

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA FACULTE DE

TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : installations énergétiques et turbomachines

Par :

HADDAD Syphax

TABTI Massinissa

Thème

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

Soutenu le 29/09/2022 devant le jury composé de:

Mr. HAMTACHE Président

Mr. A/H BENSLIMANE Rapporteur

Mr. ADNANI Examineur

Année Universitaire 2021-2022

Remerciements

*Je remercie ALLAH tout puissant de nous avoir
beaucoup aidés pour élaborer ce travail.*

*Toutes nos Infinies gratitudees à notre promoteur,
Monsieur Abd el hakim benslimane et madame chefar
abdrhmane djeradda pour son encadrement et ses aides
précieuses.*

*Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants qui
n'ont réservés aucun effort à fin de transmettre leur savoir
et leurs expériences aux étudiants.*

*Nous tenons à remercier nos amis qui nous ont
toujours soutenus et qui sans eux ce mémoire n'aura pas eu
lieu.*



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma source de bonheur :

Mes très chers parents

Qui ont toujours cru en moi et qui m'ont accompagné

*Moralement tout au long de ce parcours que le Dieu pendît et
les protège.*

*A mes deux frères **Mayas** et Ghiles ma sœur Thafrara et mes
amis henenu Mustapha riad copain ponda zomda zatrouss
moko amineorebi abbasnofrnass gamil amravedh komik
minouch lacouleur bolo qui étaient toujours là pour me
conseiller, me soutenir, M'encourager et prier pour moi.*

A toute ma famille HADDAD et la famille TABTI.

*Tous les camarades de groupe **i**nstallations énergétique et
turbomachines, promotion 2022.*

HADDAD Syphax



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma source de bonheur :

Mes très chers parents

Qui ont toujours cru en moi et qui m'ont accompagné

*Moralement tout au long de ce parcours que le Dieu pendît et
les protège.*

*A mes trois frères kamel, sofien et nadir et mes sœurs avec
leurs enfants et la femme de mon frère kamel et ces enfants
mes amis henenu gargamich copain ponda, zomda, zatrouss,
moko, amineorebi, gamil, amravadh, comik, bolo, lacoleur,
harodi, paloch, sisouh et les wayes en générales aussi tous les
membres de l'association ikholafnwalma et chikh tofik avec
son fils alloua qui étaient toujours là pour me conseiller, me
soutenir,*

M'encourager et prier pour moi.

A toute ma famille TABTI et HADDAD.

*Tous les camarades de groupe installations énergétique et
turbomachines, promotion 2022.*

Massinissa TABTI

Listes des Figures

Figure I.1: Roue motrice axiale.	4
Figure I.2 : Roue motrice radiale.	4
Figure I.3 : Roue motrice hélicoïdale.	5
Figure I.4 : Coupe d'une pompe monocellulaire.	6
Figure I.5 : Coupe d'une pompe multicellulaire.	7
Figure I.6 : Classification des pompes.	8
Figure I.7 : Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial. [8]	8
Figure I.8 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial.	9
Figure I.9 : Représentation d'une pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal.	9
Figure I.10 : Pompe à palettes libres.	10
Figure I.11 : Pompes à engrenages extérieurs	10
Figure I.12 : Pompes à vis.	11
Figure I.13 : pompe à piston.	11
Figure I.14 : Pompes à membrane.	11
Figure I.15 (a) : Principale composantes.	13
Figure I.15 (b) : Schéma de la pompe centrifuge.	13
Figure I.16 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.	14
Figure I.17 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.	15
Figure I.18 : Triangle des vitesses d'entrée d'une roue sans directrice à l'entrée.	15
Figure I.19 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2	16
Figure I.20 : Hauteur théorique à nombre d'aubes fini (z), et infini (∞).	16
Figure I.21 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.	17
Figure I.22 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.	17
Figure I.23 : Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.	18
Figure I.24 : Courbes caractéristiques de <i>NPSH requis</i> & disponible en fonction de débit.	19
Figure I.25 : Courbe caractéristique du réseau.	19
Figure I.26 : Le point de fonctionnement.	20
Figure I.27 : Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages.	21
Figure I.28 : Perte par choc en fonction du débit.	22
Figure I.29 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.	23

Figure II.1 : La description statique d'un écoulement turbulent.	33
Figure III.1 : Géométrie de la roue à aubes.	38
Figure III.2 : la volute.	38
Figure III.3 : Conditions aux limites appliquées sur la pompe centrifuge.....	40
Figure III.4 : L'organigramme des étapes du travail.	41
Figure III.5 : Géométrie du canal méridien.	41
Figure III.6 : Géométrie en coupe de la volute.	41
Figure III.7 : Vue méridienne.	42
Figure III.8 : Vue aube à aube.	42
Figure III.9 : Géométrie en 3D de la roue à aubes.....	42
Figure III.10 : Maillage non structuré dans la volute.	43
Figure III.11 : Maillage structuré dans la pale.....	44
Figure III.12 : Progression de convergence.....	45
Figure IV.1 : champ de vitesse relative sous Le plan méridien.....	46
Figure IV.3 : Distribution de la vitesse autour de la pale.	47
Figure IV.4 : Distribution de la vitesse a travers les pales.	48
Figure IV.5 : Répartition des lignes du courant à travers la pompe.	48
Figure IV.6: Répartition de la vitesse à travers la volute.	49
Figure IV.7 : champ de pression totale sous le méridien.....	50
Figure IV.8 : camps de pression totale sous le plan aube a aube.....	50
Figure IV.9 : Distribution de la pression autour de la pale.....	51
Figure IV.10 :Répartition de la pression à travers la volute.	51
Figure IV.11 : Répartition de la pression à travers les pales.	52
Figure IV.12 : Répartition de la turbulence à travers la volute.	52
Figure IV.13 : Répartition de la turbulence à travers la pale.....	53

Listes des Tableaux

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la roue.	37
Tableau III.2 : Détail de maillage de la grille pour la volute.....	43
Tableau III.3 : Détail de la grille pour la pale.....	44

Table des Matières

Remercement	i
Dédicaces	ii
Sommaire.....	iv
Liste des figures.....	viii
Liste des tableaux.....	x
Nomenclature	xi
Introduction Generale	1
Chapitre I : Généralités et revue bibliographique.....	3
I.1 Introduction :	3
I.2. Turbomachines :	3
I.2.1. Définition :	3
I.2.2. Classification des turbomachines :	3
I.2.2.1. La nature du fluide :	3
I.2.2.2. Le sens de l'échange d'énergie :	4
I.2.2.3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine :	4
I.2.2.4. Mode de transmission de l'énergie :	5
I.2.2.5. Degré d'injection :	5
I.2.2.6. Nombre d'étages :	5
I.3. Eléments constitutifs d'une turbomachine :	5
I.4. Généralités sur les pompes :	7
I.4.1. Définition :	7
I.4.2. Classification :	8
I.4.2.1. Pompes roto-dynamiques :	8
✓ Pompe centrifuge :	8
✓ Pompe à hélices (axiale) :	9
✓ Pompe hélico-centrifuge :	9
I.4.2.2. Pompes volumétrique :	9
✓ Pompes à palettes libres:	10
✓ Pompes à engrenages extérieurs:	10

✓ Pompes à vis:.....	10
I.4.3. Classification des pompes centrifuges :.....	12
I.4.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge et le domaine d'utilisation :.....	12
I.4.4.1. Principe de fonctionnement :	12
I.4.4.2. Domaine d'utilisation :.....	13
I.5. Théorie des pompes centrifuges :.....	13
I.5.2. Caractéristiques de performance :	15
I.5.2.1. Hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infinis :	15
I.5.2.2. La hauteur théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes finis:	16
I.5.2.3. La hauteur réelle de la pompe centrifuge :.....	17
I.5.2.4. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit:.....	18
I.5.2.5. Caractéristique : NPSH – Débit:	18
I.5.3. La courbe du réseau :.....	19
I.5.4. Point de fonctionnement :	20
I.5.5. Les différentes pertes dans la pompe :.....	20
I.5.5.1 Pertes hydrauliques :	20
I.5.5.2. Pertes volumétriques :.....	22
I.5.5.3. Pertes mécaniques:.....	22
I.6. la cavitation :	22
I.7. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges:.....	23
I.8. Revue bibliographique :	24
I.9. Conclusion:.....	27
Chapitre II : Positionnement du problème.....	29
II.1. Introduction :.....	29
II.2. Equations générales de base :.....	29
II.2.1. Equation de conservation de masse :.....	29
II.2.2. Equation de conservation de quantité de mouvement :.....	29
II.2.3. l'équation de conservation d'énergie :	30
II.3. Les hypothèses simplificatrices :	30
II.4. Equations du problème en régime laminaire :	30
II.4.1. Equation de continuité :.....	31
II.5. La turbulence :	31
II.5.1. Simulation à grandes échelles LES (Large Eddy Simulation) :.....	32

II.5. 2. Simulation numérique directe DNS (Direct Numerical Simulation) :	32
II.5.3. RANS (Reynolds Average Navier-Stokes équations) :	32
II.6. Les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds :	32
II.7. Les modèles de turbulence :	34
II.7.1. Le modèle ($k - \omega$) standard :	34
II.7.2. Le modèle ($k - \epsilon$) standard :	35
II.8. Equations particulières pour les turbomachines :	35
II.8.1. Repère fixe :	35
II.8.2. Repère mobile :	35
II.8. conclusion :	36
Chapitre III : Conception et Modélisation.....	37
III.1. Introduction :	37
III.2. Présentation de la pompe centrifuge :	37
III.2.1. Spécification de la roue :	37
III.2.2. Spécification de la volute :	38
III.3. Paramètres de la simulation numérique :	39
III.3.1. Les conditions aux limites :	39
III.3.1.1. La condition du débit massique à l'entrée :	39
III.3.1.2. La condition de la pression statique à la sortie :	39
III.3.2. Le choix de modèle de turbulence :	40
III.4. Principales étapes de calcul numérique :	40
III.4.1. Conception de la géométrie (la roue et la volute) :	42
III.4.2. Génération du maillage :	43
III.4.3. Configurations (appliquées les conditions aux limites) :	44
III.4.4. Solutions et résultats :	45
III.5. Conclusion :	45
Chapitre IV : Résultats Et Discussion.....	46
IV.1. Introduction :	46
IV.2. Résultats et discussions :	46
IV.2.1. La répartition des vitesses :	46
IV.2.2. La répartition des lignes de courant à travers la pompe :	48
IV.2.3. La répartition des pressions :	49
IV.2.4. La répartition de la turbulence:	52

IV.3 Conclusion :	53
Conclusion Générale :	54
Références bibliographiques :	!!
Résumé/Abstract :	!!

Nomenclatures

Notation latine

b	Largeur ou facteur de blocage	[m]
C	Col	[m]
D	Diamètre	[m]
Ds	Diamètre spécifique	[-]
e	Epaisseur des aubes	[mm]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H	Hauteur de charge énergétique	[m]
HP	Hauteur de charge ajoutée par une pompe	[m]
h	Hauteur manométrique	[m/s ²]
hu	Hauteur utile fournie par la pompe	[m]
ht	Hauteur théorique du fluide fournie par la pompe	[m]
Kℓ	Coefficient correcteur	[-]
L	Longueur	[m]
M	Le moment de force (ou couple)	[m ³ /s]
n	Nombre de cellules (pompe)	[-]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
Ns	Vitesse angulaire spécifique	[-]
NSPH	Net Positive Suction Head	[bar ou m]
P	Puissance	[w]
Pa	Puissance absorbée	[w]
P	Pression	[Pa]
Psat	Pression de saturation	[pa]
Qu	Débit utile	[m ³ /s]
Qf	Débit de fuite	[m ³ /s]

Q_i	Débit interne	[m ³ /s]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
r	Rayon ou distance du centre de rotation	[m]
r_1	Rayon de l'oreillard	[m]
r_2	Rayon du rotor	[m]
ρ	Rayon de la volute a section circulaire	[-]
S	Surface moyenne ou critère de cavitation	[m]
T	Température de brut	[°c]
t	Pas de la grille respectivement	[m]
U	Vitesse périphérique	[m/s]
u	Vitesse linéaire	[m/s]
v	Vitesse de sortie du liquide ou la vitesse tangentielle	[m/s]
v_u	Composante tangentielle	[m/s]
v_r	Composante radiale	[m/s]
V_u	Composante tangentielle de la vitesse absolue	[m/s]
V_m	Vitesse débitante moyenne	[m/s]
ω	Vitesse de rotation de la masse liquide ou la vitesse angulaire	[rad/s]
ω_s	Coefficient sans dimension de vitesse spécifique	[-]
W	Vitesse relative	[m/s]
W_u	Vitesses relatives respectivement tangentielles	[m/s]
Z	Nombre d'ailes	[-]
Z_d	Nombre d'aubes du diffuseur.	[-]

Notation grecque

α	Angle ou coefficient de correction de l'énergie cinétique (alpha)	Rad
β	Angle ou coefficient de correction de quantité de mouvement (béta)	Rad
γ	Poids volumique	[1/m]

δ	Coefficient de débit (ou de râteau)	(delta)[-]
η	Rendement énergétique d'une machine	%
η_h	Rendement hydraulique	%
η_g	Rendement global	%
η_p	Rendement net	%
μ	Coefficient de hauteur manométrique (mu)	[-]
ρ	La masse volumique du liquide (rho)	[kg/m ³]
σ	Coefficient de glissement (sigma)	[-]
τ	Coefficient de puissance (tau)	[-]
ω	Vitesse angulaire	Rad/s
ω_s	Coefficient de vitesse spécifique	Rad/s
Γ	Circulation de la vitesse	

Indices

e	Entrée
f	Fuite
h	Hydraulique
i	Interne
m	Méridien
r	Radial
s	Sortie
u	Tangentiel



*Introduction
Générale*

Introduction Générale :

L'évolution de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les domaines de la technologie. Particulièrement, dans de la dynamique des fluides comme le secteur du transport et de la production d'énergie (turbines, compresseurs, réacteurs, etc.). Dans une grande mesure, ces réussites sont dues aux échanges étroits entre la théorie et l'expérience en dynamique des fluides. D'une part, l'expérience est indispensable pour vérifier les hypothèses et les résultats qui ressortent de la théorie ; et d'autre part, la théorie est nécessaire pour expliquer les résultats obtenus par l'expérience, et pour faciliter le travail à l'avenir.

La simulation numérique a connu un essor considérable depuis le développement des ordinateurs, et aujourd'hui la conception de la plupart des systèmes complexes se fait avec la modalisation. Le besoin de développer des logiciels de simulation robustes et efficaces est donc essentiel. La modalisation numérique permet de prédire le comportement des paramètres physiques nécessaires à l'amélioration et à l'optimisation des systèmes. Elle permet aussi de réduire le temps de conception et les coûts d'expérimentation.

La simulation des écoulements occupe une place importante dans le monde de la modalisation et c'est pourquoi beaucoup d'efforts ont été mis dans la recherche de méthodes numériques pour la résolution des équations de transport régissant les écoulements. Ceci a permis la résolution numérique des équations de Navier-Stokes tridimensionnel de l'écoulement de fluide dans les turbomachines, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modalisation numérique d'écoulement ou CFD (Computational Fluids Dynamics) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines.

Dans le premier chapitre, des généralités sur les pompes, spécifiquement les pompes centrifuges, les caractéristiques géométriques, et toutes les courbes qui les caractérisent. Après, dans le deuxième chapitre est purement consacré à la mécanique des fluides, les équations qui gouvernent les écoulements ont été définies, qui sont les fameuses équations : de conservation de masse, et l'équation de la quantité de mouvement dite aussi de Navier-Stokes. Dans ce cas précis, l'écoulement est turbulent ce qui a conduit à consacrer une partie sur la turbulence, particulièrement le modèle $k-\epsilon$.

Le troisième chapitre est réalisé dans le cadre de ce mémoire, où une étude a été menée dans le cadre de simulations numériques traitant du cas de l'écoulement instationnaire et turbulent d'un fluide incompressible, visqueux à travers la géométrie de la pompe.

Dans le dernier chapitre des résultats sont présentés sur des figures qui reflètent les distributions des vitesses et des pressions en différentes localisations de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

Enfin, la conclusion générale du travail de recherche sera exposée afin de souligner les points essentiels que nous allons aborder.

Chapitre I :
Généralités et
revue
bibliographique

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser en première des choses une brève recherche dans le domaine du développement des turbomachines en particulier des pompes centrifuges et aussi dans la maîtrise des écoulements internes. ensuite 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, ainsi que nous s'intéressons sur le revue bibliographique et en finalisent par une conclusion.

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique. [1]

I.2. Turbomachines :

I.2.1. Définition :

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. D'un manieur générale, une turbo machine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un «élément rotative» appelé le rotor. [2]

Les turbomachines 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.

Le classement des turbomachines se fait à partir de divers critères.

I.2.2. Classification des turbomachines :

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

I.2.2.1. La 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. Le sens de l'échange d'énergie : On distingue des machines réceptrices et génératrices :

- **Machines génératrices :** lorsqu'elles communiquent de l'énergie au fluide, elles sont le siège d'une compression ; les machines motrices (génératrices) qui fournissent du travail
- **Machines réceptrices :** lorsqu'elles reçoivent de l'énergie, elles sont le siège d'une détente ; les machines réceptrices qui reçoivent du travail. [3]

I.2.2.3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine :

Machine axiales : le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation de la machine, comme les hélices marines et aériennes, les turbines, les compresseurs axiaux des turboréacteurs.

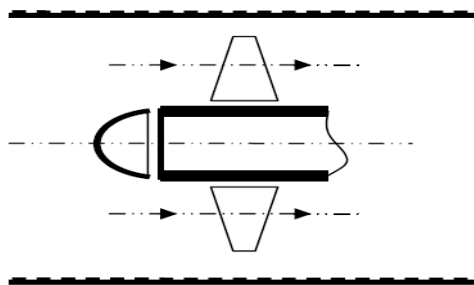


Figure I.1: Roue motrice axiale. [4]

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

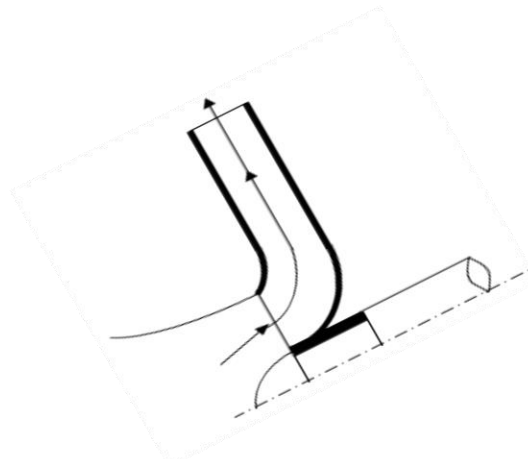


Figure I.2 : Roue motrice radiale. [4]

- **Machines hélico centrifuges :** le courant traversant la machine à des composantes tant axiales que radiale.

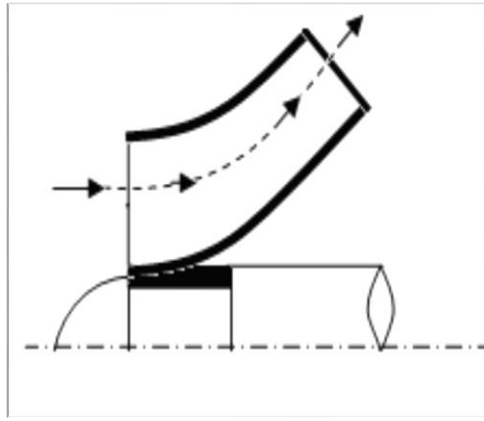


Figure I.3 : Roue motrice hélicoïdale. [4]

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 monocellulaire, si elle comporte plusieurs étages elle est appelée multicellulaire.

I.3. Eléments constitutifs d'une turbomachine :

❖ Une turbomachine monocellulaire complète composée de trois organes distincts que le fluide traverse successivement [5]:

- **Distributeur :**

Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui assurant une vitesse et une direction convenablement choisies.

- **Le rotor :**

C'est l'organe dans lequel s'effectue l'échange d'énergie : dans une machine réceptrice c'est l'énergie fournie par le moteur d'entraînement qui est communiquée au fluide tandis qu'inversement dans une machine motrice c'est le rotor qui reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide.

- **Le diffuseur :**

Dont le 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.

Si la présence du rotor est obligatoire (organe essentiel de transmission d'énergie), il n'en est pas par de même pour le distributeur et le diffuseur surtout dans le cas des pompes et ventilateurs. En effet, pour ces cas le distributeur est souvent réduit à une simple tuyauterie. Dans le cas des turbines hydrauliques, le diffuseur est inexistant ou alors réduit à une simple tuyauterie divergente.

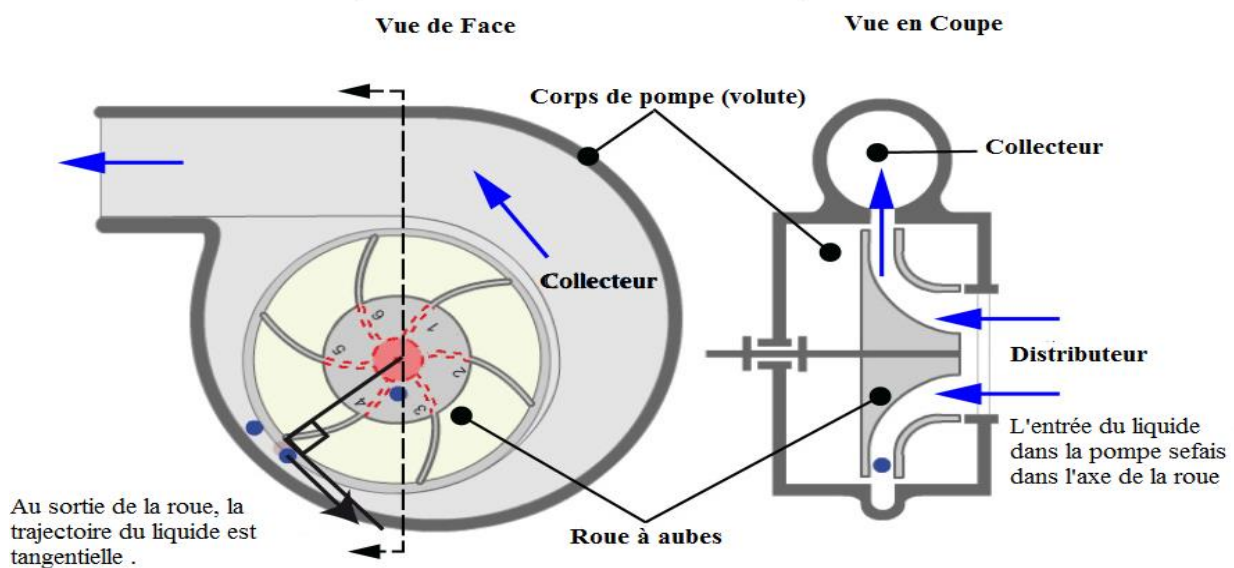


Figure I.4 : Coupe d'une pompe monocellulaire. [6]

- ❖ Une turbomachine multi cellulaire C_e comportant un seul rotor composé de plusieurs étages, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, un rotor et un diffuseur pour les pompes
- ❖ et les compresseurs.

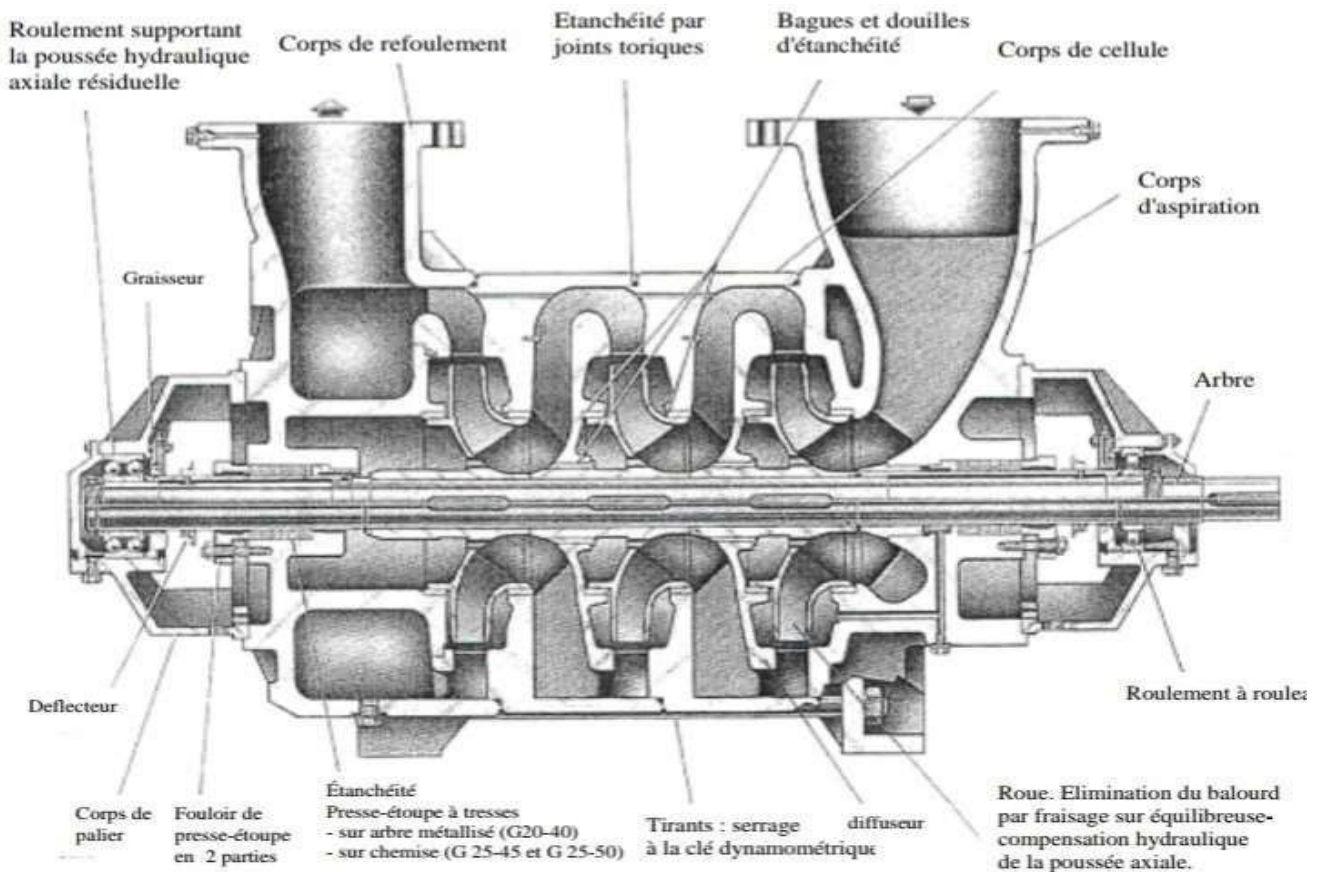


Figure I.5 : Coupe d'une pompe multicellulaire. [6]

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.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression. [7]

I.4.2. Classification :

Les pompes en général se partagent en deux grandes familles :

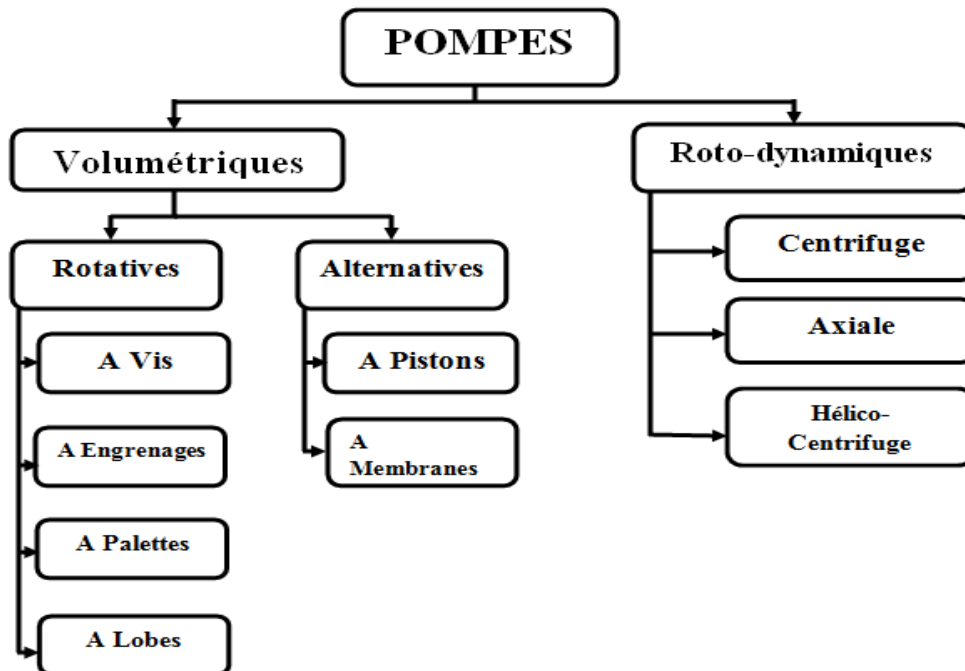


Figure I.6 : Classification des pompes. [8]

I.4.2.1. Pompes roto-dynamiques :

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

✓ 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.

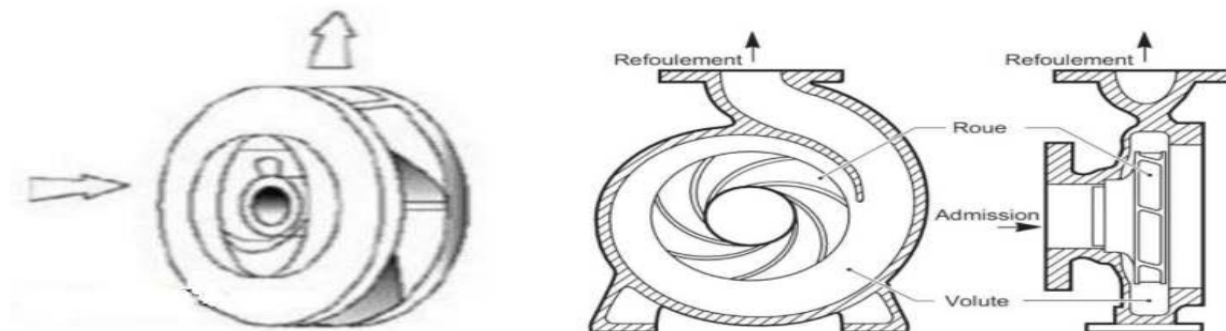


Figure I.7 : Représentation d'une pompe centrifuge à écoulement radial. [8]

✓ **Pompe à hélices (axiale) :**

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



Figure I.8 : Représentation d'une pompe axiale à écoulement axial. [8]

- ✓ **Pompe hélico-centrifuge :** Ce type est intermédiaire entre les deux précédentes, le flux résulte de la composition des flux axial et radial.



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

I.4.2.2. Pompes volumétrique :

Elles transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieur d'une ou plusieurs cavité. Dans son principe général, une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur dans laquelle se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement.

En distingue généralement :

- ❖ les pompes volumétriques rotatives.
- ❖ les pompes volumétriques alternatives.

I.4.2.2.1. Les pompes volumétriques rotatives:

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages, vis.

✓ **Pompes à palettes libres:**

Le principe est le suivant : un corps cylindrique dans lequel tourne un tambour excentré par rapport au corps de pompe entraîne des palettes libres (généralement six). Celles-ci sont plaquées contre le corps par la force centrifuge développée par la rotation du tambour ou par des ressorts qui poussent les palettes.

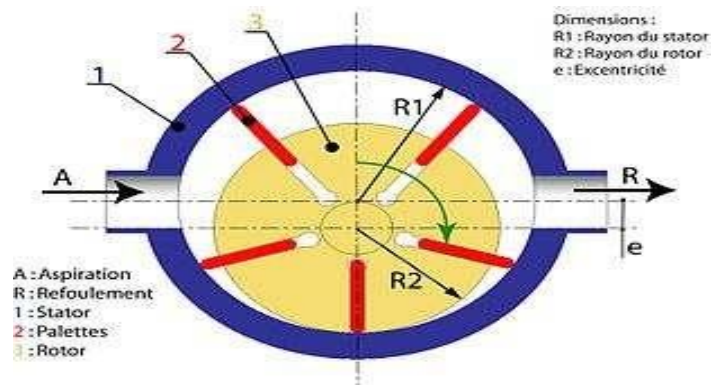


Figure I.10 : Pompe à palettes libres. [9]

✓ **Pompes à engrenages extérieurs:**

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

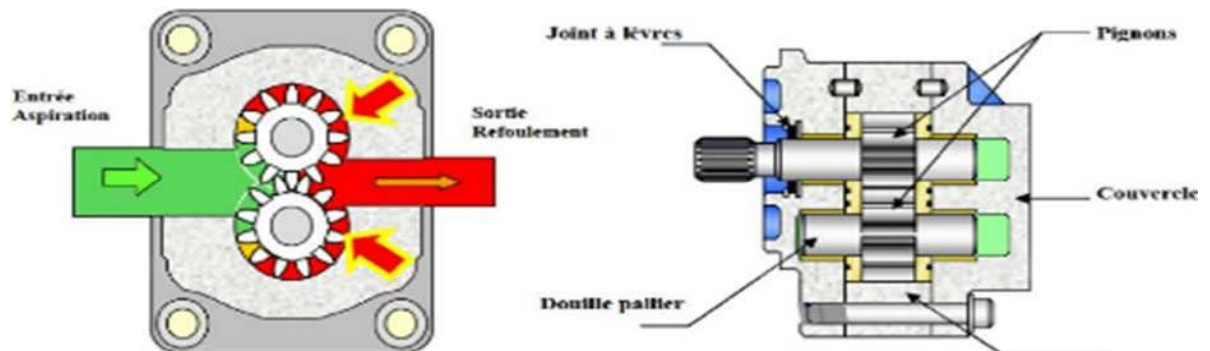


Figure I.11 : Pompes à engrenages extérieurs. [9]

✓ **Pompes à vis:**

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première.

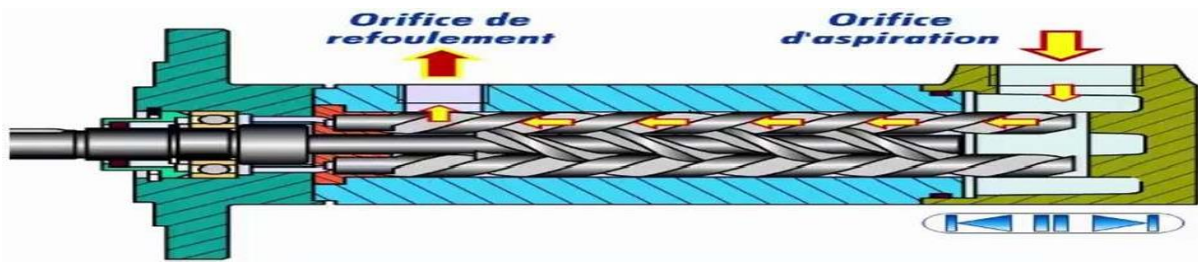


Figure I.12 : Pompes à vis. [9]

I.4.2.2.2 : Les pompes volumétriques alternatives:

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif, 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 ainsi que les pompes à membranes.

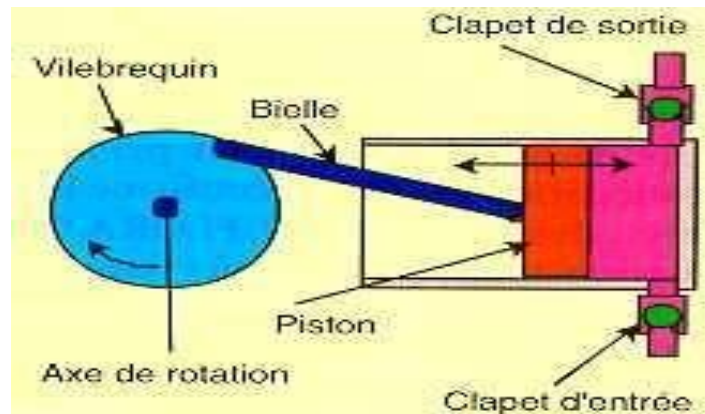


Figure I.13 : pompe à piston. [9]

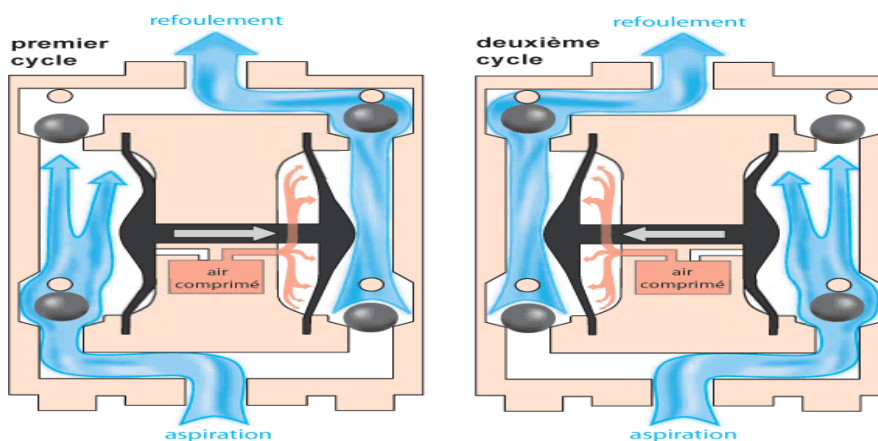


Figure I.14 : Pompes à membrane. [9]

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'élevation H_0 et la diversité des conditions d'installation, le développement des pompes centrifuges a abouti à des formes constructives extrêmement variées.

Ces différences tiennent essentiellement aux éléments suivant :

- **Nombre de roues** : On distingue des pompes monocellulaires et des pompes multi cellulaires.
- **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. [10]

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

I.4.4.1. Principe de fonctionnement :

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide arrivant par l'ouïe est dirigé vers la roue en rotation sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute. Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant est ainsi de limiter les pertes d'énergie. [11]

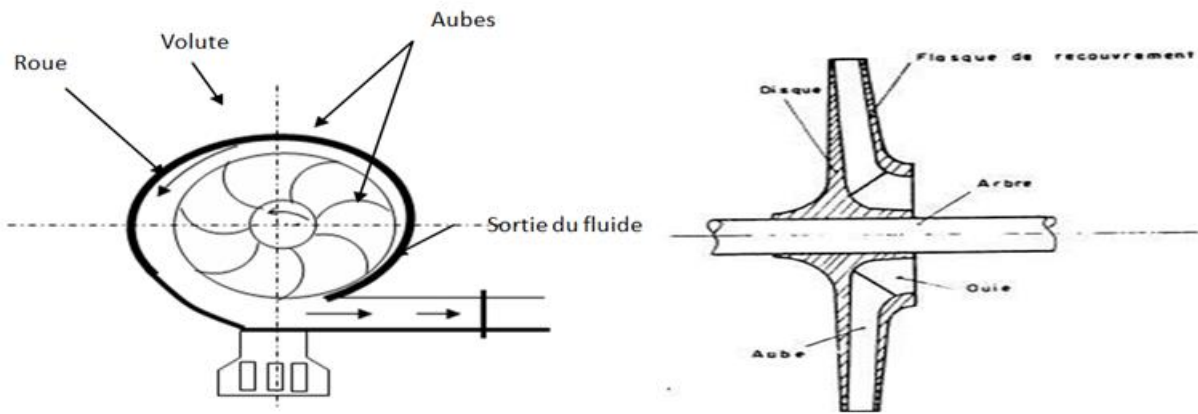


Figure I.15 (a) : Principales composantes.

Figure I.15 (b) : Schéma de la pompe centrifuge.

I.4.4.2. Domaine d'utilisation :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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{W} : c'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (**axe, roue**).

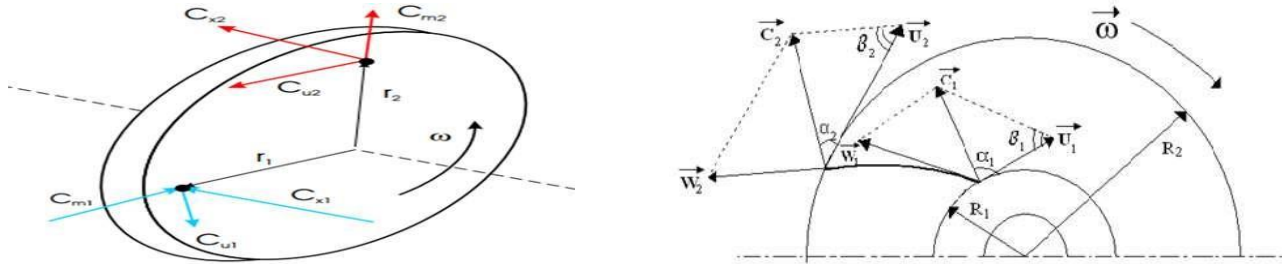


Figure I.16 : Écoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.

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 révolution 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. [12]

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

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement les vecteurs et \vec{C}_1 et \vec{U}_1 , \vec{C}_2 et \vec{U}_2 sont appelés angles des vitesses absolues, tandis que les angles β_1 et β_2 , formés respectivement par les vecteurs \vec{W}_1 et $-\vec{U}_1$, \vec{W}_2 et $-\vec{U}_2$, sont appelés les angles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue.

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 :



Figure I.17 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) 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 :

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

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 ($\alpha_1 = 90^\circ \leftrightarrow C_{u1} = 0$)

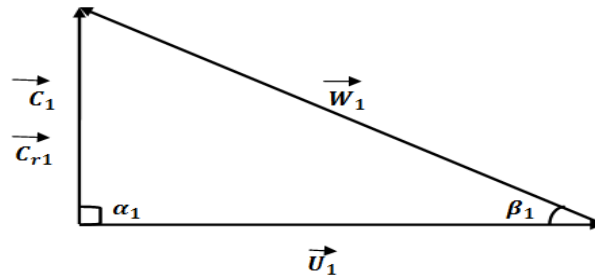


Figure I.18 : Triangle des vitesses d'entrée d'une roue sans directrice à l'entrée.

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

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

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

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

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 $\beta_2 < 90^\circ$.

La représentation graphique :

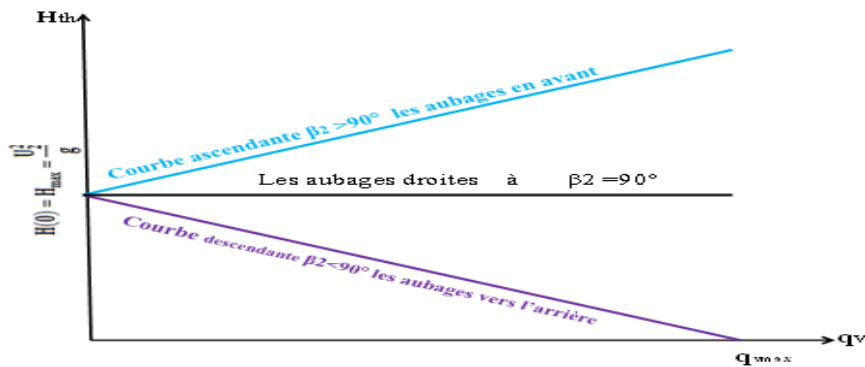


Figure I.19 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2 .

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 . [12]

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 .

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

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 :

La représentation graphique :

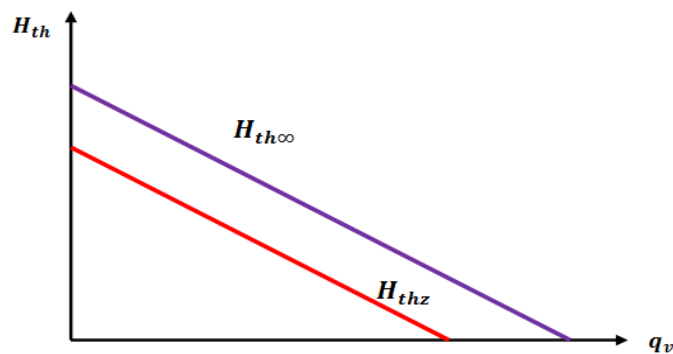


Figure I.20 : Hauteur théorique à nombre d'aubes fini (z), et infini (∞).

I.5.2.3. La hauteur réelle de la pompe centrifuge :

A partir de la droite d'Euler [$H_{Euler} = f(O_v)$] et à l'aide du coefficient du glissement va se déduire, et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la **hauteur réelle** " $H_{réelle}$ " (**Hauteur manométrique totale** « H_{mt} ») générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur**. [13]

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

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

$$H_{mt} = H_{réelle} = H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott}) \quad (I.5)$$

La représentation graphique :

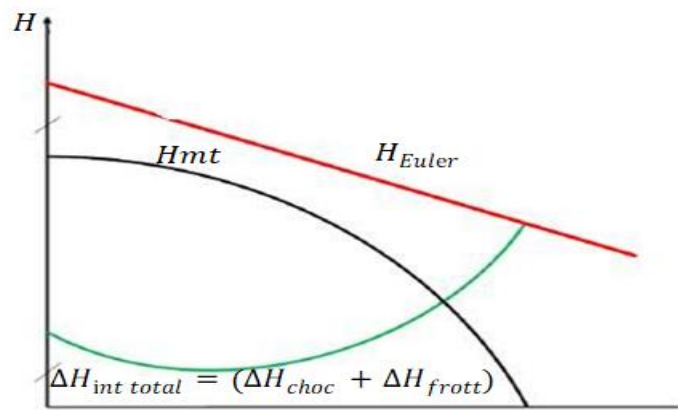


Figure I.21 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

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

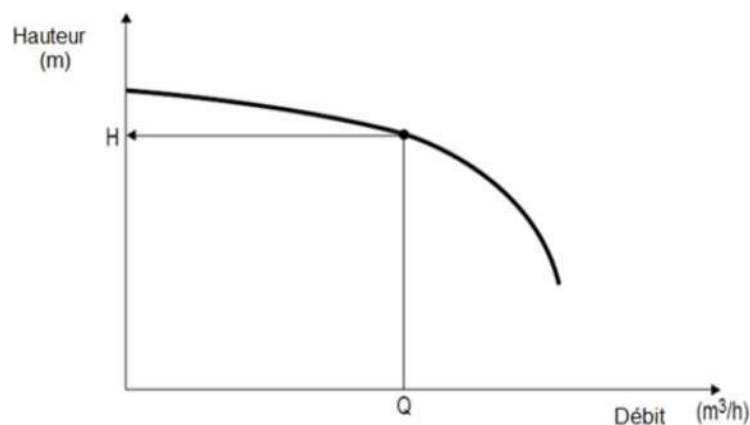


Figure I.22 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.

I.5.2.4. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit:

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

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

La puissance du moteur nécessaire pour entrainer la partie hydraulique est toujours supérieure à la puissance absorbée par l'arbre, compte tenu des pertes diverses dues à la transmission, d'erreurs de calculs, des pertes de charges produites au niveau de la pompe et ducouple de démarrage.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale. [14]

Le rendement de la pompe est :

$$\eta = \frac{\text{puissance fournie}}{\text{puissance absorbée}} \tag{I.6}$$

$$\eta_{\text{global}} = (\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}) / (p \text{ abs}) \tag{I.7}$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe

$$\eta_{\text{globale}} = \eta_{\text{volumétrique}} \times \eta_{\text{Hydraulique}} \times \eta_{\text{mécanique}} \tag{I.8}$$

La représentation graphique :

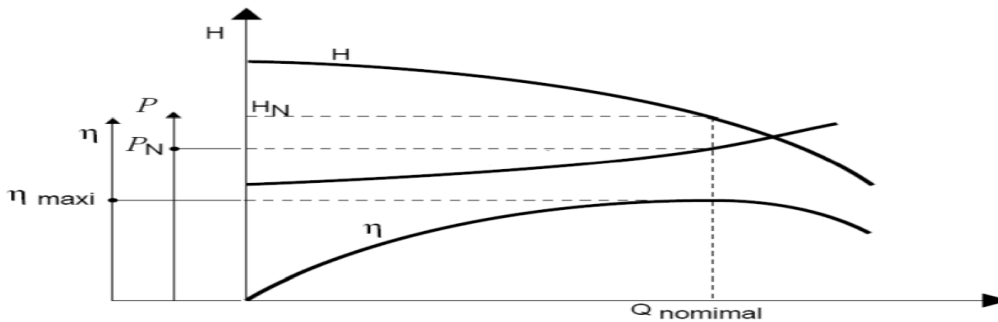


Figure I.23 : Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.

I.5.2.5. Caractéristique : NPSH – Débit:

Pour éviter le phénomène de cavitation et pour maintenir en tout point du liquide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, on définit une condition d'aspiration, à partir du **NPSH requis** de la pompe (Net Positive Suction Head) : supplément minimal de pression à ajouter à la pression de vapeur saturante pour obtenir un bon fonctionnement. Il s'agit d'une courbe donnée par le constructeur.

L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du **NPSH disponible**, elle représente la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur saturante. [15]

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

$$\text{saturante. } NPSH_{dispo} = P_{t(e)} - P_{v(\text{saturante})} \quad (\text{I.9})$$

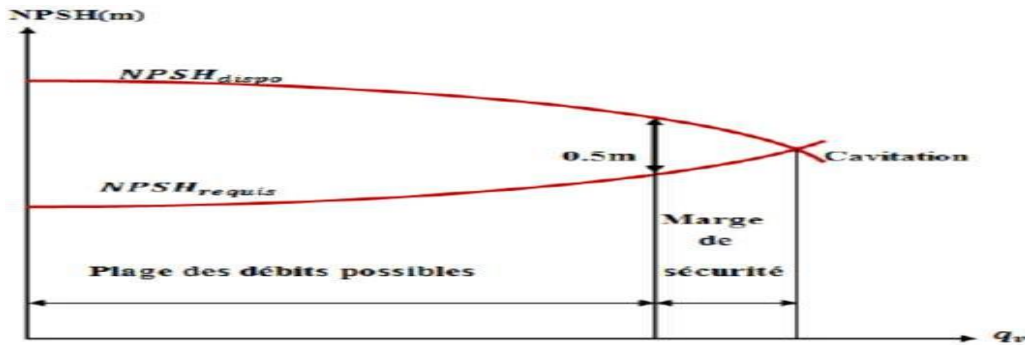


Figure I.24 : Courbes caractéristiques de *NPSH requis* & disponible en fonction de débit.

❖ **Condition de bon fonctionnement:**

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

$$NPSH_{disp} - NPSH_{requis} \geq 0.5 (m) \quad (\text{I.10})$$

I.5.3. La 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.

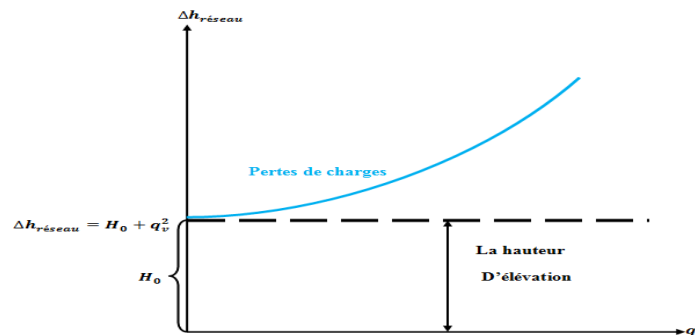


Figure I.25 : Courbe caractéristique du réseau.

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

Les pertes de charge linéaires :
$$\Delta h_l = \lambda \frac{L}{D} \frac{U_m^2}{2g} \quad (I.11)$$

Les pertes de charge singulières :
$$\Delta h_s = \xi \frac{U_m^2}{2g} \quad (I.12)$$

$$\Delta h_l + \Delta h_s = K q_v^2 \quad (I.13)$$

$$\Delta h_{réseau} = H_0 + K q_v^2 \quad (I.14)$$

I.5.4. Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le point d'intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe et de la courbe caractéristique de réseau par lequel le débit (Q_v) et la hauteur manométrique de la pompe (H_{mt}) sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe. [16]

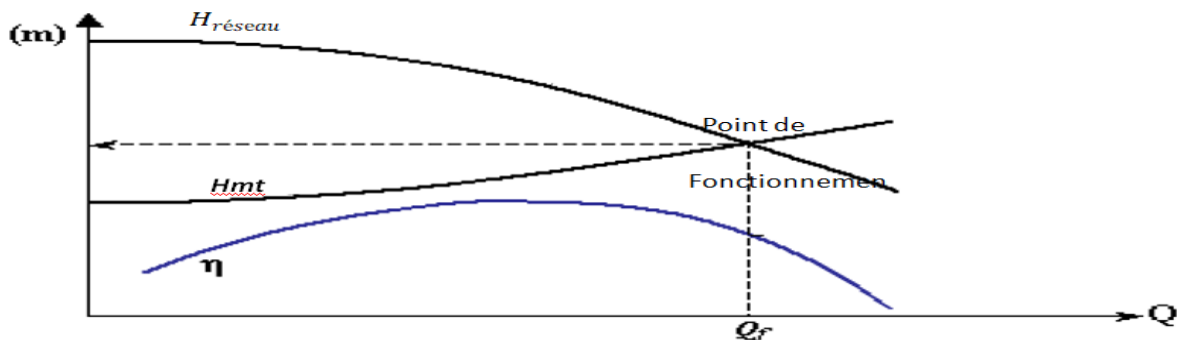


Figure I.26 : Le point de fonctionnement.

I.5.5. Les différentes pertes dans la pompe :

Les pertes dans la pompe sont de plusieurs types :

I.5.5.1 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 :

$$\Delta h_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{U_m^2}{2g} \quad (I.15)$$

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 :

$$\Delta h_{frott} = K_{frott} q_v^2 \quad (\text{I.16})$$

Où : Δh_{frott} dépendent 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 :

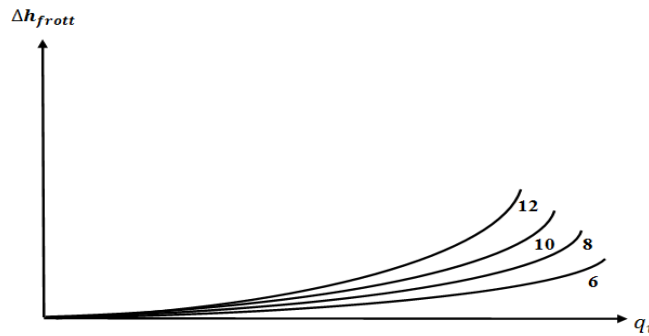


Figure I.27 : Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages.

Dans cette figure (I.24) 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. [17]

b. Les 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 :

$$\Delta h_{choc} = K_{choc} (q_v - q_{va})^2 \quad (\text{I.17})$$

La représentation graphique :

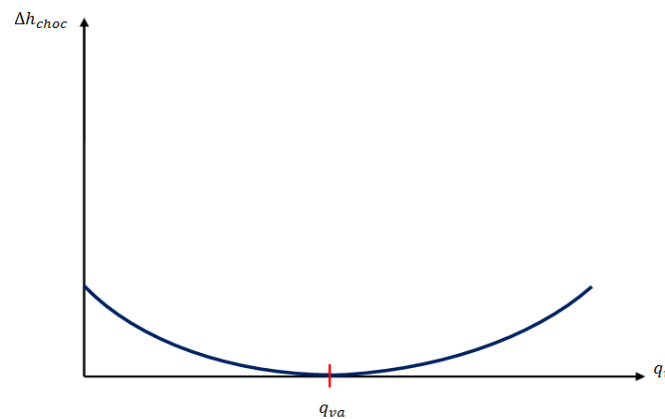


Figure I.28 : Perte par choc en fonction du débit.

I.5.5.2. 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} .

On déduit l'expression du rendement volumétrique comme suit :

$$\eta_V = \frac{q_v}{q_v + q_{vfuite}} \quad \text{(I.18)}$$

I.5.5.3. 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. [18]

On définit le rendement mécanique comme suit :

$$\eta_M = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad \text{(I.19)}$$

I.6. la cavitation :

La cavitation est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le *NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD)* est, insuffisamment, disponible. La pression

du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commencent à se former.

La production de cavités dues à des bulles ou poches de vapeur dans la masse liquide en écoulement est génératrice de chocs très violents et d'abrasions mécaniques rapides et spectaculaires pouvant détruire, très rapidement les organes de la pompe (roue et diffuseur).

Le seul moyen d'empêcher les effets indésirables de la cavitation c'est de s'assurer que le *NPSH disponible* dans le système est plus élevé que le *NPSH requis* par la pompe.

Voici quelque image de la cavitation de la pompe centrifuge :



Figure I.29 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.

I.7. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges:

❖ **Avantage:**

- ✓ Faible encombrement.
- ✓ Simple construction.
- ✓ Moins de bruits.
- ✓ Régularité du débit.
- ✓ Aptitude de fonctionnement à grande vitesse.
- ✓ Aptitude de refoulement à grande hauteur.

❖ **Inconvénients:**

- ✓ Diminution de rendement à faible débit ou à grande hauteur.
- ✓ Apparition du phénomène de cavitation en cas d'insuffisance de pression à l'aspiration.
- ✓ Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite dans la conduite.

I.8. Revue bibliographique :

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. Zahgeneh [8]**.

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

[1] Fisher, K. ; Thoma, D. 1932. Les résultats d'études expérimentales de l'écoulement du passage des aubes dans une turbine de pompe modèle à faible vitesse spécifique sont décrits. Il a été trouvé que l'écoulement à l'intérieur des passages de la turbine rotative est bien décrit par la distribution d'écoulement postulée par des arguments d'écoulement potentiel et des considérations de couche limite. À l'aide d'un système de mesure de débit laser-Doppler-vélocimétrie à deux composants conçu sur mesure, la première est de la vitesse mesurée du fluide dans le sens du passage et la deuxième est de la vitesse d'écoulement du passage de la roue à aubes.

[2] Rai, M.M., Madavan, N. K. 1990. Ils ont été fait des recherches sur les solveurs de flux conventionnels à marche temporelle fonctionnent mal lors de l'intégration d'équation de flux compressibles à de faible niveaux de nombre de Mach. Ils ont été montré que cela est dû à une interaction défavorable entre les erreurs de grande longueur d'onde et les limites d'entrée et de sortie.

[3] Bakir, F. ; Kouidri, S. ; Noguera, R. ; Rey, R. 2003. L'objectif de cette recherche est d'analyser à partir des résultats expérimentaux, l'influence de la forme du bord d'attaque et de son affutage sur le comportement cavitant d'un inducteur. L'inducteur étudié est conçu selon une méthodologie développée au LEMFI. Des taillages et affutages, ils ont été effectués pour modifier la forme du bord d'attaque, pour les différentes géométries.

[4] Arnone, A. ; Bonicelli, P. ; Munari, A. ; Spano, 1999. La recherche sur une simulation 3D-CFD de la roue et de la volute d'une pompe centrifuge a été réalisée en utilisant les codes

commerciaux CFX 5.5 et CFX-TASC flow 2.12. La pompe a une vitesse spécifique de 32 (unités métrique) et un diamètre de roue de 400 mm. Tout d'abord, une simulation d'écoulement 3D pour la roue isolée avec une grille structurée est présentée. Une analyse de sensibilité concernant la qualité du réseau et les modèles de turbulence a également été réalisée.

[5] Aghalli, H.; Benisi, A. H .2007. L'augmentation de l'efficacité (η) et la diminution simultanée du *NPSH* requis sont des objectifs importants dans la conception des pompes Centrifuges. Dans la présente étude, l'optimisation multi-objective des pompes centrifuges est réalisée en trois étapes. Dans la première étape, η et *NPSH* dans un ensemble de pompes centrifuges sont étudiés numériquement à l'aide du logiciel commercial NUMECA. La deuxième étape est la modélisation de η et *NPSH* par rapport aux variables de conception géométrique. Enfin, en utilisant les réseaux de neurones polynomiaux obtenus.

[6] Sloteman, D.; Saad, A.; Cooper, P. 2001. Un procédé permettant d'améliorer la conception des pompes centrifuges et hélico-centrifuges 2D est présenté. Tout d'abord, la définition de la géométrie de la roue ainsi que l'analyse de ses performances globales sont réalisées à partir de la méthode de la ligne de courant moyenne (1D), basée à la fois sur des modèles idéaux et des corrélations expérimentales. Une deuxième étape d'optimisation est réalisée à partir d'une méthode quasi tridimensionnelle (Q3D), en étudiant l'écoulement méridien et l'écoulement pale à pale. Enfin, la solution de flux 3D est réalisée par des outils CFD.

[7] Cravero, C. 2001. Ils ont étudiée le problème de la conception d'une cascade de turbines est considéré à l'aide de stratégies d'optimisation automatique. Après la paramétrisation du profil, deux modèles différents sont considérés pour simuler les performances de la cascade : des corrélations expérimentales et un code Navier-Stokes. Des considérations intéressantes sur l'algorithme d'optimisation peuvent être tirées à l'aide de corrélation car l'évolution de la fitness est presque instantanée.

[8] Goto, A. ; Zahgeneh, M. 2002. L'objectif de l'étude est de connaître l'effet de la forme de la volute et de la nature du fluide sur les propriétés de l'écoulement interne du fluide. La méthode des volumes finis (FVM) est utilisée sous le code commercial Ansys-CFX. La simulation numérique est réalisée pour étudier la distribution des vitesses et la distribution du champ de pression dans les trois volutes. La nature du comportement des fluides non newtoniens est intégrée dans le code via un sous-programme. La turbulence des écoulements dans la pompe centrifuge est prise en compte à l'aide du modèle k- ϵ .

[9] **Chiong, MS; Rajoo, S.; Botas, M.; Costallca, A.W.2012.** Ils ont étudiées le problème du mélange diphasique dans une pompe, en raison se la désorption des gaz dissous à basse pression à des altitudes plus élevées. Une procédure simple de sélection des conditions de conception appropriées pour l'inducteur d'entrée et une méthode de dimensionnement de l'inducteur, de la roue et de la volute pour répondre à toutes les exigences de conception ont été décrites.

[10] **Pabruker, H.; Van den Braembussche, R.A.2000.** Un critère pour le début d'un écoulement de bouchon dans une conduite horizontal est dérivé théoriquement. Une analyse d'écoulement potentiel est effectuée en considérant les ondes d'amplitude finie. Le critère de stabilité est obtenu en introduisant la limite de déformation de la houle et la notion de vague la plus dangereuse dans l'analyse de stabilité. Le critère théorique actuel pour la formation des limaces montre un très bon accord avec un grand nombre de données expérimentales et avec certaines corrélations empiriques.

[11] **Ergin. A., 2011.** Il a été fait ces recherches pour concilier ces différentes approches en présentant des données sur les effets des divers éléments de conception de la roue sur les performances d'un 2-in. Pompe à double entrée. Les paramètres décisifs déterminant les performances de la turbine sont le nombre de pales et leur angle de sortie. L'angle d'entrée et le profil des pales ont une importance relativement mineure. La rugosité des surfaces de la roue, à la fois à l'intérieur et à l'extérieur des carénages, diminue l'efficacité de la pompe mais augmente son rendement. Toute cette étude est basée sur les triangles des vitesses.

[12] **Bowerman R.D. et al., 1957.** Cette recherche expérimentale et théorique sur une série de roue de pompes centrifuges bidimensionnelles a été réalisée dans le but de déterminer l'utilité de la théorie du potentiel pour la description de l'écoulement. il ont réussies à calculées de la hauteur de charge développée et de la répartition de la pression sur les surfaces des comparées aux mesures sur des roues à spirale, et ces résultats sont telle raisonnablement bon les points de fonctionnements.

[13] **S. Lazarkiewicz et al., 1965.** Ils ont été faits des recherches dans le but d'une comparaison entre un micromélangeur HC et le micromélangeur tear-drop et chain. Les performances du micromélangeur sont analysées numériquement à des nombres de Reynolds jusqu'à 100, ils ont varies le rapport débit d'entrer à fin de validé le modèle numérique ; ils ont trouvées des résultats dans le micromélangeur HC a présenté une efficacité de mélange de 90% indépendamment des nombres de Reynolds. En particulier, aucune dépendance notable du rapport de débit d'entrée n'a été observée.

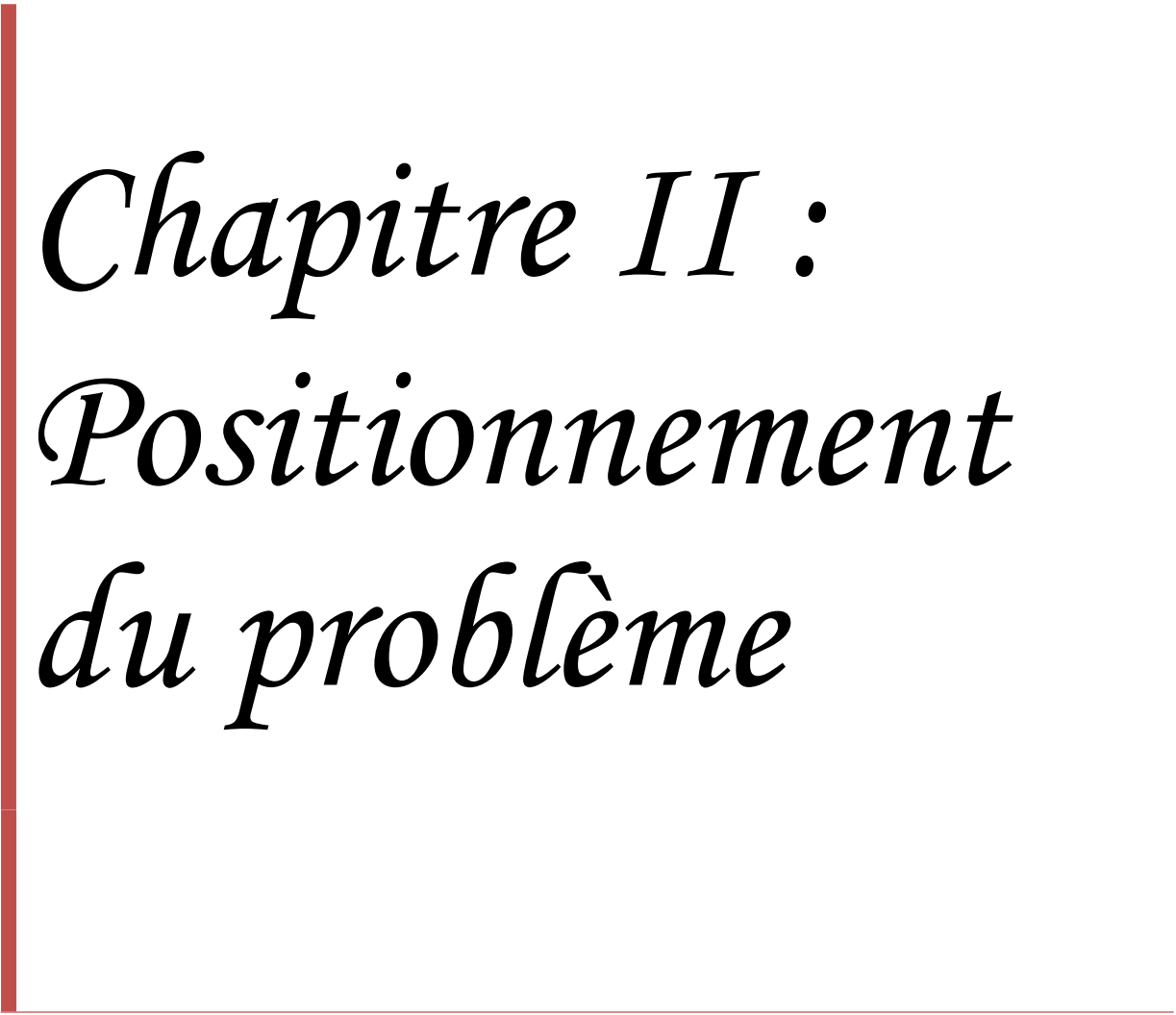
[14] **Fahua Gu, 2001.** Une simulation numérique est effectuée sur un compresseur centrifuge à un étage à l'aide du logiciel CFD. Trois essais sont effectués dans les conditions de conceptions et hors conception. Les performances prévues sont en accord avec les données expérimentales. Ils ont trouvées que la recirculation et la structure de vortex jumeaux expliquent l'augmentation de la perte de volute à des débits massiques inférieur et supérieur, respectivement.

[15] **D. Hagenstein., 1999.** Ils ont étudiée l'interaction volute/roue dans des conditions hors conception, en régime permanent, cet interaction est étudiier à l'aide de rotor gelé de CFX-TASCflow. Ils ont remarquées qu'il ya une légère déformation de la pression circumférentielle à la sortie du diffuseur sans aubes ainsi que la distorsion de pression circumférentielle, qui est décalée en phase par rapport à la distorsion totale. Cette étude suggère que la volute sous-dimensionnée est bénéfique pour la roue.

[16] **DO Baun., 2003.** Une comparaison est faite entre les caractéristiques des forces latérales mesurées de la roue et les performances hydrauliques d'une roue à quatre et cinq aubes, chacune fonctionnant dans une volute hélicoïdale, ils ont mesurées Les forces de turbine pour chaque type de volute ont été comparées aux corrélations de la littérature. Les forces mesurées à partir des configurations à double volute concordaient avec les forces d'un modèle de corrélation sur toute la plage de débit, Les configurations à volute unique se comparaient bien aux prédictions d'une corrélation publiée à des débits élevés, $\phi/\phi_n > 0,5$. Les configurations de volutes concentriques se comparent bien avec une corrélation publiée à de faibles débits, $\phi/\phi_n < 0,4$. Ils ont dits que Les caractéristiques de tête par rapport au débit de la roue à quatre aubes dans chaque type de volute étaient stables sur une plage de débit plus grande que les caractéristiques correspondantes de la roue à cinq aubes. À des débits plus élevés dans la région stable des courbes caractéristiques de la tête près du meilleur point d'efficacité, la roue à cinq aubes produisait une tête plus élevée que la roue à quatre aubes dans chaque type de volute.

I.9. conclusion :

Dans ce chapitre nous avons concentrés nos efforts sur la compréhension des turbomachines. Nous avons une classification très générale des pompes, en particulier une grande partie est utilisée pour les pompes centrifuges. Nous avons présenté précédemment, les composants de la pompe centrifuge et ont a expliqué le principe de fonctionnement de la machine est déterminé les caractéristiques, nous avons aussi citées les objectives et les inconvénients des pompes centrifuges. Suite à cette synthèse bibliographique, on constate que la revue de la littérature est riche par les travaux accumulés au cours de ces dernières années.



Chapitre II :
Positionnement
du problème

II.1. Introduction :

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

En effet, l'étude de la mécanique des fluides ne peut être effectuée en profondeur qu'avec une maîtrise considérable de mathématiques. En présentent, dans ce qui suit, les équations qui décrivent un fluide dans son mouvement, et qui régissent les problèmes de mécanique des fluides, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique colossale. Pour cela en présenteront en parallèle dans le même chapitre les approches mathématiques résolvant l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité.

II.2. Equations générales de base :

II.2.1. Equation de conservation de masse :

A partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues. L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par :

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

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. [19]

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 :

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

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalent à zéro, elle se met en mouvement, et on applique sur elle les lois de la mécanique classique. Sur un élément de volume, les forces appliquées sont :

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

- Forces de frottement dues à la viscosité (le terme 6)

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

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

II.2.3. l'équation 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 :

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

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. [20]

II.3. Les hypothèses simplificatrices :

Tous d'abord nous effectuons 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 :

- Ecoulement 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 :

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

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

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. [21]

II.5. La turbulence :

La turbulence est caractérisée par la fluctuation des champs de vitesse. La résolution analytique des équations de Navier- Stokes est possible pour des écoulements en régime laminaire. La condition d'un écoulement (laminaire ou turbulent) dépend de la vitesse v de l'écoulement et de la géométrie L par laquelle transite le fluide. Cette nature est déterminée par le nombre de Reynolds qui représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Autrement dit, il mesure l'importance relative entre les mécanismes de convection et de diffusion :

$$\operatorname{Re} = (\rho \cdot v \cdot L) / \mu \quad (\text{II.10})$$

L'intervalle de transition entre les écoulements laminaires et turbulents est $\operatorname{Re} = [1700, 2300]$.

La fluctuation du champ de vitesse modifie les équations (II.1) et (II.4) par la combinaison des quantités transportées qui sont la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. [22]

Cependant, les équations modifiées contiennent des variables additionnelles inconnues et ces variables sont déterminées comme des quantités inconnues par les modèles de turbulence ci-dessous :

- Le modèle de Spalart-Allmaras ;
- Les modèles $k-\varepsilon$;
- Les modèles $k-\omega$;

- Le modèle de contrainte de Reynolds (RSM) ;
- Le modèle DNS (Direct Numerical Simulation) ;
- Le modèle LES (large Eddy simulation)...

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.5.1. Simulation à grandes échelles LES (Large Eddy Simulation) :

La **LES** consiste à simuler des écoulements turbulents instationnaire 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.

II.5. 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 trop élevé pour qu'il soit envisageable de simuler une configuration en DNS. [23]

II.5.3. RANS (Reynolds Average Navier-Stokes équations) :

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.

II.6. 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. [24]

$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} = \frac{U_m D}{\nu} \quad (\text{II.11})$$

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 :

$$X(t) = \bar{x} + x'(t) \quad (\text{II.12})$$

Tel que :

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

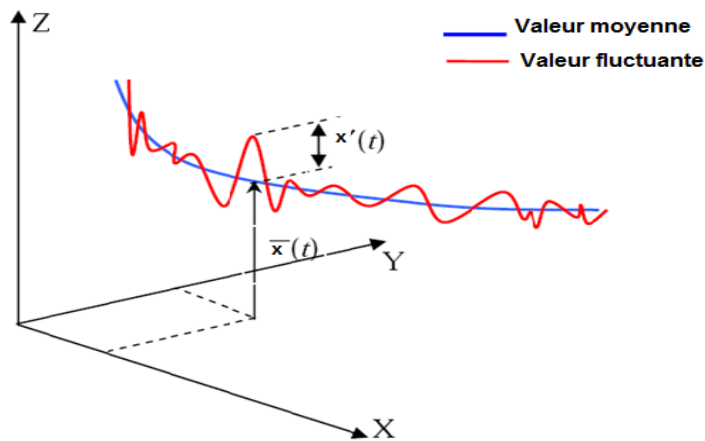


Figure II.1 : La description statique d'un écoulement turbulent.

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

Et :

$$U = \bar{u} + u' \quad (\text{II.13})$$

$$V = \bar{v} + v' \quad (\text{II.14})$$

$$W = \bar{w} + w' \quad (\text{II.15})$$

$$P = \bar{p} + p' \quad (\text{II.16})$$

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 :**

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.17})$$

➤ **Equations de Navier-Stokes :**

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \end{array} \right. \quad (\text{II.18})$$

II.7. 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 .

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (\text{II.19})$$

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (\text{II.20})$$

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. [25]

Les modèles de turbulence les plus utilisés sont :

II.7.1. Le modèle $(k - \omega)$ standard :

Le but de cette présentation est de vous montrer comment ce problème de fermeture est traité dans les logiciels de simulation. Nous allons prendre comme exemple un des modèles les plus connus : le modèle $k - \varepsilon$ Rappelé qu'il y a deux familles de modèles :

➤ Dans la première famille, on cherche à calculer chaque composante du tenseur de Reynolds à partir de l'équation de transport appliquée non pas à u mais à $\overline{u'u'}$ alors à un autre problème de fermeture portant sur des corrélations triples des fluctuations de vitesse.

➤ Dans la seconde famille, dont fait partie le modèle $k - \varepsilon$ on utilise le concept de « viscosité turbulente ».

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. [26]

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 :

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

II.7.2. 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. [27]

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 :

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

II.8. Equations particulières pour les turbomachines :

II.8.1. Repère fixe :

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

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{grad} P + \overrightarrow{\nabla} \tau_{ij} + \rho \vec{g} \quad (\text{II.23})$$

La relation dans laquelle l'équation (II.23) prend la forme vectorielle est comme suit :

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \overrightarrow{grad} \frac{c^2}{2} + \overrightarrow{rot} \vec{c} \wedge \vec{c} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{grad} P + \rho \vec{g} + \overrightarrow{\nabla} \tau_{ij} \quad (\text{II.24})$$

II.8.2. 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 :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (\text{II.25})$$

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 :

$$\vec{U} = \omega \vec{r} \quad (\text{II.26})$$

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative \vec{W} , cette vitesse permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des même aubages immobilisés artificiellement. Le repère relatif ou système de coordonnées tournant (cylindrique) est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. [28]

Après un certain nombre de manipulations, l'équation du repère mobile peut être écrite, sous la forme suivante :

$$2\omega \wedge \vec{W} + \omega \times \omega \wedge \vec{r} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}P} + \vec{\nabla} \tau_{ij} \quad (\text{II.27})$$

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.

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 la méthode tridimensionnelles qui reste la plus utilisée dans la plupart des codes de calcul CFD, et aussi une explication de la turbulence et leurs modèles les plus utiliser.



*Chapitre III :
Conception et
Modélisation*

III.1. Introduction :

Ce chapitre est consacré à la résolution des équations présentées dans le précédent chapitre.

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

III.2. Présentation de la pompe centrifuge :

La machine retenue comme référence dans le cadre de ce travail est une pompe centrifuge (SCAMI N 200) de type ouvert à quatre pales.

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	64m ³ /h
Hauteur	38 m
Vitesse de rotation	2900 trs/min
Diamètre d'entrée	D _e = 76 mm
Diamètre de sortie	D _s =51 mm
Diamètre de bord d'attaque du moyeu	D _m =53,172 mm
Angle d'entrée de la roue	$\beta_1 = 19,46^\circ$
Angle de sortie de la roue	$\beta_2 = 8,66^\circ$
Épaisseur de la pale (l'aube)	b = 5,5489
Nombre d'aubes	Z =4
Largeur d'entrée	b _s =39,626 mm
Rendement	$\eta = 70,198\%$

Tableau III.1 : Caractéristiques géométriques de la roue.

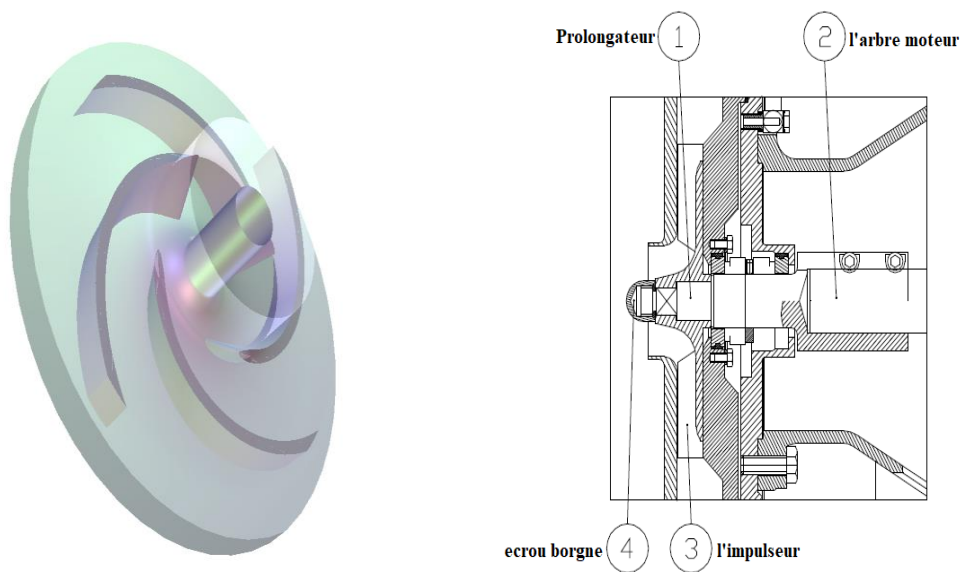


Figure III.1 : Géométrie de la roue à aubes.

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 :

- Largeur d'entrer
- Jeu de l'eau de coup et épaisseur de l'eau de coup
- Diamètre hydrodynamique de sortie et aire de la section de sortie de la volute

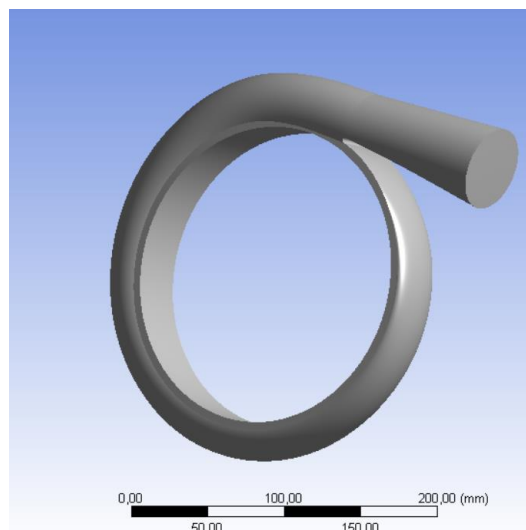


Figure III.2 : la volute.

III.3. Paramètres de la simulation numérique :

Cette étude a pour objective d'analyser 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 $N = 2900 \text{ tours}/\text{min}$. 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. Les conditions aux limites :

Le CFX-pre conçu pour spécifier le type de l'écoulement laminaire ou turbulent, les conditions initiales et aux limites de problème étudié, ainsi que les paramètres de convergence contenant le nombre d'itérations et la tolérance d'erreurs sont bien spécifiés.

Les détails de ces conditions sont donnés comme suit :

- **Condition aux limites :**

Pression totale à l'entrée, $P_{\text{tot}} = 1 \text{ atm}$.

Débit massique à la sortie, $q_m = 64 \text{ m}^3/\text{h}$.

- **Condition physique de fonctionnement :**

Pression de référence, $P_{\text{ref}} = 1 \text{ atm}$.

III.3.1.1. La condition du débit massique à la sortie:

Cette condition consiste à fixer le débit de l'écoulement à la sortie. 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 la sortie. Pour les calculs des écoulements incompressibles.

III.3.1.2. La condition de la pression totale a l'entrée :

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

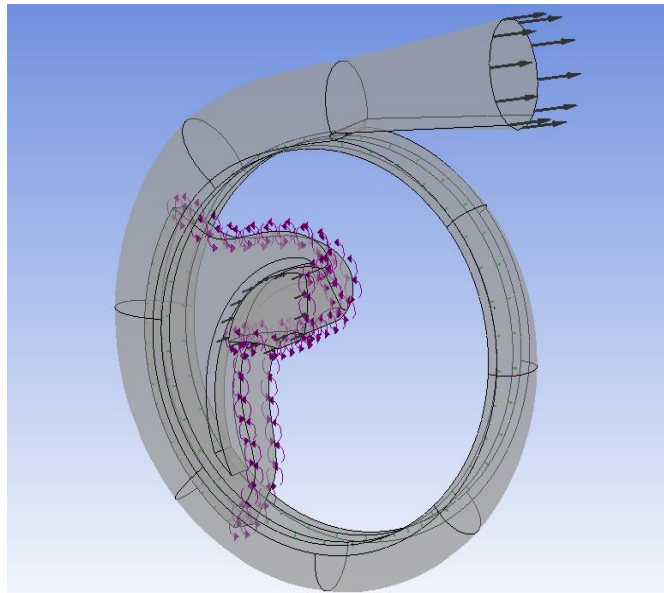


Figure III.3 : Conditions aux limites appliquées sur la pompe centrifuge.

III.3.2. Le choix de modèle de turbulence :

Le modèle de turbulence que nous avons utilisé dans cette étude est le modèle à deux équations ($k-\epsilon$).

Ce modèle est reconnu par ses excellents résultats, il est applicable beaucoup plus dans les écoulements à nombre de Reynolds élevé et on se tient loin des parois.

Ce modèle est utilisé par la majorité des codes de calcul commerciaux CFD, à cause de sa capacité d'utiliser un certain nombre d'écoulements convenables.

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, avec des étapes. Nous allons schématiser dans un organigramme qui se présente comme une procédure pour la compréhension des phénomènes associés au fonctionnement des turbomachines, également pour la prévision des performances. Qui commence par une approche unidimensionnelle 1D et qui conduit jusqu'à l'étude tridimensionnelle 3D de l'écoulement interne.

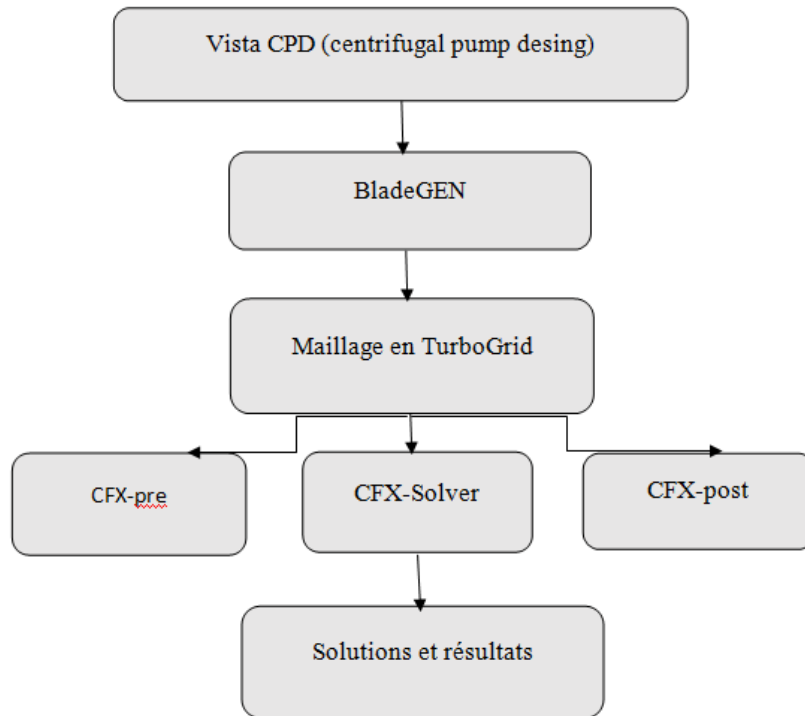


Figure III.4 : L'organigramme des étapes du travail.

Cette étape nous permet de dépasser de la géométrie unidimensionnelle sur vista à une géométrie tridimensionnelle, nous avons transféré les données de la géométrie de la pale. Qui est une solution complète qui nous permet de contrôler les angles d'aubages de la roue de la pompe.

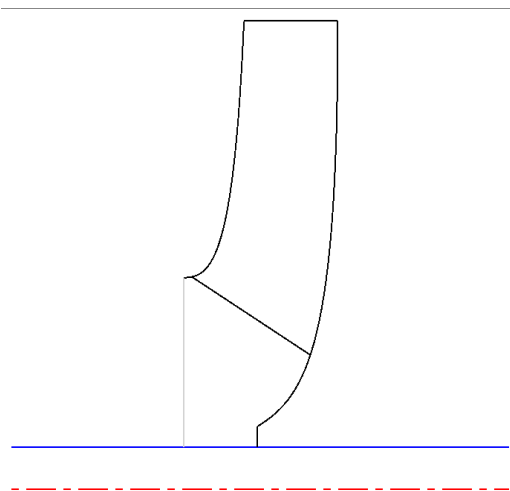


Figure III.5 : Géométrie du canal méridien.

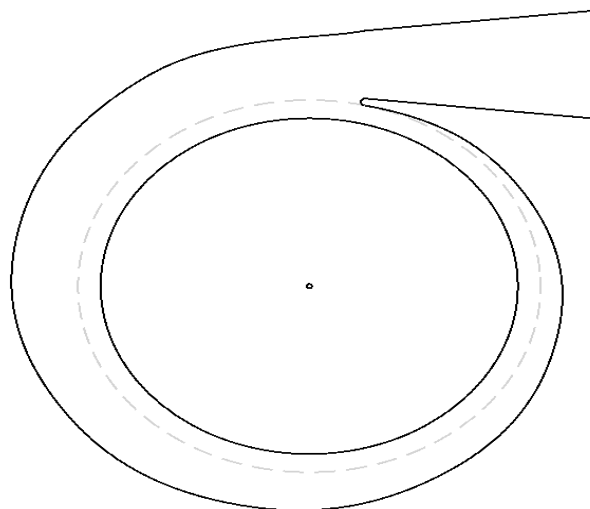


Figure III.6 : Géométrie en coupe de la volute.

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

La méthodologie qui permette de définir la géométrie de la pale de la roue et la volute de notre pompe centrifuge c'est la méthode unidimensionnelle (1D).

La deuxième étape consiste à utiliser 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 pour obtenir une bonne discrétisation de la géométrie de la roue et du diffuseur.

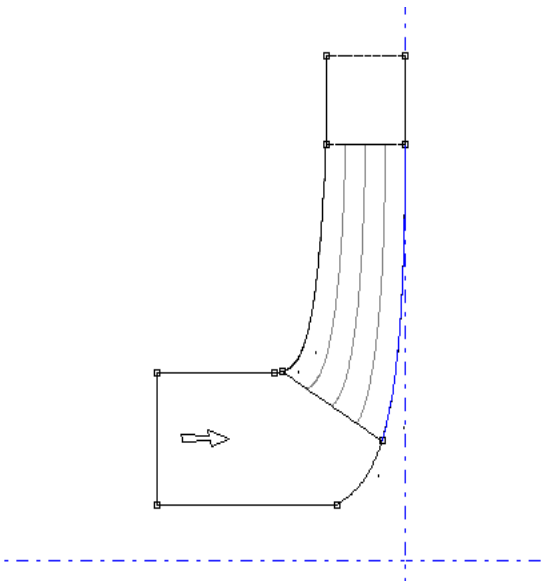


Figure III.7 : Vue méridienne.

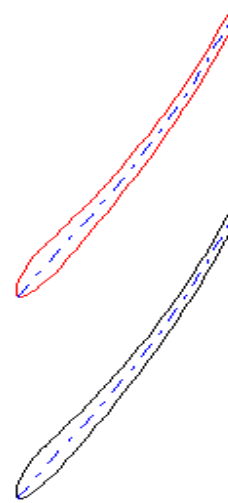


Figure III.8 : Vue aube à aube.

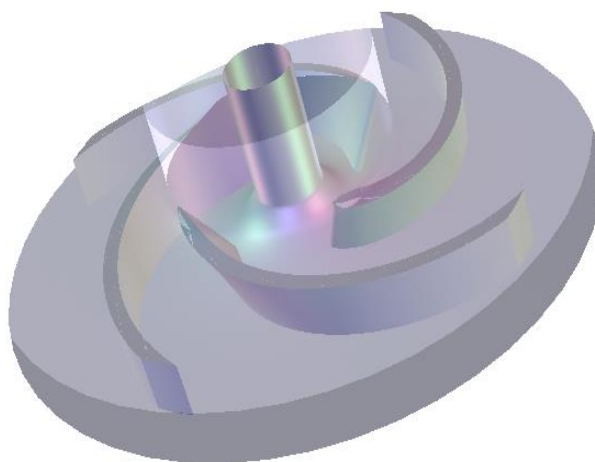


Figure III.9: Géométrie en 3D de la roue à aubes.

III.4.2. Génération du maillage :

La modélisation numérique de l'écoulement passe par plusieurs étapes important la première étape consiste à 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 a divisé les domaines de calcul (la roue) en plusieurs compartiment 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.

Cette étape, nous permet d'engendrer le domaine informatique, nous avons transféré les données géométriques.

Dans cette étape, nous allons subdiviser le travail en trois sous-étapes, ce dernier apporte aux utilisateurs des informations très précises, aussi offrir à l'ingénieur un choix énorme sur les modèles géométriques proposés.

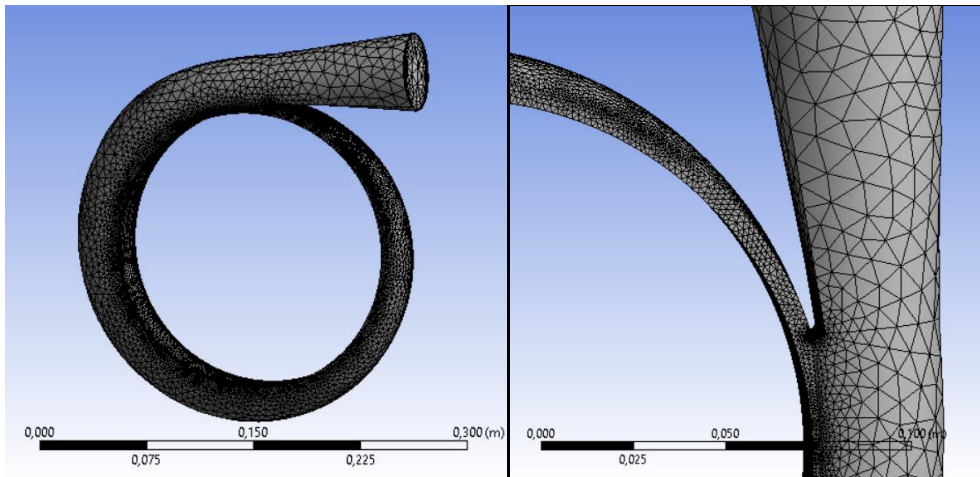


Figure III.10 : Maillage non structuré dans la volute.

Le tableau III.2 montre le nombre de nœuds et d'éléments pour la volute de la pompe :

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
62797	171936

Tableau III.2 : Détail de maillage de la grille pour la volute.

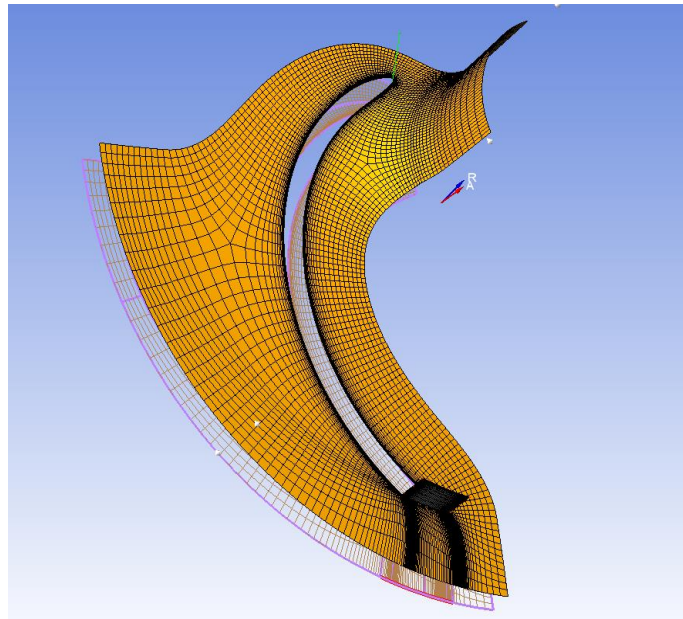


Figure III.11: Maillage structuré dans la pale.

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

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
212940	196128

Tableau III.3 : 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 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.

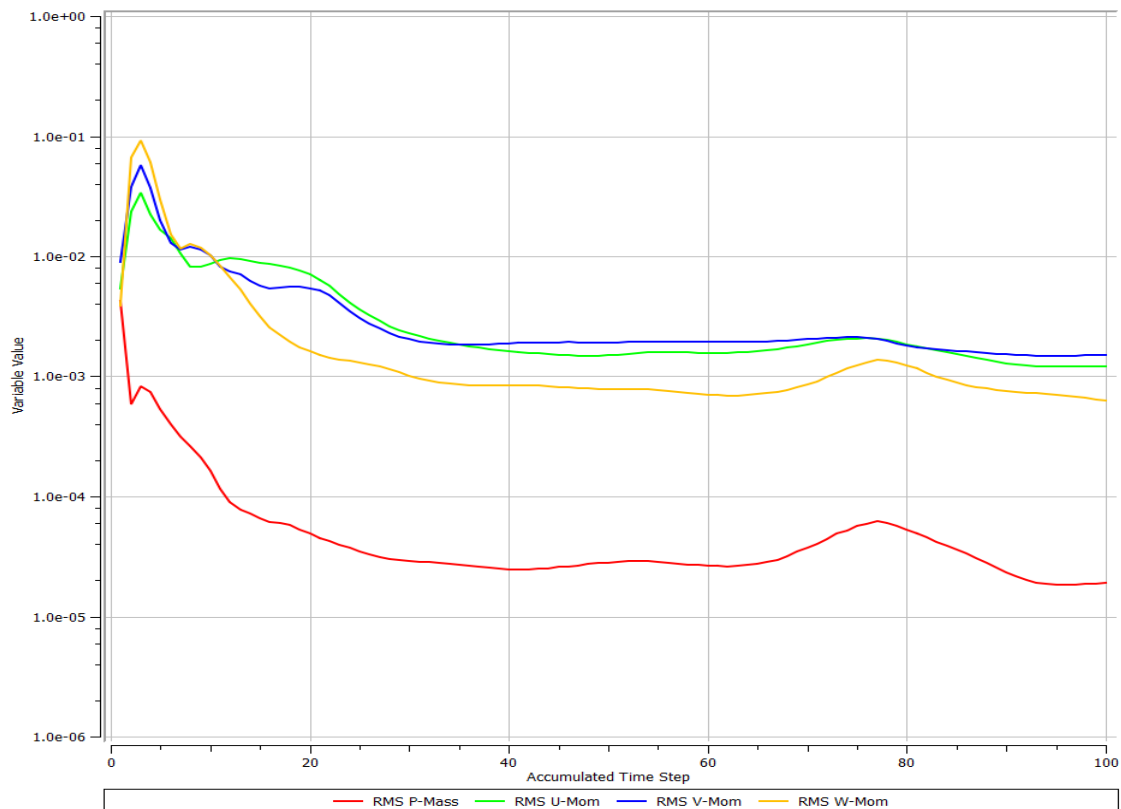


Figure III.12: Progression de convergence.

III.4.4. Solutions et résultats :

L'étape final 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 indispensable, de nombreux logiciels commerciaux sur le marché fournissent la facilité, la science exact et la fiabilité 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.

*Chapitre IV:
Résultats Et
Discussion*

IV.1. Introduction :

Il est très intéressant d'avoir un environnement de simulation qui inclut la possibilité d'ajouter différents phénomènes physiques au modèle étudié. C'est dans cette philosophie que CFD a été développé.

Ce dernier chapitre est destiné aux discussions des résultats issus de la simulation numérique. Ces résultats seront discutés. Les profils de vitesse, de pression sont représentés tout au long de la pompe sur des différentes sections. (La roue, la zone de roue, et la volute).

IV.2. Résultats et discussions :

IV.2.1. La répartition des vitesses :

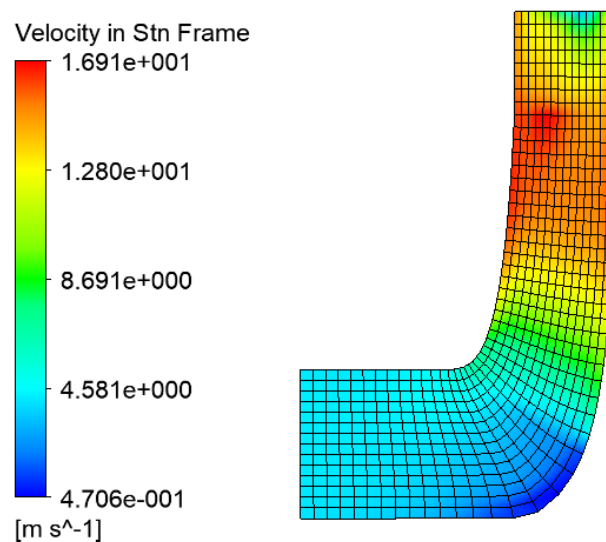


Figure IV.1 : Champ de vitesse relative sous Le plan méridien.

Commentaires:

Sur la vue méridienne (figure IV.1), nous avons remarqué une évolution de la vitesse dans le plan méridien, ainsi que une diminution 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.

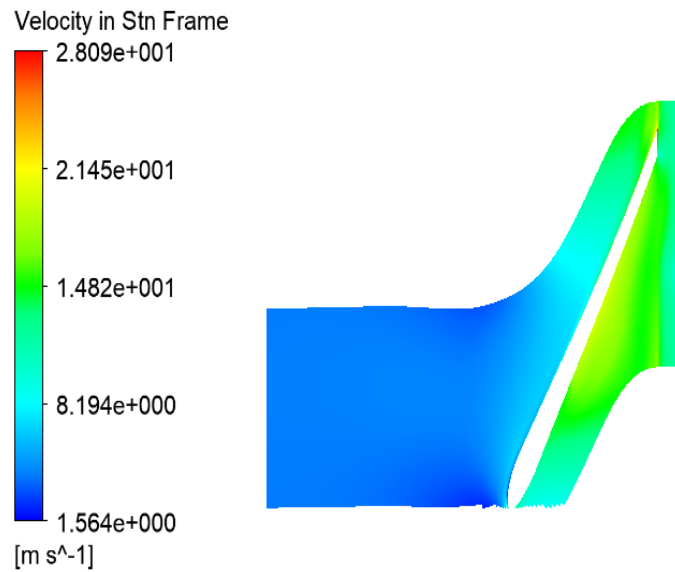


Figure IV.2 : Champ de vitesse relative sous le Plan aube à aube.

Sur la vue aube à aube (figure IV.2), nous avons remarqué la progression de champ de vitesse on se déplaçant de l’aspiration de la pompe à son refoulement.

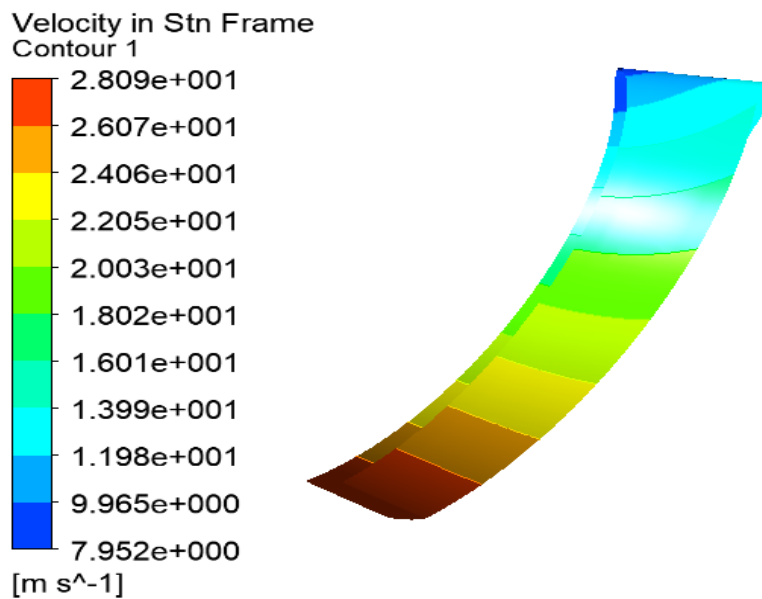


Figure IV.3 : Distribution de la vitesse autour de la pale.

La figure (IV.3) représente les contours de répartition de la vitesse sur le contour de la pale dans la roue, on peut voir que la vitesse du fluide est plus faible à l’entrée comparativement au bord d’attaque de la pale.

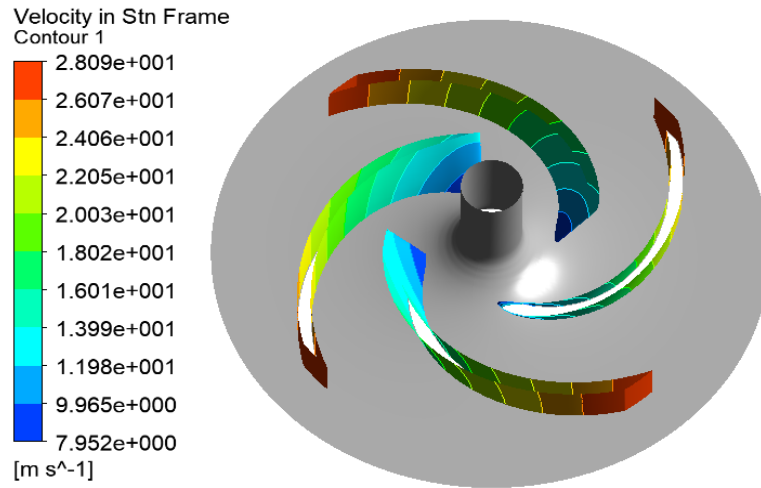


Figure IV.4 : Distribution de la vitesse à travers les pales.

Remarque 4:

La figure (IV.4) représente les contours de répartition de la vitesse sur le contour des pales dans la roue, on peut voir que la vitesse du fluide est plus faible à l'entrée comparativement au bord d'attaque de la pale.

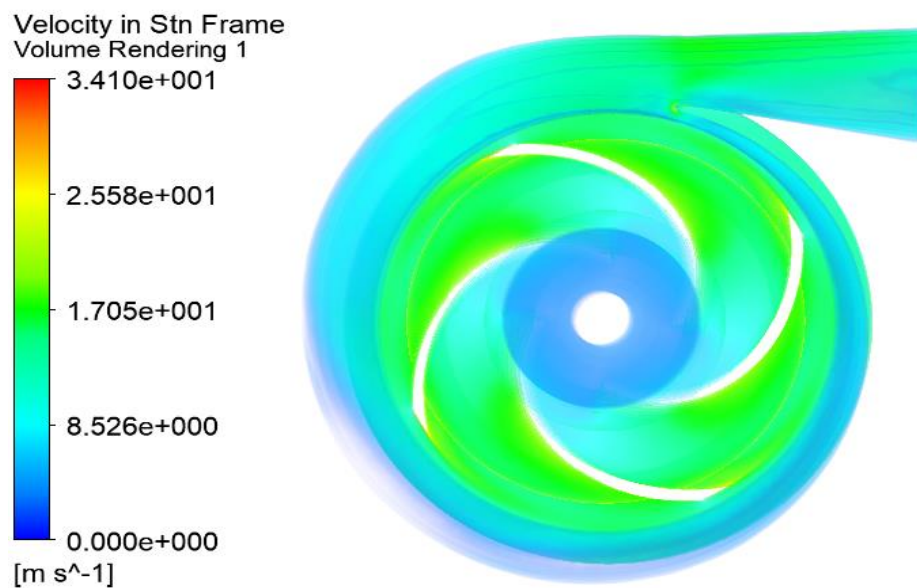


Figure IV.5 : Répartition de la vitesse à travers la volute.

La figure (IV.5) représente la répartition de la vitesse à travers la volute, nous avons remarqué que la vitesse augmente brutalement de l'entrée à la sortie de la roue, le fluide est rejeté dans la volute. Aussi bien que la vitesse augmente progressivement jusqu'à une valeur maximal à la section de refoulement, cette augmentation est due à la convergence de section.

IV.2.2. La répartition des lignes de courant à travers la pompe :

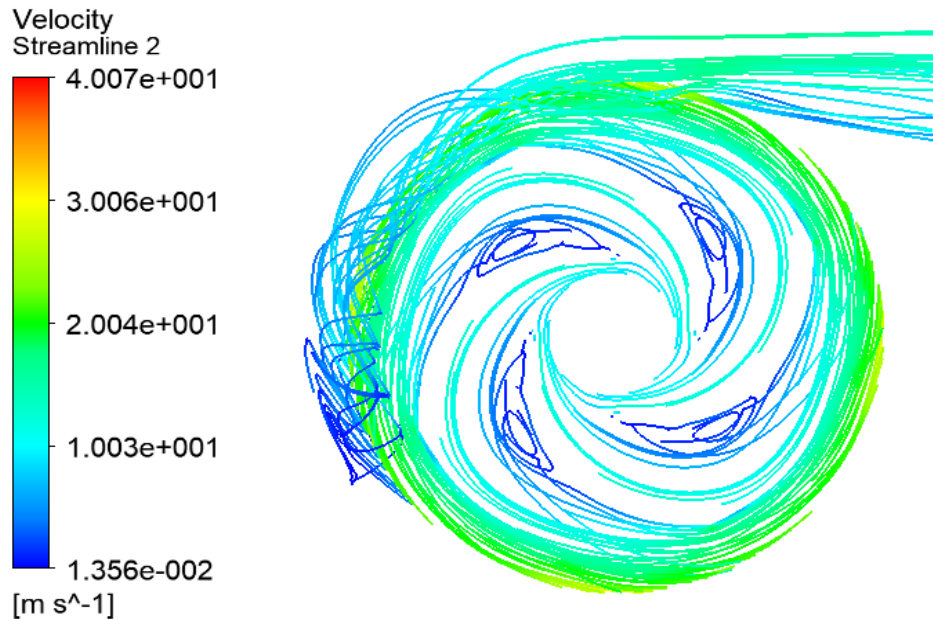


Figure IV.6 : Répartition des lignes du courant à travers la pompe.

La figure (IV.6) représente la répartition des lignes de courants à travers les pales et la volute de la pompe, nous avons remarqué que le flux d'écoulement de fluide est beaucoup plus élevé au bord de fuite qu'au bord d'attaque, aussi bien dans la volute, une augmentation du flux d'écoulement qu'on se déplaçant au refoulement de la pompe.

IV.2.3. La répartition des pressions :

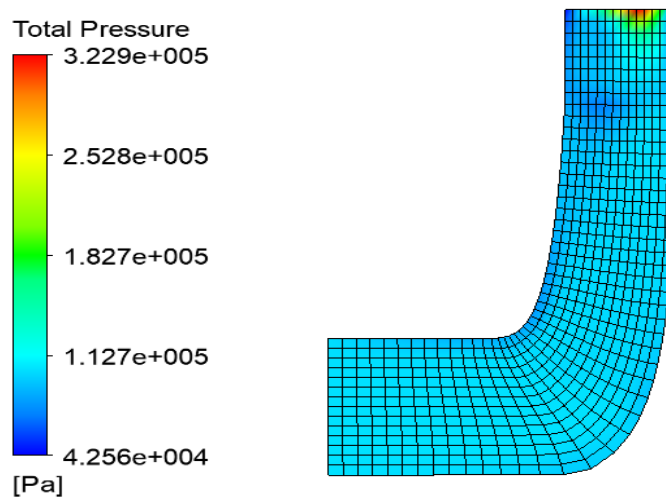


Figure IV.7 : Champ de pression totale sous Le plan méridien.

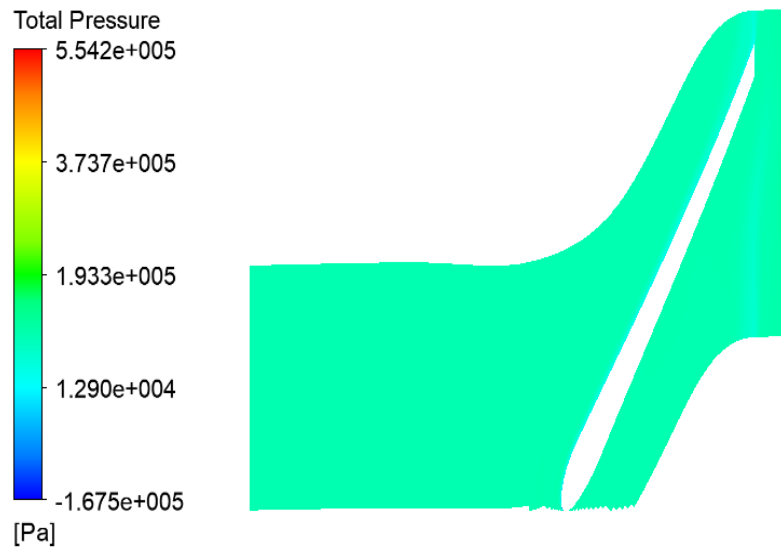


Figure IV.8 : Champ de pression totale sous le Plan aube à aube.

Sur la vue méridienne figure (IV.7) si dessous, nous avons remarqué que la pression totale, elle est presque stable de l'entrée (aspiration) jusque à la sortie (refoulement) de la roue.

Sur la vue aube à aube figure (IV.8), nous avons remarqué que la pression totale reste stable en se déplaçant de l'aspiration au refoulement de la pompe.

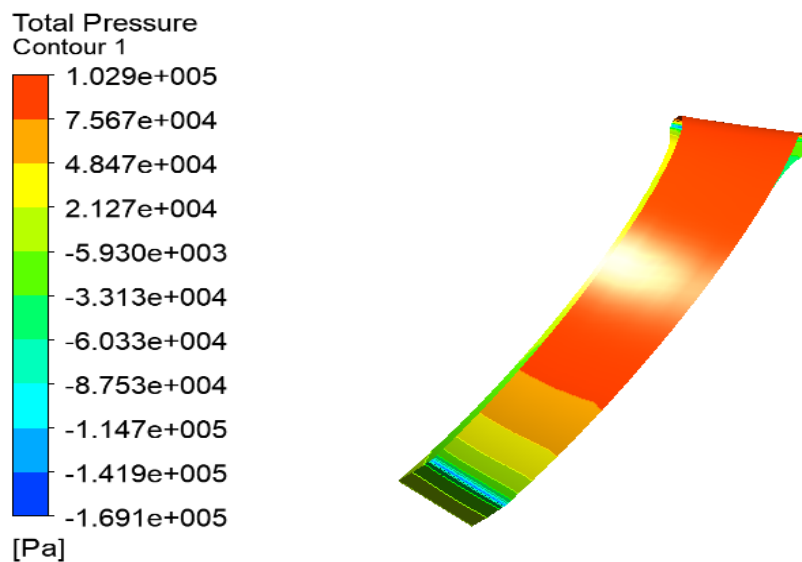


Figure IV.9 : Répartition de la pression totale à travers la pale.

La figure (IV.9) précédente représente la pression totale à travers la pale Nous avons remarqué que la pression totale s'affaiblit de l'entrée à la sortie.

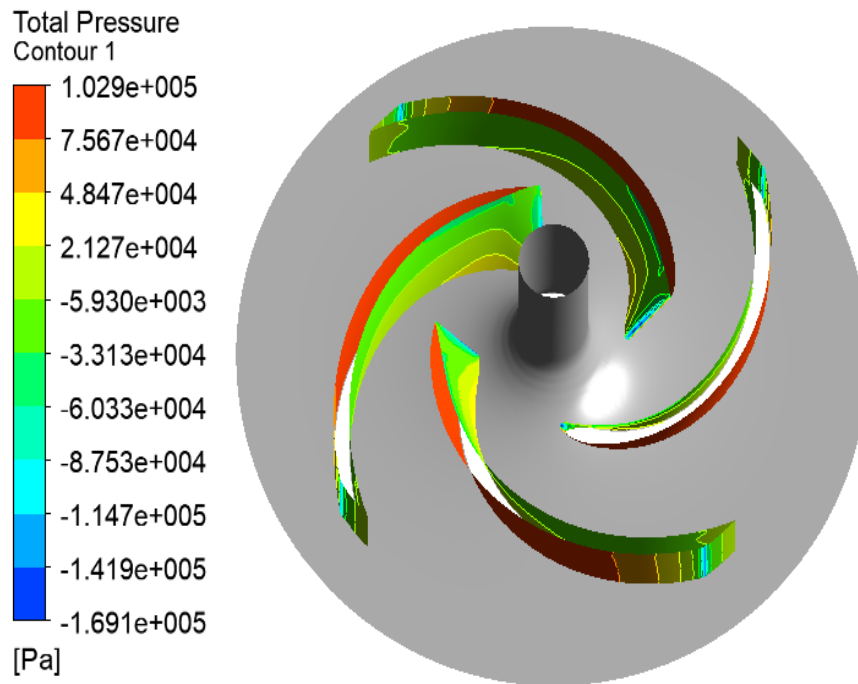


Figure IV.10 : Répartition de la pression totale à travers les pales.

La figure (IV.10) précédente représente la pression totale à travers les pales. Nous avons remarqué que la pression totale est plus élevée à l'entrée des pales et plus faible à la sortie.

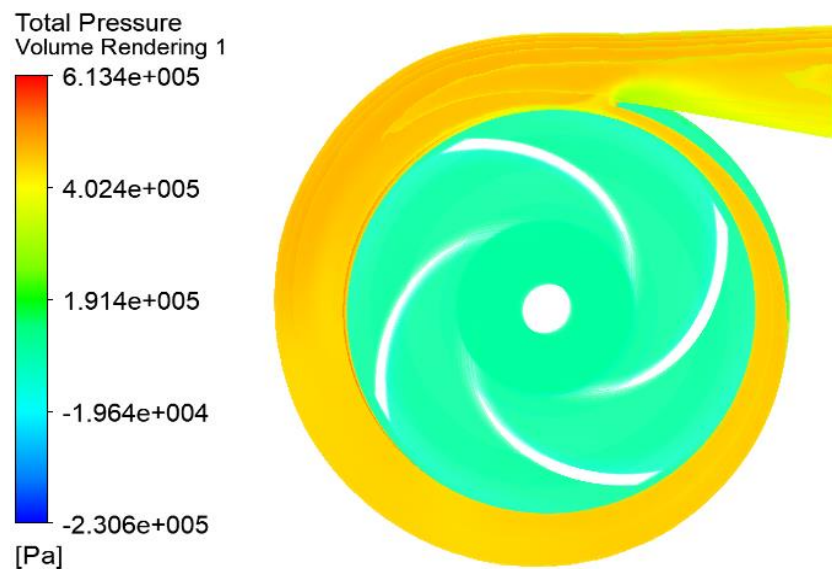


Figure IV.11 : Répartition de pression totale à travers la volute.

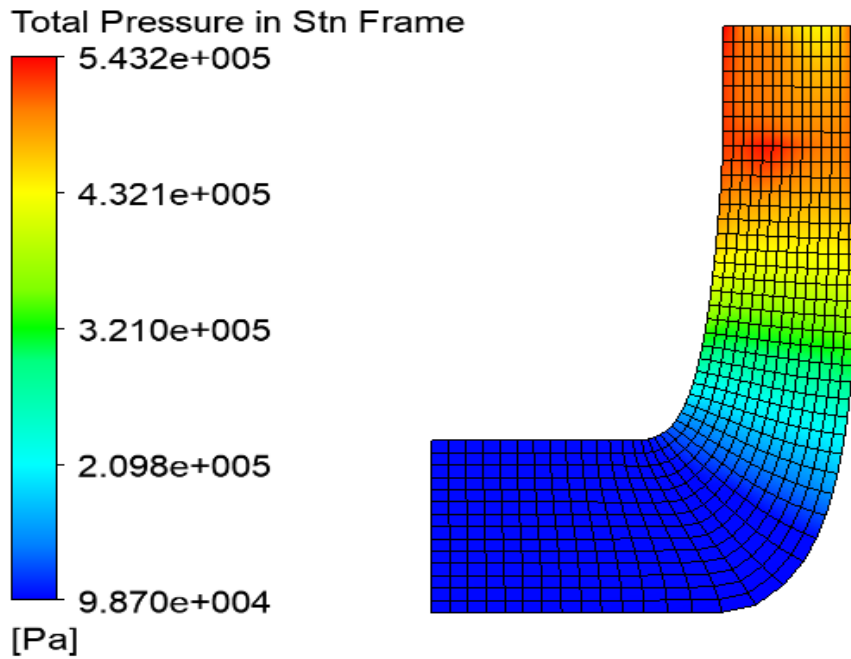


Figure IV.12 : Répartition de la pression sous la vue méridien.

La figure (IV.11) précédente représente la pression totale à travers la volute sur Nous avons remarqué que la pression totale augmente de l'entrée à la sortie.

La figure (IV.12) précédente représente les contours de la pression totale sur la vue méridien Nous avons remarqué que la pression est plus élevée à la sortie et plus au moins à l'entrée.

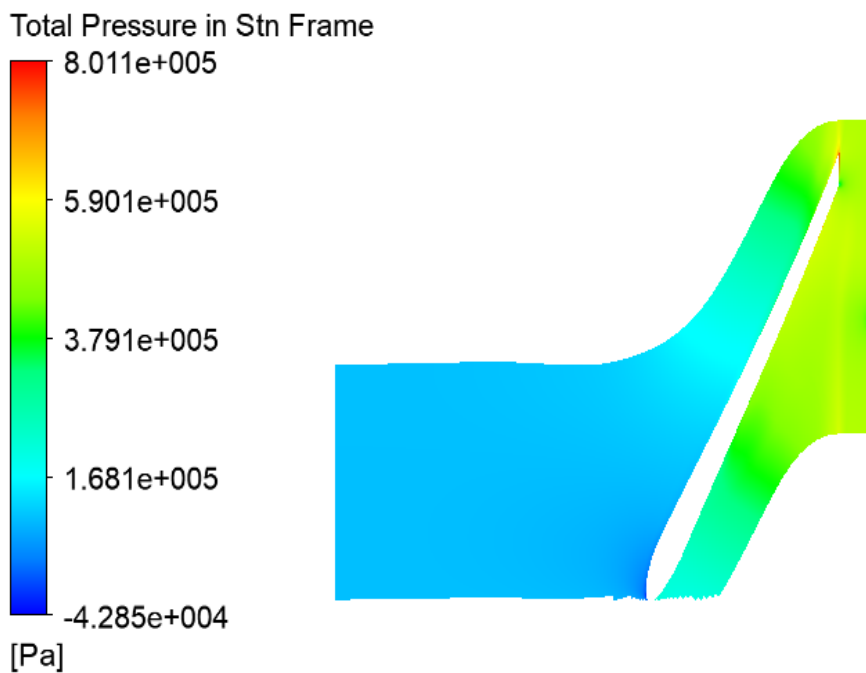


Figure IV.13 : Camps de pression sous le plan aube a aube.

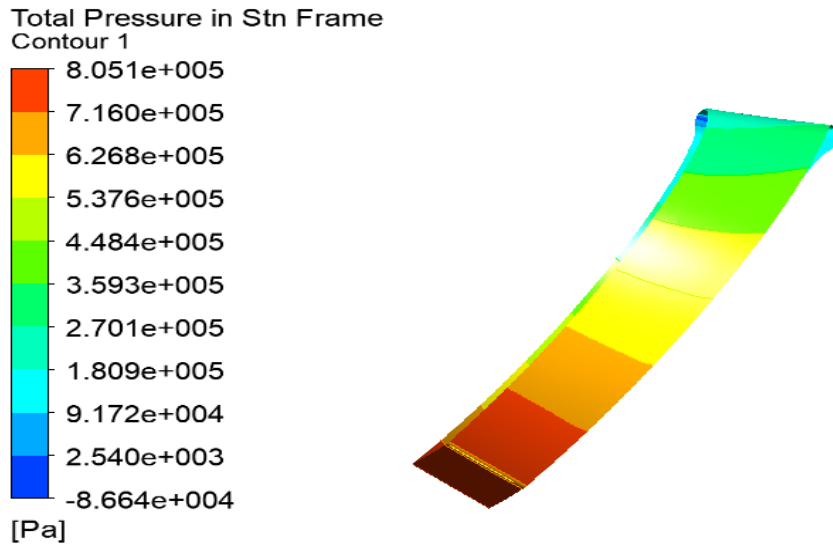


Figure IV.14 : Distribution de la pression autour de la pale.

La figure (IV.13) précédente représente les contours de la pression sur le plan aube a aube Nous avons remarqué que la pression est plus élevée à la sortie et plus au moins à l'entre

La figure (IV.14) précédente représente les contours de la pression au niveau de la pale Nous avons remarqué que la pression est plus élevée à la sortie et plus faible à l'entrée.

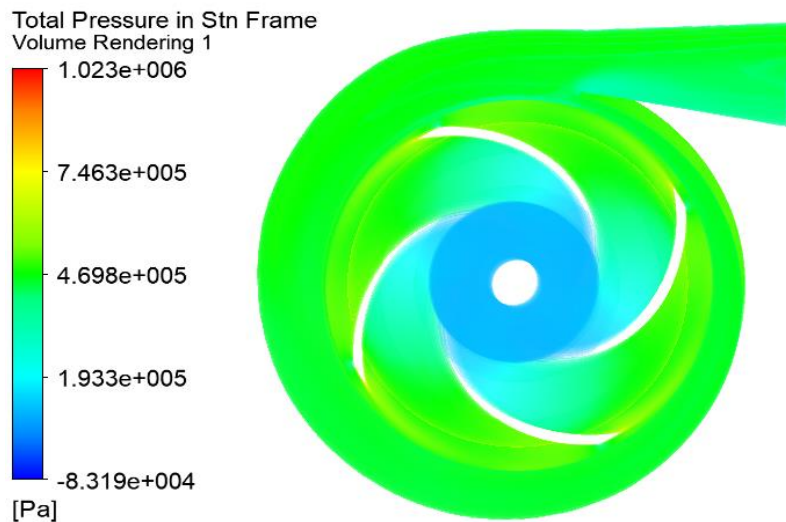


Figure IV.15 : Répartition de la pression à travers la volute.

Remarque 12 :

La figure (IV.15) précédente représente la pression. Nous avons remarqué que la pression augmente de l'entrée à la sortie.

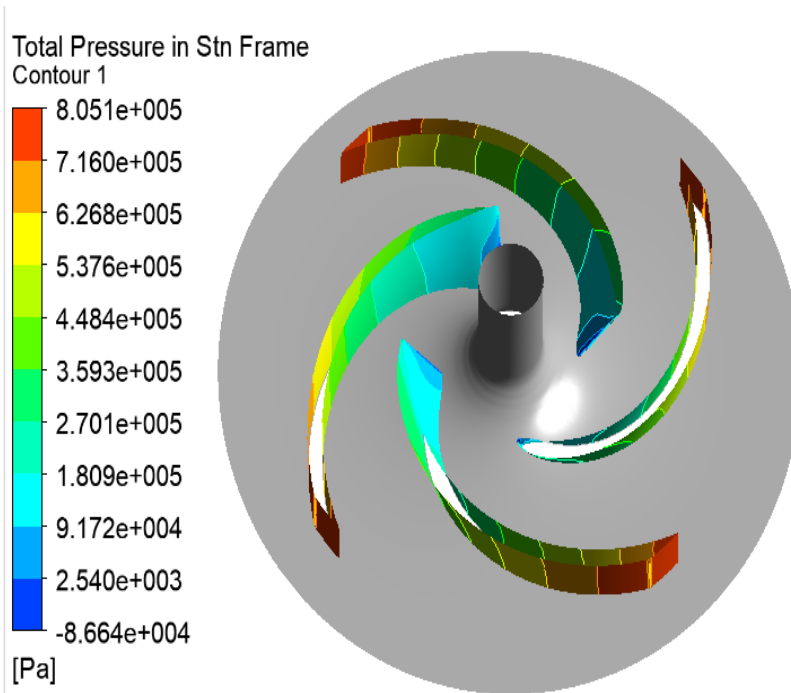


Figure IV.16 : Répartition de la pression à travers les pales.

La figure (IV.16) précédente représente les contours de la pression. Nous avons remarqué que la pression est plus élevée à la sortie des pales et plus au moins qu'à l'entrée.

IV.2.4. La répartition de la turbulence:

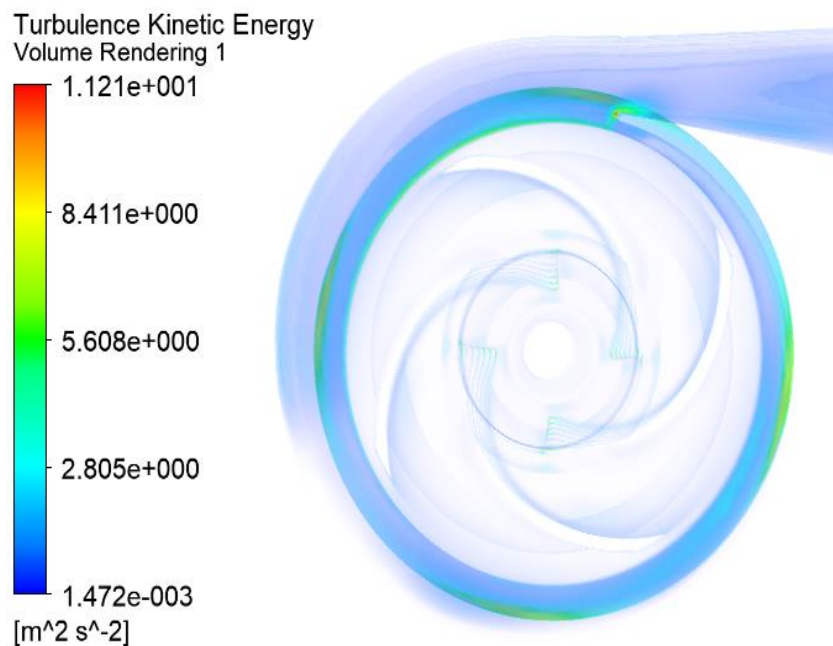


Figure IV.17 : Répartition de la turbulence à travers la volute.

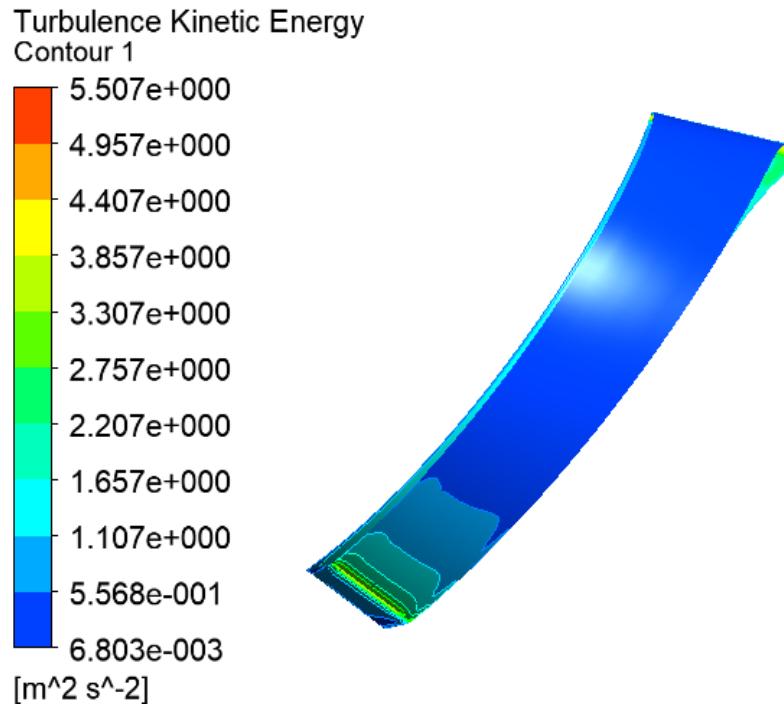


Figure IV.18 : Répartition de la turbulence à travers la pale.

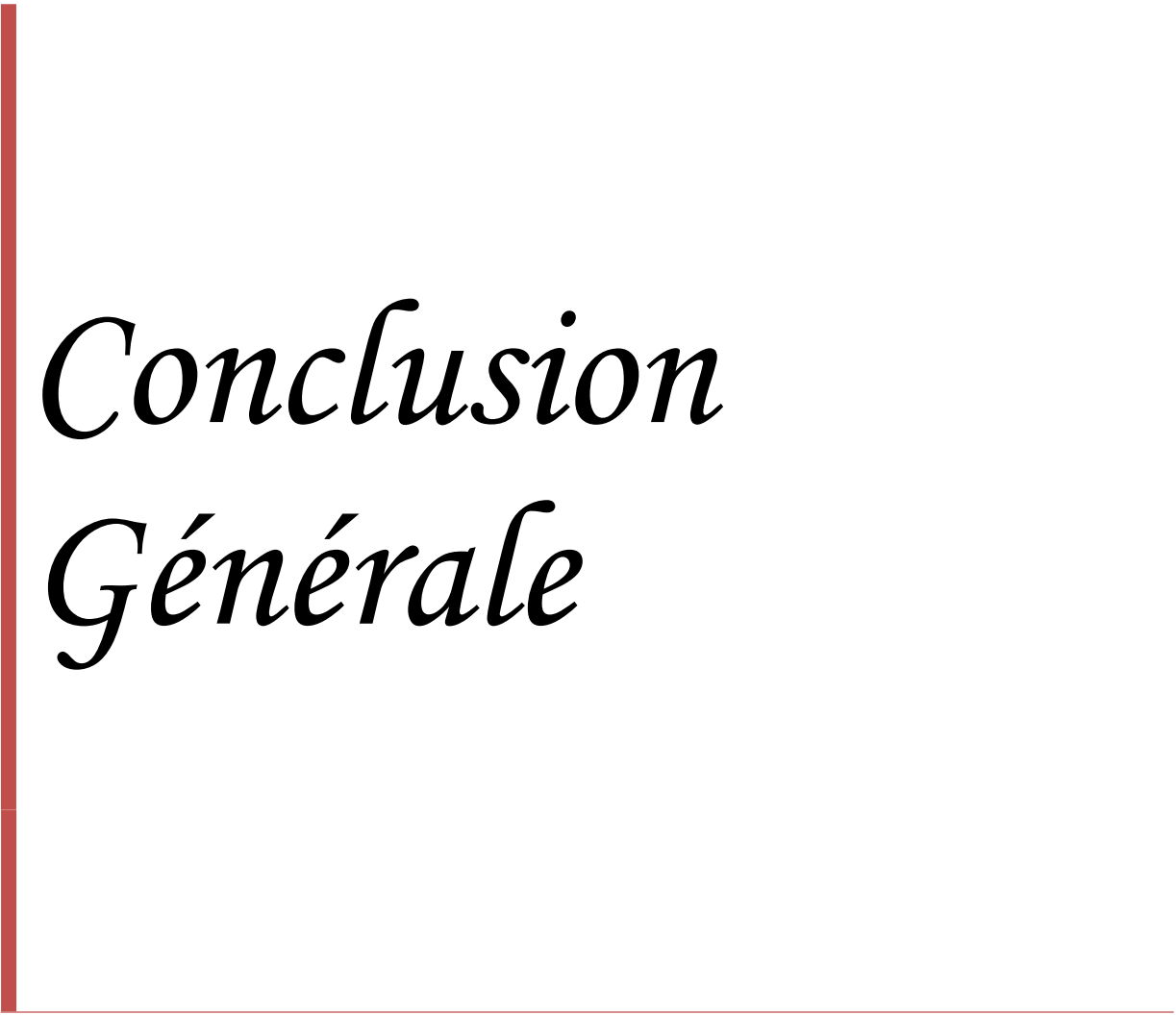
La figure (IV.17) Répartition de la turbulence à travers la volute. Nous avons remarqué que la turbulence augmente de l'entrée à la sortie de la volute.

La figure (IV.18) Répartition de la turbulence à travers la pale Nous avons remarqué que la turbulence augmente de l'entre à la sortie de la pale.

IV.3 Conclusion :

Après avoir fait exposer la procédure de la conception du notre modèle géométrique de la pompe, nous vous avons choisi quelques figures qui reflètent les distributions des champs des vitesses, des pressions et turbulence dans différentes localisations de la roue à aube de notre modèle géométrique.

Notre objectif a été l'étude de l'écoulement à travers les aubes d'une pompe centrifuge <<SCAMI N 200>>. L'outil de simulation numérique (CFD) à été notre moyen pour la compréhension des différents phénomènes manifestés à travers la géométrie étudiée.



*Conclusion
Générale*

Conclusion générale

Ce travail d'étude et conception, et de simulation des écoulements dans une pompe centrifuge a été dicté par le besoin principal de la compréhension des comportements des écoulements dans les turbomachines.

Notre étude a été réalisée dans le but de simuler un écoulement à l'intérieur d'une pompe centrifuge munie de quatre aubes. Cette simulation a été conçue à l'aide d'un programme nommé ANSYS 18.1, ainsi que la modélisation a été menée pour un régime turbulent de modèle (k- ϵ).

En premier lieu nous avons rédigé un bref aperçu sur les turbomachines, dans le seconde on a rassemblé en parallèle les équations qui régissent l'écoulement qui sont : l'équation de la continuité et les équations de Navier-Stokes, représente en deux régimes d'écoulement et leurs résolutions numériques.

En fin, ce projet est d'une grande importance car il donne une vision sur le choix, le dimensionnement et la conception d'une pompe (quel que soit sa nature) pour avoir le meilleur choix pour des utilisations bien précises.



*Références
Bibliographiques*

Références bibliographiques :

- [1]. BAGUIGUI Yousouf, Amélioration des performances des pompes centrifuges Connaissant les Caractéristiques Géométriques, Université Mohamed Khider – Biskra, 2017
- [2]. AMOR Abed ellatif, contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel cfx, Université Hassiba Benbouali Chleff, 2010
- [3]. AMINE BELAID, ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et productique, université Mohammed Khidher de Biskra 2017.
- [4]. AKHRAS ABDUL RAHMAN, ETUDE DE L'INTERACTION ROUE-DIFFUSEUR DANS UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de doctorat en mécanique de fluide, l'institut national des sciences appliquées de Lyon.
- [5]. Ressource électronique, notions sur les turbomachines, Choitre15,MECAH301_cours_13a-turbomachines.pdf.
- [6]. Ressource électronique, ANNEXE : Pompes centrifuge Notes de cours Mécanique des fluides, 1316772563esXgEB.pdf
- [7]. Michel PLUVIOSE, « Ingénierie des turbomachines », Ellipses Edition Marketing S.A,2003.
- [8]. Mazouzi Med Lassaad, étude de défaillance d'une pompe à eau centrifuge de type guinard hp, université kasdi merbah Ouargla, 2016.
- [9]. AMINE BELAID, ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et productique, université Mohammed Khidher de Biskra 2017.
- [10]. R.REY, F.BAKIR, MACHINES CENTRIFUHES ET HELICO-CENTRIFUGES TOME II, ARTS ET METI2RS PARISTECH, 2008, livre.

- [11]. Instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales. Connaissances-de-base-en-pompe-centrifuges_french.pdf.
- [12]. LINDA BOUALLAGA, SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DE FLUIDE DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE.
- [13]. MOULLA Nassim MOUSSAOUI Rabia, SIMULATION D'UN ECOULEMENT DIPHASIQUE GRANULAIRE PAR L'APPROCHE EULER LAGRANGE, mémoire de master en hydraulique, option hydraulique urbaine, université Abderrahmane MIRA de Bejaia.
- [14]. AKHRAS ABDUL RAHMAN, ETUDE DE L'INTERACTION ROUE-DIFFUSEUR DANS UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de doctorat en mécanique de fluide, l'institut national des sciences appliquées de Lyon.
- [15]. R.REY, F.BAKIR, MACHINES CENTRIFUGES ET HELICO-CENTRIFUGES TOME II, ARTS ET METIERS PARISTECH, 2008, livre.
- [16]. BASCAL BIGOT, "Cours : Les Pompes",
- [17]. Triangle de vitesse, et courbe caractéristique d'une pompe, Cours de troisième année licence.
- [18]. BAGUIGUI Yousouf, Amélioration des performances des pompes centrifuges Connaissant les Caractéristiques Géométriques, Université Mohamed Khider – Biskra, 2017
- [19]. Nemouchi Z, simulation numérique de l'écoulement à travers une cascade d'aubes d'une turbomachine : application au stator et/ou au rotor, université mentouri- Constantine, 2007
- [20]. Livre, Mathieu Jenny, TURBOMACHINES ENERGIES HYDRAULIQUE ET EOLIENNE, 2017
- [21]. J.Tu, G. H. Yeoh ET C. Liu, Computational fluid dynamics: a practical approach: Butterworth-Heinemann, 2012
- [22]. C. Ansys, "Version14.0," Ansys Inc, 2011.

- [23]. 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.
- [24]. GRUNDFOS, "Research and Technology of the Centrifugal Pump", livre.
- [25]. A. BENSLIMANE, "Étude d'un Écoulement de Fluide Newtonien Dans un Canal Muni de Cavités en Convection Forcée", mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2009.
- [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.

Résumé :

Le présent travail rentre dans le cadre de l'étude, simulation, et la conception d'une pompe centrifuge et consiste à développer une démarche intégrale pour le dimensionnement et l'optimisation de la machine pompe centrifuge munie d'aubages.

Le but de recherche consiste à l'analyse, à la compréhension du comportement du fluide circulant à l'intérieure de la turbomachine, on a suivi l'approche tridimensionnelle et on a présenté les distributions des champs de pression et de vitesse. Les équations de conservation sont résolues par des algorithmes génétiques inclus dans le code de calcul << CFD >> on a fait l'étude sur les contraintes de Reynolds par le modèle de transport des contraintes de cisaillement turbulentes (k-ε).

Résultats obtenus c'est de la compréhension des phénomènes associées au fonctionnement des turbomachines, mais également pour la prévision des performances.

Mots-clés : conception de pompes centrifuges, CFD, modélisation.

Abstract:

The present work is part of the study, simulation and design of a centrifugal pump and consists in developing an integral approach for the dimensioning and the optimization of optimization of the centrifugal pump machine equipped with blades.

The aim of the research is to analyze and understand the behavior of the fluid flowing inside the turbomachine, following the three-dimensional approach and presenting the distributions of the pressure and velocity fields.

The conservation equations are solved by genetic algorithms include in the calculation code << CFD >>we made the study on Reynolds stresses by the turbulent shear stress transport model (k-ε).

Results obtained are from the understanding of phenomena associated with the operation of turbomachinery, but also for the prediction of performance.

Keywords: design of centrifugal pumps, CFD, modeling.