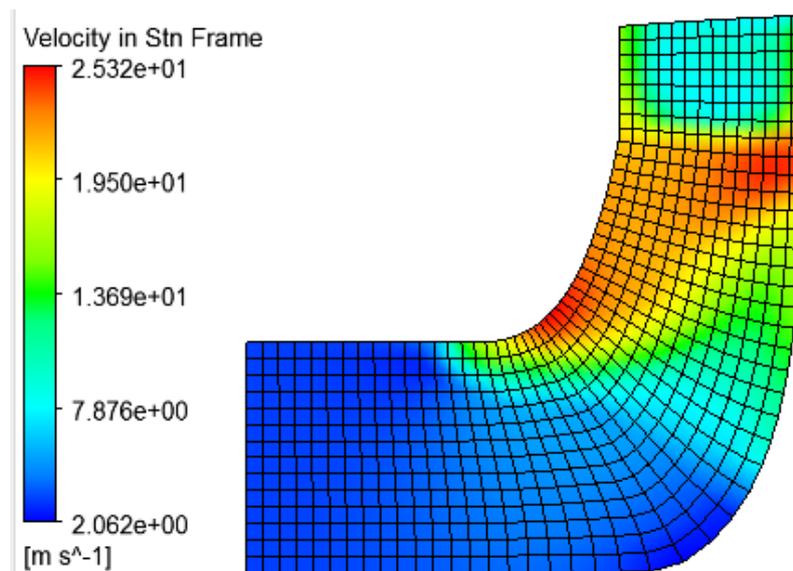
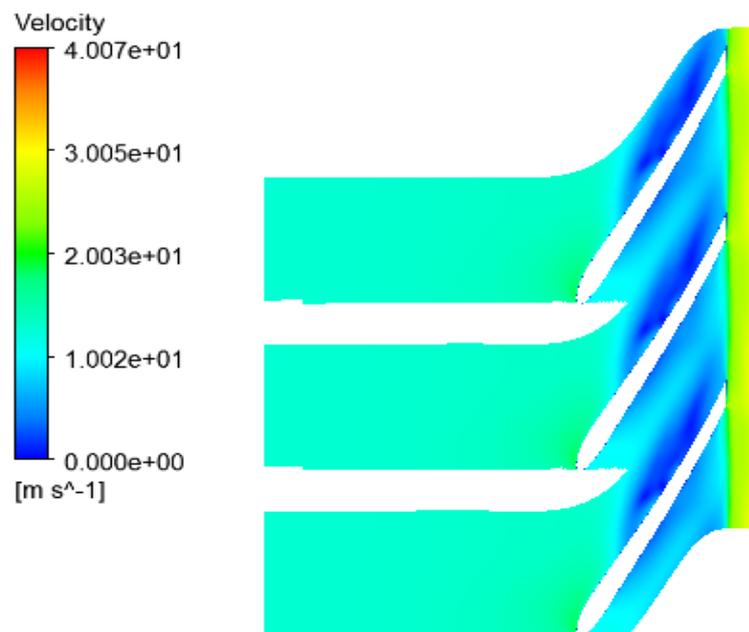


Figure III.1 : Répartition de la vitesse sur le plan méridien.

### III.2.1.2. Vue aube à aube

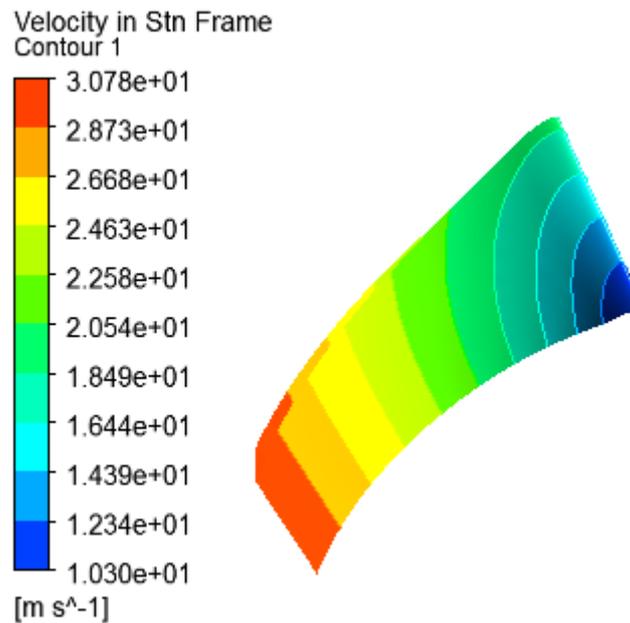
La Figure III.2 montre la distribution du champ de vitesse sur le plan aube à aube. Lorsque nous sommes passés de l'orifice d'aspiration de la pompe à son orifice de refoulement, nous avons remarqué un changement dans le champ de vitesse. Une différence est également observée dans le champ de vitesse entre l'intrados et l'extrados des aubages. En fait, la vitesse au niveau de l'intrados est légèrement supérieure qu'au niveau de l'extrados.



**Figure III.2 :** Répartition du Champs de vitesse sur le plan aube à aube

### III.2.1.3. Contours des vitesses

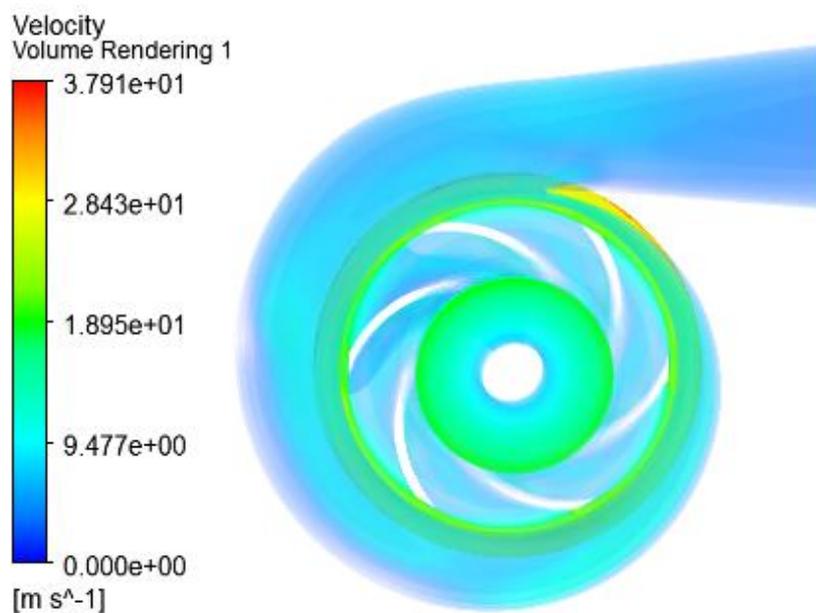
La figure III.3 montre les contours de répartition de la vitesse sur le contour de la pale dans la roue. Vous pouvez voir que la vitesse du fluide au bord de fuite est plus élevée par rapport au bord d'attaque de la pale.



**Figure III.3** Distribution de la vitesse autour de la pale.

#### III.2.1.4. Vue volute

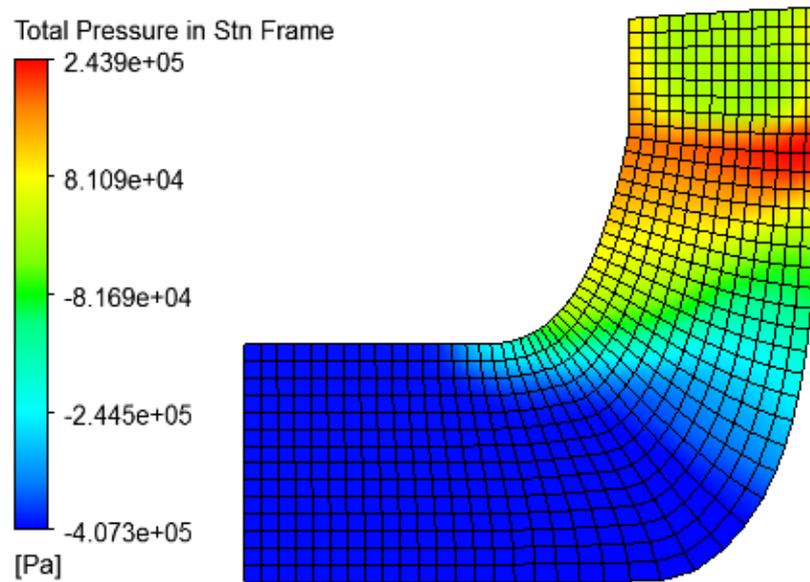
La figure III.4 montre la distribution de la vitesse à travers la volute. On constate que la vitesse augmente brusquement de l'entrée à la sortie de la roue et que le fluide est repoussé dans la volute. Dans la volute, on a constaté que la vitesse diminue progressivement jusqu'à un minimum au niveau de la partie décharge, cette diminution est due à une divergence de section.



**Figure III.4:** Répartition de la vitesse à travers la volute.

## III.2.2. La répartition des pressions

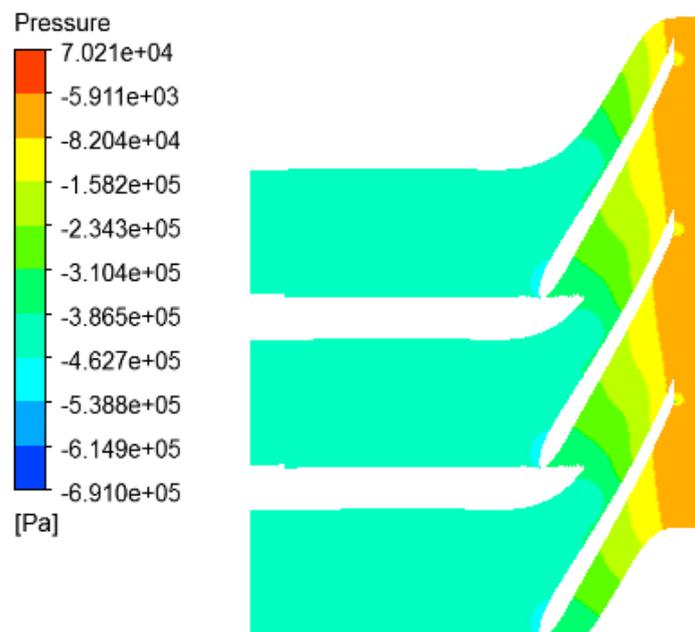
### III.2.2.1. Vue méridienne



**Figure III.5:** Répartition de la pression sur le plan méridienne.

La figure III.5 montre la répartition de la pression dans l'écoulement méridien, on constate que la pression augmente progressivement et qu'elle est plus importante à la sortie (refoulement) de la roue qu'à l'entrée (aspiration) de la roue.

### III.2.2.2. Vue aube à aube :



**Figure III.6:** Répartition de la pression totale sur le plan aube à aube

La figure III.6 représente la répartition de la pression totale sur le plan aube à aube. A première vue il a été remarqué que la pression n'est pas uniforme sur l'aube, elle augmente en se déplaçant de l'aspiration au refoulement de la pompe. Elle est beaucoup plus élevée au bord de fuite et moins vers le bord d'attaque de la pale. Il a été observé aussi, clairement, la différence de pression entre l'extrados et l'intrados, la pression est plus importante sur l'extrados que sur l'intrados.

### III.2.2.3. Contours des pressions

La figure III.7 représente les contours de la pression, on peut voir que la pression est plus élevée au bord de fuite et plus faible au bord d'attaque.

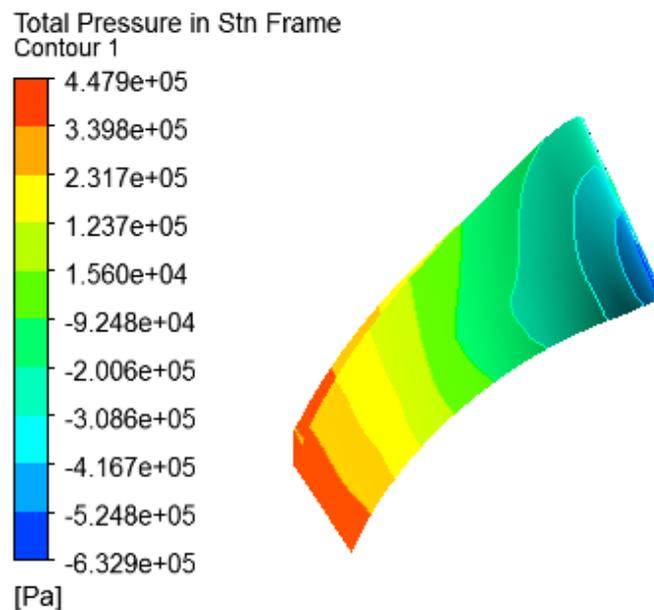


Figure III.7 : Distribution de la pression autour de la pale.

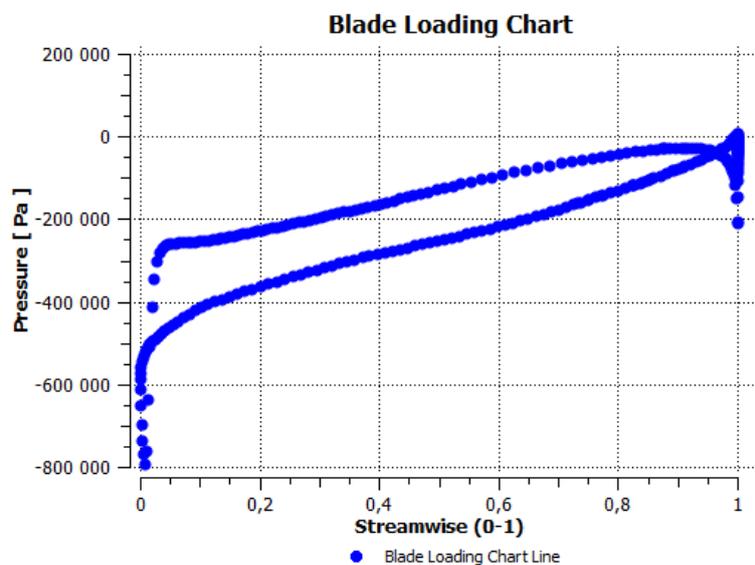
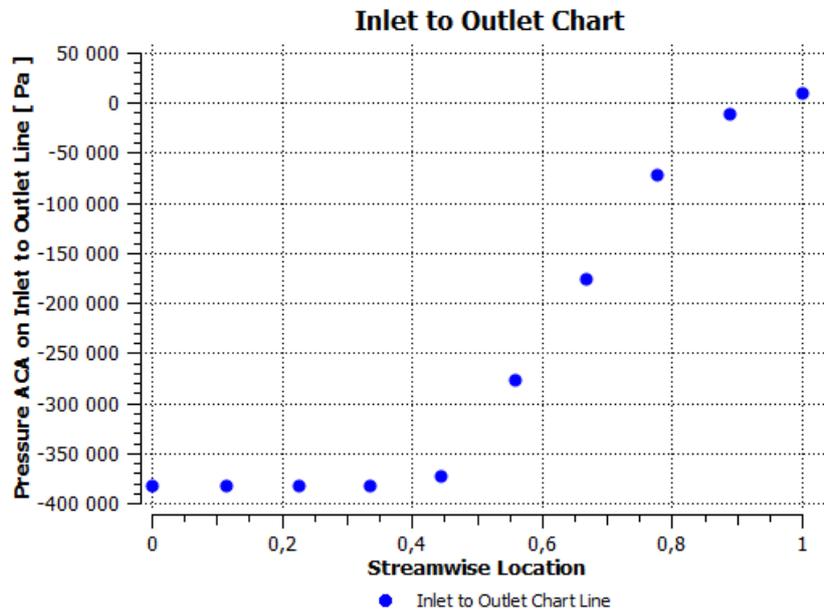


Figure III.8: Variation de la pression le long de l'aube.

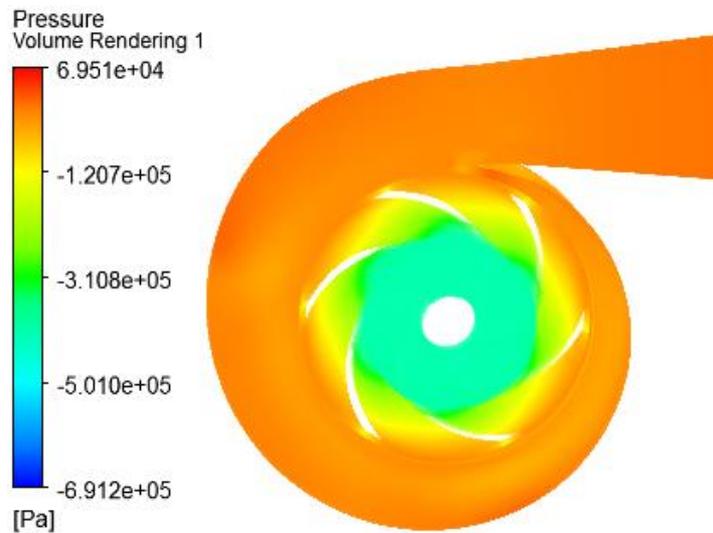
La figure III.8 montre le changement de pression autour de la l'aube entre l'aspiration et le refoulement. On a constaté que la pression du bord d'attaque au bord de fuite augmentait considérablement et que la différence de pression entre l'extrados et l'intrados augmentait, bien évident que la pression est plus importante sur l'extrados que l'intrados.



**Figure III.9 :** Variation de la pression totale le long de l'aube.

La figure III.9 représente la variation de la pression totale en fonction de la longueur adimensionnelle de l'aube. Il a été observé que toute la pression augmente fortement sur toute la longueur. La pression totale n'est que la somme des pressions statiques et dynamiques. A l'aspiration de la roue on remarque que la pression total est pratiquement constante, et au refoulement la différence est bien apparente, cela est due à l'effet de la pression dynamique. Il a été constaté que la pression dynamique augmente au fur et à mesure qu'en se déplaçant de l'aspiration au refoulement, ce qui est du à l'augmentation progressive de la vitesse et donc de la pression dynamique.

### III.2.2.4. Vue volute



**Figure III.10 :** Répartition de la pression à travers la volute.

La figure III.10 montre la répartition de la pression sur la volute. On a observé que la pression augmente de l'entrée à la sortie de la pale et que le fluide est évacué dans la volute, ou que la pression augmente progressivement jusqu'au maximum dans la partie de refoulement de la volute.

### III.2.3. Variation du débit:

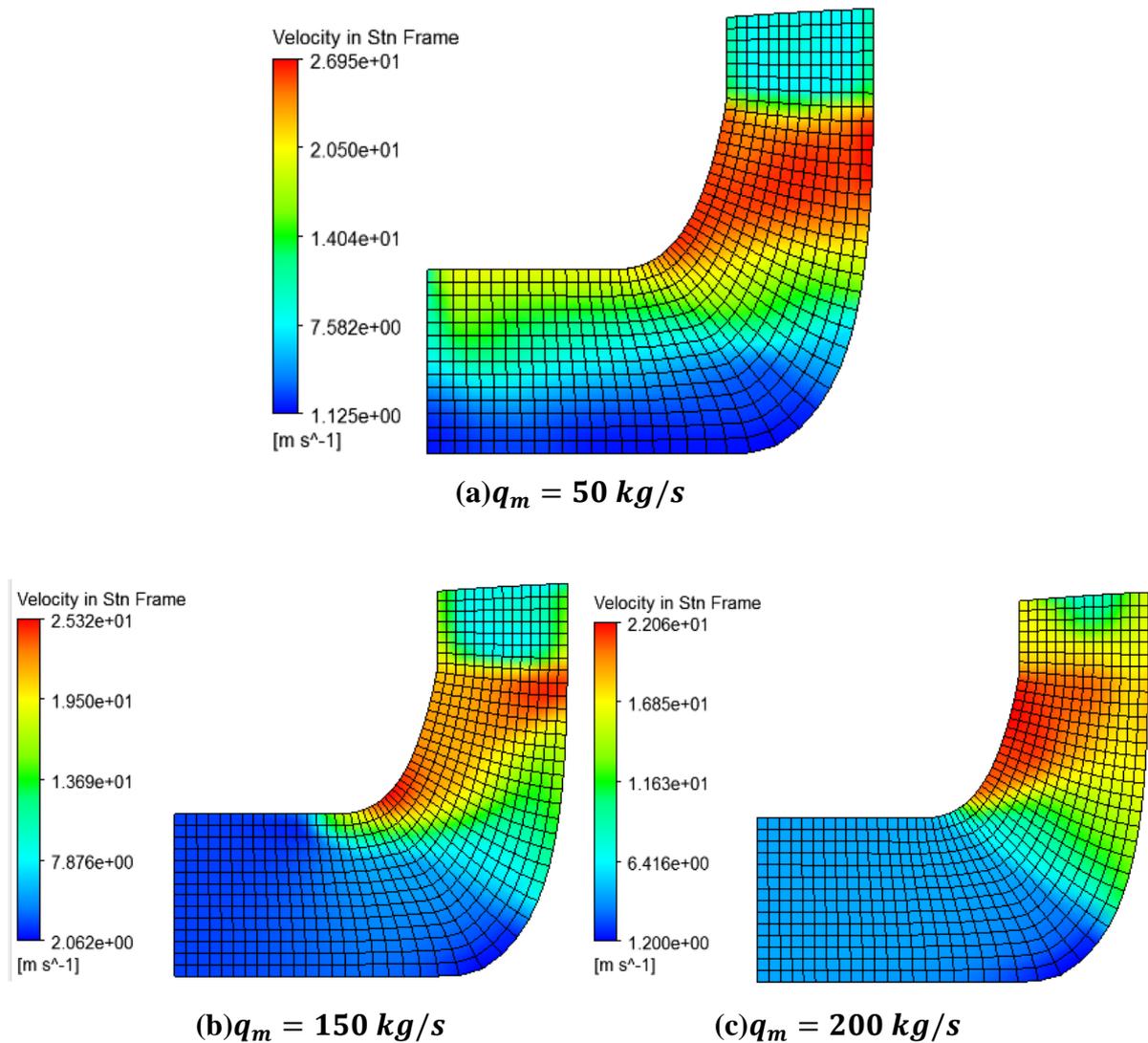
<b>Débit massique [Kg/s]</b>	50	150	200
<b>Vitesse de rotation [tours/min]</b>	1400	1400	1400

**Tableau III.1 :** Paramètres de la simulation pour nos trois cas.

#### III.2.3.1. La répartition des vitesses

##### a. Vue méridienne :

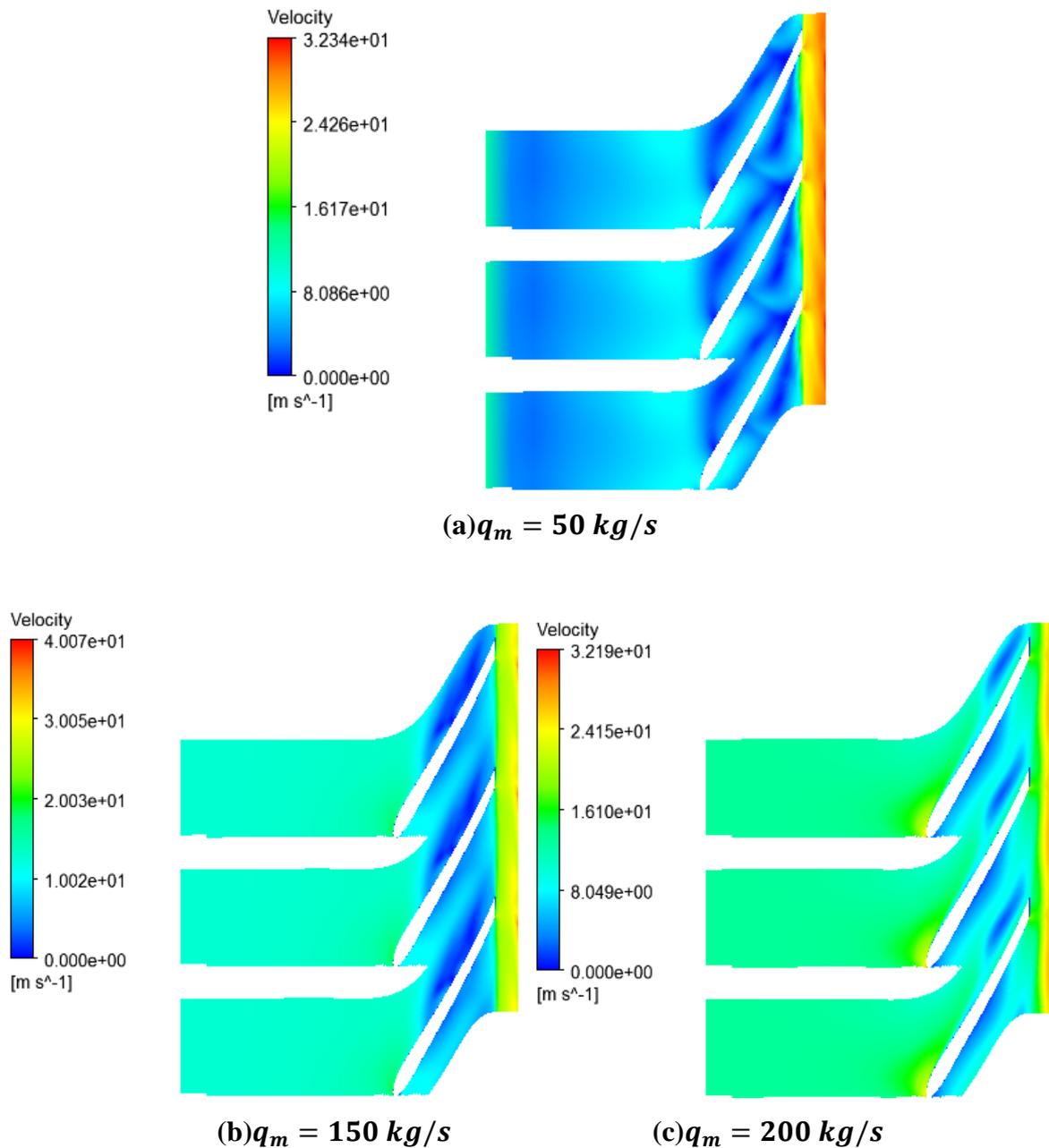
La figure III.11 montre la distribution des vitesses dans le plan méridien pour nos trois situations différentes. . On voit bien évidemment que la vitesse change avec le changement du débit.



**Figure III.11:** Variation des vitesses sur le plan méridien avec différents débits massiques.

**b. Vue aube à aube :**

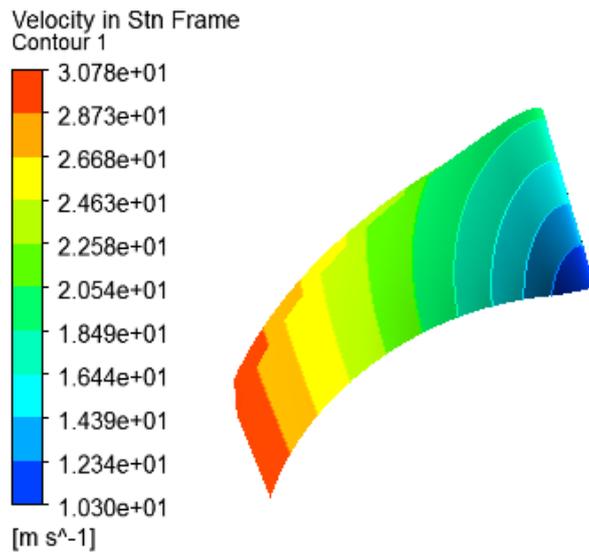
La figure III.12 montre la répartition des champs de vitesses dans le plan aube à aube pour trois différents débits étudiés. L'augmentation de la vitesse peut être vue en augmentant le débit. A noter que pour les trois débits différents étudiés, la vitesse d'aspiration à l'échappement a tendance à augmenter, et on peut également observer que la vitesse du côté inférieur est nettement supérieure à la vitesse du côté supérieur.



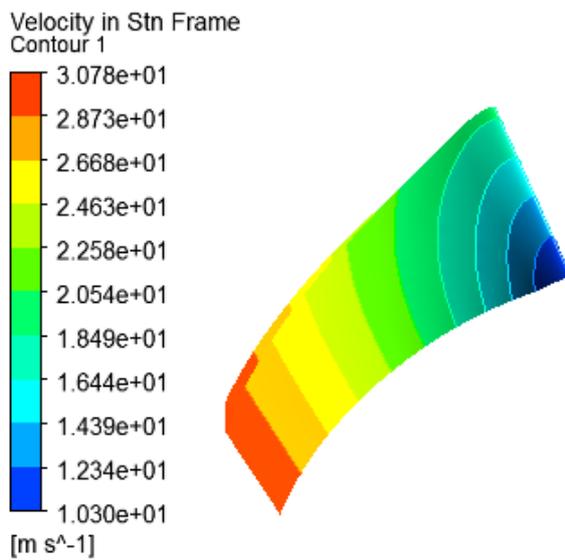
**Figure III.12:** Variation des champs vitesses sur le plan aube à aube avec deux différents débits massiques.

**c. Contours des vitesses :**

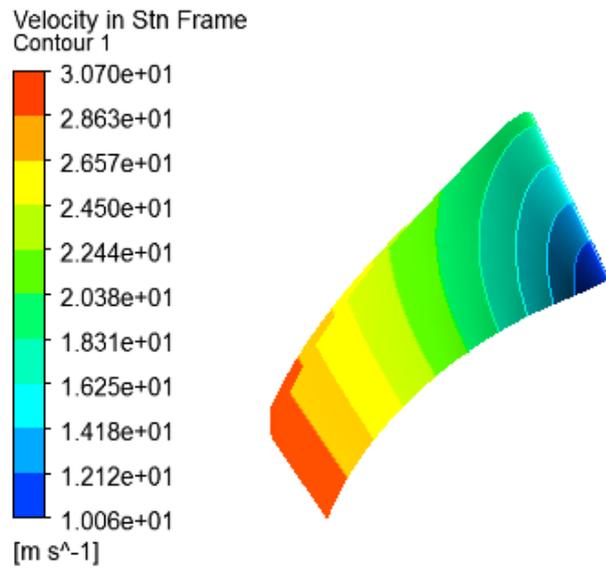
La figure III.13 montre la répartition des vitesses autour de l'aube à trois débits différents. Nous avons remarqué que la répartition des vitesses augmente avec l'augmentation du débit. Selon cette figure, lorsque la vitesse d'écoulement est différente, la vitesse du bord de fuite est supérieure à celle du bord d'attaque de l'aube.



(a)  $q_m = 50 \text{ kg/s}$



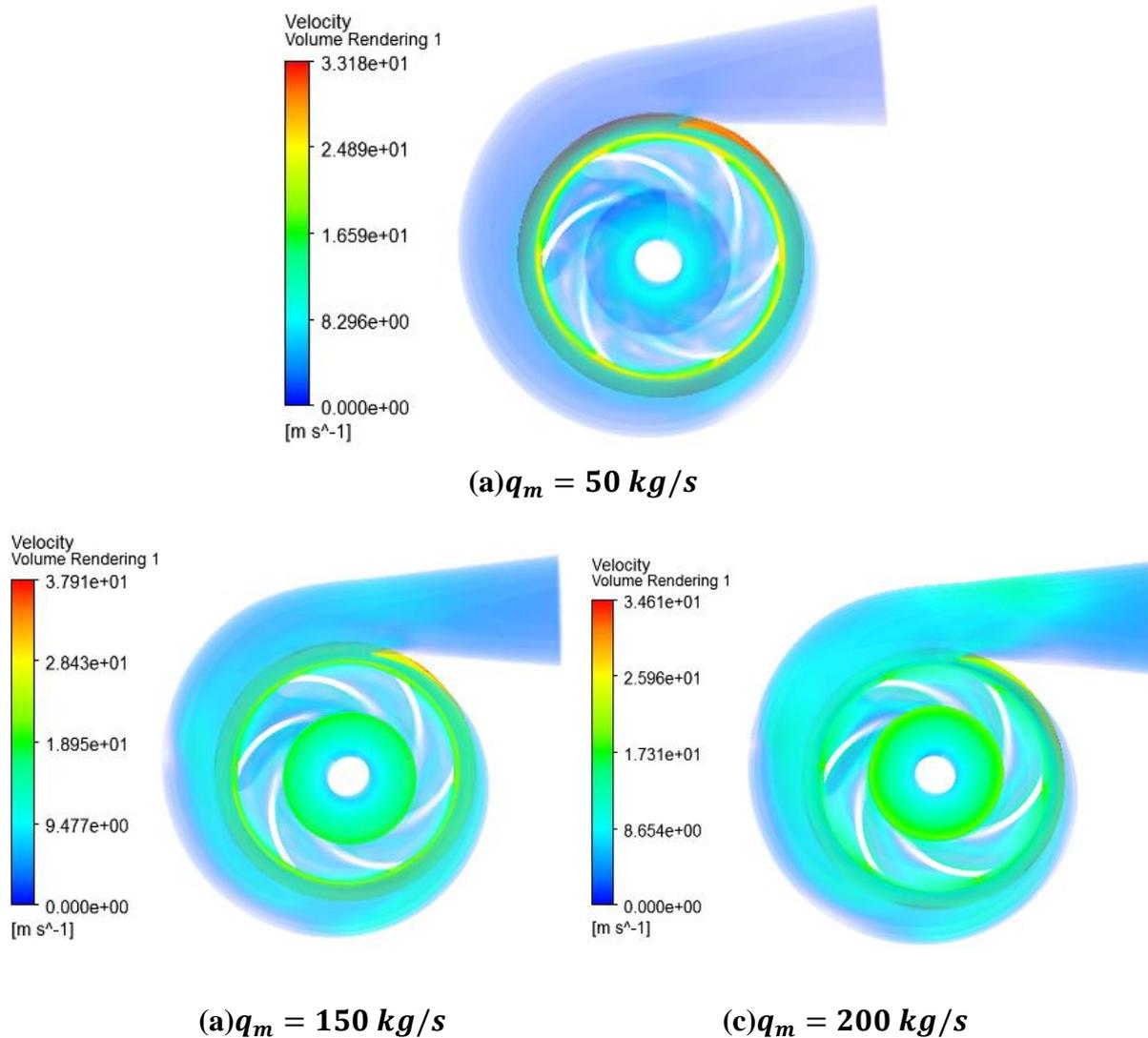
(b)  $q_m = 150 \text{ kg/s}$



(c)  $q_m = 200 \text{ kg/s}$

**Figure III.13:** Distribution de la vitesse autour de la pale pour trois différents débits massiques.

**d. Vue volute :**



**Figure III.14:** Répartition de la vitesse dans la volute pour trois différents débits massiques.

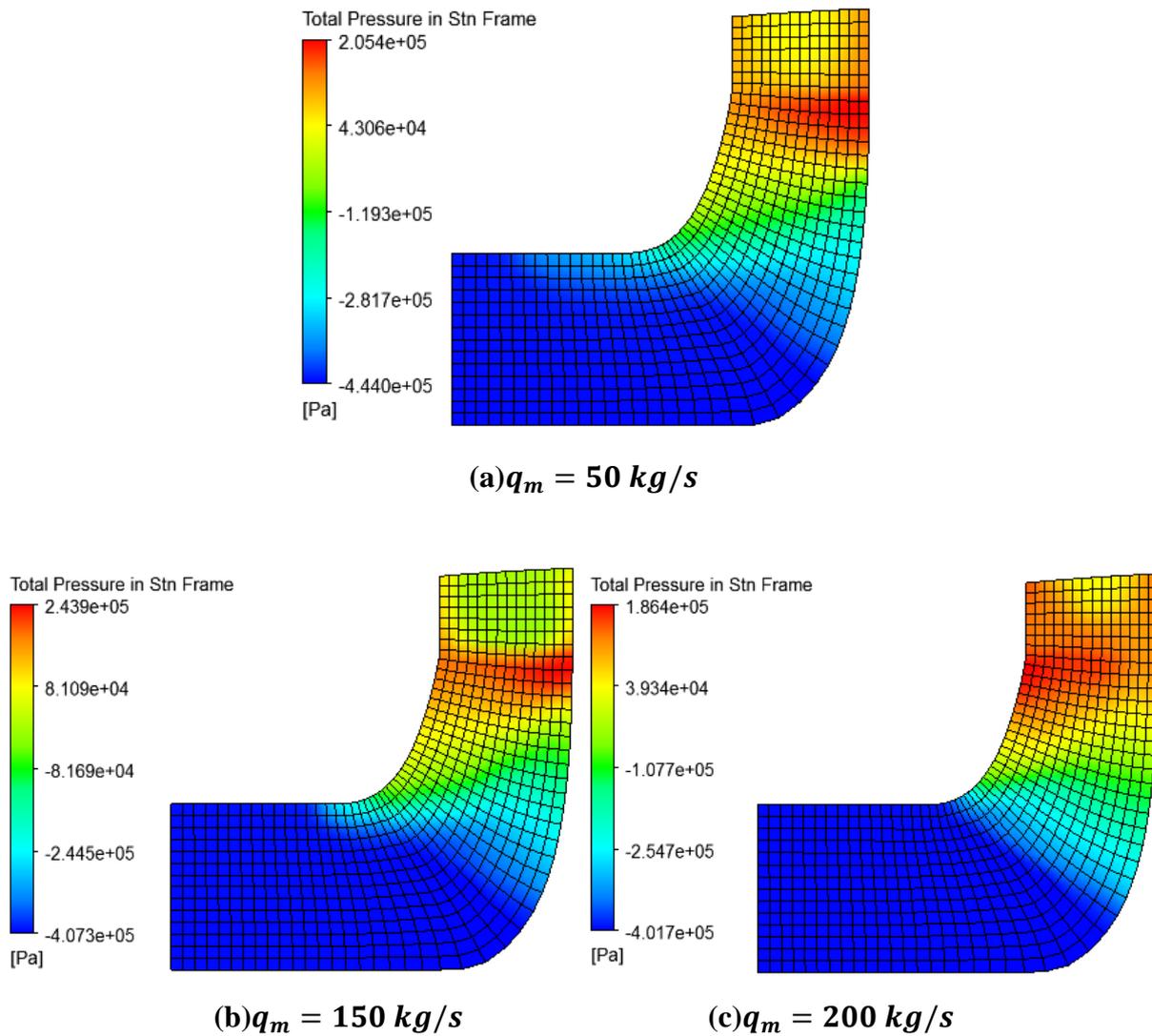
La figure III.14 montre la distribution de la vitesse dans la volute avec trois différents débits. On peut observer que la vitesse du fluide dans la volute et sa partie de refoulement est un peu augmentée quand le débit augmente.

### III.2.3.2. La répartition des pressions

**a. Vue méridienne :**

La figure III.15 montre la distribution de pression totale de trois débits différents sur le plan méridien. En augmentant le débit, on observe une chute de pression au niveau de l'aspiration et une augmentation de la pression au niveau du refoulement. En effet, la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la roue augmente à mesure que le débit

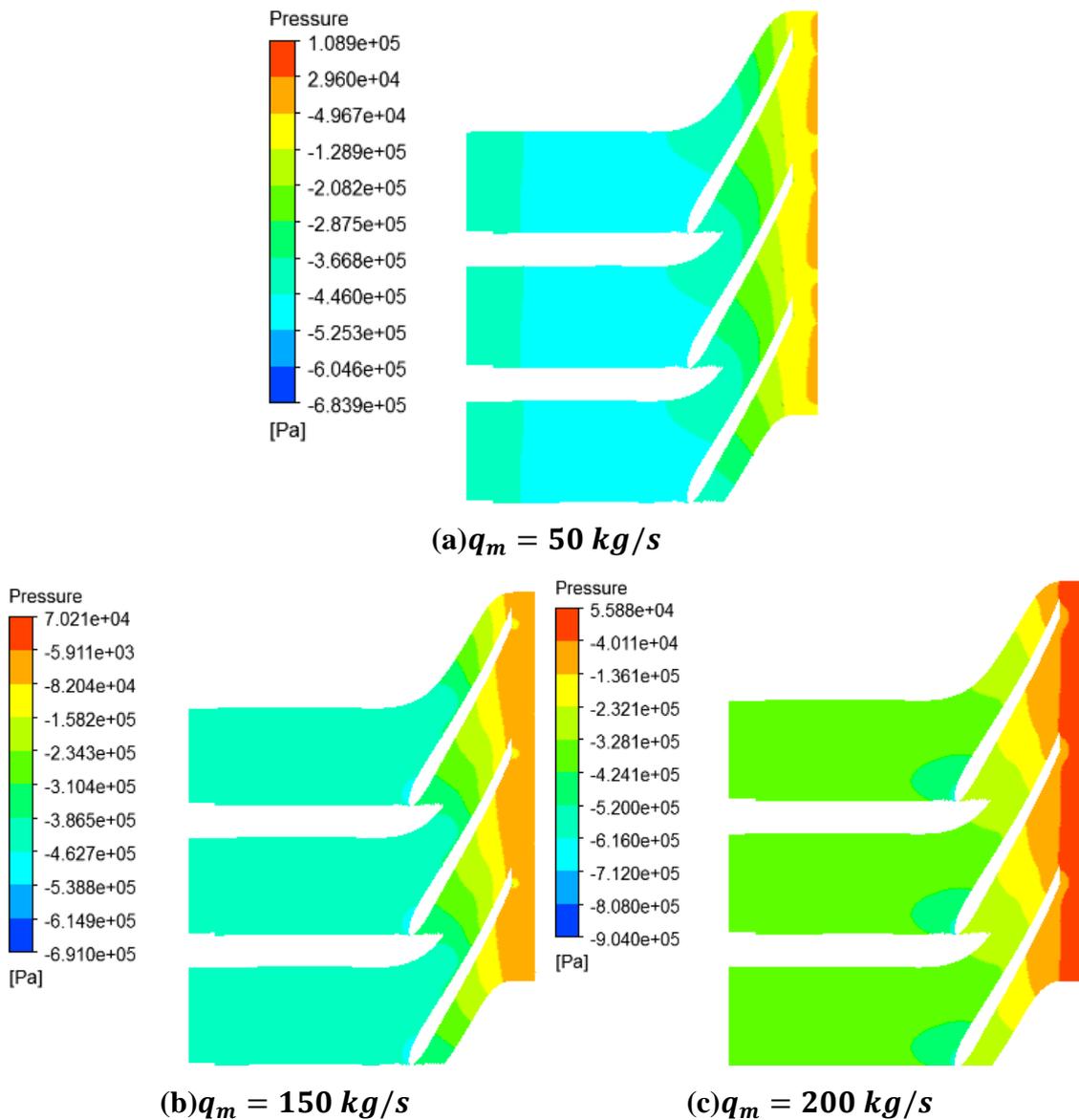
augmente.



**Figure III.15:** Variation de la pression sur le plan méridien avec trois différents débits massiques.

A noter que pour les trois différents débits, la pression de l'entrée de la roue à la sortie de la roue augmente.

**b. Vue aube à aube :**



**Figure III.16 :** Variation de la pression sur le plan aube à aube avec trois débits massiques.

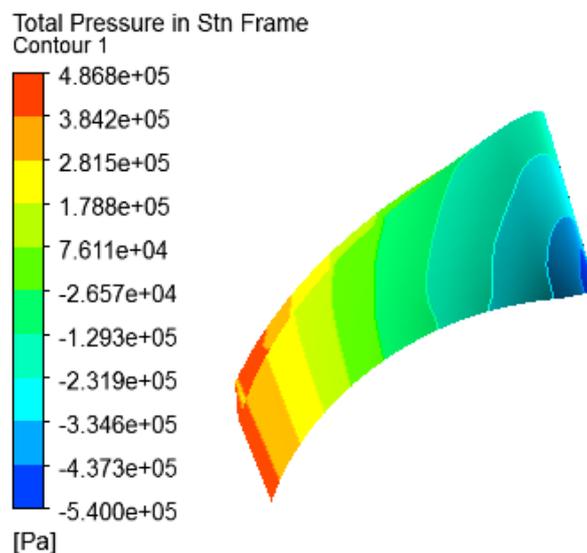
La figure III.16 montre la répartition de la pression de la pale au plan de la pale à trois débits différents. En augmentant le débit de fluide, la pression d'aspiration diminue et le volume d'échappement augmente. La différence de pression entre l'entrée et la sortie de la roue augmente avec l'augmentation du débit.

On peut voir sur la figure que pour les deux débits différents étudiés, la pression a tendance à augmenter de la pression d'aspiration à la pression de refoulement, et il montre clairement que la pression sur la surface supérieure est supérieure à la pression sur la surface inférieure.

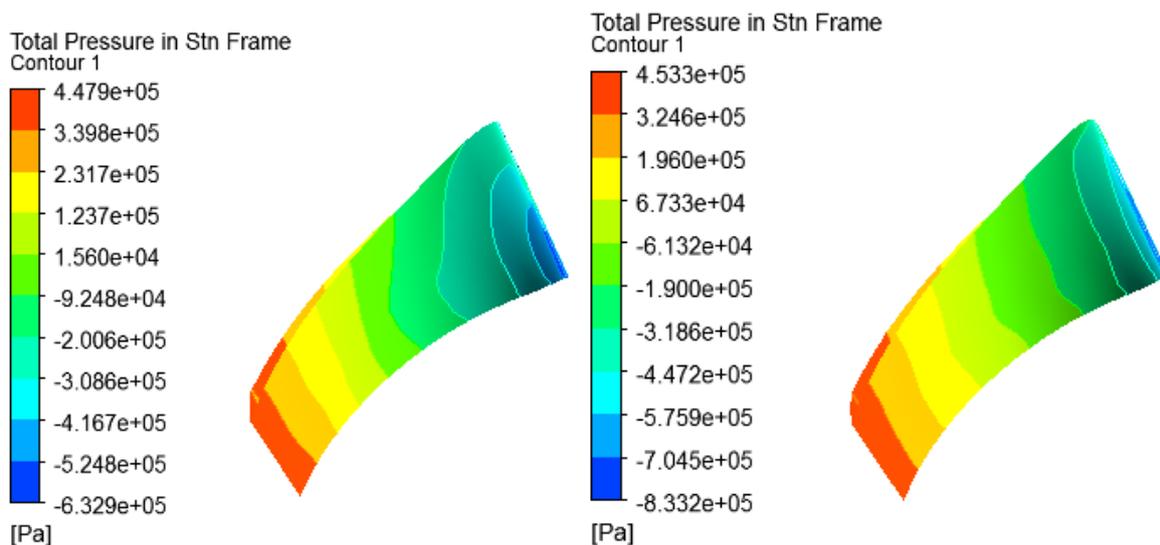
### c. Contours des pressions :

La figure III.17 montre la répartition de la pression totale autour de l'aube à trois débits différents: si l'on augmente le débit, on verra la pression au bord d'attaque diminuer et la pression au bord de fuite augmenter.

Sur cette figure, on peut voir que pour les trois débits, la pression au bord de fuite est supérieure à la pression au bord d'attaque.



(a)  $q_m = 50 \text{ kg/s}$

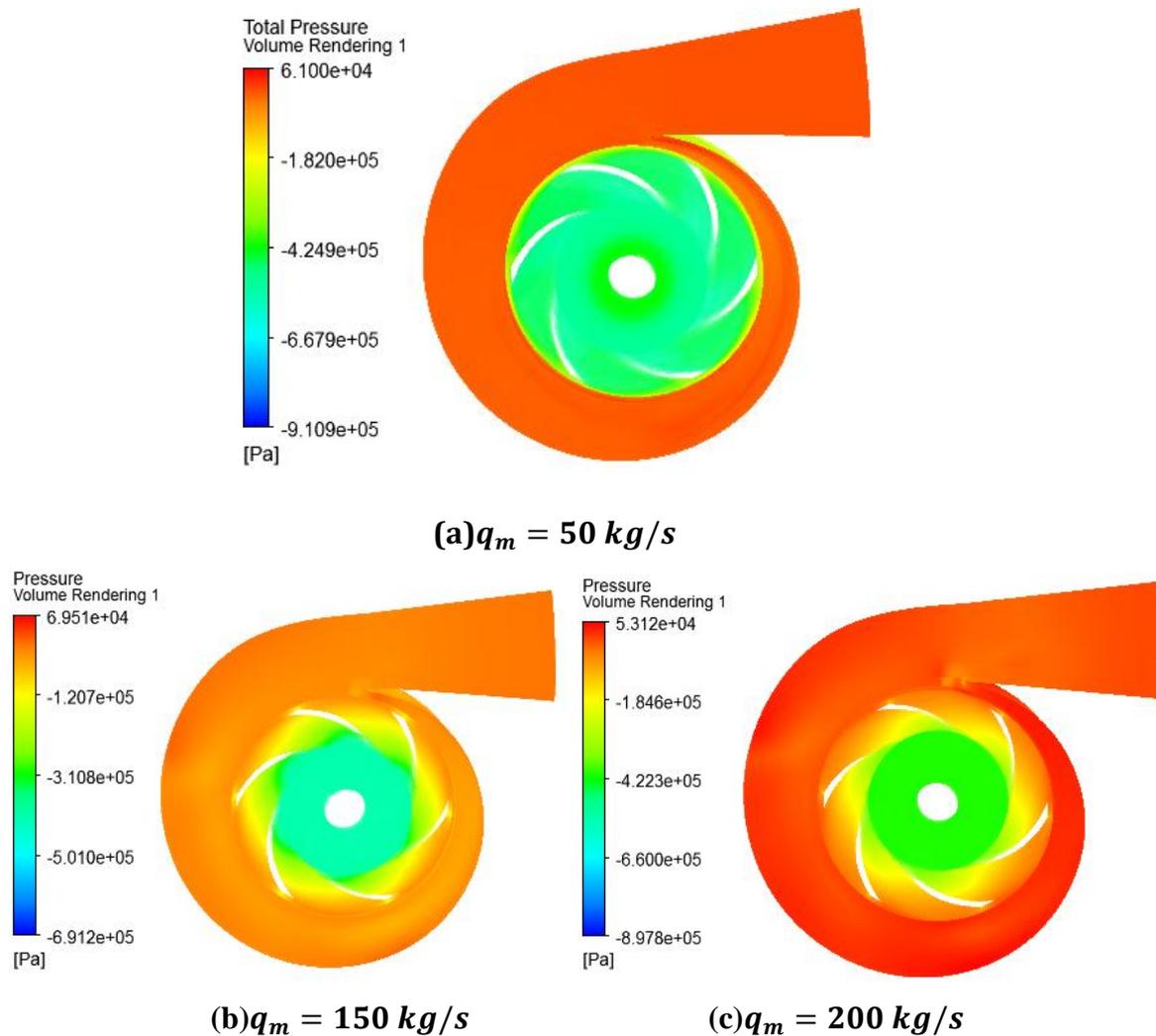


(b)  $q_m = 150 \text{ kg/s}$

(c)  $q_m = 200 \text{ kg/s}$

**Figure III.17:** Variation de la pression avec trois débits massiques.

## d. Vue volute :



**Figure III.18** : Variation des pressions autour de la volute avec trois différents débits massiques.

La figure III.18 montre la répartition de la pression dans la volute à trois débits différents. En augmentant le débit, on constate une augmentation de la pression dans la volute. En effet, la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la volute augmente à mesure que le débit augmente.

### III.3 Conclusion

Après avoir exposé le processus de conception du modèle géométrique de notre pompe et après avoir fait l'étude de l'écoulement interne à travers les aubes de la pompe centrifuge, on a pu trouver que les résultats de simulation sont logiques.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion Générale

Les derniers développements des systèmes informatiques ont produit une génération d'ordinateurs, qui ont considérablement réduit le temps de calcul en raison de leur capacité et de leur puissance. Par conséquent, l'utilisation de la CFD (dynamique des fluides computationnelle) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. Le but est d'étudier des phénomènes complexes liés à l'écoulement interne par simulation numérique, De plus cette dernière offre la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure.

Dans ce mémoire, nous avons mené une étude numérique de l'écoulement dans une roue équipée de six pales de pompe centrifuge, qui tourne à vitesse constante. Plusieurs configurations de distribution de vitesse et de pression ont été étudiées et discutées.

Nous avons mené en premier, généralités sur les turbomachines et leurs méthodes de conception ainsi que les pompes et leur classification. Ensuite nous avons rédigé un bref aperçu sur la méthode de conception d'une turbomachine.

En suite, une partie très importante est consacrée sur l'étude des pompes centrifuges, à son principe de fonctionnement et à la théorie des pompes centrifuges. Poursuivant avec l'étude de l'écoulement interne dans les turbomachines, après avoir révélé les équations générales régissant ces écoulements, nous avons introduit le phénomène de turbulence, le modèle le plus utilisé, et la décomposition de Reynolds.

Deuxièmement, nous nous sommes concentrés sur le processus à suivre pour simuler l'écoulement à l'interne d'une roue dans une pompe centrifuge.

Enfin, nous introduisons les différents résultats obtenus par la procédure numérique, qui a donné une estimation satisfaisante des performances de la machine.

# **Références Bibliographiques**

## Références Bibliographiques

- [1] M. Zahi, “Simulation Numérique de l’Écoulement Interne dans une Pompe Centrifuge avec le CFX”, mémoire de magister en génie mécanique, option énergétique, université Hassiba Benbouali de Chlef, 2008.
- [2] Abidat et al. (1998). Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 212. 173-184.
- [3] Hamel M., Etude des performances d’une volute de turbine radiale ou semi axiale, 2005.
- [4] M<sup>elle</sup>. Anissa, “Simulation Numérique d’un Écoulement Transsonique à TRAVERS un Stator d’une Turbine Axiale”, mémoire de magister en génie mécanique, option énergétique, université M’Hamed bougara de Boumerdès, 2008.
- [5] A. Abd Ellatif, “Contribution Numérique de l’Etude De l’Influence de la Géométrie de l’Aubage en vue d’une Optimisation des Performances d’une Pompe Centrifuge Par le Logiciel CFX”, Mémoire Magister En Mécanique, Option Simulation Mécanique, Université Hassiba Ben Bouali, CHLEF.
- [6] M. Moustafa, “Simulation de L’Ecoulement de l’Air dans la Roue d’un Compresseur Centrifuge”, Mémoire Magister En Génie Mécanique Option Simulation Numérique, Université HASSIBA BEN BOUALI CHLEF, 2011.
- [7] L. Mazouzi, Z. Sayah, “Etude de Défaillance d’une Pompe à eau Centrifuge de Type GUINARD HP”, Mémoire Magister En génie Mécanique Option Energétique, 2016.
- [8] K. Slimane, S. Laid, “Investigation Expérimentale du Phénomène de Cavitation Dans Les Pompes”, mémoire de magister en génie mécanique, option maintenance industrielle, université Kasdi Merbah, d’Ouargla, 2011.

- [9] H. Fazia, “Simulation Numérique des Ecoulement Internes dans les Turbomachines”, Mémoire Master En Génie Mécanique, Option Energétique, Université A-Mira, Bejaïa, 2017.
- [10] M.Chouskey et al, “Design and Analysis of Slurry Pump Using Computational Fluid Dynamics”, International Of Applcation Of Engineering And Technology, 2016, 3(5) :P.386-392.
- [11]A.BENSLIMANE, “Introduction à la Mécanique Des Fluides”, document polycopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.
- [12] R. Teggin, S. Hebbal, M.S Hebbal, M. S. Hebbal, “ Effect of Blade Geometry on Hydraulic Performance of The Centrifugal Pump”, International Journal of Innovation Research in Science, vol.5,issue 7,2016
- [13] B. Mostefa, H. Karima, Simulation Numérique De L’écoulement A Travers Une Cascade D’aubes D’une Turbomachine : Application Au Stator et / Ou Au Rotor, Mémoire De Magister En Génie Mécanique, Constantine, 2007.
- [14] GRUNDFOS, “Research and Technology of the Centrifugal Pump”,livre.
- [15] A. BENSLIMANE, “Étude d’un Écoulement de Fluide Newtonien Dans un Canal Muni de Cavités en Convection Forcée”, mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2009.
- [16] S.MOULOUD, R.CHRFI, “Simulation d’un Écoulement Fluvial Surface Libre en Présence d’une Crête”, mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2014.
- [17] M. YOUNSI, “Aéroacoustique et Aérodynamique Instationnaire, Numérique et Expérimental des Ventilateurs Centrifuge à Action”, Thèse De Doctorat En Mécanique, Ecole National Supérieure D’arts Et Métiers, Paris, 200.
- [18]Simulation numérique d'un écoulement de fluide dans une roue de pompe centrifuge, mémoire de master, option électromécanique, université A. MIRA, de Bejaia, 2016.
- [19] A.AGURCIF, L.CHEFFAR. Simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines, mémoire master, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2017

## Résumé

### **Modélisation et Simulation numérique des écoulements internes dans les pompes centrifuges**

Ce travail consiste à étudier , analyser et mieux comprendre le comportement d'un fluide ( incompressible, visqueux, turbulent et instationnaire ) , circulant à l'intérieure d'une pompe centrifuge en faisant des modélisation tridimensionnelles des champs de vitesses et des champs de pressions sur les deux plan , méridien et aubes à aubes ,en utilisant un logiciel de simulation ( ANSYS-CFX).

Les résultats obtenus aident à développer les turbomachines (les pompes centrifuge) en prévoyant les performances ,ce qui entraine à dimensionner, optimiser puis améliorer ce dernier.

**Mots clés : pompe centrifuge, turbomachine, conception, écoulement interne, analyse des performances.**

---

## Abstract

### **Modeling and Numerical Simulation of Internal Flows in Centrifugal Pumps**

This work consists in studying, analyzing and better understanding the behavior of a fluid (incompressible, viscous, turbulent and unsteady), circulating inside a centrifugal pump by making three-dimensional modeling of velocity fields and pressure fields. On both plane, meridian and paddle vanes, using simulation software (ANSYS-CFX).

The results obtained help to develop turbomachines (centrifugal pumps) by predicting performance, which leads to dimensioning, optimizing and then improving the latter.

**Keywords : centrifugal pumps, turbomachines, design, performance analysis, internal flow.**

## Résumé

### **Modélisation et Simulation numérique des écoulements internes dans les pompes centrifuges**

Ce travail consiste à étudier , analyser et mieux comprendre le comportement d'un fluide ( incompressible, visqueux, turbulent et instationnaire ) , circulant à l'intérieure d'une pompe centrifuge en faisant des modélisation tridimensionnelles des champs de vitesses et des champs de pressions sur les deux plan , méridien et aubes à aubes ,en utilisant un logiciel de simulation ( ANSYS-CFX).

Les résultats obtenus aident à développer les turbomachines (les pompes centrifuges) en prévoyant les performances, ce qui entraine à dimensionner, optimiser puis améliorer ce dernier.

**Mots clés : pompe centrifuge, turbomachine, conception, écoulement interne, analyse des performances.**

---

## Abstract

### **Modeling and Numerical Simulation of Internal Flows in Centrifugal Pumps**

This work consists in studying, analyzing and better understanding the behavior of a fluid (incompressible, viscous, turbulent and unsteady), circulating inside a centrifugal pump by making three-dimensional modeling of velocity fields and pressure fields. On both plane, meridian and paddle vanes, using simulation software (ANSYS-CFX).

The results obtained help to develop turbomachines (centrifugal pumps) by predicting performance, which leads to dimensioning, optimizing and then improving the latter.

**Keywords :centrifugal pumps, turbomachines, design, performance analysis, internal flow.**