

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 :

AGURCIF AMAZIGH

CHEFFAR LOUIZA

Thème

**Simulation numérique des écoulements internes dans les
turbomachines**

Soutenu le 27/06/2018 devant le jury composé de:

Mr. HAMDACHE

Président

Mr. BENSLIMANE

Rapporteur

Mr. SAHI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Liste des figures

Chapitre I : Généralités et synthèse bibliographique.

Figure I.1 : Roue motrice axiale	6
Figure I.2 : Roue motrice radiale	6
Figure I.3 : Roue motrice hélicoïdale	6
Figure I.4 : Eléments constitutifs dans une pompe centrifuge	8
Figure I.5 : Classification des pompes	9
Figure I.6 : Pompe centrifuge à écoulement radiale	10
Figure I.7 : Pompe axiale à écoulement axiale	10
Figure I.8 : Pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal	11
Figure I.9 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue	13
Figure I.10 : Triangles des vitesses d'entrée d'une pompe centrifuge sans directrice à l'entrée	14
Figure I.11 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2	15
Figure I.12 : Hauteur théorique à nombre d'aubes fini (z), et infini (∞)	16
Figure I.13 : Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages ($z = 6, 8, 10, 12$)	17
Figure I.14 : Perte par choc en fonction du débit	18
Figure I.15 : Perte hydraulique totale	18
Figure I.16 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge	19
Figure I.17 : Courbe caractéristique du réseau	20
Figure I.18 : Point de fonctionnement	21

Figure I.19 : Roues endommagées par le phénomène de la cavitation	22
Figure I.20 : Les courbes caractéristiques de NPSH dispo et requis	23

Chapitre II : Ecoulements à l'interne des turbomachines.

Figure II.1 : Description statique d'un écoulement turbulent	35
Figure II.2 : Ecoulement dans une grille tridimensionnelle	39

Chapitre III : Modélisation numérique.

Figure III.1 : Géométrie de la roue à aubes	44
Figure III.2 : Pompe centrifuge avec roue à 7 aubes	45
Figure III.3 : Conditions aux limites appliquées sur la pompe centrifuge	46
Figure III.4 : L'organigramme des étapes du travail	47
Figure III.5 : Géométrie du canal méridien	48
Figure III.6 : Géométrie en coupe de la volute	48
Figure III.7 : Vue aube à aube	48
Figure III.8 : Vue méridienne	48
Figure III.9 : Géométrie en 3D de la roue à aubes	49
Figure III.10 : Maillage non structuré dans la volute	50
Figure III.11 : Maillage structuré dans la pale	50
Figure III.12 : Progression de convergence	51

Chapitre IV : Résultats et discussions.

Figure IV.1 : Répartition de la vitesse sur le plan méridien	55
Figure IV.2 : Champ de vitesse à 50% de hauteur de l'aube	55

Figure IV.3 : Distribution de la vitesse autour de la pale	56
Figure IV.4 : Contour de vitesse à travers les pales de la roue de la pompe	57
Figure IV.5 : Distribution de vecteur de vitesse à travers les pales de la roue	57
Figure IV.6 : Lignes de courant à travers la pompe	58
Figure IV.7 : Variation de la vitesse le long de l'aube	58
Figure IV.8 : Répartition de la vitesse à travers la volute	59
Figure IV.9 : Répartition de la pression sur le plan méridien	59
Figure IV.10 : Répartition de la pression totale sur le plan aube à aube à 50% de la hauteur de l'aube	60
Figure IV.11 : Distribution de la pression totale autour de la pale	61
Figure IV.12 : Variation de la pression le long de l'aube	61
Figure IV.13 : Variation de la pression totale et statique le long de l'aube	62
Figure IV.14 : Répartition de la pression à travers la volute	62
Figure IV.15 : Variation des vitesses sur le plan méridien avec différents débits massiques	64
Figure IV.16: Variation des champs vitesses sur le plan aube à aube avec différents débits massiques	65
Figure IV.17 : Distribution de la vitesse autour de la pale pour différents débits massiques	66
Figure IV.18 : Variation de la vitesse le long de l'aube avec différents débits massiques	66
Figure IV.19 : Répartition de la vitesse dans la volute pour différents débit massiques	67
Figure IV.20 : Variation de la pression totale sur le plan méridien avec différents débits massiques	68

Figure IV.21 : Variation de la pression sur le plan aube à aube avec différents débits massiques	69
Figure IV.22 : Variation de la pression totale avec différents débits massiques	70
Figure IV.23 : Variation de la pression le long de l'aube avec différents débits massiques	71
Figure IV.24 : Variation de la pression totale et statique le long de l'aube avec différents débits massiques	72
Figure IV.25 : Variation des pressions dans la volute avec différents débits massiques	73

Liste des tableaux

Chapitre III

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la roue	43
Tableau III.2 : Caractéristiques géométriques de la volute	44
Tableau III.3 : Détail de maillage de la grille de la volute	51
Tableau III.4 : Détail de la grille de la pale.....	51

Chapitre IV

Tableau IV.1 : Paramètres de la simulation pour chaque cas.....	63
--	----

Nomenclature :

Symbole	Signification	Unités
r_1	Rayon à l'entrée	[m]
r_2	Rayon à la sortie	[m]
U_1	Vitesse d'entraînement à l'entrée	[m/s]
U_2	Vitesse d'entraînement à la sortie	[m/s]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
q_v	Débit volumique	[m ³ /s]
q_m	Débits massique	[kg/s]
u, v, w	Composantes de la vitesse suivant l'axe x, y, z	[m/s]
C	Vitesse absolue	[m/s]
U	Vitesse périphérique	[m/s]
W	Vitesse relative	[m/s]
Z	Nombre d'aubes	[-]
L	Longueur du canal	[m]
D	Diamètre du canal	[m]
U_m	Vitesse moyenne	[m/s]
P_{hyd}	Puissance hydraulique	[W]
q_{va}	Débit d'adaptation	[m ³ /s]
H_0	Hauteur d'élévation de la pompe.	[m]
C_u	Projection de la vitesse absolue selon la direction tangentielle	[m/s]
C_r	Projection de la vitesse absolue selon la direction radiale.	[m/s]
$H_{th\infty}$	Hauteur théorique de la pompe à nombre d'aubes infinis	[m]

H_{thz}	Hauteur théorique de la pompe à nombre d'aubes finis.	[m]
W_r	Projection de la vitesse relative selon la direction radiale.	[m/s]
W_z	Projection de la vitesse relative selon la direction axiale.	[m/s]
Re	Nombre de Reynolds.	[-]
k	Energie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
D_e	Diamètre d'entrée de la roue	[m]
D_s	Diamètre de sortie de la roue.	[m]
D_m	Diamètre du moyeu.	[m]
b	Epaisseur de la pale.	[m]
b_s	Largeur de sortie de la pale.	[m]
P_a	Puissance disponible sur l'arbre.	[W]
P_m	Puissance mécanique	[W]
H_r	Hauteur réel de la pompe.	[m]
q_{vfuite}	Débit de fuite.	[m ³ /s]
P_s	Pression de sortie.	[Pa]
P_e	Pression d'entrée.	[Pa]
P_t	Pression totale.	[Pa]
P_{vsat}	Pression de la vapeur saturante.	[Pa]
T	Température	[k]
S	Entropie	[J/kg. K]
I	Rothalpie	[J/kg]
h	Enthalpie	[J/kg]

Symboles grecs :

Symbole	Description	Unité
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
η_g	Rendement globale	[-]
η_m	Rendement mécanique	[-]
η_v	Rendement volumétrique	[-]
η_h	Rendement hydraulique	[-]
μ	Viscosité dynamique	[Pa. s]
α	Angle absolu de la direction de l'écoulement.	[°]
β	Angle relatif de la direction de l'écoulement.	[°]
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique.	[m ² /s ³]
ϕ	Terme de dissipation visqueuse	[W]
ρ	Masse volumique	[m ³]/kg
τ_{ij}	Contrainte visqueuse	[Pa]
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
μ_t	Viscosité turbulente	[Pa/s]

Indices et abréviations :

x, y, z	Coordonnées cartésiennes.
e, s	Entré, sortie.
CFD	Computational Fluid Dynamics
SST	Shear Stress Transport
LES	Large Eddy Simulation (Simulation à Grandes Echelles)
DNS	Direct Numerical Simulation (Simulation Numérique Directe)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes

NPSH	Net Positive Suction Head
1D	Unidimensionnelle
3D	Tridimensionnelle

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale2

Chapitre I : Généralités sur les turbomachines et synthèse bibliographique

I.1. Introduction5

I.2. Les turbomachines.....5

I.2.1. Définition5

I.2.2. Classification5

I.2.2.1. Selon la nature du fluide5

I.2.2.2. Selon le sens de l'échange d'énergie5

I.2.2.3. Selon le trajet du fluide6

I.2.2.4. Selon le mode de transmission de l'énergie.....7

I.2.2.5. Selon le degré d'injection7

I.2.2.6. Selon le nombre d'étage.....7

I.3. Les éléments constitutifs d'une turbomachine7

I.4. Généralités sur les pompes8

I.4.1. Définition8

I.4.2. Classification9

I.4.2.1. Pompes volumétriques9

I.4.2.1.1. Pompes alternatives.....	9
I.4.2.1.2. Pompes rotatives.....	9
I.4.2.2. Les turbopompes	10
I.4.2.2.1. Pompes centrifuges	10
I.4.2.2.2. Pompes axiales	10
I.4.2.2.3. Pompes hélico-centrifuges	11
I.4.3. Classification des pompes centrifuges	11
I.4.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge et domaine d'utilisation.....	12
I.5. Théorie des pompes centrifuges.....	12
I.5.1. Triangle des vitesses	12
I.5.2. Caractéristiques de performances.....	14
I.5.2.1. Hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infinis	14
I.5.2.2. Hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes finis.....	15
I.5.2.3. Puissance hydraulique	16
I.5.2.4. Différentes pertes dans la pompe	16
I.5.2.4.1. Pertes hydrauliques	16
I.5.2.4.2. Pertes volumétriques.....	18
I.5.2.4.3. Pertes mécaniques	19
I.5.2.5. Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	19
I.5.2.6. Courbe du réseau	20
I.5.2.7. Point de fonctionnement	21
II.6. Cavitation.....	22
II.7. NPSH.....	23

I.8. Revue bibliographique	24
II.9. Conclusion	27

Chapitre II : Écoulements à l'interne des turbomachines

II.1. Introduction	30
II.2. Équations générales de base	30
II.2.1. Equation de conservation de masse	30
II.2.2. Equation de conservation quantité de mouvement	30
II.2.3. Equation de conservation d'énergie	31
II.3. Hypothèses simplificatrices	31
II.4. Equations du problème en régime laminaire	31
II.4.1. Equation de continuité	31
II.4.2. Equations de Navier-Stokes	32
II.5. Turbulence	32
II.6. Modélisation de la turbulence.....	33
II.6.1. Résolution des équations de Navier-Stokes.....	33
II.6.1.1. Simulation à grandes échelles LES (Large Eddy Simulation)	33
II.6.1.2. Simulation numérique directe DNS (direct Numerical Simulation)	33
II.6.1.3. Equation de Navier-Stokes moyennée de Reynolds RANS (Reynolds average Navier-Stokes equations)	4
II.6.2. Equations de Navier-Stokes moyennée de Reynolds	34
II.6.3. Modèles de turbulence	36
II.6.3.1. Modèle ($k - \omega$) standard	36
II.6.3.2. Modèle ($k - \varepsilon$) standard	37

II.6.3.3. Modèle k-SST.....	37
II.7. Equations particulières pour les turbomachines.....	38
II.7.1. Repère fixe.....	38
II.7.2. Repère mobile.....	38
II.8. Approche tridimensionnelle.....	40
II.9. Conclusion.....	41

Chapitre III. Modélisation Numérique

III.1. Introduction.....	43
III.2. Présentations de la pompe centrifuge.....	43
III.2.1. Spécifications de la roue.....	43
III.2.2. Spécifications de la volute.....	44
III.3. Paramètres de la simulation.....	45
III.3.1. Conditions aux limites.....	45
III.3.1.1. Condition du débit à l'entrée.....	45
III.3.1.2. Condition de la pression statique à la sortie.....	46
III.3.1.3. Choix de modèle de turbulence.....	46
III.4. Principales étapes de calcul numérique.....	47
III.4.1. Conception de la géométrie.....	48
III.4.2. Génération de maillage.....	49
III.4.3. Configurations (appliquées les conditions aux limites).....	50
III.4.4. Solutions et résultats.....	51
III.5. Conclusion.....	51

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV.1. Introduction	53
IV.2. Validation	53
IV.2.1. Répartitions des vitesses	53
IV.2.2. Répartitions des pressions	59
IV.3. Variation du débit	63
IV.3.1. Répartitions des vitesses	63
IV.3.2. Répartitions des pressions	67
IV.4. Conclusion	72
Conclusion générale	74
Références bibliographiques	76

Introduction Générale

Toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues munies d'aubes et tournant autour d'un axe est dite turbomachine, ces dernières occupent une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques. Ces systèmes concernent plusieurs domaines d'application qui sont entre autres : le pétrole, l'énergie, les industries chimique et alimentaire, les transports, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

Depuis que cette dernière a vu le jour, peu après 1880, il a été reconnu que la fatigue prématurée du matériel, la diminution du temps d'exploitation ainsi que l'instabilité de fonctionnement demeurent parmi les problèmes les plus importants et qui, le plus souvent se résument à la roue et aux directrices, et ce jusqu'à nos jours. En effet, les causes internes des problèmes des turbomachines sont liées au comportement de l'écoulement du fluide à travers les aubes de celles-ci. Différents travaux expérimentaux et numériques ont été menés pour répondre aux problèmes posés.

Les récents développements des systèmes informatiques ont fait apparaître une génération d'ordinateurs qui, par leur capacité et leur puissance, réduisent considérablement les temps de calcul. Ainsi, l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. L'objectif est d'étudier, à partir de la simulation numérique, les phénomènes complexes liés aux écoulements internes que sont, entre autres, les interactions et les instationnarités induites par le mouvement relatif des parties mobiles par rapport aux parties fixes. En outre, les simulations numériques 3D offrent la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure.

La modélisation CFD des écoulements est une succession de plusieurs approches numériques interdépendantes. Le choix de ces approches dépend essentiellement de la nature de l'écoulement à simuler et des phénomènes physiques associés.

La recherche est liée directement à l'évolution de la technologie; et c'est ce qui pousse les chercheurs à avancer dans des cas très compliqués et d'actualités, susceptibles d'être traités à l'aide d'un outil informatique très puissant et des moyens expérimentaux les plus sophistiqués et les plus performants.

Le présent mémoire se compose de quatre chapitres principaux:

Le premier chapitre contient une synthèse bibliographique sur les turbomachines et en particulier sur les pompes centrifuges, leur principe de fonctionnement, et la théorie des pompes centrifuges.

Le deuxième chapitre décrit l'écoulement à l'intérieur des turbomachines, après avoir exposé les équations générales régissant ces écoulements, on présente le phénomène de la turbulence et les modèles les plus utilisés. Nous portons enfin notre attention sur les équations particulières en turbomachines et la méthode tridimensionnelle qui se base sur la technique CFD qui constitue notre centre d'intérêt.

Le troisième chapitre se focalise sur la démarche à suivre pour modéliser l'écoulement à l'intérieur 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 et comparés aux résultats numériques de la littérature [2]. Enfin nous analyserons les différents champs de vitesses et de pressions dans la pompe.

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

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser en premier lieu de faire une brève recherche bibliographique, dans le domaine du développement des turbomachines et en particulier des pompes centrifuges et aussi dans la maîtrise des écoulements internes. Ensuite on va citer quelques généralités et notions de base sur les turbomachines. Nous allons également présenter une étude générale sur la pompe centrifuge : le principe de fonctionnement, sa théorie sur laquelle elle est basé puis on présentera les caractéristiques qui sont représentés par les différentes courbes qui doivent être fournies par le constructeur de la pompe, et enfin définirons la cavitation et le NPSH.

I.2. Turbomachines :**I.2.1. Définition :**

Le mot turbomachine est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Le rôle d'une turbomachine est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un fluide en écoulement permanent et un rotor animé d'un mouvement de rotation à une vitesse constante autour d'un axe. [21]

Il existe une grande variété de turbomachines, il est utile de faire une classification selon divers critères.

I.2.2. Classification des turbomachines :

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importantes sont les suivantes [24] :

I.2.2.1. Nature du fluide : le fluide peut être compressible ou incompressible.

- Machines à fluide incompressible tels que les pompes et les turbines hydrauliques.
- Machines à fluide compressible tels que les compresseurs, les turbines à vapeur et à gaz ainsi que les éoliennes.

I.2.2.2. Sens de l'échange d'énergie : On distingue des machines réceptrices et génératrices :

- **Machines génératrices :** lorsqu'elles communiquent 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.2.2.3. Trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine :

- **Machine axiales** : le tube de courant traversant la machine est parallèle à l'axe de la machine, comme les hélices marines et aériennes, les turbines, les compresseurs axiaux des turboréacteurs, et les turbines hydrauliques de type Kaplan.

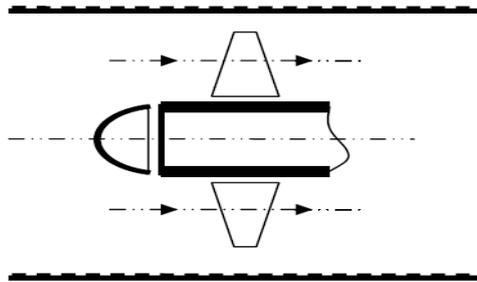


Figure I.1: Roue motrice axiale. [24]

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

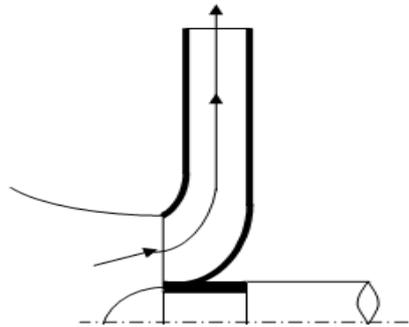


Figure I.2: Roue motrice radiale. [24]

- **Machines hélico centrifuges** : le courant traversant la machine à des composantes tant axiales que radiale, c'est le cas des turbines hydrauliques de type Francis.

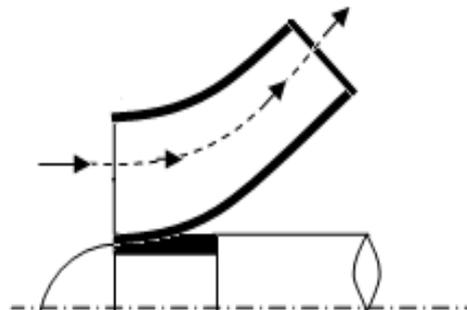


Figure I.3 : Roue motrice hélicoïdale. [24]

I.2.2.4. 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.2.2.5. 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.2.2.6. Nombre d'étages : Une turbomachine comporte un seul rotor et est dite à simple étage ou encore monocellulaire, si elle comporte plusieurs étages elle est appelée multicellulaire.

I.3. Eléments constitutifs d'une turbomachine :

Une turbomachine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :

- **Distributeur :** Son rôle est de conduire le fluide depuis l'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor, en lui donnant une direction et une vitesse appropriées. Il peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement). Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.
- **Rotor :** l'organe dans lequel s'effectue l'échange d'énergie, il communique au liquide un mouvement de rotation 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 :** Son rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée. [20]

Le rotor est évidemment toujours présent (organe essentiel de transmission d'énergie), par contre le distributeur et le diffuseur ne sont pas toujours présents ou sont parfois réduits à un tronçon de canalisation. C'est notamment le cas pour les hélices et éoliennes. Dans les machines multicellulaires, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, et un rotor et un diffuseur pour les pompes et compresseurs.

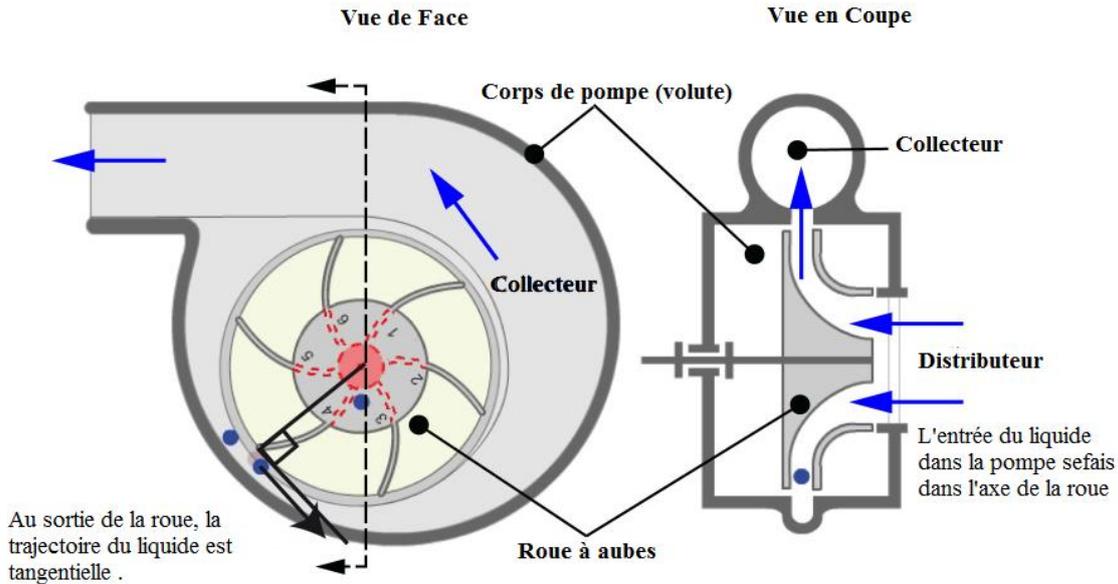


Figure I.4 : Eléments constitutifs dans une pompe centrifuge. [25]

On s'intéressera dans ce qui suit à la famille des pompes. Pour cela on présentera quelques généralités et notions de base sur les pompes en générale et en particulier sur les pompes centrifuges.

I.4. Généralités sur les pompes :

I.4.1. Définition :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

I.4.2 : Classification :

Les pompes en général se partagent en deux grandes familles :

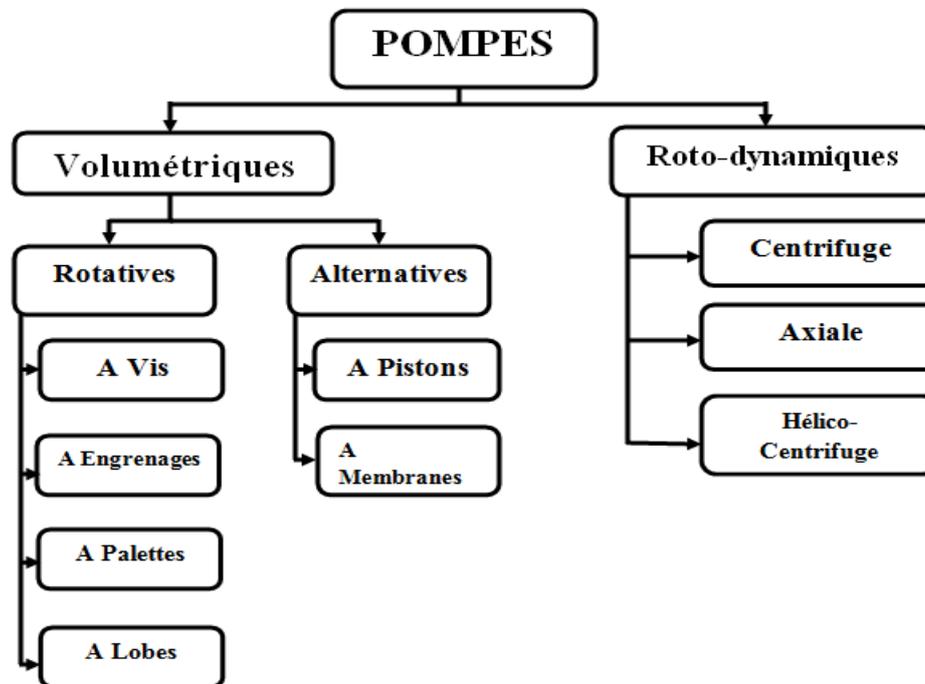


Figure I.5: Classification des pompes. [27]

I.4.2.1. Pompes volumétrique :

Elles transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieure d'une ou plusieurs cavité, on distingue deux types :

I.4.2.1.1 : Pompes alternatives :

Elles sont réalisées de mécanisme bielle- manivelle, ces pompes permettent de réaliser de fortes pression, mais de faibles débits, en effet l'appellation pompes alternatives de piston, tel que les pompes à injections des moteurs.

I.4.2.1.2 : Pompes rotatives :

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

I.4.2.2. Pompe roto-dynamique :

Sont des machines qui transforment de l'énergie cinétique de fluide en énergie potentielle. Elles comportent trois classes :

I.4.2.2.1. Pompe centrifuge :

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

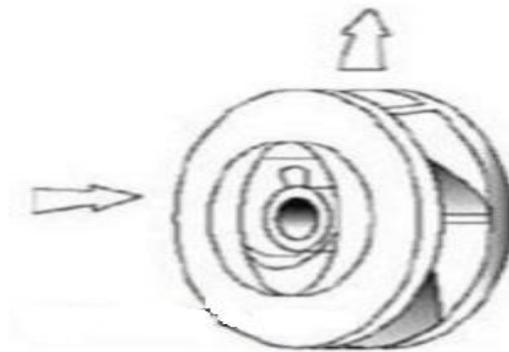


Figure I.6: Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial. [27]

I.4.2.2.2. Pompe à hélices (axiale) :

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

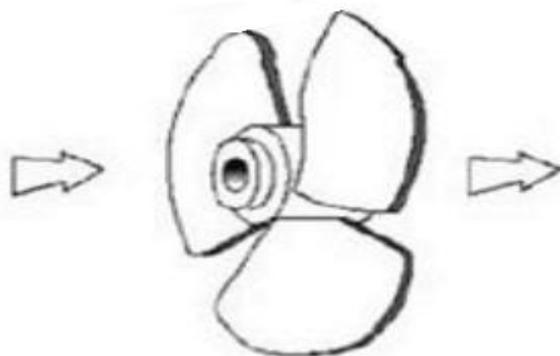


Figure I.7 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial. [27]

I.4.2.2.3 Pompe hélico-centrifuge :

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

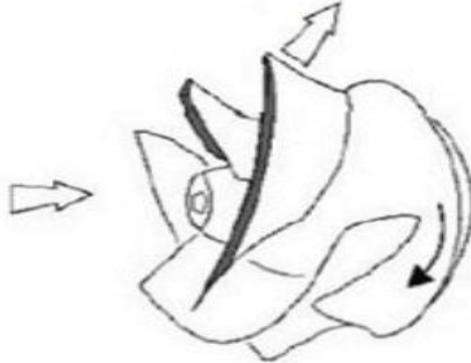


Figure I.8: Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal. [27]

I.4.3. Classification des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges se divisent en deux classes fondamentales :

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

Etant donné les très larges gammes de débit q_v et de hauteur d'élévation H_0 et la diversité des conditions d'installation, le développement des pompes centrifuges a abouti à des formes constructives extrêmement variées.

Les différences tiennent essentiellement aux éléments suivant :

- **Nombre de roues :** On distingue des pompes monocellulaires et des pompes multicellulaires.
- **Disposition de l'axe de l'arbre :** Qu'elles soient à un ou à plusieurs étages, les pompes centrifuges peuvent être construites avec un arbre d'axe horizontal ou vertical, suivant le cas ce sont des pompes horizontales ou verticales.
- **Forme de la roue :** On distingue des pompes à roue simple et à double aspiration.
- **Position de la tubulaire d'entrée :** On trouve des pompes à entrée axiale et celles à entrée latérale. [18]

I.4.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge et le domaine d'utilisation :

- **Principe de fonctionnement :**

La roue est logée dans la volute rigidement fixée sur un arbre relié directement à l'arbre du moteur. La roue tourne à grande vitesse et rejette le liquide dans la volute. Le refoulement est dû à l'interaction des aubes et du courant liquide. La volute a deux fonctions : elle collecte le liquide envoyé par la roue et transforme une partie de l'énergie cinétique du courant en énergie potentielle. Le liquide pénètre dans la roue de la pompe parallèlement à son axe et passe dans l'espace compris entre les aubes. Puis il sort de la roue par les fentes formées par les deux disques de la roue. Les particules liquides sortent de la roue en libérant les espaces occupés par les particules voisines. De ce fait elles provoquent un mouvement. Dans l'espace d'entrée de la roue, la pression diminue et le liquide, sous l'action de la pression atmosphérique ouvre le clapet de retour et monte dans le tuyau d'aspiration. [18]

- **Domaine d'utilisation :**

L'utilisation des pompes centrifuges est infiniment diversifiée, on ne s'intéresse donc ici qu'aux principales d'entre elles.

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

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

I.5 Théorie des pompes centrifuges :

I.5.1. Triangle des vitesses :

Pour analyser l'écoulement dans un rotor d'une pompe centrifuge, il est commode d'exprimer la règle classique en mécanique de composition vectorielle des mouvements :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

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

$$\vec{U} = \omega \times \vec{r}$$

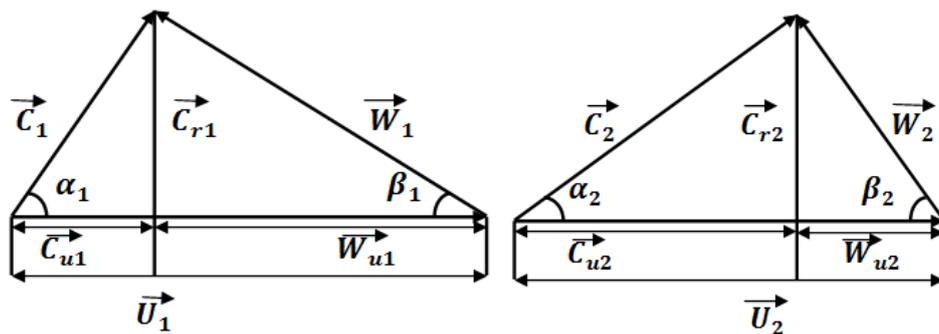
Où ω c'est la vitesse angulaire de rotation, et r c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon).

\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 de l'écoulement \vec{C} en composantes 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 \vec{C}_r , et en écoulement circulaire dans lequel les particules du liquide se déplacent à des vitesses \vec{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. [24]

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



(a). Entré de la roue.

(b). Sortie de la roue.

Figure I.9 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement les vecteurs et C_1 et U_1 , C_2 et U_2 sont appelés angles des vitesses absolue, tandis que les angles β_1 et β_2 , formés respectivement par les

vecteurs W_1 et $-U_1$, W_2 et $-U_2$, sont appelés les angles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue.

I.5.2. Caractéristiques de performance :

I.5.2.1. 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 :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \tag{I.1}$$

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

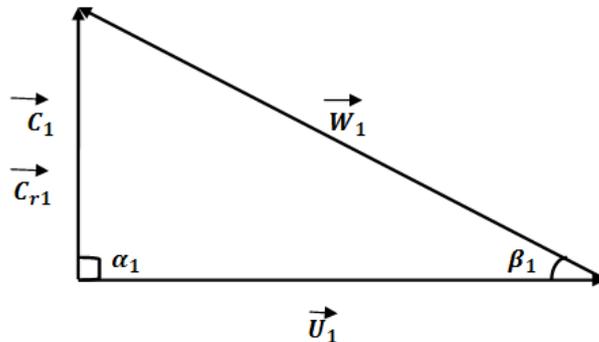


Figure I.10: Triangle des vitesses d'entrée d'une roue sans directrice à l'entrée.

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

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \tag{I.2}$$

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

$$H_{th} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{g} - \frac{q_v}{2\pi r_2 \tan\beta_2} \tag{I.3}$$

Selon le signe de l'angle de β_2 on aura les courbes tel que représenter ci-dessous :

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

Représentation graphique :

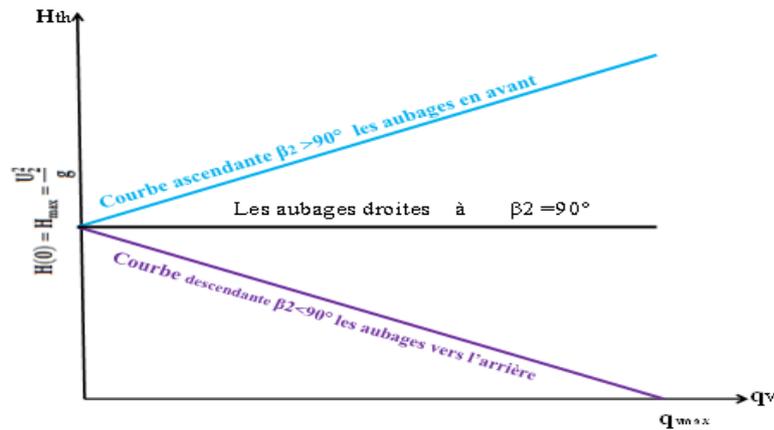


Figure I.11 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2 .

Cette caractéristique $H_{th} = f(q_v)$ est donc une droite dont la pente dépend de la valeur de l'angle β_2 . On remarque qu'à débit égal, la hauteur théorique est une fonction croissante de l'angle β_2 .

I.5.2.2. La hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes finis:

Jusqu'à présent nous avons considéré le fonctionnement d'une pompe centrifuge possédant un nombre d'aubes infini.

Convenons de désigner le rapport $\left[\frac{H_{thz}}{H_{th\infty}} \right]$ par le coefficient d'influence du nombre d'aubes ou bien le coefficient du glissement μ .

$$\mu = \frac{H_{thz}}{H_{th\infty}} = \frac{C_{u2z}}{C_{u2\infty}} \quad [\text{Entrée radiale}] \quad (\text{I.4})$$

La dimension de la composante tangentielle de la vitesse absolue $C_{u2\infty}$ qui caractérise le passage à nombre d'aubes finis entraîne la diminution de la hauteur d'Euler tel que représenter ci-dessous :

Représentation graphique :

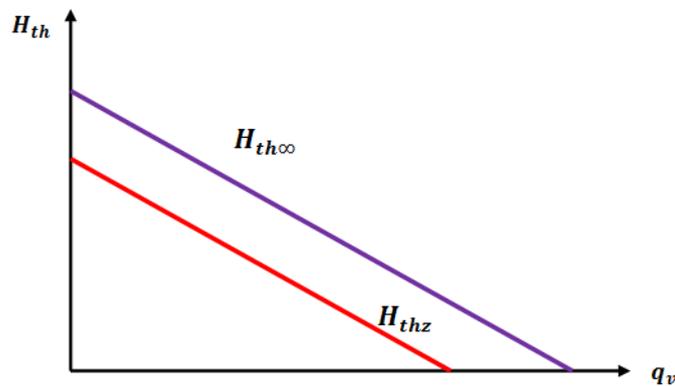


Figure I.12: Hauteur théorique à nombre d'aubes fini (z), et infini (∞).

I.5.2.3. Puissance hydraulique :

Nous avons vu que la puissance communiquée au fluide par une machine est égale au travail massique W' noté quelques fois τ multiplié par le débit massique q_m du fluide qui traverse la machine.

$$P_{\text{hyd}} = \tau q_m \quad (\text{I.5})$$

I.5.2.4 : Différentes pertes dans la pompe :

Les pertes dans la pompe sont de plusieurs types :

I.5.2.4.1 Pertes hydrauliques : Les pertes hydrauliques sont de même nature que les pertes de charge dans les conduites. On distingue : les Frottements visqueux, pertes par choc.

a. Pertes par frottement : Elles sont de même nature que les pertes de charge linéaire.

En effet le liquide s'écoule dans le canal inter-aubage est freinée au contact de ces aubages. La perte qui en résulte pourra donc prendre une forme analogue à :

$$\Delta_{hL} = \lambda \frac{L}{D} \frac{U_m^2}{2g} \quad (\text{I.6})$$

Où : λ dépend comme les pertes de charge linéaire de la rugosité de la paroi et du nombre de Reynolds de l'écoulement.

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

$$\Delta h_{frott} = K_{frott} q_v^2 \quad (\text{I.7})$$

Où : Δh_{frott} dépendant essentiellement du nombre d'aubages (Z).

La figure ci-dessous montre la relation entre les pertes par frottement et le nombre d'aubages en fonction du débit :

Représentation graphique :

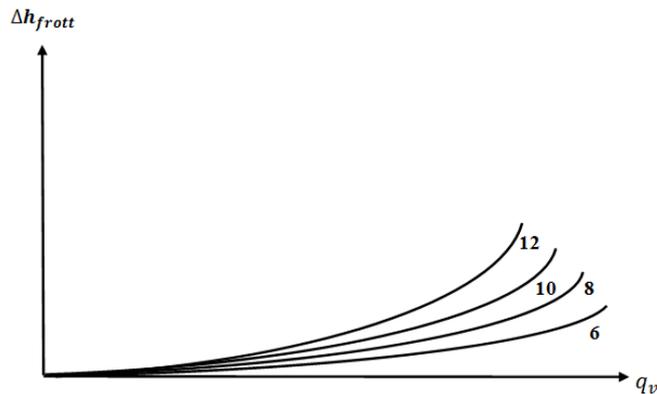


Figure I.13: Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages ($z = 6, 8, 10, 12$).

Dans cette figure nous aurons donc comme forme de perte de charge des paraboles d'autant plus haute que le nombre d'aubages (Z) est important. Donc on peut dire que le coefficient de glissement μ augmente quand (z) augmente ($H_{thz} = \mu H_{th\infty}$), et les pertes par frottement Δh_{frott} augmentent quand le coefficient de glissement μ augmente.

b. Pertes par choc (désadaptation) :

Comme leur nom l'indique, il s'agit des pertes dues aux chocs du fluide sur les aubages à l'entrée de la roue. Lorsque le fluide aura une vitesse relative W_1 tangente aux aubages, il n'y aura pas de perte par choc et les pertes de ce type seront nulles.

Pour une vitesse de rotation donnée, il n'existe qu'un seul débit pour lequel la vitesse relative est tangente à l'aubage (au profile) à l'entrée (au bord d'attaque).

Pour ce débit appelé débit d'adaptation q_{va} , les pertes par choc sont nulles.

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

$$\Delta h_{choc} = K_{choc} (q_v - q_{va})^2 \quad (\text{I.6})$$

La perte par choc aura la forme suivante :

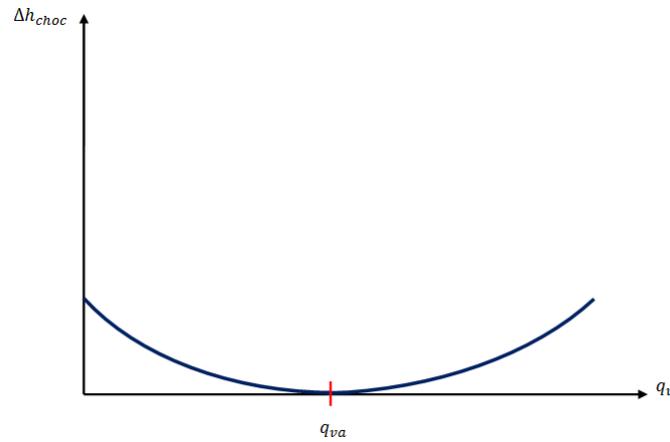


Figure I.14: Perte par choc en fonction du débit.

Cette perte est proportionnelle au carré des débits et s'annule pour ($q_v = q_{va}$).

Nous pouvons maintenant tracer la perte hydraulique totale en fonction du débit :

$$\Delta h_{tot} = \Delta h_{frott} + \Delta h_{choc} \quad (\text{I.7})$$

Pour cela il suffit de porter sur le même graphe les deux pertes et de les additionner pour un même débit.

Présentation graphique :

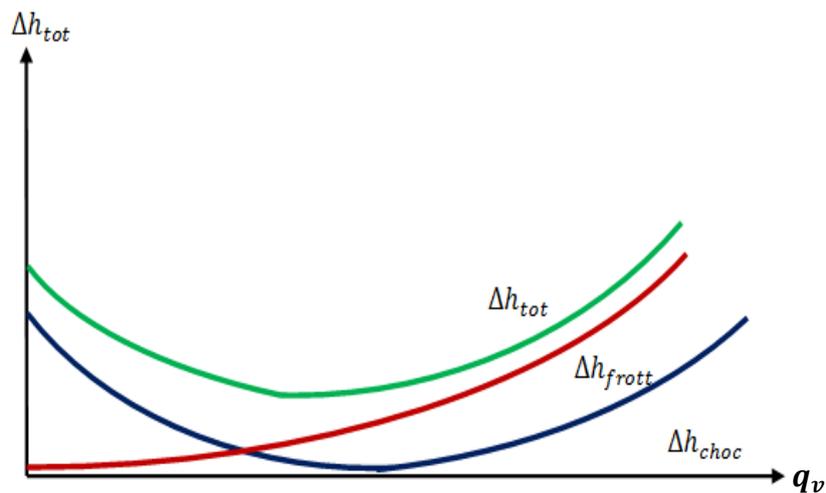


Figure I.15: Perte hydraulique totale.

I.5.4.2. Pertes volumétriques :

Les pertes volumétriques sont dues aux pertes par fuites internes qui sont existantes à l'intérieure de la pompe de sortie vers la pression d'entrée qui est plus faible, par le jeu de fonctionnement existant entre la roue de la pompe et le flasque avant. La bague d'étanchéité est là pour limiter le débit de fuite q_{vfuite} .

La roue traite un débit global ($q_v + q_{vfuite}$) auquel elle transmet l'énergie mécanique. L'utilisateur récupère le débit q_v . Le débit de fuite q_{vfuite} reste la recirculation dans la roue entre la pression de sortie P_s et la pression d'entrée P_e .

On déduit l'expression du rendement volumétrique comme suit :

$$\eta_V = \frac{q_v}{q_v + q_{vfuite}} \tag{I.8}$$

I.5.2.4.3. Pertes mécaniques:

Compte tenu de la machine, la puissance fournie sur l'arbre de la pompe ne se retrouve pas intégralement sur la roue. En effet le presse-étoupe, les roulements et le frottement de disque (frottement de la partie arrière de la roue sur le fluide) dissipent une partie de la puissance mécanique sous la forme de chaleur.

On définit le rendement mécanique comme suit :

$$\eta_M = \frac{P_a - P_m}{P_a} \tag{I.9}$$

I.5.2.5. Hauteur réelle de la pompe centrifuge :

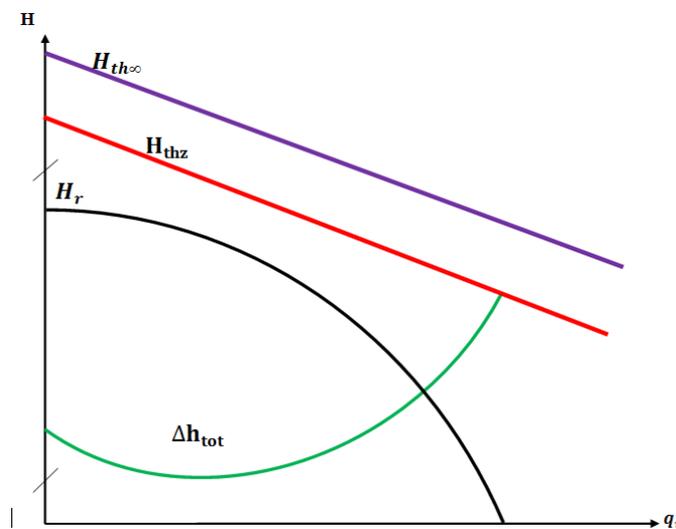


Figure I.16: Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

A partir de la droite d'Euler [$H_{th\infty} = f(q_v)$] et à l'aide du coefficient du glissement μ va se déduire H_{thz} , et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la hauteur réelle générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur** (impeller).

Où H_r est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{thz} .

$$H_r = H_{thz} - \Delta h_{tot} \tag{I.10}$$

On définit le rendement hydraulique :

$$\eta_H = \frac{H_r}{H_{thz}} = \frac{H_{thz} - \Delta h_{tot}}{H_{thz}} \tag{I.11}$$

I.5.2.6. Courbe du réseau :

On appelle une courbe du réseau le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, On obtient ainsi une courbe d'allure parabolique ascendante.

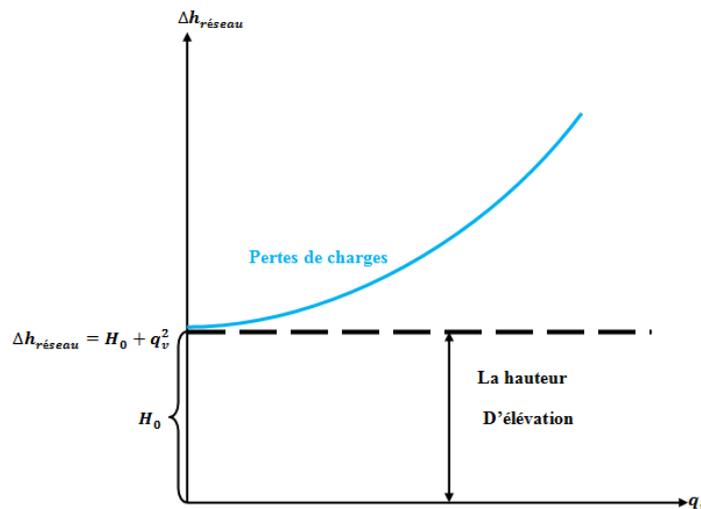


Figure I.17: Courbe caractéristique du réseau.

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

Les pertes de charge linéaires :

$$\Delta h_l = \lambda \frac{L U_m^2}{D 2g} \tag{I.12}$$

Les pertes de charge singulières :

$$\Delta h_s = \xi \frac{U_m^2}{2g} \tag{I.13}$$

$$\Delta h_l + \Delta h_s = K q_v^2 \quad (\text{I.14})$$

$$\Delta h_{\text{réseau}} = H_0 + K q_v^2 \quad (\text{I.15})$$

I.5.2.7 : Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement de la pompe correspond à l'intersection de la courbe $\mathbf{H}=\mathbf{q}_v$ et la courbe caractéristique du réseau $\Delta\mathbf{h}_{\text{réseau}}$ tel que représentée ci-dessous.

La projection de ce point sur l'axe du débit donne le débit nécessaire pour avoir le bon fonctionnement. Ce point d'intersection détermine le point de régime de fonctionnement de la pompe. Il représente donc une donnée importante pour utiliser les pompes dans leurs meilleures conditions.

Représentation graphique :

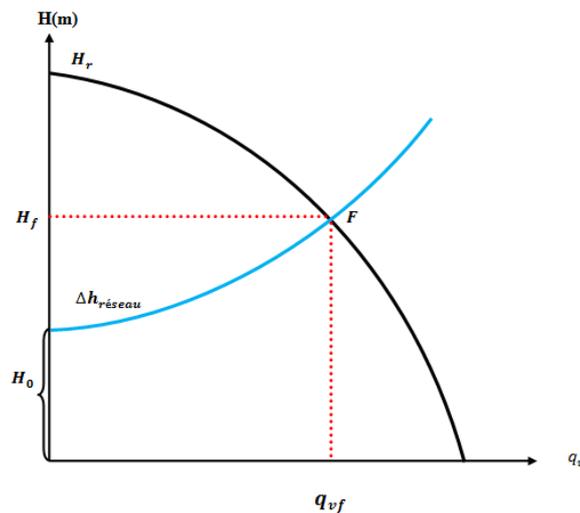


Figure I.18 : Le point de fonctionnement.

I.5.2.8 : Rendement global de la pompe :

La pompe est entraînée par un moteur de puissance disponible sur l'arbre \mathbf{P}_a supérieure à celle fournie au fluide par la pompe \mathbf{P}_f et cela à cause de toutes les pertes.

On définit alors le rendement global de la pompe comme le rapport de la puissance fournie au fluide sur \mathbf{P}_f la puissance disponible sur l'arbre de la pompe \mathbf{P}_a .

$$\eta_g = \frac{P_f}{P_a} = \frac{\rho g H q_v}{P_a} \quad (\text{I.16})$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe :

$$\eta_g = \eta_H \eta_M \eta_v \quad (\text{I.17})$$

I.6. Cavitation :

Lorsque l'on aspire un liquide dans une conduite on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition (production de vapeur). On appelle ce phénomène la cavitation, ce dernier il s'accompagne de bruit violent et des vibrations importantes. [27]



Figure I.19: Roues endommagées par le phénomène de la cavitation. [27]

La cavitation est un phénomène à éviter absolument car il entraîne des graves conséquences :

- Erosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes des pompes centrifuges.
- Augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe.
- Chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

Pour diminuer au maximum possible la cavitation dans les circuits hydrauliques il est recommandé de satisfaire les conditions suivantes :

- La pression doit être supérieure à la pression de vaporisation.
- Le régime d'écoulement par la possibilité doit être laminaire.
- La température du liquide ne doit pas dépasser la valeur de commencement de la formation du gaz.
- Au maximum il doit être limité les prises d'air dans le circuit hydraulique.
- Pour diminuer l'effet d'érosion, il est recommandé d'utiliser les revêtements de Titane, de Bronze, de Chrome et d'acier inoxydable.

I.7. NPSH (Net Positive Suction Head) :

Le NPSH exprime la capacité d'aspiration de la pompe associée à la pression de vapeur. On l'utilise pour calculer la pression d'aspiration nécessaire à une pompe pour éviter la cavitation.

Pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe (sans cavitation) il faut que le NPSH disponible (calculé) soit supérieure au NPSH requis indiqué par le constructeur. [28]

On estime nécessaire de se réserver une marge de sécurité d'au moins **0.5m** et donc d'avoir :

$$NPSH_{dispo} > NPSH_{requis} + 0.5m \quad (\text{I.18})$$

NPSH disponible : C'est la différence entre la pression totale à l'entrée et la pression de la vapeur saturante.

$$NPSH_{dispo} = P_{t(e)} - P_{v(saturante)} \quad (\text{I.19})$$

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

La pompe ne fonctionnera correctement que si la pression totale à l'entrée $P_{t(e)}$ est supérieure à la somme $(P_{v(saturante)} + NPSH_{requis})$.

$$P_{t(e)} > (P_{v(saturante)} + NPSH_{requis}) \quad (\text{I.20})$$

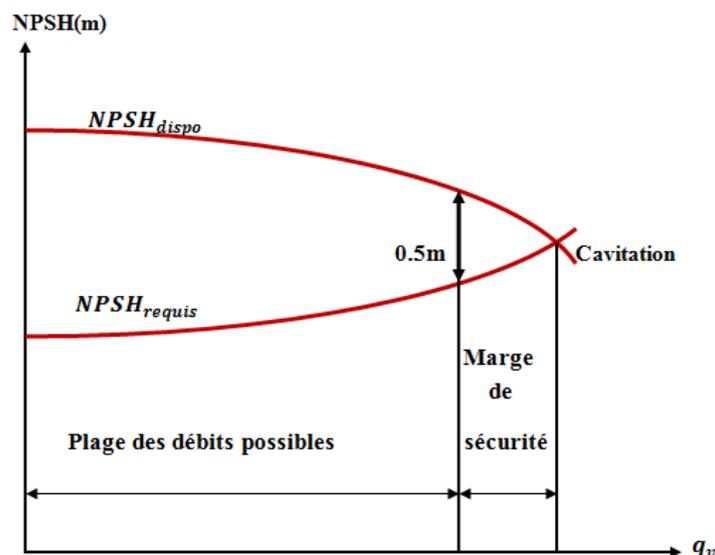


Figure I.20: Courbes caractéristiques de NPSH dispo et requis. [3]

I.8. Revue bibliographique :

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

Le fonctionnement de la roue d'une turbomachine est fortement influencé par son environnement. Pour une machine centrifuge, la présence d'un diffuseur en aval de la roue est à l'origine d'une distorsion non négligeable de l'écoulement du fait de l'interaction des deux rangées d'aubes. Elle entraîne une dégradation du fonctionnement des deux éléments.

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

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

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

Des résultats numériques ont été obtenus pour une pompe centrifuge et ont été comparés avec les résultats de **M.K.Sagban [2]**.

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

[1] **T. Nigussie, E. Dribssa**. Dans le but d'identifier et déterminer le profil de vitesse et la distribution de pression en utilisant un programme de simulation CFD après la conception 3D et la modélisation de la pompe. A partir des résultats de simulation, il a été observé que la pression augmente progressivement de l'entrée de la roue à la sortie. La pression statique du coté refoulement est plus grande que celle de coté de l'aspiration au même rayon de la roue. En plus de cela, il a été observé que la vitesse augmente à partir de l'entrée de la roue jusqu'à ce qu'elle pénètre dans la volute, il chute ensuite à une valeur minimale dans la région de sortie.

[2] **M.K.Sagban et S.N .Gangadharam**, Ont travaillé sur l'optimisation et la conception hydrodynamique multi objectif pour une roue à aubes (impulseur) GDM 10x12 HD et volute

d'une pompe centrifuge pour optimiser son rendement total et sa hauteur total et améliorer ses performances. Cette étude numérique utilise le logiciel Commercial ANSYS (CFD), qui est l'un des outils de calculs avancés utilisés dans l'industrie pour résoudre les équations de Navier – Stokes pour les flux tridimensionnels et prédire la performance de la pompe.

[3] **M. Chouksey et al**, se sont intéressés à la conception et l'analyse d'une pompe à boue en utilisant la dynamique des fluides. Le choix de la pompe ou de système de pompage dépend non seulement du débit et de la hauteur de refoulement requise, mais aussi du régime et propriétés de l'écoulement. La pompe à boue centrifuge utilise la force centrifuge générée par l'impulseur (roue à aubes) pour fournir de l'énergie. Les pompes à boues sont largement utilisées pour transporter des boues corrosives et à forte concentration dans les industries.

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

[5] **M. Asuage et al**, Ont mené une étude numérique de l'écoulement dans une pompe centrifuge et l'influence de la volute dans le champ de vitesse et de pression. Leurs résultats, la vitesse et le champ de pression ont été calculés pour différents débits permettant d'obtenir la poussée radiale sur l'arbre de la pompe. L'optimisation et la conception d'une roue d'une pompe centrifuge et d'une volute à l'aide de la CFD à été étudié numériquement par **J. H. Kim et al** [6]. Leur étude à également proposé la géométrie d'optimisation de la roue de la pompe pour l'amélioration des performances à travers les résultats de l'analyse numérique. En fin, une méthode de conception d'une volute à été suggérée via la théorie de Stepanoff.

[7] **M. S. Ajith, M. I. Jeoju**, Ont effectué des simulations numériques pour analyser les champs d'écoulement dans la roue de la pompe en utilisant ANSYS-Fluent, pour concevoir une roue d'une pompe centrifuge. La procédure de conception conduit à de bons résultats en moins de temps. D'après les résultats numériques, les aubes incurvées vers l'arrière ont de meilleures performances ($\beta_2 < 90^\circ$) que les aubes incurvées en avant.

[8] **R. S. Muttali et al**. Leurs résultats de simulations sont obtenus à des vitesses de rotations différentes avec différents débit massique, aussi cette simulation à était réalisé en utilisant le

modèle de turbulence (k - ϵ). La CFD est l'outil le plus couramment utilisé pour la simulation et l'analyse, cet outil est utilisé pour simuler les caractéristiques du champ d'écoulement à l'intérieur de la machine et permettre de visualiser les conditions d'écoulement à l'intérieur de la pompe centrifuge.

[9] **Dr. V. R. Sivakumar et al**, ont analysé une pompe centrifuge dans une aube du diffuseur en utilisant CFD. Le cas d'essai consiste en une pompe centrifuge à 7 aubes et un diffuseur à ailettes radiales. Un grand nombre de mesure sont disponibles dans l'espace radiale entre la roue et la volute (diffuseur), les calculs expérimentaux, et quatre modèles de turbulence sont analysés.

[10] **M. D. Metzos et al**, Ont décrit la simulation de l'écoulement dans une roue à aubes d'une pompe centrifuge expérimentale à l'aide de la CFD, les écoulements internes complexes des pompes à eau peuvent être bien prédits. Le code commercial Navier-Stokes tridimensionnel avec un modèle de turbulence à deux équations k - ϵ standard, est utilisé pour simuler le problème. Ce dernier prédit le profil d'écoulement et la distribution de la pression le passage de l'aube sans torsion et enfin les performances globales.

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

[12] **H. Ranasamy, P. Prakash**, ont étudié une approche de la CFD dans la conception d'une roue à aubes d'une pompe centrifuge à écoulement radiale, cette roue a été conçue pour les détails d'entrées en utilisant des formules standard et le profil d'aube a été tracé en conséquence. Les auteurs traitent du besoin d'analyser la CFD dans les industries de la pompe, et ont réalisés une conception d'une roue à aubes utilisée dans les pompes à eau à débit radial. Leurs résultats numérique obtenues sont assez proche des calculs théorique.

[13] **J. S. ANGNOSTOPOULOS**, a été développé un modèle numérique pour la résolution numérique des équations RANS dans la roue à aubes d'une pompe centrifuge, il est appliqué pour une analyse de flux directe et pour la prédiction des courbes de fonctionnement caractéristiques de la roue, avec l'approche tridimensionnelle proposée, la génération de maillage peut être accomplie très rapidement et de manière entièrement automatisé.

[14] **S. S. Kulkarni**, a s'intéressé sur l'étude paramétrique d'une pompe centrifuge et son analyse de performance à l'aide de la CFD. Les résultats numériques théorique sont comparées aux résultats CFD et nous pouvons dire que les résultats quantitatifs correspondent aux résultats requis leur processus de prédiction, de conception et de performance est encore une tâche difficile, principalement en raison du grand nombre de paramètres géométriques libre, dont l'effet ne peut pas être directement évalué.

[15] **B. Subbarao et al**, ont présenté une étude du champ d'écoulement dans une roue à aubes d'une pompe centrifuge. Cette dernière consiste sur la conception et l'analyse des performances de la roue à aubes d'une pompe centrifuge. Les contours de pression et de vitesse sont tracés aux différents débits (nominal, partiel, excédentaire). Les valeurs de simulation sont comparées à une solution analytique.

[16] **J. Gonzalez et al**, ont intéressé à la simulation numérique des effets dynamiques dus à l'interaction impulseur (roue à aubes) dans une pompe centrifuge. Cet article montre la capacité d'une simulation numérique à capturer les effets de flux dynamiques et instationnaires à l'intérieur d'une pompe centrifuge en raison de l'interaction roue-volute. Les résultats numériques moyennés dans le temps sont comparés à la courbe de performance expérimentale et un bon accord est trouvé. L'interaction roue-volute dans une pompe centrifuge est prédite avec succès par un modèle numérique développé en utilisant un code commercial à volume finis.

[17] **E. C. Bacharoudisbet al**, ont travaillé sur l'étude paramétrique d'une roue centrifuge en modifiant l'angle de la pale de sortie. Les simulations numériques semblent prédire raisonnablement la performance totale et les caractéristiques globales de la pompe de laboratoire et l'influence de l'angle de la pale de sortie sur la performance est vérifiée avec la simulation CFD.

I.9. Conclusion :

Nous avons présenté précédemment, un bref rappel sur les turbomachines. L'accent a été mis sur les pompes, on a donné une classification très rependue sur les pompes avec des petites définitions de chaque type, particulièrement, une grande partie a été consacrée sur la pompe centrifuge, le principe de fonctionnement de cette machine a été expliqué, ainsi ont été définies les caractéristiques. Puis nous avons abordé l'un des problèmes les plus rencontrés dans le monde d'ingénierie, qui est le problème de cavitation.

Suite à la synthèse bibliographique précédente, on constate que la revue de la littérature est riche par les travaux accumulés au cours de ces dernières années et ayant conduit à une imposante bibliographie riche et spécialisée.

Dans le chapitre suivant, nous passerons à présenter l'ensemble des équations générales de la mécanique des fluides sur lesquelles sont basées les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines.

II.1. Introduction :

Pour tous les problèmes de la mécanique des fluides, en général, et particulièrement dans les turbomachines, les équations utilisées pour déterminer les écoulements dérivent généralement des équations de conservation : de masse, de quantité de mouvement, et d'énergie. La résolution de ces équations est accompagnée d'hypothèses simplificatrices.

Dans ce chapitre, nous présentons les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines, et les différentes méthodes de la modélisation de la turbulence dans les équations de Navier-Stokes, associée à la décomposition de Reynolds.

II.2. Equations générales de base :

II.2.1. Equation de conservation de masse :

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

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

II.2.2. 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.[23]

En se basant sur la deuxième loi de Newton qui indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans un volume de contrôle est égal à la somme des forces extérieures qui lui sont appliquées :

$$\sum \vec{F}_{ext} = m\vec{a} \quad (\text{II.2})$$

L'équation résultante de l'équation (II.2), est appelée l'équation de conservation de quantité de mouvement, elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{V}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{\nabla}\vec{V})\vec{V}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{V}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla}P}_4 + \underbrace{\rho\vec{g}}_5 + \underbrace{\vec{\nabla}\tau_{ij}}_6 \quad (\text{II.3})$$

Les termes 1, 2,3 de l'équation (II.3) représentent les accélérations totale, convective, et locale, le terme 4 représente la force de pression, le terme 5 représente la force de pesanteur, et le terme 6 représente les effets visqueux. [21]

II.2.3. Equation de conservation d'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir de premier principe de la thermodynamique, ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit :

$$\rho \underbrace{\frac{Dh}{Dt}}_{1'} = \underbrace{\frac{DP}{Dt}}_{2'} + \underbrace{\vec{V}(\lambda \vec{\nabla} T)}_{3'} + \underbrace{\phi}_{4'} \quad (\text{II.4})$$

Le terme (1') de l'équation (II.4) représente la variation d'enthalpie, le terme (2') représente le taux de travail des efforts de pression, le terme (3') c'est le transfert de chaleur par conduction dans le fluide, et le terme (4') c'est la fonction de la dissipation qui représente l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse des efforts de cisaillement. [21]

II.3. Hypothèses simplificatrices :

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- Écoulement permanent, tridimensionnelle, et turbulent.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- La force de pesanteur est négligeable.
- L'équation de conservation d'énergie n'est pas prise en compte (sans transfert d'énergie).

II.4. Equations du problème en régime laminaire :

Après introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème comme suit:

II.4.1. Equation de continuité :

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

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

II.4.2. Equations de Navier-Stokes :

Selon x :

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

Selon y :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

Selon z :

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

Le passage du régime laminaire au régime turbulent nécessite la définition du phénomène de la turbulence, pour pouvoir comprendre d'où viennent ces équations.

II.5. La turbulence :

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

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

En régime d'écoulement laminaire, les écoulements sont complètement décrits par les équations de continuité, de Navier-Stokes. Dans certains cas de configurations géométriques simples, ces équations peuvent être résolues analytiquement. Dans des cas plus complexes, ces écoulements sont traités numériquement à l'aide de techniques de CFD (Computational Fluid Dynamics) comme la méthode des éléments finis par exemple. Cependant, la plupart des écoulements dans les applications pratiques sont turbulents et de ce fait l'étude de l'écoulement turbulent n'est pas uniquement d'ordre théorique. En ingénierie, il est donc indispensable de disposer de méthodes et modèles permettant de tenir compte des effets de la turbulence.

II.6. Modélisation de la turbulence :

Il n'y a pas de modèle de turbulence universel valable pour modéliser tous les cas d'écoulements. Le choix d'un modèle de turbulence dépend de certaines considérations telles que la physique du problème traité, le niveau de précision exigé, les ressources informatiques disponibles et le temps disponible pour effectuer la simulation.

II.6.1. Résolution des équations de Navier-Stokes :

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

Le but de la CFD est de résoudre les équations de Navier-Stokes en régime turbulent instationnaire à des nombres de Reynolds élevés opérant dans des géométries complexes, en considérant toutes les échelles de turbulence existant dans le domaine de calcul.

Pour rendre la résolution des équations de Navier-Stokes plus simple, trois approches basées sur le principe de la simulation des écoulements turbulents ne tenant pas compte des phénomènes de turbulence de petite taille peuvent être utilisées :

II.6.1.1. Simulation à grandes échelles LES (Large Eddy Simulation) :

La LES consiste à simuler des écoulements turbulents instationnaires où les grandes échelles de turbulence sont calculées en utilisant les équations de Navier Stokes dites filtrées.

Le principe de la LES repose sur le fait de ne modéliser que les petites structures turbulentes, ainsi l'erreur introduite par la simulation est réduite.

L'approche LES n'est pas fortement répandue dans les applications industrielles à cause de ses exigences en ressources informatiques. [22]

II.6.1.2. Simulation numérique directe DNS (Direct Numerical Simulation) :

L'approche DNS consiste à simuler directement la turbulence sans aucune autre modélisation supplémentaire, c'est-à-dire résoudre les équations de Navier-Stokes avec une précision maximale, nécessite de prendre en compte toutes les échelles de temps de la solution.

Cette approche est plus précise mais à un coût de calcul beaucoup trop élevé pour qu'il soit envisageable de simuler une configuration en DNS. [22]

II.6.1.3. RANS (Reynolds Average Navier-Stokes equations) :

Connues aussi comme méthodes statistiques, RANS représentent l'approche la plus répandue pour la résolution des équations de Navier-Stokes. Il s'agit de calculer directement une solution moyenne, ceci implique que toutes les échelles de la turbulence sont modélisées, donc elle permet de réduire le temps nécessaire aux simulations numériques. Cette méthode est la plus utilisée dans la plus part des projets des recherches. [22]

Selon cette dernière approche de résolutions des équations de Navier-Stokes (RANS), la manipulation mathématique de ces équations conduit à l'apparition de nouvelles inconnues qu'il faut modéliser afin de fermer les équations qui régissent l'écoulement.

II.6.2. Les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds :

Le nombre de Reynolds d'un écoulement donne une mesure de l'importance relative des forces d'inertie et des forces visqueuses. Il a été observé expérimentalement que pour des conditions aux limites stationnaires, l'écoulement est stationnaire au-dessous d'un nombre de Reynolds appelé Nombre de Reynolds critique (Re_c). Pour des nombres de Reynolds supérieurs à (Re_c), une série de phénomènes apparaissent et changent radicalement les caractéristiques du fluide. Le mouvement des particules de fluides devient instationnaire même lorsque les conditions aux limites sont stationnaires. Les propriétés du fluide varient alors d'une manière chaotique et aléatoire et le régime d'écoulement est appelé régime d'écoulement turbulent.

$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} = \frac{U_m D}{\nu} \quad (\text{II.10})$$

Afin de décrire ce type d'écoulement, chaque propriété X (ρ , u , v , w , p) de l'écoulement est décomposée en une valeur moyenne \bar{x} et une valeur fluctuante x' de telle sorte que :

$$X(t) = \bar{x} + x'(t) \quad (\text{II.11})$$

Tel que :

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

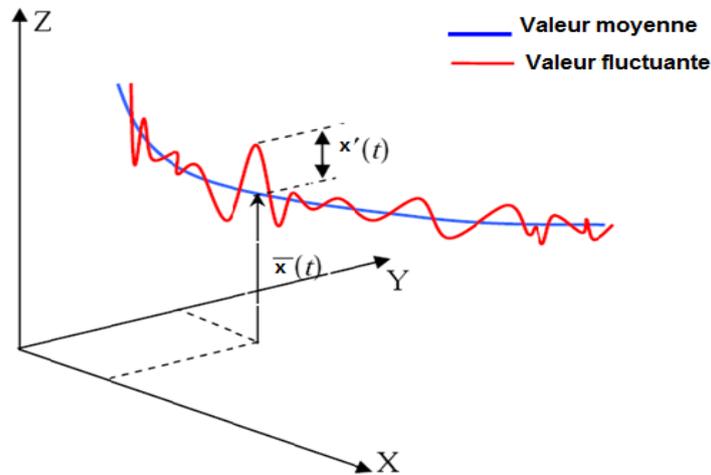


Figure II.1 : La description statique d'un écoulement turbulent.

Sachant que la masse volumique ρ , et la viscosité dynamique μ de fluide, sont supposées constantes.

Et :

$$U = \bar{u} + u' \tag{II.12}$$

$$V = \bar{v} + v' \tag{II.13}$$

$$W = \bar{w} + w' \tag{II.14}$$

$$P = \bar{p} + p' \tag{II.15}$$

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

➤ **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \tag{II.16}$$

➤ **Equations de Navier-Stokes :**

$$\left\{ \begin{aligned} \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \right. \tag{II.17}$$

II.6.3. Les modèles de turbulence :

Les équations moyennées de Reynolds contiennent des nouveaux termes inconnus en plus de l'énergie cinétique turbulente, donc il est nécessaire de faire des hypothèses ou trouver un moyen raisonnable pour modéliser ces inconnues. Les modèles du premier ordre ou modèles à viscosité turbulente basés sur l'hypothèse, dite de Boussinesq, qui consiste à modéliser directement les contraintes de Reynolds à l'aide du concept de viscosité turbulente, par analogie aux contraintes visqueuses d'un fluide Newtonien en introduisant une nouvelle variable qui est la viscosité turbulente μ_t .

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (\text{II.18})$$

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (\text{II.19})$$

Le but de cette partie est de donner une vue d'ensemble des modèles de turbulence les plus utilisés. Cependant, une description plus détaillée est allouée au $(k - \varepsilon)$, lequel sera utilisé dans la présente étude.

Les modèles de turbulence les plus utilisés sont :

II.6.3.1. Le modèle $(k - \omega)$ standard :

Le premier modèle de turbulence à deux-équations est celui proposé par Kolmogorov (1942). Ce modèle, qui est connu sous le nom de modèle $k - \omega$ fait intervenir une équation de transport de la fréquence ω en plus de celle de l'énergie cinétique turbulente k . On peut définir la fréquence ω par le rapport entre k et ε . [26]

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.20})$$

Un des avantages de ce modèle $(k - \omega)$ est la formulation et le traitement proche de la paroi dont les calculs sont plus précis. La viscosité turbulente μ_t s'exprime en fonction de k et ω :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (\text{II.21})$$

Une version plus élaborée de ce modèle par le traitement de la zone proche paroi a été mise en œuvre plus tard par Wilcox (1988), dans laquelle il a introduit des modifications qui tiennent compte des effets liés aux bas Reynolds et à la compressibilité. [26]

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

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

II.6.3.2. Le modèle ($k - \varepsilon$) standard :

Le modèle ($k - \varepsilon$) est devenu le plus populaire des modèles de turbulence pour sa simplicité et la possibilité de l'utiliser par différents types d'écoulement. La robustesse, l'économie, et la précision dans la prédiction d'une large gamme de problèmes d'écoulements turbulents, expliquent sa popularité dans la simulation des écoulements industriels et les problèmes de transfert de chaleur. [26]

Ce modèle suppose que le régime de turbulence soit pleinement 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, à savoir qu'il existe une analogie entre l'action des forces visqueuses et les contraintes de Reynolds dans l'écoulement moyen, soit :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t k \delta_{ij} \quad (\text{II.22})$$

Le modèle calcule la viscosité turbulente μ_t en faisant intervenir l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ε comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.23})$$

(II.33) c'est la relation de Kolmogorov-Prandtl, C_μ est une constante empirique.

On peut dire, en résumé, que le modèle $k-\varepsilon$ prédit bien loin des parois, et le modèle $k-\omega$ prédit bien proche des parois. Une combinaison des deux modèles a permis d'introduire un nouveau modèle dit *SST* (Shear Stress Transport).

II.6.3.3. Le modèle K-SST (Shear Stress Transport) :

Un modèle de turbulence est utilisé pour prédire les effets de la turbulence dans un écoulement sans résoudre le problème des fluctuations turbulentes à très petites échelles. Ce modèle est robuste et permet de prédire avec précision les décollements qui se produisent sur les parois des organes internes d'une turbomachine.

La correction SST pour (Shear Stress Transport), transport des contraintes de cisaillement. Elle repose sur la constatation que pour les modèles de turbulence à deux équations de transport utilisant la notion de la viscosité turbulente, le rapport de cisaillement τ à la valeur de ρk est égal à :

$$\frac{\tau}{\rho k} = \sqrt{C_{\mu} \frac{P_k}{\varepsilon}} \quad (\text{II.24})$$

II.7. Equations particulières pour les turbomachines :

II.7.1. Repère fixe :

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

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{grad} P + \vec{\nabla} \tau_{ij} + \rho \vec{g} \quad (\text{II.25})$$

La relation dans laquelle l'équation (II.25) prend la forme vectorielle est comme suit :

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \overrightarrow{grad} \frac{c^2}{2} + \overrightarrow{rot} \vec{c} \wedge \vec{c} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{grad} P + \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \tau_{ij} \quad (\text{II.26})$$

II.7.2. Repère mobile :

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

Parmi les hypothèses simplificatrices, on trouve l'hypothèse d'Euler supposant un nombre infinis d'aubages. Cette hypothèse est équivalente à l'hypothèse de symétrie axiale de l'écoulement à condition d'être accompagnées d'un champ de force d'aubage équivalent.

Pour analyser l'écoulement à l'intérieur de turbomachine, il est commode d'exprimer la composition vectorielle des vitesses, comme suit :

$$\vec{c} = \overrightarrow{W} + \vec{U} \quad (\text{II.27})$$

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

$$\vec{U} = \omega \vec{r} \quad (\text{II.28})$$

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative \overrightarrow{W} , cette vitesse permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des même aubages immobilisés artificiellement. Le repère relatif ou système de coordonnées tournant (cylindrique) est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. [21]

Les avantages du repère relatif sont nombreux :

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

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

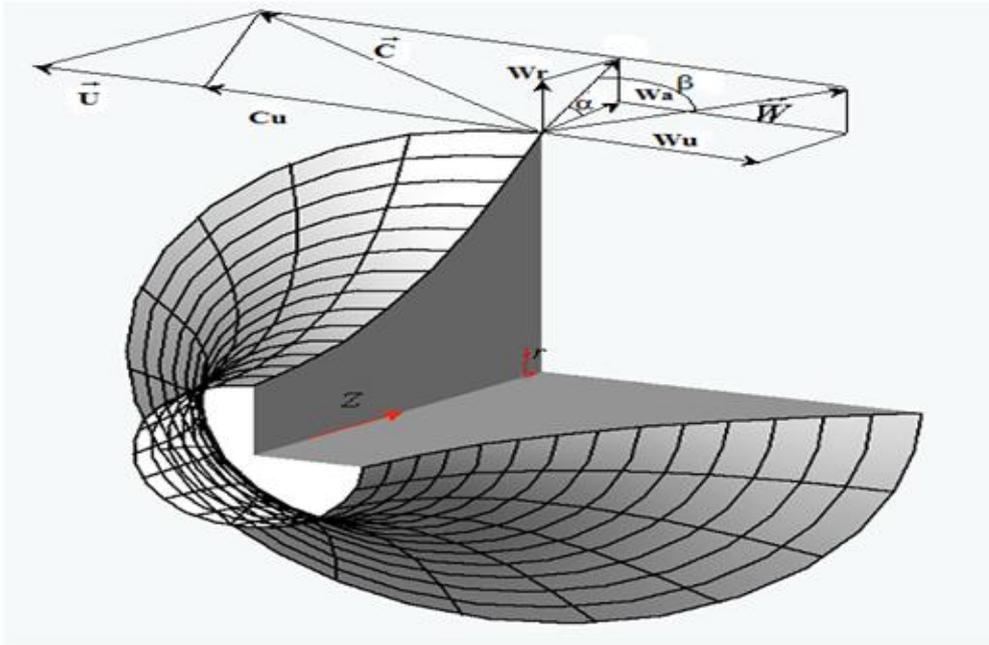


Figure II.2: Ecoulement dans une grille tridimensionnelle. [21]

On déduit la liaison entre les composantes des différentes vitesses :

$$\vec{C}_r = \vec{W}_r \tag{II.29}$$

$$\vec{C}_u = \vec{W}_u + \vec{U} = \vec{W}_u + \omega \vec{r} \tag{II.30}$$

$$\vec{C}_z = \vec{C}_r \tag{II.31}$$

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

$$\text{div}(\rho \vec{w}) = 0 \tag{II.32}$$

$$\underbrace{\frac{D\vec{W}}{Dt}}_{1''} + \underbrace{2\omega \times \vec{W}}_{2''} + \underbrace{\omega \times \omega \times \vec{r}}_{3''} = -\underbrace{\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P}_{4''} + \underbrace{\vec{\nabla} \tau_{ij}}_{5''} \tag{II.33}$$

En comparant l'équation (II.26) repère fixe et l'équation (II.33) de mouvement du fluide dans un repère relatif est identique à l'équation en repère fixe en ajoutant les termes 2'', 3'', qui sont respectivement (l'accélération de Coriolis et les forces centrifuges) qui agissent sur le fluide.

Pour un fluide parfait, les forces visqueuses sont nulles (le terme 5"), l'équation (II.33) s'écrit comme suit :

$$\underbrace{\frac{D\vec{W}}{Dt}}_{1''} + \underbrace{2\omega \times \vec{W}}_{2''} + \underbrace{\omega \times \omega \times \vec{r}}_{3''} = \underbrace{-\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P}_{4''} \quad (\text{II.34})$$

Après un certain nombre de manipulations, l'équation (II.32) peut être écrite, sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \times \vec{\nabla} \times \vec{W} + 2\omega \times \vec{W} = -\vec{\nabla} I + T\vec{\nabla} S \quad (\text{II.35})$$

L'équation (II.35), est connue comme l'équation de Crocco ou forme énergétique de l'équation dynamique. Le terme $(\vec{\nabla} S)$, associé aux pertes génératrices d'entropie et aux échanges de chaleur avec l'extérieur, est généralement négligeable en fluide incompressible.

Avec :

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (\text{II.36})$$

Où T et S représentent respectivement la température et l'entropie pour des écoulements compressibles, et la quantité I est appelée Rothalpie. Aux pertes près, elle est approximativement constante pour tout l'espace inter-aubages. [21]

II.8. Approche tridimensionnelle :

Pour optimiser une machine en cherchant des performances très élevées, il est nécessaire de déterminer de plus en plus finement l'écoulement pour connaître d'abord tous les phénomènes qui se produisent et ensuite améliorer le comportement du fluide en tout point. L'étape directement tridimensionnelle devient alors indispensable.

Des codes de calcul tridimensionnel existent actuellement. Pratiquement, tous sont fondés sur la résolution des équations de Navier-Stokes instationnaires dans lesquelles sont supprimés les termes visqueux. Leur emploi, qui nécessite des ordinateurs puissants, commence à être répandu Il est bien évident que ces calculs, utilisés seuls, ne peuvent pas permettre la prédiction de la performance d'un élément de machine ; leur emploi reste cependant justifié pour les raisons suivants :

- ils peuvent être associés à des calculs appropriés pour les zones visqueuses (méthodes de couplage).

- la conception ou l'optimisation d'une géométrie peut être faite en fluide parfait lorsque l'on cherche par exemple à réduire les gradients de vitesse. Cela a été effectué avec succès dans de nombreux cas ; les calculs en mode inverse sont d'ailleurs toujours exécutés sans viscosité.

La plupart des techniques utilisées pour la résolution des équations de Navier-Stokes peuvent être classées en différences finies, surfaces ou volumes finis et méthodes spectrales. Seulement les deux premières techniques sont largement répandues dans le domaine des turbomachines. Les techniques de calcul numérique fournissent une méthode efficace pour l'analyse et la conception de turbomachines.[24]

II.9. conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté une description des méthodes et des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides et dans la dernière partie du chapitre, on a accentué sur la méthodes tridimensionnelles qui reste la plus utilisée dans la plupart des codes de calcul CFD, et on a expliqué la complexité de la turbulence, le modèles qui nous intéresse dans ce travail.

Dans le chapitre suivant, nous passerons à étudier la méthode numérique des éléments finis la plus utilisée dans la résolution de ce système.

III.1. Introduction :

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

Ce chapitre est consacré à l'étude numérique réalisée. Nous présenterons la démarche à suivre pour modéliser l'écoulement à l'intérieur d'une pompe centrifuge, et les étapes de notre simulation.

III.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). Les caractéristiques géométriques principales de la pompe centrifuge (roue-volute) sont données dans les tableaux (III.1) et (III.2) :

III.2.1. Spécification de la roue :

Les détails des paramètres géométriques de la roue sont donnés dans le tableau (III.1) :

Description	Valeur
Débit	$0,251\text{m}^3/\text{s}$
Hauteur	$42,6\text{ m}$
Vitesse de rotation	$1400\text{ trs}/\text{min}$
Diamètre d'entrée	$D_g = 255,7\text{mm}$
Diamètre de sortie	$D_s = 430,6\text{mm}$
Diamètre de moyeu	$D_m = 77,2\text{mm}$
Angle d'entrée de la roue	$\beta_1 = 20,1^\circ$
Angle de sortie de la roue	$\beta_2 = 14^\circ$
Epaisseur de la pale (l'aube)	$b = 12,9\text{mm}$
Nombre d'aube	$Z = 7\text{ aubes}$
Largeur de sortie	$b_s = 60,5\text{mm}$
Rendement	$\eta = 61\%$

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la roue.[2]

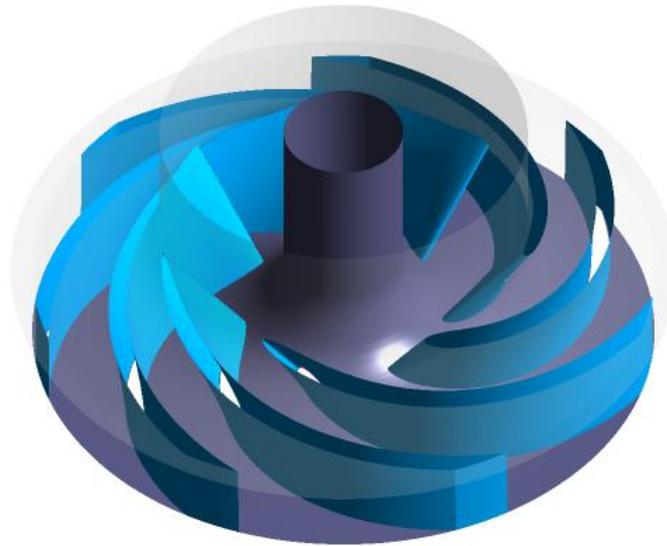


Figure III.1 : Géométrie de la roue à aubes.

Cette figure, présente notre géométrie finale de la roue à aubes de pompe centrifuge, nous avons présenté que trois parties qui sont : le moyeu, les aubes, et le carter.

III.2.2. Spécification de la volute :

Les détails des paramètres géométriques de la volute sont donnés dans le tableau (III.2) :

Description	Valeur
Largeur d'entrée	110,4mm
Jeu de l'eau de coup	23,5mm
Epaisseur de l'eau de coup	9mm
Diamètre hydrodynamique de sortie	215,1mm
Aire de la section de sortie de la volute	42157mm ²

Tableau III.2 : Caractéristiques géométriques de la volute. [2]

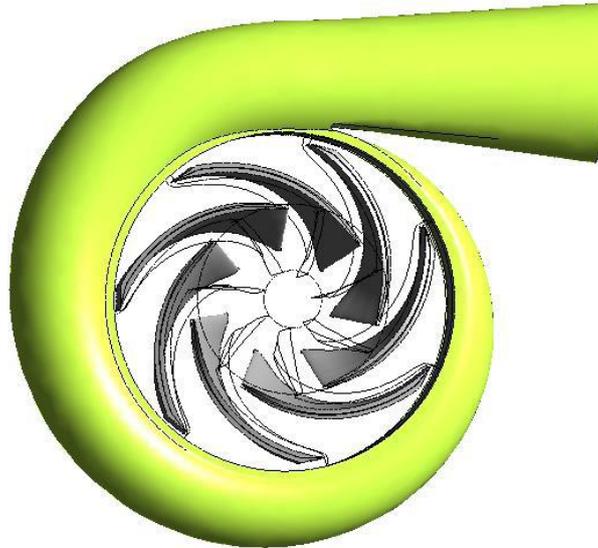


Figure III.2 : Pompe centrifuge avec roue à 7 aubes.

III.3. Paramètres de la simulation numérique :

L'objectif de cette étude concerne l'analyse par simulation numérique des phénomènes complexes liés à l'écoulement interne dans une pompe centrifuge. La roue, constituée de la ceinture, du plafond et des aubages, est considérée comme un organe en rotation à une vitesse $N = 1400 \text{ tours}/\text{min}$. En revanche, le diffuseur est simulé en l'assimilant à un organe fixe. La simulation de l'écoulement sera réalisée sur l'ensemble de la roue et du diffuseur.

III.3.1. Conditions aux limites :

III.3.1.1. Condition du débit massique à l'entrée :

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

III.3.1.2. Condition de la pression statique à la sortie :

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

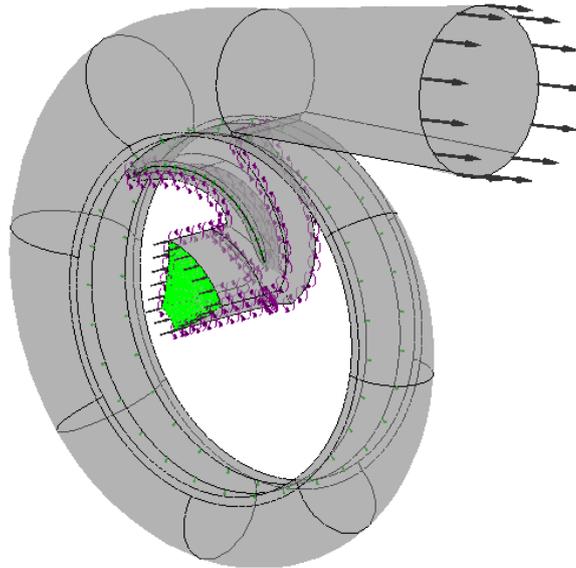


Figure III.3 : Conditions aux limites appliquées sur la pompe centrifuge.

III.3.2. Choix de modèle de turbulence :

Le modèle de turbulence que nous avons utilisé dans le cadre de cette étude est le modèle à deux équations ($k - \varepsilon$). Ce modèle est largement utilisé et donne d'excellents résultats, notamment en ce qui concerne la prédiction des phénomènes de décollement loin des parois. Il est indispensable de savoir que le modèle $k - \varepsilon$ est applicable aux écoulements à nombre de Reynolds élevé.

Etant une méthode très stable et numériquement robuste, cette méthode est implémentée dans la majorité des codes de calcul commerciaux de CFD. Ce modèle permet d'étudier convenablement un certain nombre d'écoulements. En conséquence, il n'est applicable que loin des parois.

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

III.4. Principales étapes de calcul numérique :

Dans ce qui suit, nous allons essayer de résumer le processus suivi de notre conception, l'accent a été mis sur les différentes étapes de calcul numérique de l'écoulement interne. Elle se présente comme une procédure robuste pour la prédiction et la compréhension des

phénomènes associés au fonctionnement des turbomachines, mais également pour la prévision des performances. Nous avons schématisé sous forme d'un organigramme, les étapes de conceptions, comme la montre la figure ci-dessous :

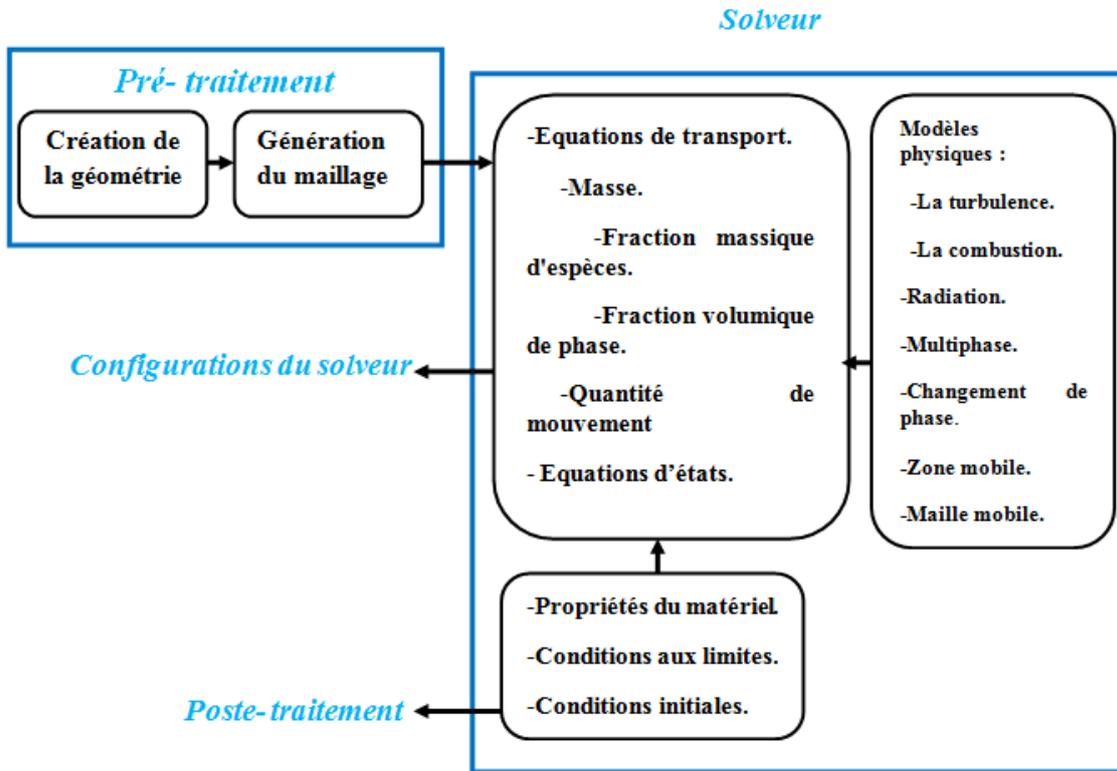


Figure III.4 : L'organigramme des étapes du travail.

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

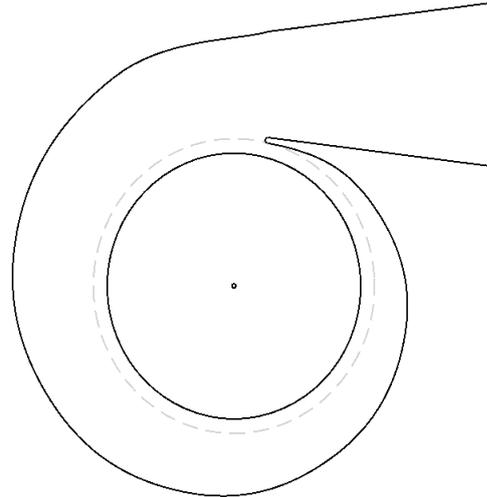
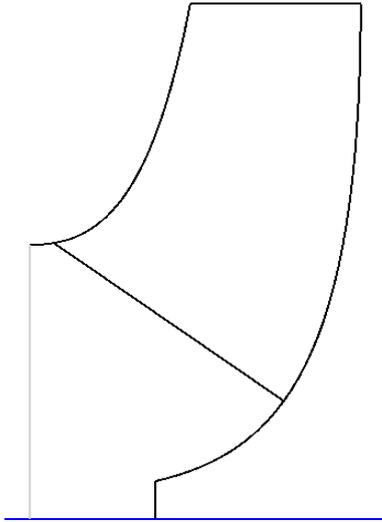


Figure III.5 : Géométrie du canal méridien. **Figure III.6 :** Géométrie en coupe de la volute.

III.4.1. Conception de la géométrie (la roue et la volute) :

La conception préliminaire demeure une essentielle étape dans la conception de toute une turbomachine. Cette étape présente la méthodologie qui permette de définir la géométrie de la pale de la roue et la volute de notre pompe centrifuge, en se basant premièrement sur la méthode unidimensionnelle (1D).

En suite, on va passer à la méthode tridimensionnelle (3D) spécialisée pour la conception rapide des éléments des turbomachines. Dans cette étape, il a été conçu pour faciliter la tâche de l'étape suivante (génération du maillage) pour obtenir une bonne discrétisation de la géométrie de la roue et du diffuseur.

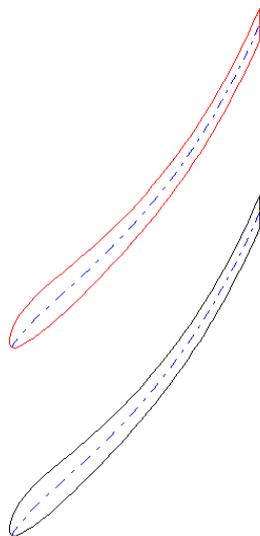


Figure III.7 : Vue aube à aube.

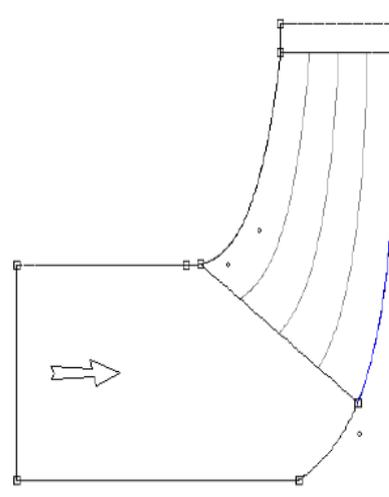


Figure III.8 : Vue méridienne.

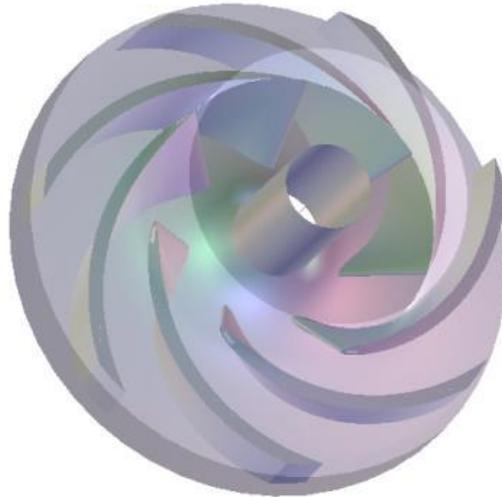


Figure III.9: Géométrie en 3D de la roue à aubes.

III.4.2. Génération du maillage :

La modélisation numérique de l'écoulement a pour première étape de définir le domaine de calcul et le choix du type de maillage adapté.

Le domaine de calcul de la pompe présenté dans les figures ci-dessous avec un maillage structuré dans la roue et un maillage non structuré dans la volute.

Le maillage structuré : consiste à diviser les domaines de calcul (la roue) en plusieurs compartiments de formes géométriques simplifiées et de les mailler séparément.

Le maillage non structuré : les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Ce choix permet de réaliser ainsi des grilles de maillage adaptées à chaque configuration géométrique.

Les algorithmes de CFD sont développés sur la base d'approche éléments finis, cette technique discrétise l'espace à l'aide d'éléments géométriques simples comme elle permet de modéliser des géométries très complexes, elle est parfois préférée à la méthode des volumes finis.

Dans la méthode des éléments finis les variables inconnues sont calculées par une combinaison linéaire de fonction. L'approche éléments finis se décompose en deux étapes :

- Approximation nodale des fonctions inconnues par sous-domaines (fonctions d'interpolation).

- Utilisation de la méthode des résidus pondérés qui permet de construire une formulation intégrale à partir des équations aux dérivées partielles (la méthode de Galerkin est la plus fréquemment utilisée).

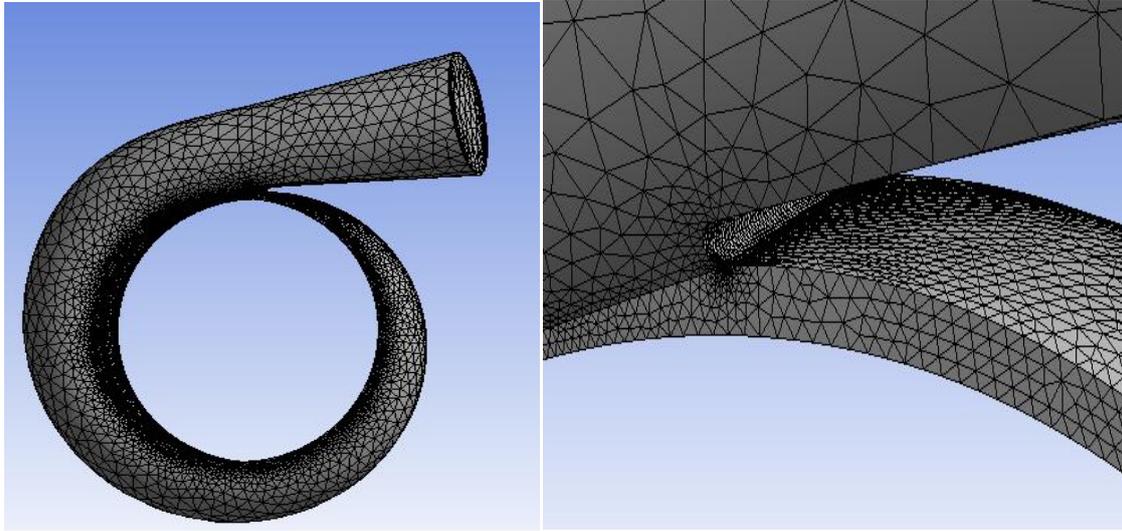


Figure III.10 : Maillage non structuré dans la volute.

Le tableau III.3 montre le nombre de nœuds et d'éléments pour la volute de la pompe :

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
63822	188138

Tableau III.3 : Détail de maillage de la grille pour la volute.

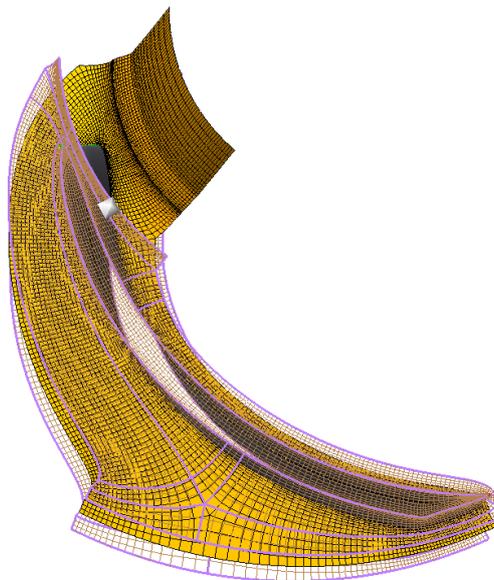


Figure III.11: Maillage structuré dans la pale.

Le **tableau III.4** montre le nombre de nœuds et d'éléments pour la pale de la pompe :

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
25000	432125

Tableau III.4 : Détail de la grille pour la pale.

III.4.3. Configurations (appliquées les conditions aux limites) :

Une autre étape permet d'importer le maillage d'une géométrie à étudier, elle a été conçue pour spécifier le type de l'écoulement. Les conditions initiales et aux limites du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations, le pas du temps, la nature du fluide, et la tolérance d'erreur) sont également spécifiés.

Les calculs sont basées sur la méthode des éléments finis, et l'intégration des équations de Navier-Stokes dans chaque maille, et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte des phénomènes physiques comme la turbulence.

Dans le cas d'une résolution en régime permanent le calcul se poursuit jusqu'à ce que, soit le nombre maximal d'itération consigné par l'utilisateur soit atteint, soit la solution satisfasse les conditions de convergence.

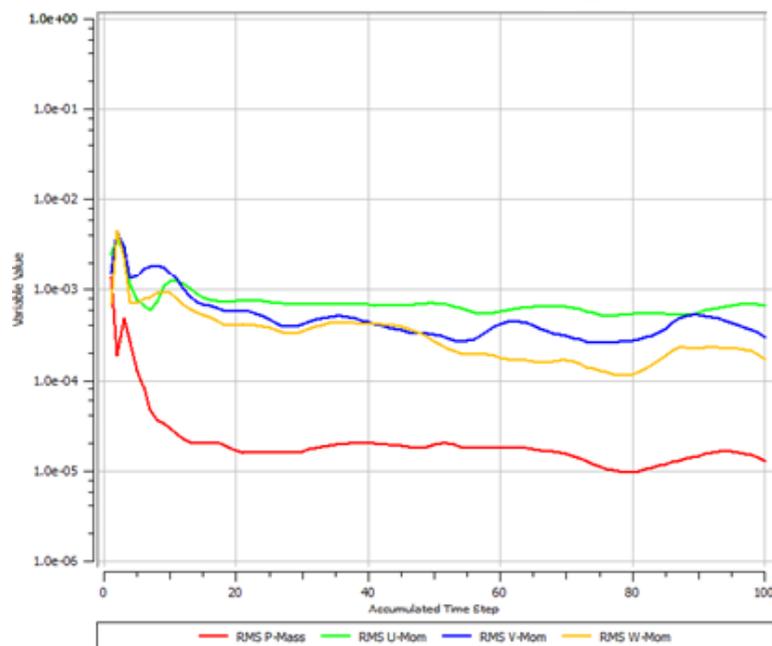


Figure III.12: Progression de convergence.

III.4.4. Solutions et résultats :

La dernière étape dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats sous forme de :

- Contours de pression et de vitesse.
- Exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphique.
- Déterminer d'autres paramètres comme la puissance, le rendement, et la hauteur de la pompe.

III.5. Conclusion :

La technologie de la CFD est devenue plus largement disponible et utilisable par beaucoup plus de personnes. Cette utilisation est en croissance, il y a maintenant de nombreux logiciels commerciaux sur le marché qui fournissent l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes.

Dans le chapitre suivant, nous passerons à présenter notre résultat de simulation et les comparer avec les résultats de la bibliographie.

IV.1. Introduction :

La compréhension des écoulements de fluides est bien souvent un facteur important dans le développement du produit et du processus industriel. Grâce à la capacité de calcul disponible toujours plus grande, cette compréhension a de plus en plus tendance à quitter le laboratoire pour entrer dans le monde de la simulation numérique.

Ce chapitre consiste à présenter les résultats obtenus par la procédure numérique, et sont comparés aux résultats numériques de **Segban et al [2]**. Dans un premier temps nous présenterons la validation et la comparaison de la répartition des vitesses et pressions sur les différents plans, en suite on va présenter la distribution des pressions et vitesses sur les mêmes plans avec des débits différents.

IV.2. Validations :

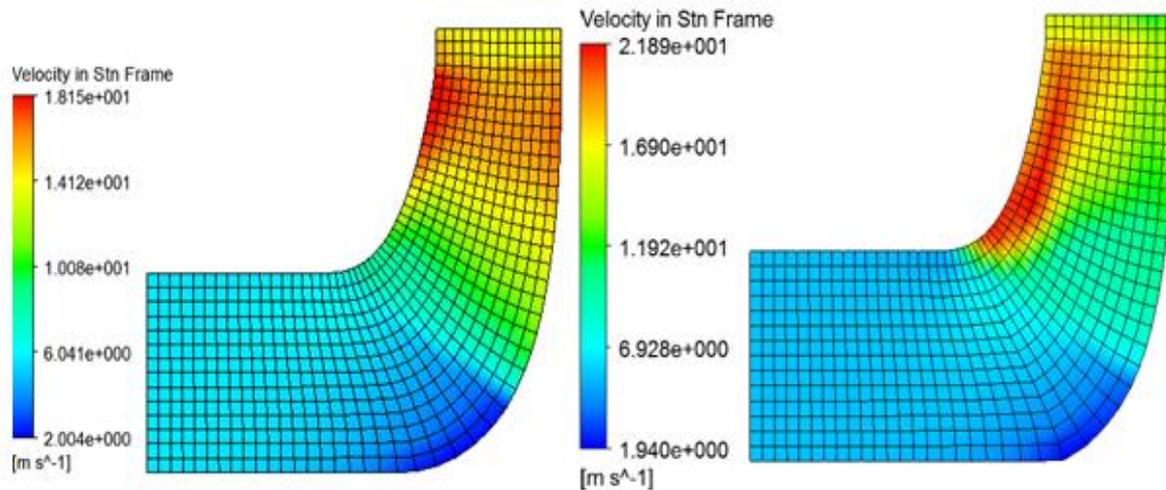
La validation de notre étude numérique repose sur la comparaison des vitesses et pressions sur les différents plans. La concordance est obtenue entre les résultats de **Segban et al [2]**, et la présente étude.

IV.2.1. La répartition des vitesses :

a) Vue méridienne :

La figure IV.1 représente la répartition de la vitesse sur le plan méridien. Il a été remarqué une concordance entre les deux résultats avec quelques différences quantitatives qui sont dues probablement aux différences de géométrie des deux roues. En effet, l'article de référence a donné le rendement global de la pompe sans pour autant préciser les rendements hydraulique, volumétrique et mécanique qui ont une influence sur la géométrie de la roue.

Il a été constaté sur la figure, l'évolution de la vitesse dans le canal méridien. Il a été observé une augmentation considérable de la vitesse depuis l'entrée de la roue (aspiration) jusqu'à la sortie de la roue (refoulement). Effectivement, le rôle principal de la roue, reste l'échange d'énergie entre la machine et le fluide, c'est-à-dire de transmettre au fluide une énergie cinétique grâce au mouvement de rotation de la roue.



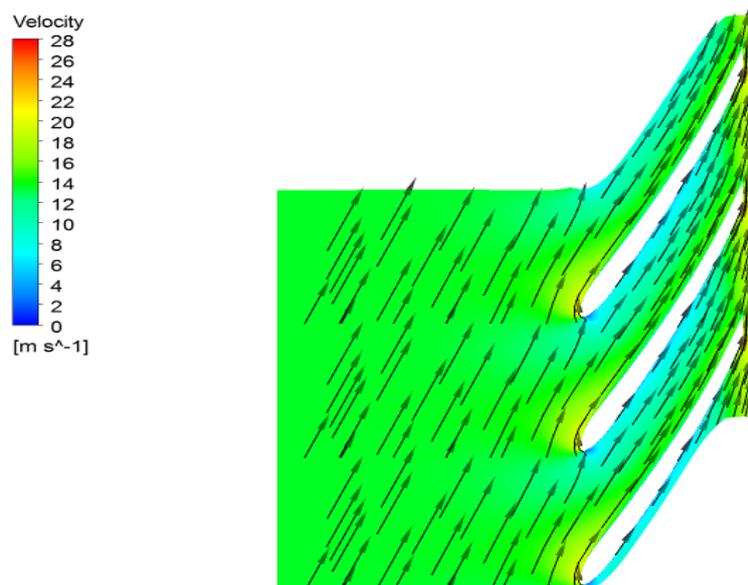
(a) Présent travail.

(b) Référence [2].

Figure IV.1 : Répartition de la vitesse sur le plan méridien.**b) Vue aube à aube :**

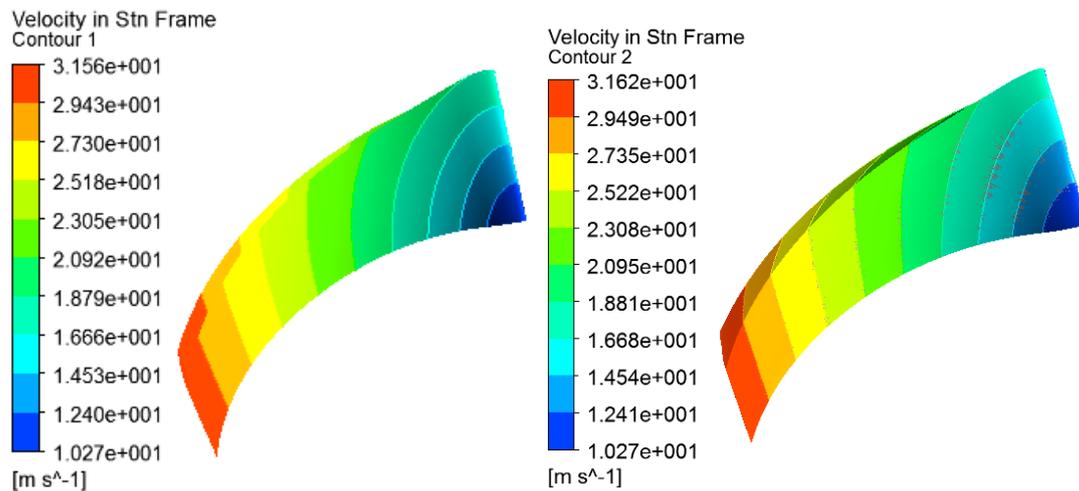
La figure IV.2 représente la répartition de champ de vitesse sur le plan aube à aube, cette mesure a été prise à 50% de la hauteur de l'aube. On remarque la progression de champ de vitesse on se déplaçant de l'aspiration de la pompe à son refoulement.

Il a été observé aussi une différence dans les champs de vitesse entre l'intrados et l'extrados des aubages. En effet, les vitesses sont légèrement plus importantes au niveau de l'intrados qu'au niveau de l'extrados.

**Figure IV.2** : Champs de vitesse pris à 50% de hauteur de l'aube sur le plan aube à aube.

c) Contours des vitesses :

La figure IV.3 représente les contours de répartition de la vitesse sur le contour de la pale dans la roue. Il a été constaté que les résultats sont pratiquement identiques entre ceux de la littérature et le présent travail. On peut voir que la vitesse du fluide est plus élevée au bord de fuite comparativement au bord d'attaque de la pale.

**(a)** Présent travail.**(b)** Référence [2].**Figure IV.3 :** Distribution de la vitesse autour de la pale.

La figure IV.4 représente la répartition de la vitesse autour des pales de la pompe. Il a été constaté que les résultats sont satisfaisants quantitativement et qualitativement. Une légère différence dans les grandeurs de vitesse est observée entre le présent travail et celui de la littérature. Par raison de symétrie, on constate que l'évolution des vitesses est la même sur toutes les pales de la même roue.

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

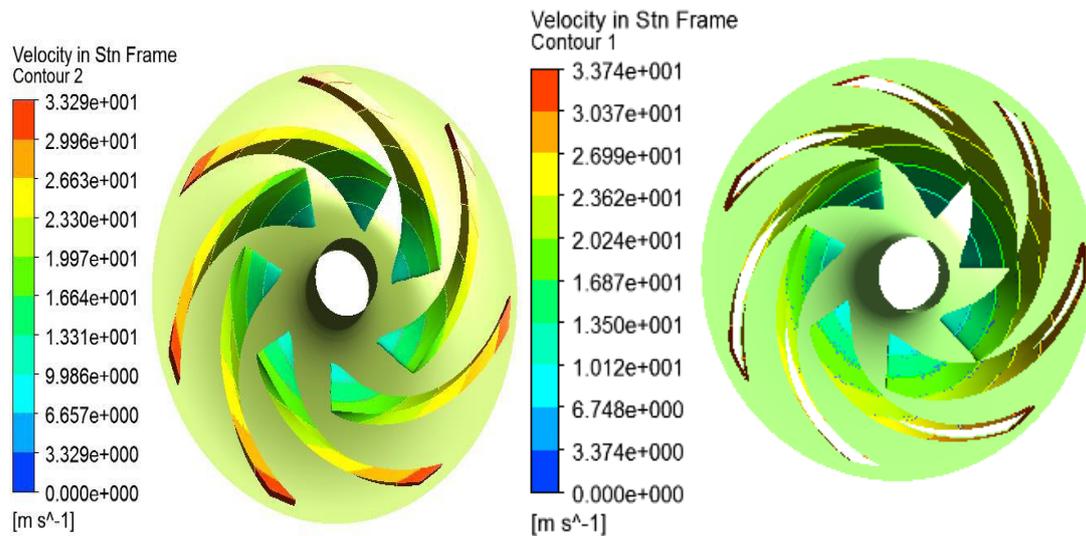


Figure IV.4 : Contour de vitesse à travers les pales de la roue.

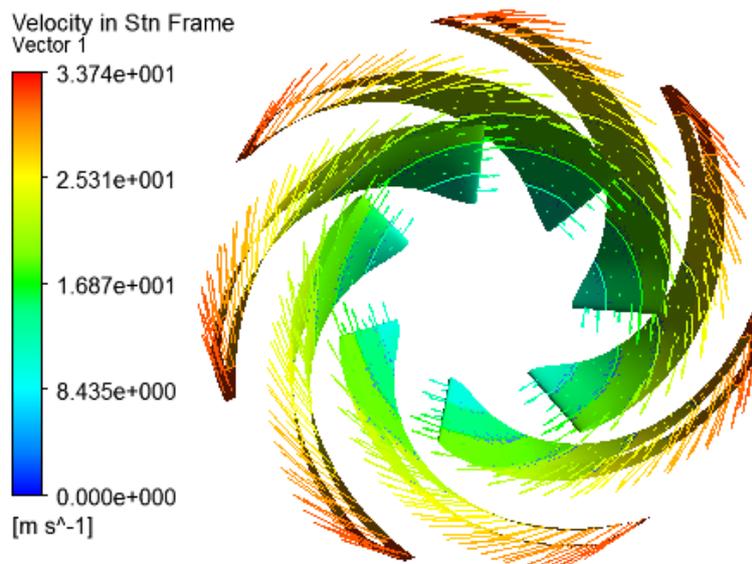


Figure IV.5 : Distribution des vecteurs de vitesse à travers les pales de la roue.

La figure IV.6 représente la répartition des lignes de courants à travers les pales et la volute de la pompe, il peut être clairement observé que le flux d'écoulement de fluide est beaucoup plus élevé au bord de fuite qu'au bord d'attaque, contrairement dans la volute, il a été constaté une diminution de flux d'écoulement qu'on se déplaçant au refoulement de la pompe.

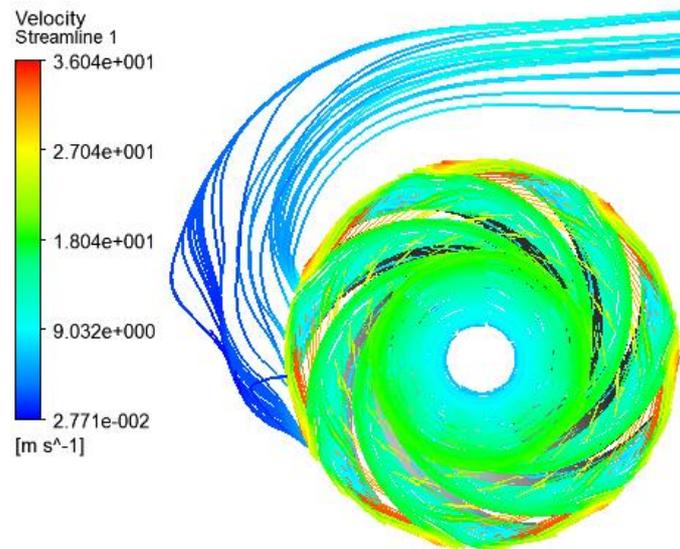


Figure IV.6 : Répartition des lignes de courants à travers la pompe.

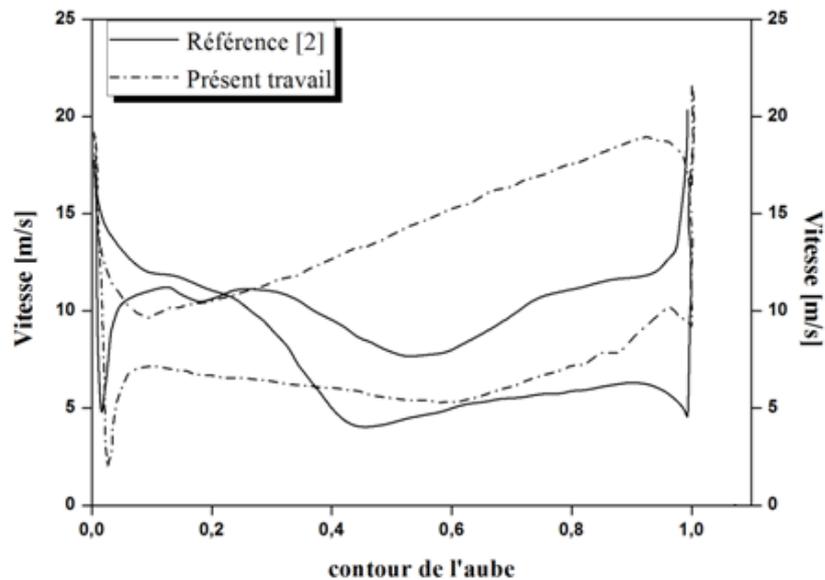


Figure IV.7: Variation de la vitesse le long de l'aube.

La figure IV.7 représente la variation de la vitesse en fonction d'une distance adimensionnelle entre l'aspiration et le refoulement. Une comparaison a été faite entre les résultats de la littérature et ceux du présent travail. Il a été remarqué des petites différences entre les deux courbes, et on peut voir que la vitesse augmente de l'entrée de la roue à sa sortie.

d) Vue volute :

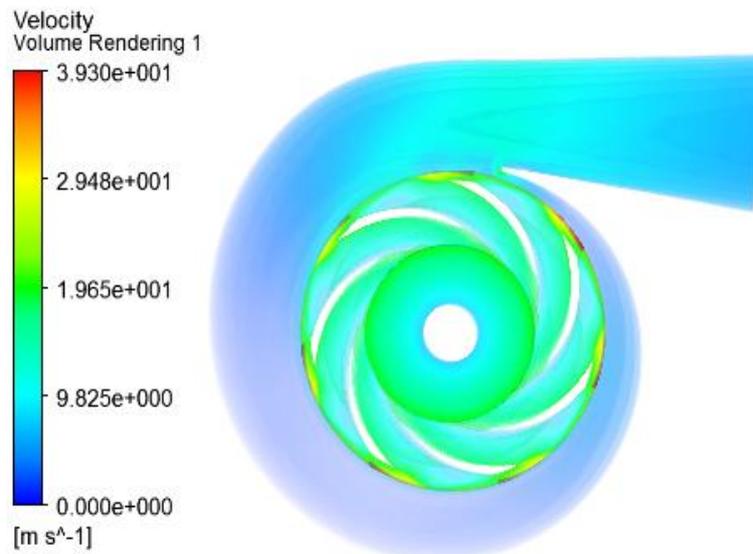
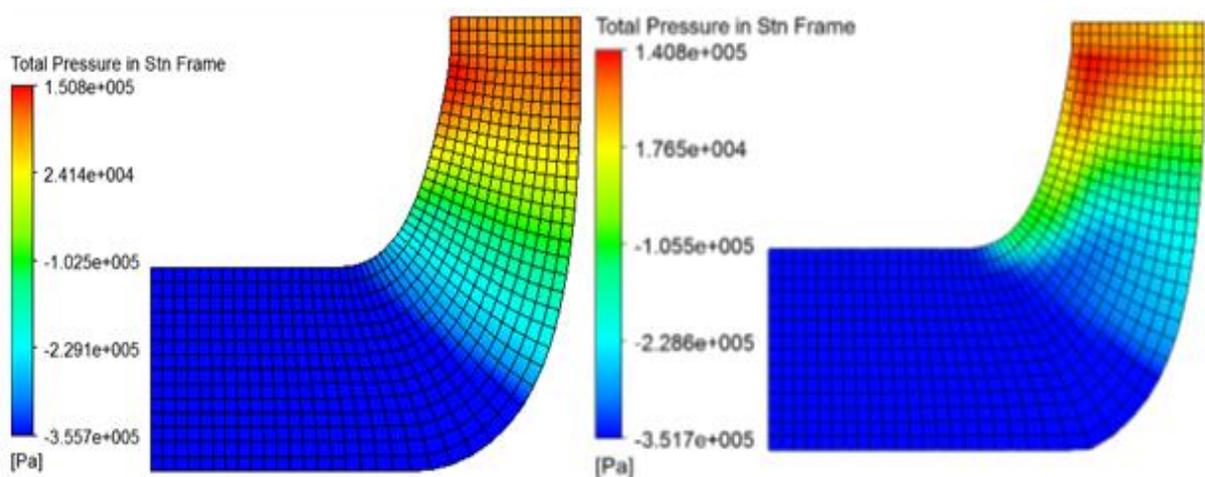


Figure IV.8: Répartition de la vitesse à travers la volute.

La figure IV.8 représente la répartition de la vitesse à travers la volute, il a été constaté que la vitesse augmente brutalement de l'entrée à la sortie de la roue, le fluide est rejeté dans la volute. Dans la volute, il a été remarqué que la vitesse diminue progressivement jusqu'à une valeur minimale à la section de refoulement, cette diminution est due à la divergence de section.

IV.2.2. La répartition des pressions :

a) Vue méridienne :



(a) Présent travail.

(b) Référence [2].

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

La figure IV.9 représente la répartition de la pression en écoulement méridien. Il a été remarqué une légère différence entre les résultats obtenus et ceux de **Segban et al [2]**. On peut constater que la pression augmente progressivement, elle est plus importante à la sortie (refoulement) qu'à la rentrée (aspiration) de la roue.

b) Vue aube à aube :

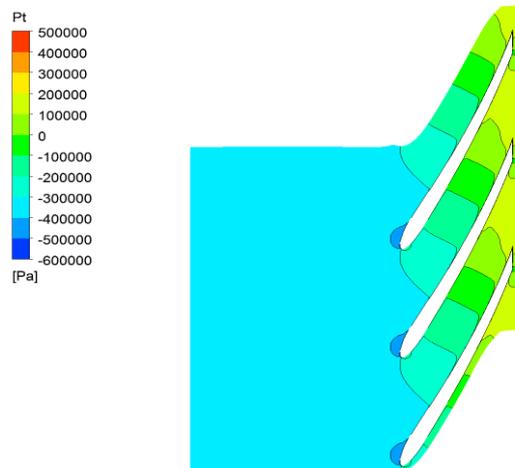
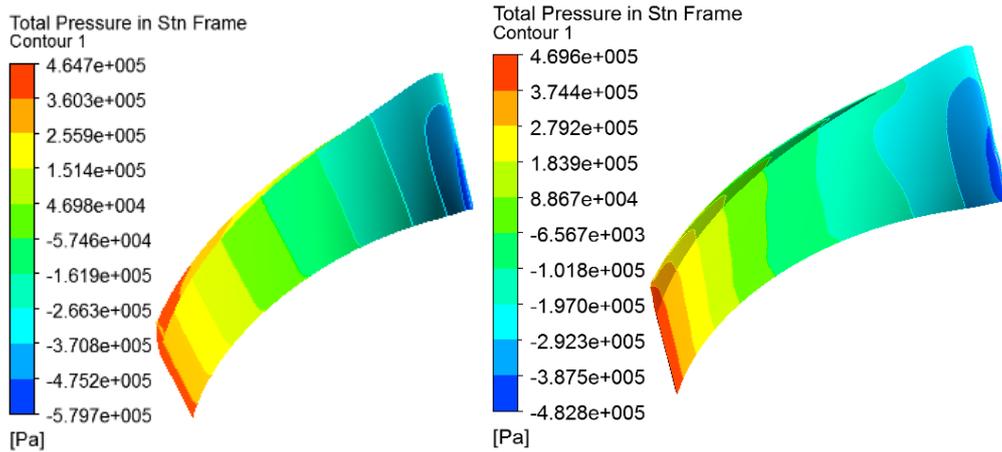


Figure IV.10 : Répartition de la pression totale sur le plan aube à aube pris à 50% de hauteur.

La figure IV.10 représente la répartition de la pression totale sur le plan aube à aube, cette mesure a été prise à 50% de hauteur de l'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.

c) Contours des pressions :

La figure IV.11 représente les contours de la pression. Il a été remarqué des légères différences quantitatives entre les résultats de la littérature et ceux obtenus durant ce présent travail. On constate que la pression est plus élevée au bord de fuite et moindre sur le bord d'attaque.



(a) Présent travail.

(b) Référence [2].

Figure IV.11 : Distribution de la pression autour de la pale..

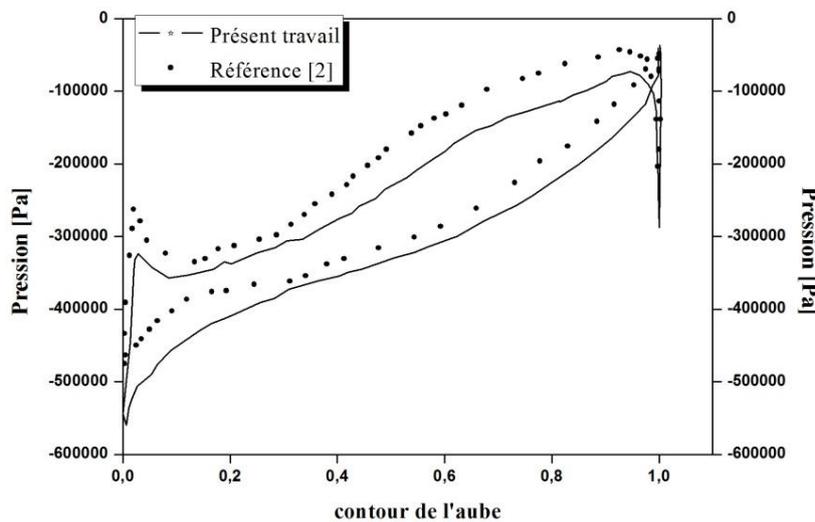


Figure IV.12 : Variation de la pression le long de l’aube.

La figure IV.12 représente la variation de la pression autour de l’aube entre l’aspiration et le refoulement. Il a été remarqué des petites différences entre les deux courbes c’est-à-dire les résultats obtenus et ceux de la référence. Il a été constaté que la pression augmente considérablement du bord d’attaque au bord de fuite, et l’écart de pression entre l’extrados et l’intrados augmente, bien évident que la pression est plus importante sur l’extrados que l’intrados.

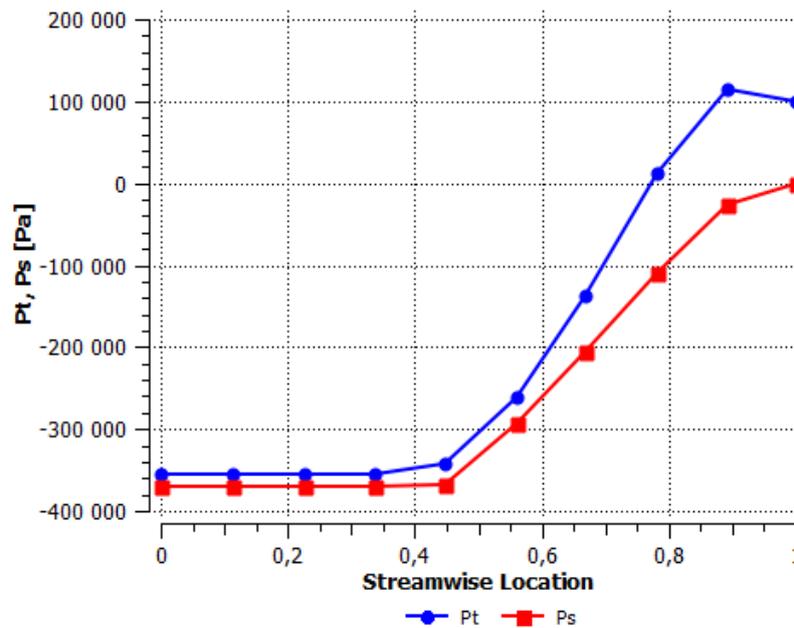


Figure IV.13 : Variation de la pression totale et statique le long de l'aube.

La figure IV.13 représente la variation de la pression statique et totale en fonction de la longueur adimensionnelle de l'aube. Il a été observé que la pression totale est toujours plus importante que la pression statique. La pression totale n'est autre que la somme des deux pressions statique et dynamique.

A l'aspiration de la roue on remarque que les deux pressions sont pratiquement les mêmes, 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 dû à l'augmentation progressive de la vitesse et donc de la pression dynamique.

d) Vue volute :

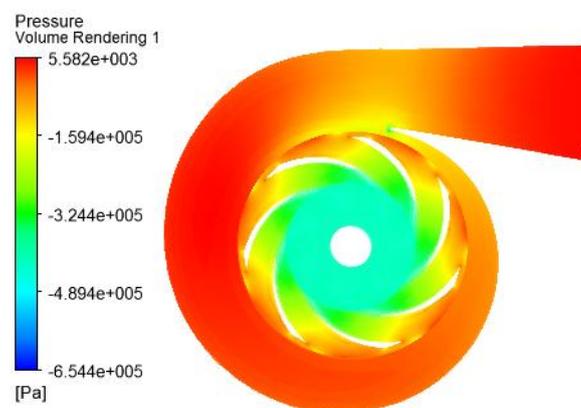


Figure IV.14: Répartition de la pression à travers la volute.

La figure IV.14 représente la répartition de la pression à travers la volute. Il a été remarqué que la pression augmente de l'entrée à la sortie des pales, le fluide est rejeté dans la volute, ou la pression augmente progressivement jusqu'à une valeur maximal dans la section de refoulement de la volute.

IV.3. Variation du débit :

Dans cette partie, nous avons analysé l'écoulement interne de fluide dans une turbomachine, en gardant la même géométrie et en faisant varier le débit d'écoulement du fluide. Différents débits ont été testés à savoir:

Débit massique [Kg/s]	125	251	280
Vitesse de rotation [tours/min]	697	1400	1561

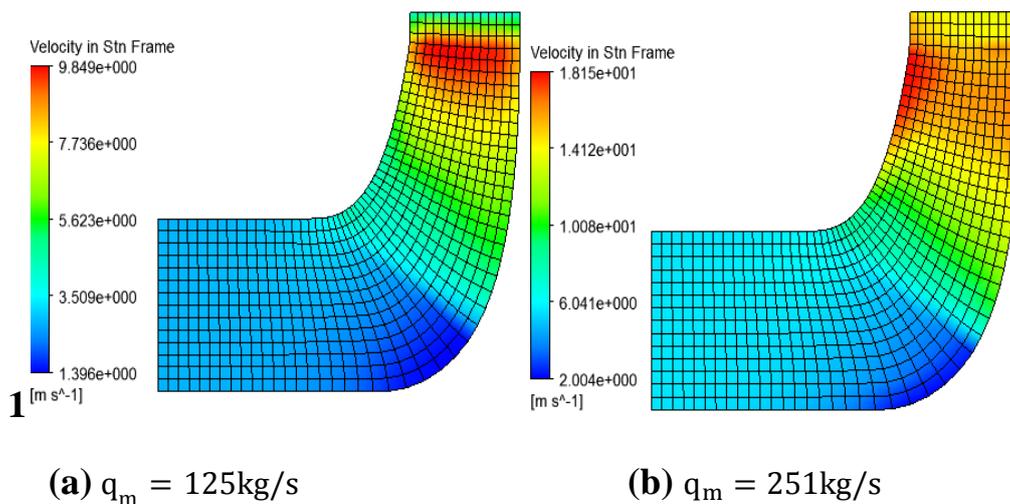
Tableau IV.1 : Les paramètres de la simulation pour chaque cas.

IV.3.1. La répartition des vitesses :

a) Vue méridienne :

La figure IV.15 montre la répartition des vitesses dans le plan méridien pour différents débits. On constate bien évidemment que la vitesse varie en fonction du débit.

On peut constater une augmentation de la vitesse depuis l'entrée de la roue (aspiration) jusqu'à sa sortie (refoulement). En augmentant le débit d'écoulement à l'intérieur de la roue la vitesse d'écoulement augmente.



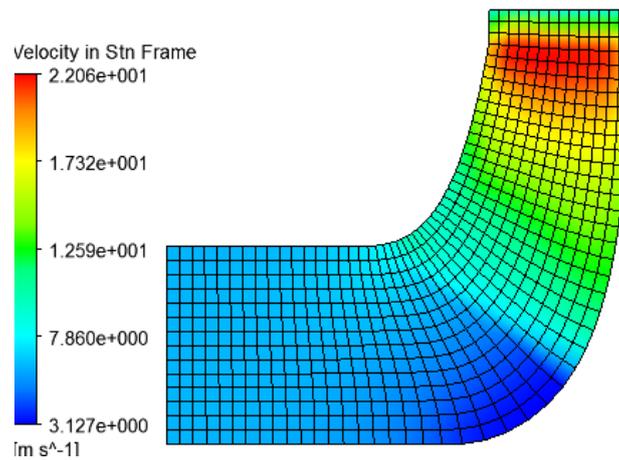
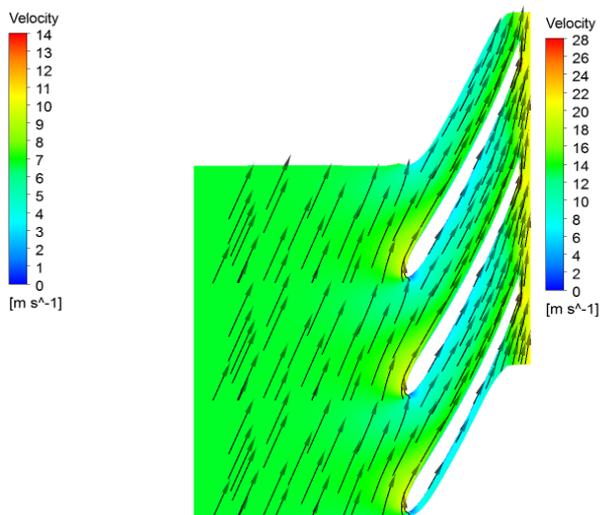
(c) $q_m = 280\text{kg/s}$

Figure IV.15 : Variation des vitesses sur le plan méridien avec différents débits massiques.

b) Vue aube à aube :

La figure IV.16 montre la répartition des champs de vitesses dans le plan aube à aube pour différents débits étudiés, cette mesure a été prise à 50% de hauteur de l'aube. On constate l'accroissement de la vitesse en augmentant le débit d'écoulement. On remarque que pour les différents débits étudiés la vitesse a tendance à augmenter en partant de l'aspiration au refoulement, et on peut observer aussi que la vitesse est considérablement grande à l'intrados que l'extrados.

(a) $q_m = 125\text{kg/s}$ (b) $q_m = 251\text{kg/s}$

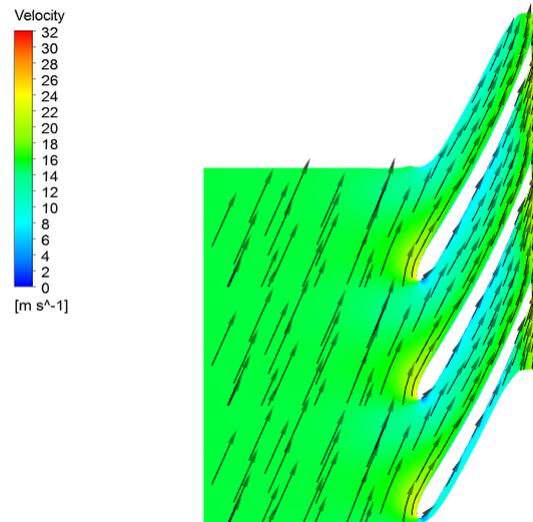
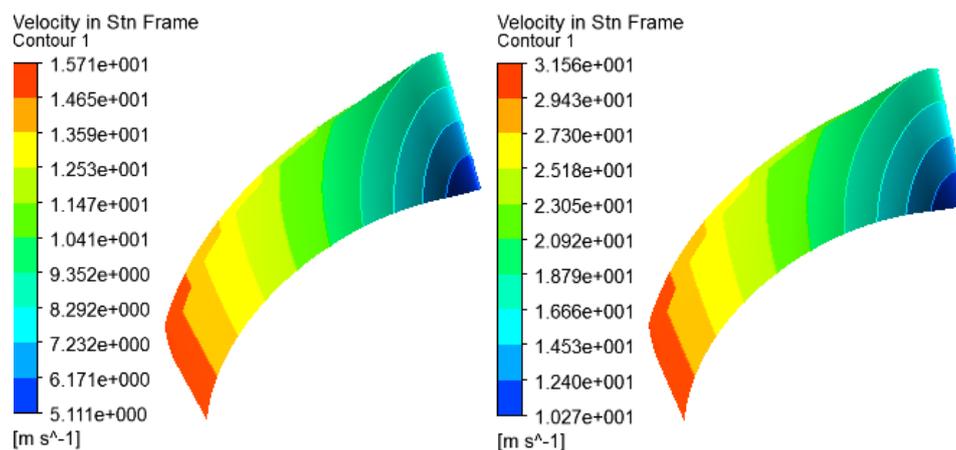
(c) $q_m = 280\text{kg/s}$

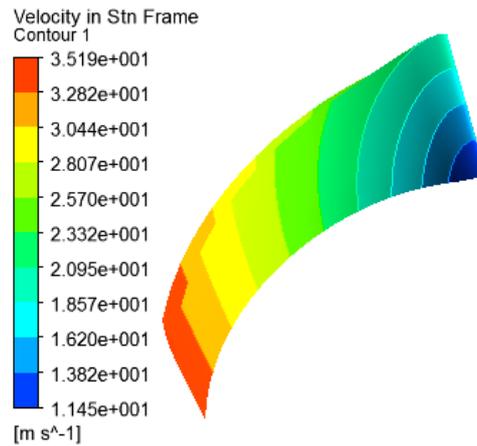
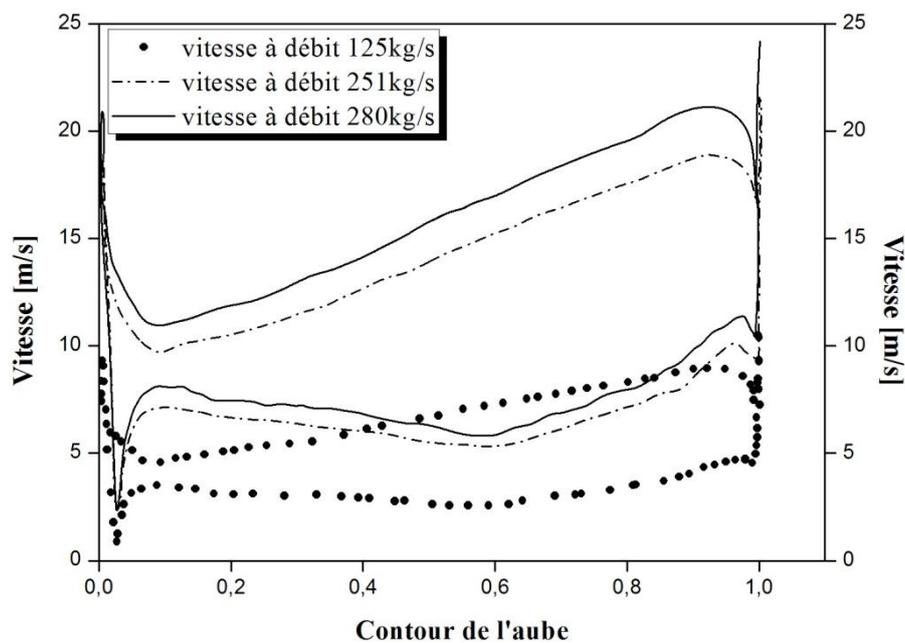
Figure IV.16: Variation des champs vitesses sur le plan aube à aube avec différents débits massiques.

c) Contours des vitesses :

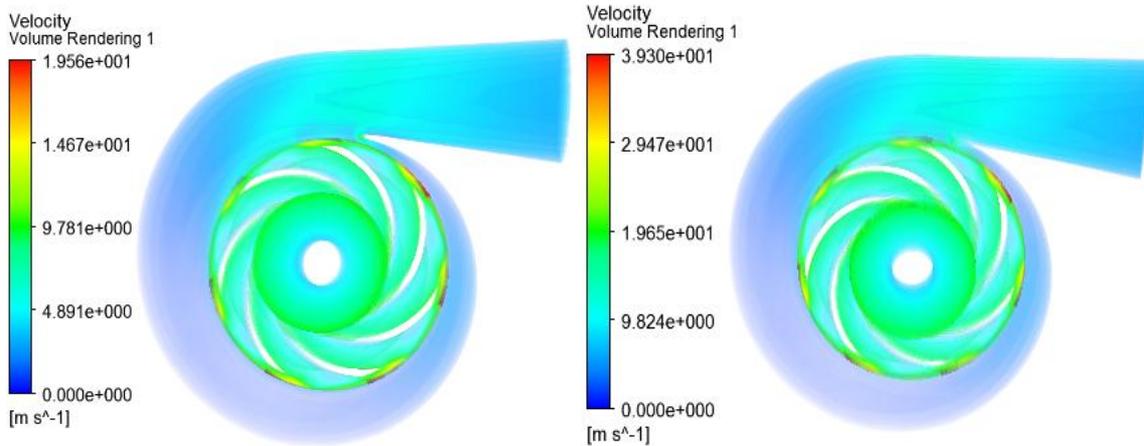
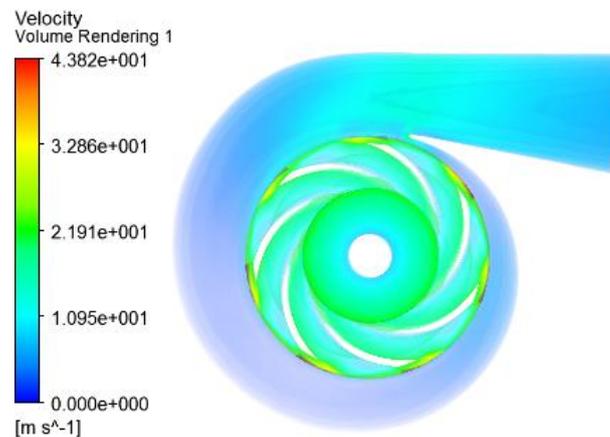
La figure IV.17 représente la répartition des vitesses autour de la pale pour différents débits, on remarque que la distribution de la vitesse augmente avec l'augmentation de débit.

D'après cette figure, avec les différents débits la vitesse est plus grande au bord de fuite comparativement au bord d'attaque de la pale.

(a) $q_m = 125\text{kg/s}$ (b) $q_m = 251\text{kg/s}$

(c) $q_m = 280\text{kg/s}$ **Figure IV.17 :** Distribution de la vitesse autour de la pale pour différents débits massiques.**Figure IV.18 :** Variation de la vitesse le long de l'aube avec différents débits massiques.

La figure IV.18 représente la variation de la vitesse en fonction d'une distance adimensionnelle entre l'aspiration et le refoulement avec trois débits différents. La figure montre l'augmentation de la vitesse en augmentant le débit, et que la vitesse au refoulement est plus grande que l'aspiration. Cependant, la même allure des contours de vitesse est observée pour les différents débits étudiés.

d) Vue volute :**(a)** $q_m = 125 \text{ kg/s}$ **(b)** $q_m = 251 \text{ kg/s}$ **(c)** $q_m = 280 \text{ kg/s}$ **Figure IV.19:** Répartition de la vitesse dans la volute pour différents débits massiques.

La figure IV.19 montre la répartition des vitesses dans la volute pour différents débits. On constate que la vitesse du fluide dans la volute et sa section de refoulement augmente en augmentant le débit du fluide.

IV.3.2. La répartition des pressions :**a) Vue méridienne :**

La figure IV.20 montre la distribution des pressions totales dans le plan méridien pour différents débits. En augmentant le débit, une diminution de pression est observée au niveau de l'aspiration et une augmentation au niveau de refoulement. Effectivement, l'écart de pression entre l'entrée et la sortie de la roue augmente en augmentant le débit.

On constate pour les différents débits une augmentation de la pression depuis l'entrée de la roue jusqu'à la sortie de la roue.

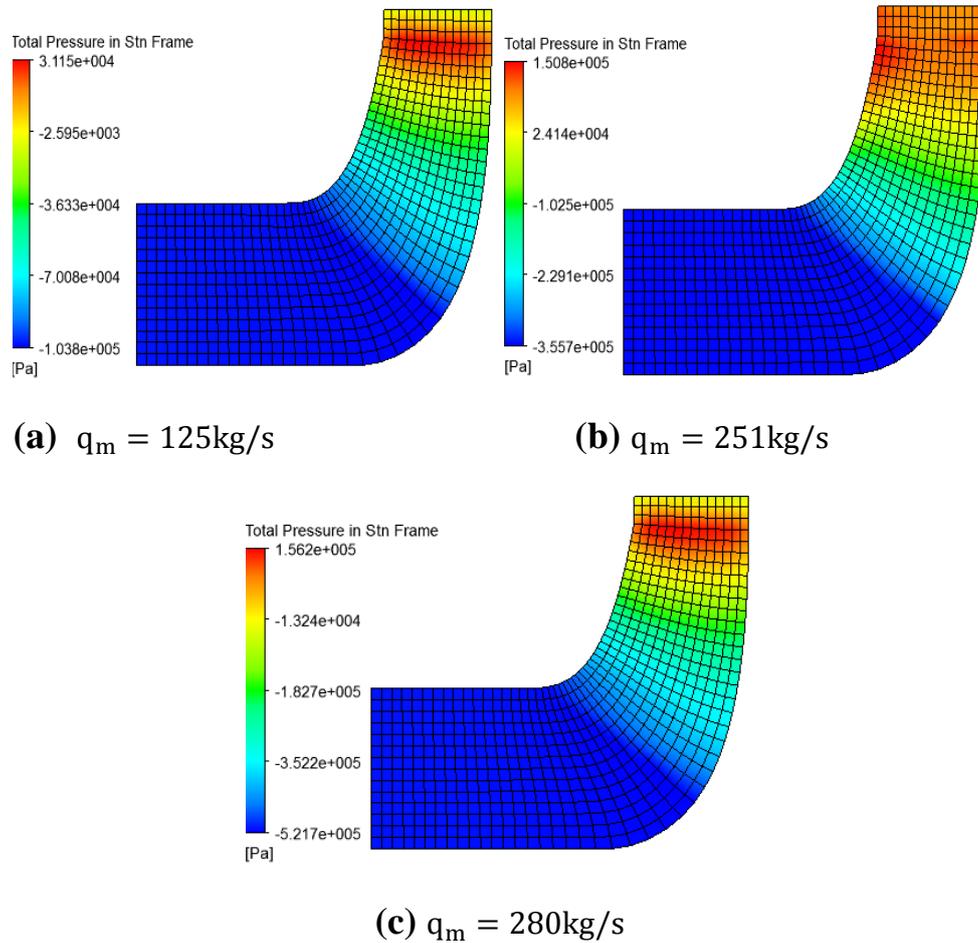
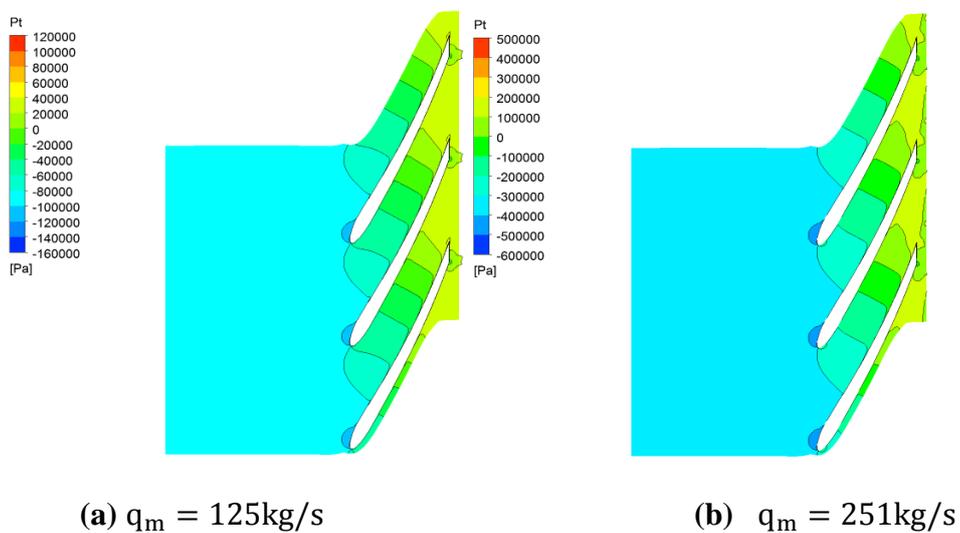
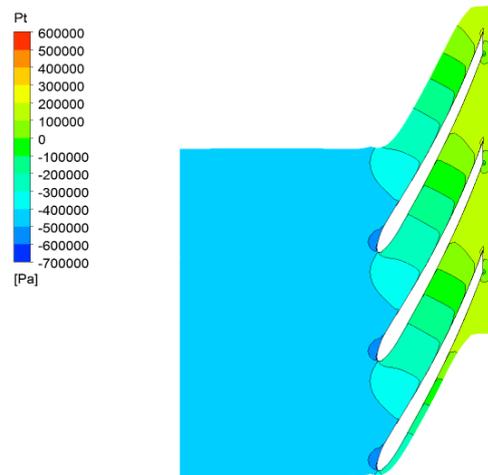


Figure IV.20: Variation de la pression totale sur le plan méridien avec différents débits massiques.

b) Vue aube à aube :





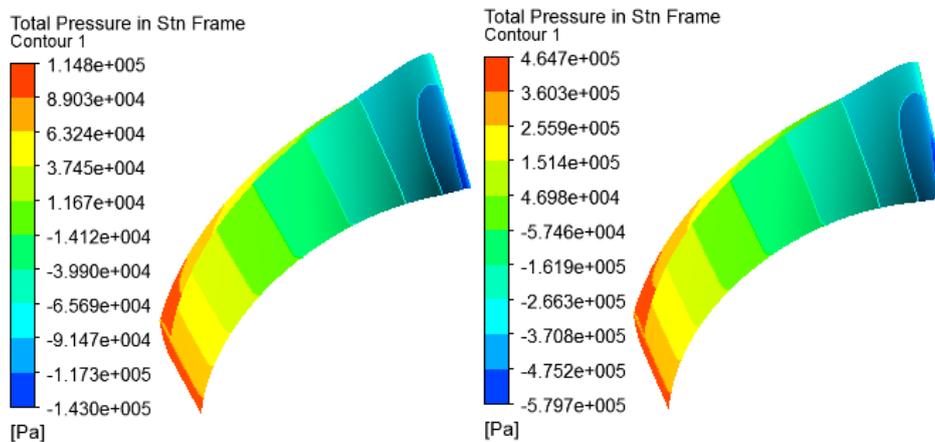
(c) $q_m = 280\text{kg/s}$

Figure IV.21 : Variation de la pression sur le plan aube à aube avec différents débits massiques.

La figure IV.21 représente la répartition de pression sur le plan aube à aube avec trois débits différents. Les contours sont pris à 50% de hauteur de l'aube. En augmentant le débit de fluide on constate une diminution de pression à l'aspiration et une augmentation au refoulement. L'écart de pression entre l'entrée et la sortie de la roue augmente en augmentant le débit.

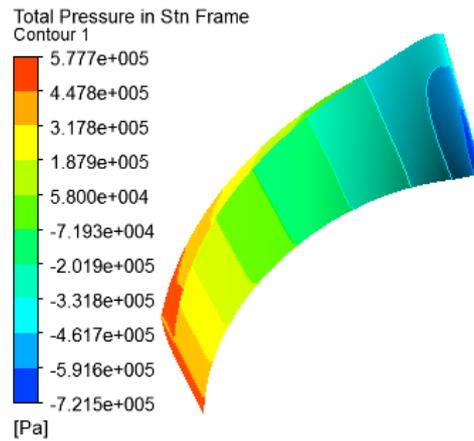
D'après la figure on remarque que pour les différents débits étudiés la pression a tendance à augmenter en partant de l'aspiration au refoulement, et elle montre clairement que la pression sur l'extrados est plus importante que l'intrados.

c) Contours des pressions :



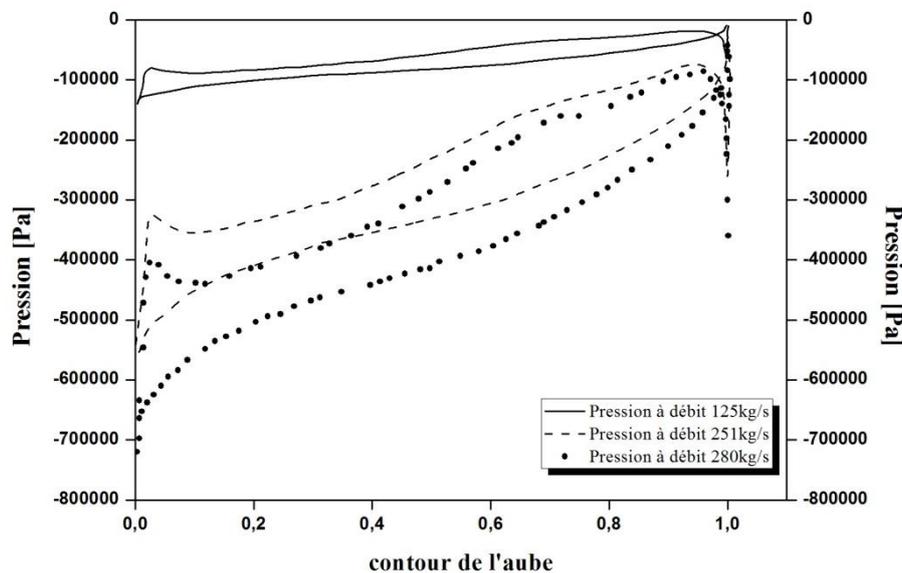
(a) $q_m = 125\text{kg/s}$

(b) $q_m = 251\text{kg/s}$

(c) $q_m = 280\text{kg/s}$ **Figure IV.22** : Variation de la pression totale avec différents débits massiques.

La figure IV.22 montre la répartition de la pression totale autour de la pale avec trois débits différents, si on augmente le débit on voit une diminution de pression totale au bord d'attaque et une augmentation au bord de fuite.

Sur cette figure, on constate que pour les trois débits, la pression totale est plus élevée au bord de fuite que sur le bord d'attaque.

**Figure IV.23** : Variation de la pression le long de l'aube avec différents débits massiques.

La figure IV.23 représente la variation de la pression en fonction d'une distance adimensionnelle entre l'aspiration et le refoulement pour trois débits différents. En

augmentant le débit on constate la diminution de pression à l'aspiration mais au refoulement une légère différence car la pression statique à la sortie est la même.

On remarque que pour les différents débits étudiés la pression a tendance à augmenter en partant de l'aspiration au refoulement.

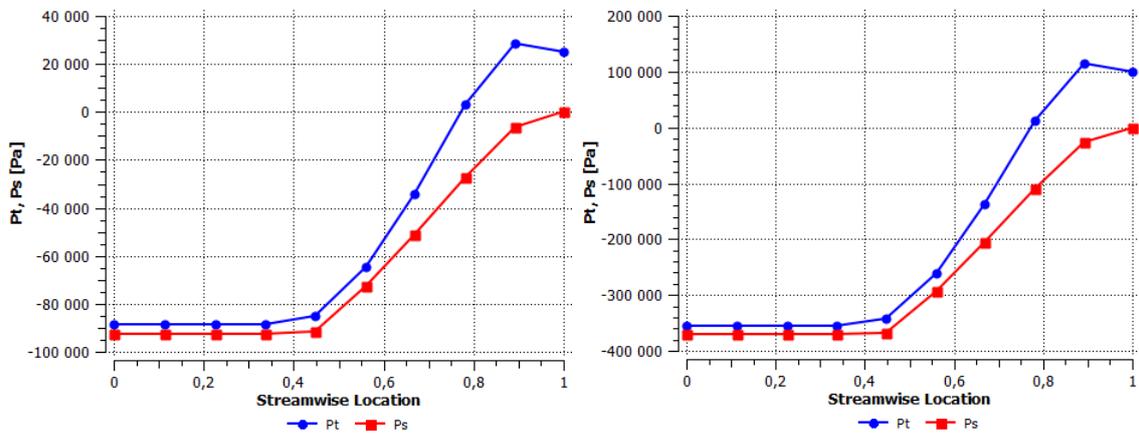
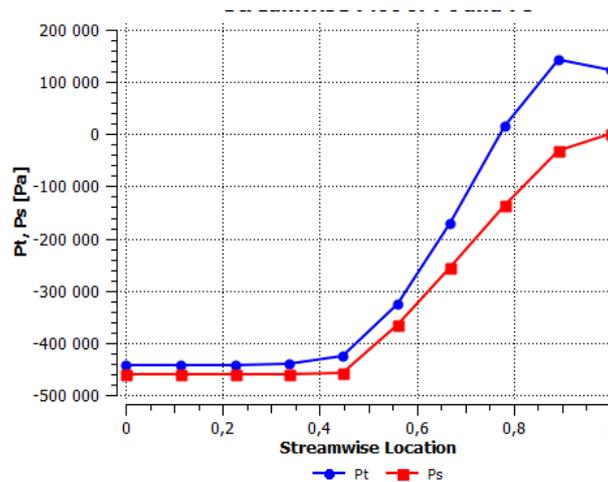
(a) $q_m = 125 \text{ kg/s}$ (b) $q_m = 251 \text{ kg/s}$ (c) $q_m = 280 \text{ kg/s}$

Figure IV.24 : Variation de la pression totale et statique le long de l'aube avec différents débits massiques.

La figure IV.24 montre la variation de la pression totale et statique le long de l'aube pour différents débits. On remarque qu'en augmentant le débit une diminution de la pression totale et statique est observée à l'entrée de la pompe par contre à la sortie de la pompe une augmentation de la pression totale est observée et la pression statique reste la même pour les trois débits.

Donc, on peut observer sur cette figure que la variation de pression totale est due à la variation de la pression dynamique.

e) Vue volute :

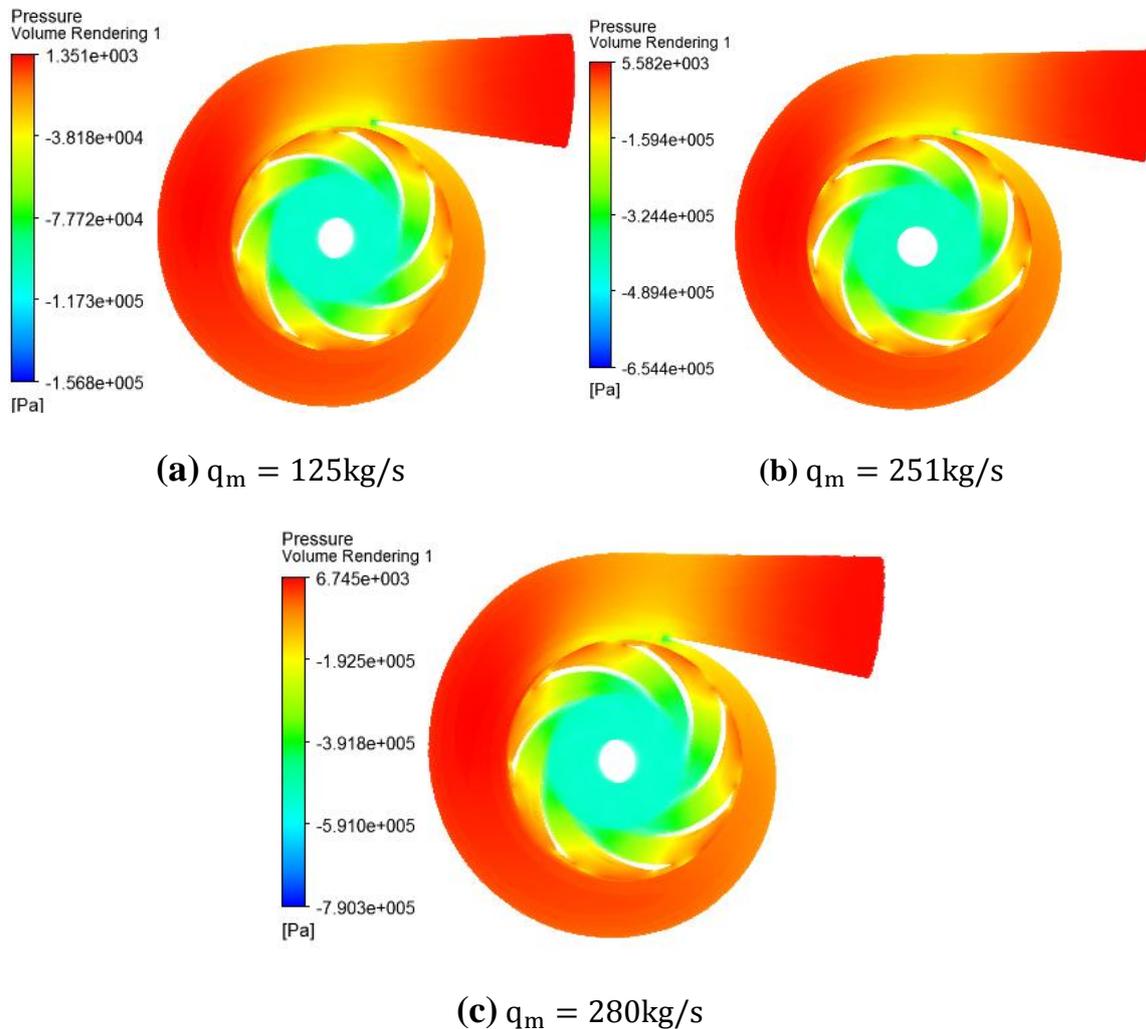


Figure IV.25 : Variation des pressions autour de la volute avec différents débits massiques.

La figure IV.25 montre la répartition des pressions dans la volute pour différents débits, en augmentant le débit on remarque l'augmentation de pression dans la volute. Effectivement, l'écart de pression entre l'entrée et la sortie de la volute augmente en augmentant le débit.

IV.4. Conclusion :

L'objectif de l'étude, qui est la validation des résultats numériques. La concordance est acceptable entre les configurations d'écoulement obtenues et celles de **Segban et al [2]**.

L'étude de l'écoulement interne à travers les aubes d'une turbomachine (pompe centrifuge) a été l'intérêt de présent travail. L'outil de simulation numérique a été notre moyen pour la compréhension des différents phénomènes manifestés à travers la géométrie étudiée.

Conclusion générale :

Les récents développements des systèmes informatiques ont fait apparaître une génération d'ordinateurs qui, par leur capacité et leur puissance, réduisent considérablement les temps de calcul. Ainsi, l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. L'objectif est d'étudier, à partir de la simulation numérique, les phénomènes complexes liés aux écoulements internes que sont, entre autres, les interactions et les instationnarités induites par le mouvement relatif des parties mobiles par rapport aux parties fixes. En outre, les simulations numériques 3D offrent la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure.

L'objectif de notre travail est l'étude numérique tridimensionnelle des écoulements internes dans les turbomachines. L'exploitation de ces résultats dans le futur sert au dimensionnement et à la conception des turbomachines.

Nous avons mené en premier, une synthèse bibliographique très utile à la compréhension de la théorie de l'écoulement dans les turbomachines, ce qui facilite la tâche pour le concepteur, ensuite nous avons rédigé un bref aperçu sur les turbomachines, et on a consacré une partie très importante sur l'étude de la pompe centrifuge.

En second lieu, après avoir exposé les équations générales régissant ces écoulements, on a décrit l'écoulement à l'interne des turbomachines, qui se base sur la résolution des équations de Navier-Stokes moyennées (RANS) appliquées sur la configuration géométrique 3D.

En troisième lieu, on a suivi une démarche de modélisation des turbomachines. La simulation demande ainsi un investissement considérable à la fois pour la mise en place du modèle géométrique et pour le temps de calcul numérique.

En dernier lieu, on a présenté les différents résultats obtenus par la procédure numérique basée sur l'approche tridimensionnelle qui a donné une estimation satisfaisante des performances de la machine. Un très bon accord avec les résultats de la littérature a été ainsi retrouvé.

Des simulations numériques ont été menées sur l'écoulement dans une roue et volute d'une turbomachine. Les résultats ont été présentés sous forme d'évolution de pression et de vitesse dans la machine. Une étude à aussi était faite sur l'effet du débit sur l'écoulement interne.

Dans l'objectif de poursuivre les travaux de recherche autour de la modélisation des phénomènes physiques associés aux écoulements turbulents instationnaires dans les turbomachines d'une manière générale et dans les pompes centrifuges en particulier, il serait intéressant de se focaliser sur une modélisation numérique instationnaire décrivant au mieux les phénomènes de décollement et de turbulence associés au fonctionnement de ces machines.

Références bibliographiques:

- [1] T.Nigussie, E.Dribssa, Design CFD Analysis Of Centrifugal Pump, International Journal Of Engineering Reaserch And General Science, 2015.3(3) :P.668-677.
- [2] M.k.Sagban et al, A Multi Objective Hydrodynamic Design Optimization Of A Centrifugal Pump, 56th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structure, Structural Dynamics, And Materials Conference, 2015.
- [3] M.Chouskey et al, Design And Analysis Of Slurry Pump Using Computational Fluid Dynamics, International Of Appllication Of Engineering And Technology, 2016, 3(5) :P.386-392.
- [4] R.Teggin et al, Effect Of Blade Geometry On Hydraulic Performance Of The Centrifugal Pump, International Journal Of Innovative Research In Science, Engineering And Technology, 2016, 5(7) :P.1238-12387.
- [5] M.Asuage et al, Numerical Modelization Of The Flow Centrifugal Pump : Volute Influence In Velocity And Pressure Fields, International Journal Of rotating Machinery, 2005 :3, 244-255.
- [6] J.H.Kim et al, Design Optimization Of A Centrifugal Pump Impeller And Volute Using Computationnel Fluid Dynamics, IOP Conference Series: Earth And Environnement, 2012,15(3).
- [7] M.S.Ajith,M.I.Jeju, Design And Analysis Of Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS Fluent, International Journal Of Science Engineering And Technology Research (IJSETR), 2015, 10(4), P :3640-3643.
- [8] R.S.Muttalli et al, CFD Simulation Of Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS-CFX, 2014.8(3) :P.15553-15561.
- [9] Dr V.R.Sivakumar et al, Analysis Of Centrifugal Pump In Diffuser Vane By Using CFD , International Journal Of Engineering Science Et Recherche Technology, 2014.3(3) :P.1346-1353.
- [10] M.D.Mentzos et al, CFD Predictions Of Flow Through A Centrifugal Pump Impeller, International Conference On Exeriments / Process / System Modelling / Simulation Optimization, 2005.

- [11] R.Kaul, CFD Analysis Of Centrifugal Pump Impeller Of Various Designs And Comparaison Of Numerical Resultats For Various Models, International Journal Of Curent Engineering And Technology, 2016.4:P.192-196.
- [12] H.Ranasamy, P.Prakash, CFD Approchin The Design Of Radial Flow Centrifugal Pump Impeller, International Journal Of Scientific Engineering And Applied Science, 2015.1(5) :P.50-503.
- [13] J.S.Angnosto Poulos, Numerical Calculation Of The Flow In A Centrifugal Pump Impeller Using Cartisian Grid, Conference On Applied And Theoretical Mechanics, 2006 :P.124-129.
- [14] S.S.Kulkarni, Parametric Study Of Centrifugal Pump And Its Performance Analysis Using CFD, International Journal Of Emerging Technology And Advanced Engineering, 2014.4(7) :P.155-161.
- [15] B. Subbaraw et al, Investigation Into Flow Field Of Centrifugal Pump Impeller, International Journal Of Engineering And Manufacturation Science, 2017.7 :P.309-318.
- [16] J. Gonzalez et al, Numerical Simulation Of The Dynamic Effects Due To Roue –Volute Interaction In A Centrifugal Pump, Journal Of Fluids Engineering, 2002.124 :P.348-355.
- [17] E.C. Bacharoudis et al, Paramtric Study Of A Centrifugal Pump Impeller By Varying The Outlet Blade Angle, The Open Mechanical Engineering Journal, 2008, 2 : P.75-83.
- [18] M. Zahi, Simulation Numérique De L'écoulement Interne Dans Une Pompe Centrifuge Avec CFX, Mémoire Magister En Génie Mécanique, Option Energétique, Université Hassiba Ben Bouali CHLEF, 2008.
- [19] T. Anissa, Simulation Numérique D'un Ecoulement Transsonique A Travers Un Stator D'une Turbine Axiale, Mémoire Magister En Génie Mécanique Option Energétique, 2008.
- [20] M. Moustafa, Simulation De L'écoulement De L'air Dans La Roue D'un Compresseur Centrifuge, Mémoire Magister En Génie Mécanique Option Simulation Numérique, Université HASSIBA BEN BOUALI CHLEF, 2011.
- [21]M. Asuaje, Méthodologie et Optimisation Dans La Conception Et L'analyse Des Performances Des Turbomachines A Fluide Incompressible, Thèse de doctorat En Mécanique, Ecole Nationale Supérieure D'arts Et Métiers, Paris, 2001.

- [22] J. Ercolino, Modélisation En Régime Nominal Et Partiel De L'écoulement Méridien Dans Les Turbomachines Axiales Et Hélico-centrifuges, Thèse De Doctorat En Génie Mécanique, Ecole Nationale Supérieure D'arts Et Métiers, Paris, 2001.
- [23] 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.
- [24] A. Abd Ellatif, Contribution Numérique De L'étude De L'influence De La Géométrie De L'aubage En Vue D'une Optimisation Des Performances D'un Pompe Centrifuge Par Le Logiciel CFX, Mémoire Magister En Mécanique, Option Simulation Mécanique, Université Hassiba Ben Bouali, CHLEF.
- [25] [Gpip.cnan.fr.Image/Resours-Pédagogique-ouvertes/Hydraulique/pompe-centrifuge-jpg-html](http://Gpip.cnan.fr/Image/Resours-Pédagogique-ouvertes/Hydraulique/pompe-centrifuge-jpg-html).
- [26] M. YOUNSI, Aéroacoustique Et Aérodynamique Instationnaire, Numérique Et Expérimental Des Ventilateurs Centrifuge A Action, Thèse De Doctorat En Mécanique, Ecole National Supérieure D'arts Et Métiers, Paris, 2007.
- [27] L. Mazouzi, Z. Sayah, Etude DE Défaillance D'une Pompe A eau Centrifuge De Type GUINARD HP, Mémoire Magister En génie Mécanique Option Energétique, 2016.
- [28] H. Fazia, Simulation Numérique Des Ecoulement Internes Dans Les Turbomachines, Mémoire Master En Génie Mécanique, Option Energétique, Université A-Mira, Bejaïa, 2017.