

Université de Bouira
Akli Mohand Oulhadj



جامعة البويرة
أكلي محمد أولحاج

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique

N° d'ordre :...../Mas/2019

Série :...../GM/2019

Mémoire de Fin d'Etude Master (LMD)

Envue d'obtention d'un diplôme de Master

Filière : Génie Mécanique

OPTION : Energétique

Thème

***Simulation numérique de l'écoulement
dans une pompe centrifuge***

Réalisé par :

DEHIMI BILLAL et BADIS REDOUANE

Soutenue le :25/09/2019

Devant le jury composé de :

Président : M^{me}.BAKDIF

Rapporteur : M^r.MOUSSAOULM

M AA

Université de Bouira

Examineurs :M^r. BOURAGBIL

M^r. Mahfoud .B



REMERCIEMENT

***Je remercie tout d'abord Allah
qui m'a donné la force Pour terminer ce modeste travail.***

***Je remercié vivement Monsieur : **Mhammed Moussaoui** pour
son encadrement et ses aides précieuses.***

***Je remercie aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur
d'accepter le jugement de notre travail.***

***Je remercier tous les enseignants du département Génie
Mécanique qui ont assuré notre formation, ainsi que tout le
corps administratif pour leur disponibilité.***

***Enfin je remercie tous ceux qui ont contribués de près ou de loin
à l'élaboration de ce modeste travail, et qu'ils trouvent ici
l'expression de nos profondes gratitudes et respects.***

DEDICACE

Je dédie ce mémoire :

Aux deux êtres les plus chers

Mon père et ma mère,

Qui ont tout fait pour que je réussisse dans ma vie.

A mes frères.

A tous mes amis Spécialement

Ahmed BENZITOUNE et Redouane KIHAL.



BADIS REDOUANE

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage,

Vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long

parcours. Veuillez trouver dans ce travail une grande

reconnaissance

pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes

vos prières et vos efforts.

À mes chers frères.

À tous ma famille.

À tous mes enseignants, et surtout mon encadreur.

À tous mes amis. Et à tous mes collègues

DEHIMI BILLAL

Nomenclature Symboles

symbole	Définition	Unité
D	Diamètres	[m]
G	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H	Hauteur manomètre	[m]
K	Énergie cinétique turbulente	[j/kg]
P	Pression	[bar]
P_a	puissance mécanique absorbée	[W]
p_h	puissance hydraulique	[W]
q_v	Débit volumique	[m ³ /s]
q_m	Débit massique	[kg/s]
R	Rayon	[m]
T	Temps	[s]
U	Vitesse d'entraînement	[m/s]
V	Vitesse absolue	[m/s]
w	Vitesse relative	[m/s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[W/kg]
Γ	coefficient de diffusion	
∅	Grandeur quelconque	
η	Rendement	[%]

Nomenclature Symboles

α	Angle de la vitesse absolue	[°]
β	Angle de la vitesse relative	[°]
Δ	Variation	
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
$\sigma_k - \sigma_\varepsilon$	Constante du modèle k- ε	
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
μ_{eff}	Viscosité effective	[Pa.s]
δ_{ij}	Symbole de Kronecker	
μ_t	La viscosité turbulente	[kg/m.s]
ω	Rapport de dissipation spécifique	[1/s]

Liste des figures

Chapitre I : généralité sur les pompe

Figure I.1. Illustration d'une roue à godets chinoise.	4
Figure I.2 : Illustration de la roue à eau JACOB LEUPOLD	5
Figure I.3. Pompe D'ARCHIMEDE	6
Figure I.4. Classification des turbomachines.	6
Figure I. 5. Roue de machine radiale	7
Figure I.6. Roue de machine axiale	7
Figure I.7. Roue de machine hélicoïdale	7
Figure I.8. définition du transfert d'énergie.	8
Figure I.9. Calcification des pompes.	9
Figure I- 10: Pompes à membranes	11
Figure I.11. Pompes à piston	11
Figure I.12. Fonctionnement pompes volumétriques rotatives	12
Figure I.13. Pompes à palettes	13
Figure. I.14. Pompes à engrenages	13
Figure I.15. Pompes à lobes	14
Figure I.16. Pompes à vis	14
Figure I.17. Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale	15
Figure I.18. caractéristique $\eta(Q)$ d'une pompe centrifuge	17
Figure I.19. caractéristique $H(Q)$ d'une pompe centrifuge	17
Figure I.20. Diagramme des vitesses pour une roue d'une pompe centrifuge	18
Figure I.21. Triangle de vitesse	18

Liste des figures

Chapitre II: formulation mathématique

Figure II.1 Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie d'une roue centrifuge	23
---	----

Chapitre III: méthodes numérique

Figure III.1. Procédures de simulation sous Workbench	30
Figure III.2. Schéma du maillage	32
Figure III.3. volume de contrôle bidimensionnel	33
Figure III.4. Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle	34

Chapitre IV: Résultats et discussions

Figure. 1. L'organigramme d'étapes de travail.	37
Figure IV. 2. Plan méridien (BladeGen).	39
Figure IV. 3. Géométrie 3D (BladeGen).	39
Figure IV. 4. Notre modèle géométrique de la roue à aubes..	40
Figure IV. 5. Maillage, fait sous TurboGrid	41
Figure IV. 6 .l'aube de la roue	41
Figure IV. 7. Entrée et sortie de la roue	42
Figure IV.8. Carter et moyeu de la roue.	43
Figure IV. 9. Partie gauche et droite	43
Figure IV. 10. La condition à l'entrée	44
Figure IV.11. La condition à la sortie.	44
Figure IV.12. Le domaine informatique inséré dans TurboGrid.	45

Liste des figures

Figure IV. 13. Conditions de parois retenues pour chaque calcul.	45
Figure IV. 14. Contour de pression tout le long de l'aube pris à 20% de hauteur.	46
Figure IV. 15. Contour de pression tout le long de l'aube pris à 50% de hauteur.	47
Figure IV. 16. Contour de pression tout le long de l'aube pris à 80% de hauteur.	47
Figure IV. 17. Variation de pression totale et statique le long de l'aubage	49
Figure IV. 18. Contour de vitesse en trois dimensions.	50
Figure IV.19. Champs de vitesse relative sous relative au bord fuite	50
Figure IV. 20. Champs de vitesse le plan aube à aube	50
Figure IV. 21. Champ de vitesse relative au bord d'attaque	51
Figure IV.22. Champ de vitesse relative sous le plan méridien.	51
Figure IV.23. Champ de pression total sous le plan aube à aube.	52
Figure IV. 24. Champ de pression total sous le plan méridien.	52
Figure IV. 25. Champ de pression totale au bord d'attaque de la pale.	52
Figure IV. 26. Champ de pression totale bord de fuite de la pale.	52
Figure IV. 27. Champ de pression statique prévue dans le plan aube à aube.	53
Figure IV. 28. Champs des vitesses absolues à 50° de hauteur de l'aube.	53

Liste des tableaux

Tableau .II.1.Constantes du modèle k- ϵ standard	26
Tableau IV. 1.Paramètres pour la conception préliminaire des aubes	38
Tableau IV. 2 les paramètres d'entrée	38
Tableau IV. 3 les paramètres de sortie	39
Tableau IV. 4 les données de maillage	43
Tableau IV. 5 Les conditions physiques de fonctionnement	43
Tableau IV. 6 Les conditions aux limites	44
Tableau IV. 7Récapitulatif des données	48

Tables des matières	i
Nomenclature	ii
Liste des figures	iii
Liste des tableaux	iv

Résumé	
Introduction générale	01

Chapitre I: Généralités sur les pompes

I.1. INTRODUCTION	3
I.2. Historique	3
I.3. Généralité sur les turbomachines	6
I.3.1. Définition	6
I.3.2. Classification des turbomachines	6
I.3.2.1. Suivant la forme du rotor:	7
a) Machines radiales (centrifuges)	7
b) Machines axiales:	7
c) Machines hélicoïdes :	7
I.3.2.2. Suivant la nature du fluide :	8
I.3.2.3. Suivant le sens du transfert d'énergie:	8
a) Machine motrice	8
b) Machine génératrice:	8
I.4. Les pompes	9
I.4.1. Définition	9
I.4.2. Classification	9
I.5. Les pompes volumétriques	10
I.5.1. Pompes volumétriques alternatives	10
I.5.1.1. Pompes à membranes	10
I.5.1.2. Pompes à piston	11
I.5.2. Pompes volumétriques rotatives	12
I.5.2.1. Pompes à palettes	12

I.5.2.2. Pompes à engrenages.....	13
I.5.2.3. Pompes à lobes	13
I.5.2.4. Pompes à vis	14
I.5. Les turbopompes.....	14
I.6.1. Classification les turbopompes :	15
I.6.1.1. Selon la trajectoire du fluide :.....	15
I.7. Les pompes centrifuges.....	16
I.7.1.Définition	16
I.7.2.Classification	16
a) suivant le nombre de roues :	16
b) la disposition de l'axe de l'arbre.....	16
I.7.3.Domaines d'utilisations.	16
I.7.4.Caractéristiques d'une pompe centrifuge	16
I.7.5 .Diagramme des vitesses dans une pompe centrifuge	18
I.8. Conclusion	19

Chapitre II : Formulations Mathématiques

II.1. Introduction.....	20
II.2. Equations générales de base	20
II.2.1. Equation de continuité et équation dynamique (Navier-Stokes).....	20
a. Continuité	20
b. Équations de conservation de la quantité de mouvement.....	20
c. Conservation d'énergie	21
II.3.Les hypothèses simplificatrices	21
II.4. Equations gouvernantes.....	22
II.4.1. Continuité	22
II.4.2. Quantité de mouvement.....	22
Suivant z :	22
II.5. Equations particulières pour les turbomachines	22
II.6. Equation d'Euler pour les turbomachines	23

II.7. Les nombres adimensionnels.....	24
II.7.1. Nombre de Reynolds	24
II.7.2. Nombre de Prandtl.....	24
II.7.3. Nombre d'Euler	24
II.7.4. Nombre de Mach	25
II.8. Définition de la turbulence	25
II.8.1. Modèles de turbulence.....	25
II.8.1.1. Modèle $k-\epsilon$ standard.....	26
II.8.1.2. Modèle RNG $k - \epsilon$	27
II.8.1.3. Modèle $k-\omega$ standard.....	27
II.8.1.4. Modèle $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport)	27
II.9. Conclusion :	28

Chapitre III: Modélisation Numériques

III.1. Introduction	29
III.2. Méthodes Numériques.....	29
III.2.1. Méthodes des différences finis.....	30
III.2.2. Méthodes des éléments finis	30
III.2.3 La méthode des volumes finis.....	31
III.3.Principe de la méthode des volumes finis	31
III.3.1. Maillages	31
III.3.2 .Rappel sur la méthode des volumes finis.....	32
III.4. La discrétisation	33
III.5.Conclusion.....	36

Chapitre IV: Résultats et discussion

IV.1. Introduction	37
IV.2. Étapes de la conception.....	37
VI.2.1.Première étape en utilisant.....	38
VI.2.2 Deuxième étape en utilisant BladeGen.....	39

VI.2.3.Troisième étape (Maillage).....	40
VI.2.4. Quatrième étape en utilisant ANSYS CFX	43
VI.2.4.1. CFX-pre	43
VI.2.4.1.A. les conditions de fonctionnement	43
VI.2.4.1.B : les conditions aux limites.....	44
VI.2.4.2. CFX-solver.....	46
VI.2.4.3. CFX- post.....	46
IV .3.Conclusion :	54
Conclusion Générale.....	55

Introduction générale

Introduction générale

Le principe de la pompe est apparu dès que l'homme a su construire un habitat artificiel pour se protéger des éléments naturels. Le besoin en eau nécessaire à sa survie l'obligea à trouver un système de transport de cette eau, du puits ou de la rivière à son habitat. Il utilisa simplement l'énergie développée par ses muscles pour transporter l'eau à l'aide de récipient naturel ou artificiel, plus la contenance et la distance étaient grande plus l'énergie dépensée était importante.

Les Grecs et les Romains furent les premiers à utiliser des systèmes rotatifs pour véhiculer l'eau. Tous ces systèmes étaient utilisés pour relever l'eau dans des aqueducs alimentant les villes et les bains. Ils furent aussi parmi les premiers à poser les bases de l'hydraulique.

Les pompes répondent toutes au même besoin, déplacer un liquide d'un point à un autre. Pour déplacer ce liquide il faut lui communiquer de l'énergie. Les pompes remplissent cette fonction. Le moteur qui alimente les pompes transforme de l'énergie thermique ou électrique en énergie mécanique pour permettre le mouvement des organes des pompes. Cette énergie mécanique est retransmise au fluide et se traduit sous forme de débit (énergie cinétique) et de pression (énergie potentielle). Ces deux énergies vont s'échanger et se consommer dans les circuits de l'installation.

Les turbomachines, sous leurs diverses formes (pompes, ventilateurs, compresseurs, turbines, machines volumétriques diverses, ...), sont amplement utilisées dans de nombreux secteurs industriels : Aéronautique, Espace, Automobile, Energie, Chimie, ... Ces dernières années, l'utilisation conjointe des méthodes d'investigation expérimentales et numériques a permis d'améliorer leurs performances et leur fiabilité. L'objectif du travail présenté dans ce mémoire est d'optimiser les performances (la hauteur, la puissance et le rendement) d'une pompe centrifuge. Pour cela, nous avons choisi la simulation numérique comme moyen d'investigation du phénomène avec des hypothèses qui seront automatiquement prises en considération au sein du code CFX concernant les propriétés physiques du fluide et la nature de l'écoulement (tridimensionnel, turbulent, etc.). La simulation numérique en mécanique des fluides (on parlera de CFD – ComputationalFluid Dynamics - par la suite) fait désormais aujourd'hui partie intégrante de la recherche et de l'industrie. Apparue au cours des dernières

constitue un outil supplémentaire presque incontournable pour les ingénieurs et chercheurs, aux côtés de l'expérimentation et de la théorie.

Ce mémoire s'articule en effet autour de quatre chapitres :

- Le premier chapitre contient une généralité sur les turbomachines et les pompes centrifuges, leur principe de fonctionnement, et la théorie des pompes centrifuges.
- Dans le deuxième chapitre, on s'intéresse à présenter une description des méthodes et des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides, les équations de Navier-Stokes en accord avec les fermetures qui accompagnent les modèles de turbulence.
- Le troisième chapitre est consacré aux méthodes numériques où nous présentons la méthode des volumes finis utilisée pour la résolution des équations de turbomachine (Equations de Navier Stokes et équation de continuité...) .
- puis, - Dans le dernier chapitre, les résultats de la simulation numérique du domaine physique de la roue à aubes de pompe centrifuge. seront présentés. Enfin nous analyserons les différents champs de vitesses et de pressions développés dans la pompe.
- Finalement on termine notre travail avec une conclusion générale et perspectives.

Chapitre I

Généralités sur les pompes

I.1. INTRODUCTION

Le mot « turbomachine » est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Un premier classement naturel des turbomachines est fait à partir de la nature du fluide utilisé. Selon ce critère elles peuvent appartenir à deux groupes : Les machines à fluides incompressibles telles que les pompes, les ventilateurs. Les machines à fluides compressibles, dont les compresseurs. Les pompes sont classées, selon leur principe de fonctionnement, en deux groupes : Les pompes volumétriques qui transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieur d'une ou plusieurs cavités. Les pompes rotodynamiques dans lesquelles a lieu un échange de quantité de mouvement entre le fluide et les aubages de la machine.

I.2. Historique

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux. Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers

l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue. Les hommes ou les animaux utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Égypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC. L'illustration suivante est une reconstitution d'une roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau lorsqu'ils atteignent le sommet.

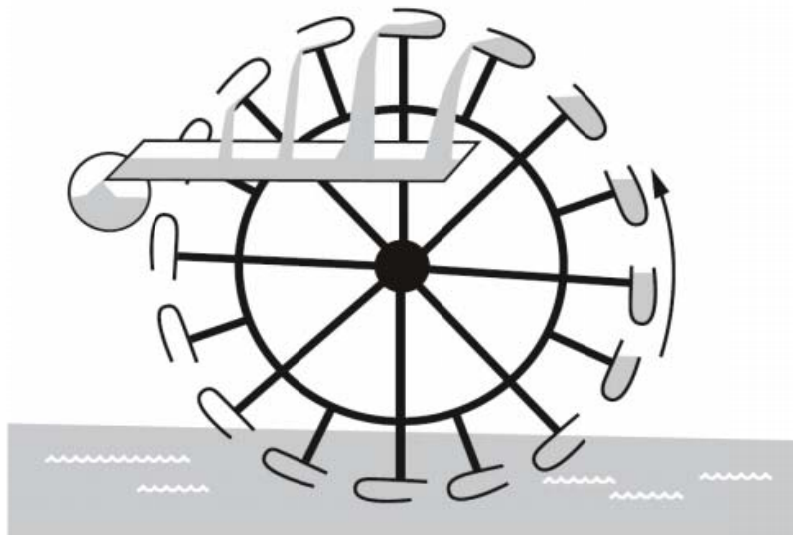


Figure I.1. Illustration d'une roue à godets chinoise.

Une amélioration ingénieuse de ce concept a été élaborée en 1724 par JACOB LEUPOLD (1674-1727), qui inséra des tuyaux courbés dans une roue. La rotation de la roue forçait l'eau à être soulevée au niveau de l'axe central de la roue. Le flux d'eau dans une rivière sert également d'entraînement pour cette installation de levage. Une caractéristique particulièrement remarquable de cette conception est la forme des tuyaux courbés. Elle est semblable à la forme des pompes centrifuges actuelles.

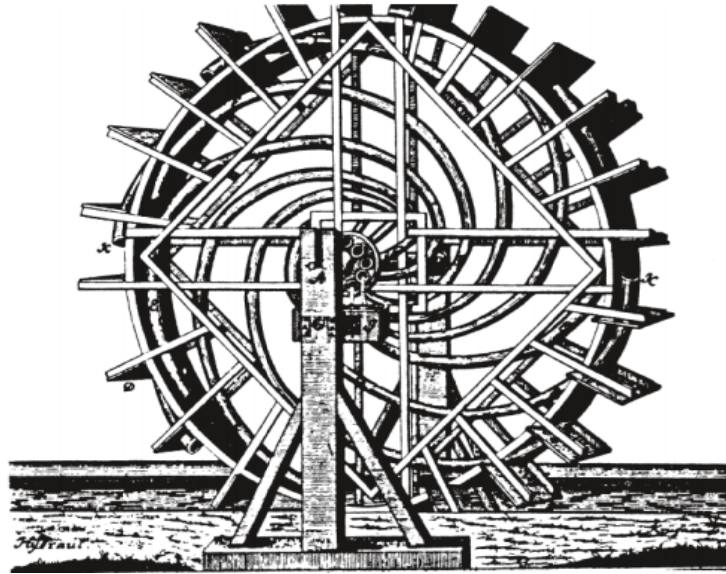


Figure I.2 : Illustration de la roue à eau JACOB LEUPOLD

ARCHIMEDE (287-212 avant JC), le plus grand mathématicien et scientifique des temps anciens, a décrit la vis qui sera appelée ultérieurement par son nom en 250 avant JC. Elle soulevait de l'eau en faisant tourner une spirale/vis sans fin dans un tuyau. Cependant, une partie de l'eau retombait toujours, car on ne connaissait pas encore de joint d'étanchéité efficace. Par conséquent, une relation était observée entre l'inclinaison de la vis et le débit.

Lors de l'utilisation, on peut choisir entre un débit plus important ou une hauteur de refoulement plus élevée. Plus l'inclinaison de la vis est raide, plus la hauteur de refoulement est élevée lorsque le débit diminue. Ici également, le fonctionnement est comparable à celui des pompes centrifuges actuelles. La courbe de pompe, qui était évidemment un concept inconnu à cette époque, indique la même relation entre la hauteur de refoulement et le débit

Les informations rassemblées à partir de diverses sources historiques ont révélé que ces pompes à vis étaient actionnées à une inclinaison comprise entre 37° et 45°. Elles produisaient des hauteurs de refoulement comprises entre 2m et 6m et des débits maximums d'environ 10 m³/h.

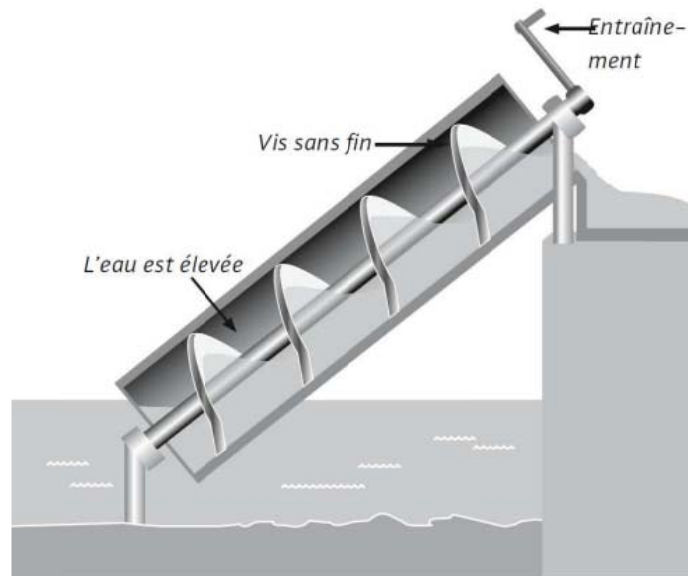


Figure I.3. Pompe D'ARCHIMEDE

I.3. Généralité sur les turbomachines

I.3.1. Définition

Les turbomachines sont des appareils qui servent de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique et réciproquement, à l'aide d'un mouvement de rotation continu. [1]

I.3.2. Classification des turbomachines

Il existe de nombreuses manières différentes de classer les turbomachines :

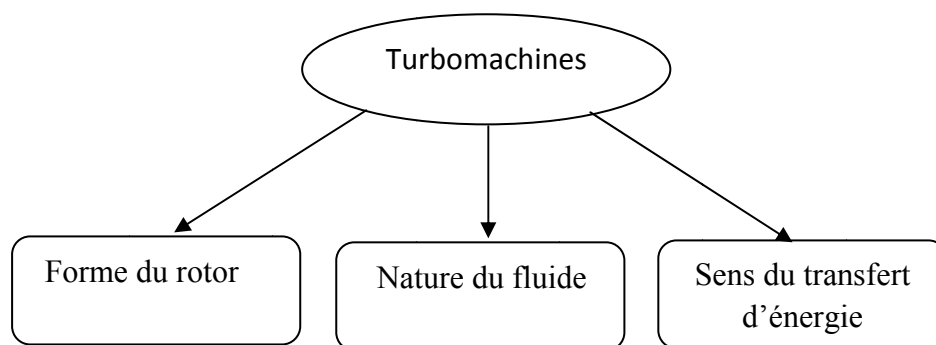


Figure I.4. Classification des turbomachines.

I.3.2.1. Suivant la forme du rotor: On distingue principalement trois grands types de machines suivant la manière dont la particule fluide traverse le rotor de la machine :

- a) **Machines radiales (centrifuges)** :L'écoulement s'effectue dans un plan perpendiculaire l'axeRotation.

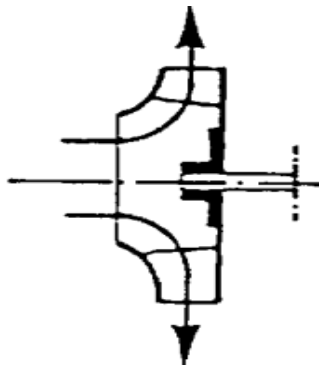


Figure I.5. Roue de machine radiale.[1]

- b) **Machines axiales:**L'écoulement s'effectue dans un plan parallèle à l'axe de rotation.

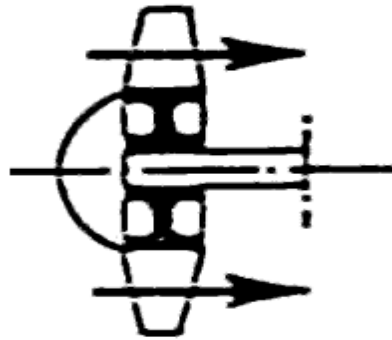


Figure I.6. Roue de machine axiale.[1]

- c) **Machines hélicoïdes** :les filets de courant sont situés sur des surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée par rapport à l'axe de rotation.

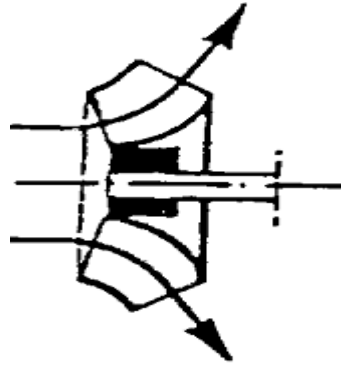


Figure I.7. Roue de machine hélicoïdale. [1]

I.3.2.2. Suivant la nature du fluide :c'est - à -dire suivant en particulier qu'il s'agit :

- a) une machine à fluide compressible.
- b) une machine à fluide incompressible.

I.3.2.3. Suivant le sens du transfert d'énergie:

Il y a deux types de machine (Machines motrices et machines génératrices).

La différentiation entre ces deux types de machines est simplement liée au sens du transfert d'énergie entre le fluide et le dispositif mécanique comme indiqué sur la (figure I.8).

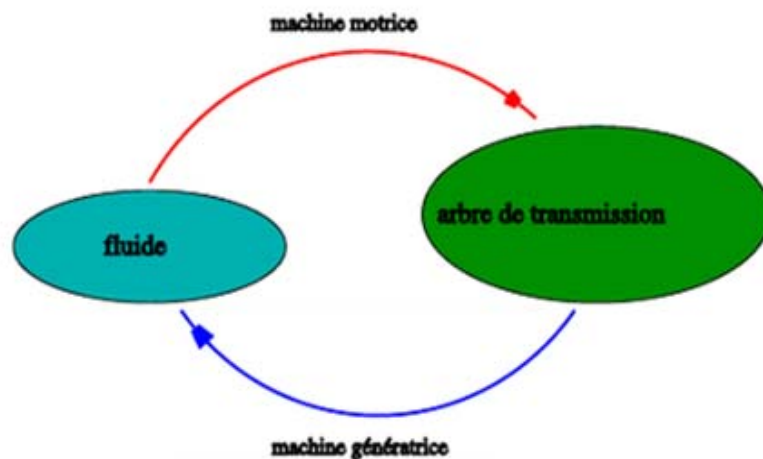


Figure I.8. Définition du transfert d'énergie.

- a) **Machine motrice** : Le fluide transmet de l'énergie sur l'arbre de transmission du dispositif mécanique (turbines).
- b) **Machine génératrice**: L'arbre de transmission fournit de l'énergie au fluide et permet son écoulement à travers la machine (compresseurs, pompes).

I.4. 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.[2]

I.4.2. Classification

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

Turbopompes.

Les pompes volumétriques.

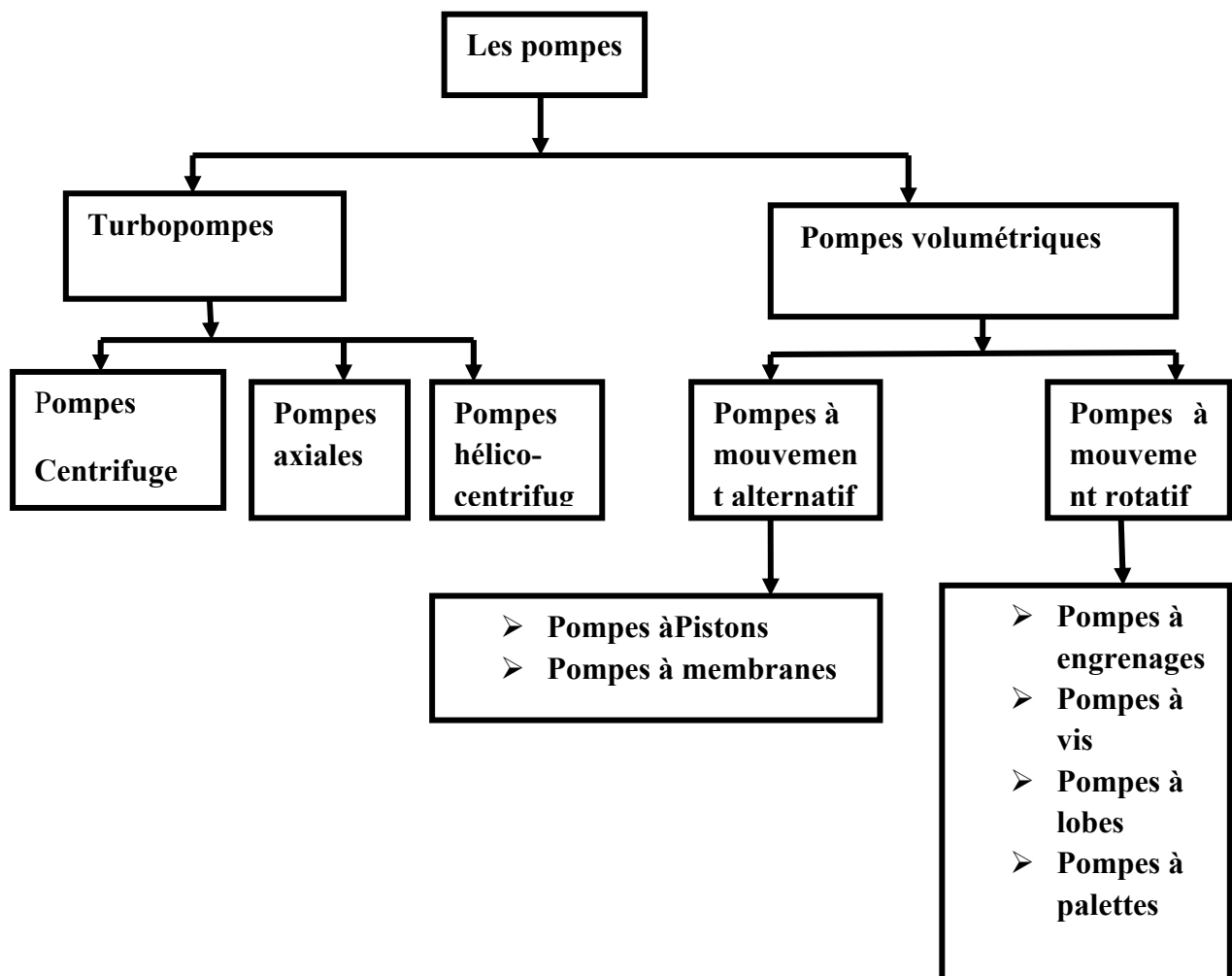


Figure I.9. Classification des pompes.

I.5. Les pompes volumétriques

Les pompes volumétriques sont constituées d'un volume hermétiquement clos (corps de pompe) à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile engendrant soit une dépression à l'aspiration, soit l'impulsion nécessaire au refoulement afin de vaincre la contre-pression régnant à l'aval de la pompe, soit enfin l'une et l'autre de ces fonctions et permettant ainsi le transfert d'un volume de liquide, de viscosité plus ou moins importante, depuis l'aspiration vers le refoulement. [2] Le fluide véhiculé étant incompressible, ces pompes sont toujours équipées d'un dispositif de sécurité d'excès de pression associé. Les pompes volumétriques caractérisées par une grande diversité d'emploi et une grande variété de réalisations technologiques. On se limitera ici, à la présentation de quelques types de ces deux grandes familles de machines tournantes :

- Les pompes volumétriques alternatives.
- Les pompes volumétriques rotatives.

I.5.1. Pompes volumétriques alternatives

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston. [2] Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes :

- le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif.
- la déformation d'une membrane.

I.5.1.1. Pompes à membranes

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Virton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative (figure I-10). Ces pompes sont utilisées sur les débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, pour des températures inférieures à 150 C^0 et des viscosités faibles [3].

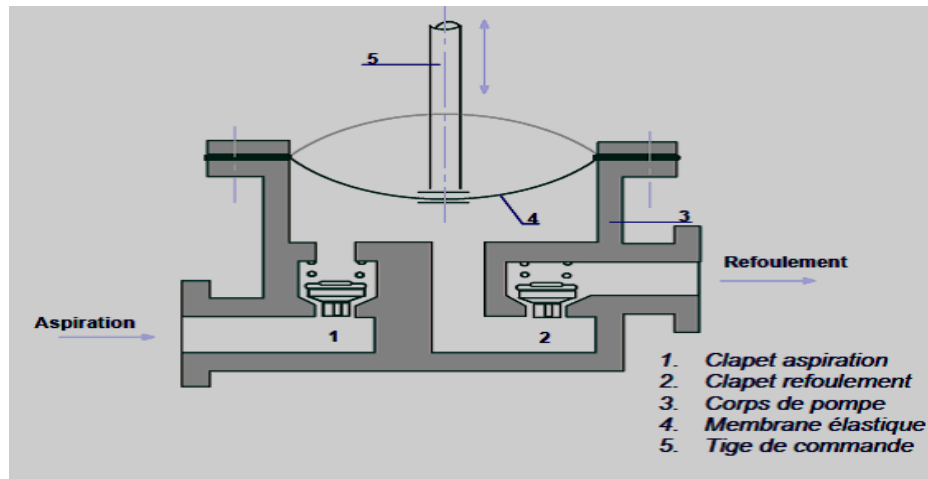


Figure I.10. Pompes à membranes [3]

I.5.1.2. Pompes à piston

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe (figure I.11). [3]. Ces pompes sont utilisées sur les moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et la pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

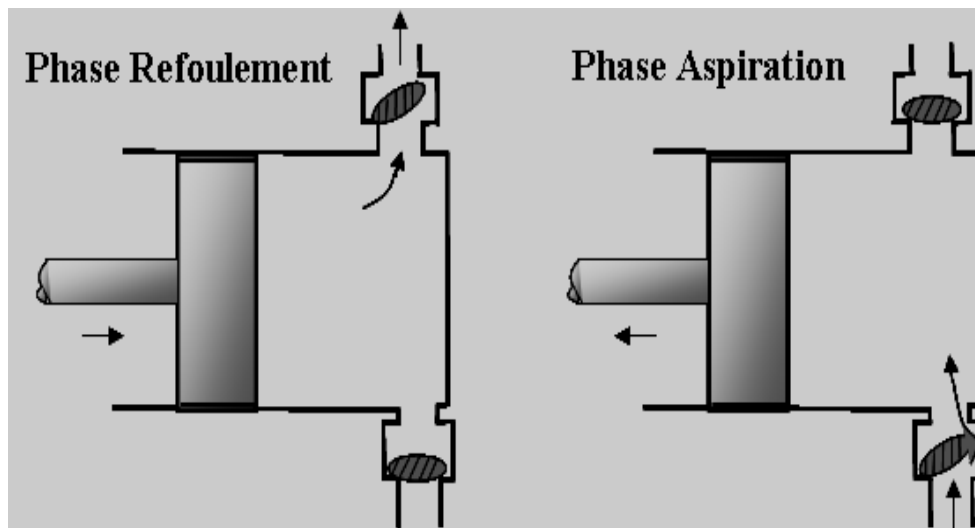


Figure I.11. Pompes à piston [3]

I.5.2. Pompes volumétriques rotatives

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement. Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages, lobes, vis,...etc. (figure I-12).

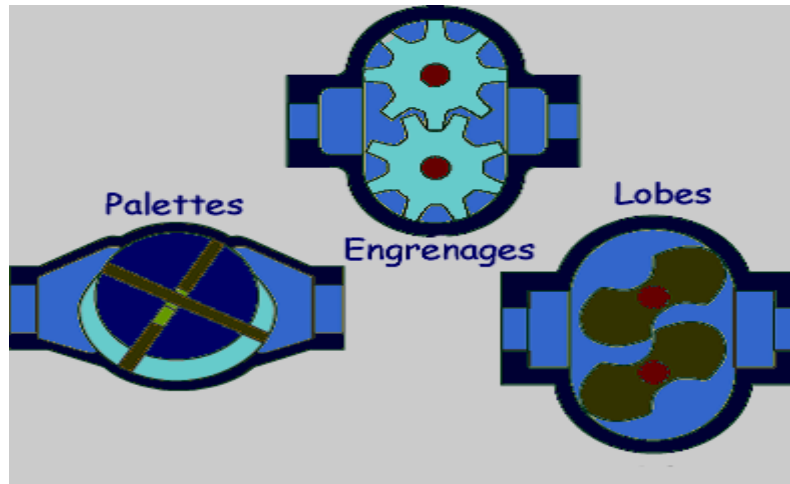


Figure I.12. Fonctionnement pompes volumétriques rotatives. [3]

I.5.2.1. Pompes à palettes

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre (figure I-13). Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux. [3]

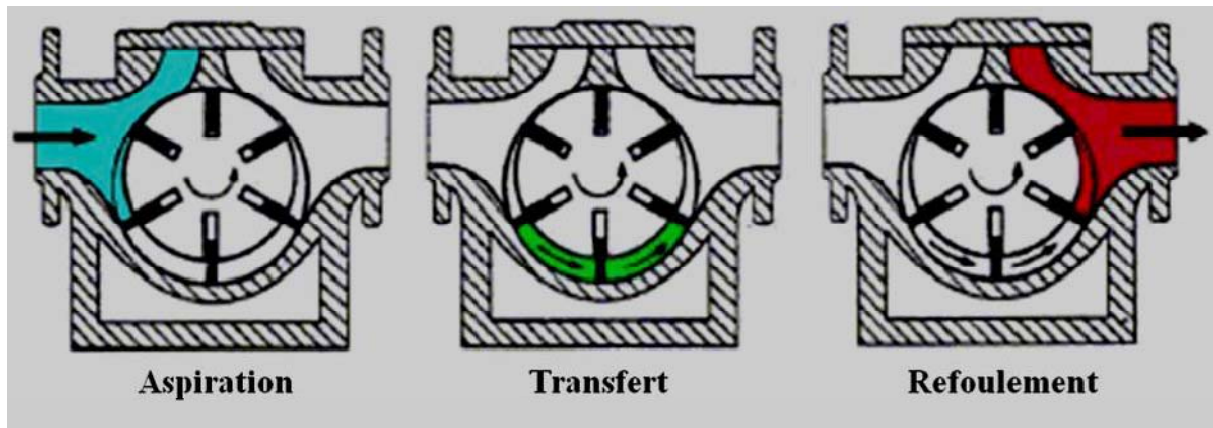


Figure I.113. Pompes à palettes. [3]

I.5.2.2. Pompes à engrenages

Dans un corps de pompe de profil approprié et portant des orifices d'aspiration et de refoulement tournent deux engrenages dont les dents entraînent le liquide entre creux de dents et corps de pompe.

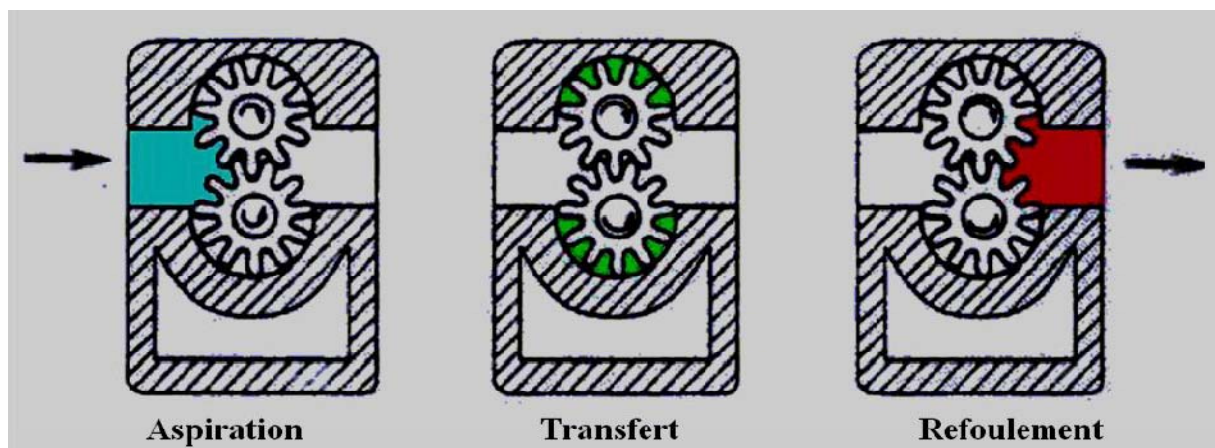


Figure. I.14. Pompes à engrenages [3]

I.5.2.3. Pompes à lobes

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage (figure I-115). Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible. Ce type de pompe se nettoie facilement, c'est pourquoi il est très utilisé dans l'industrie alimentaire. Le débit peut atteindre $400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour les plus gros modèles, [3] la pression au refoulement est de l'ordre de quelques bars et la viscosité quelques dizaines de milliers de $[\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$.

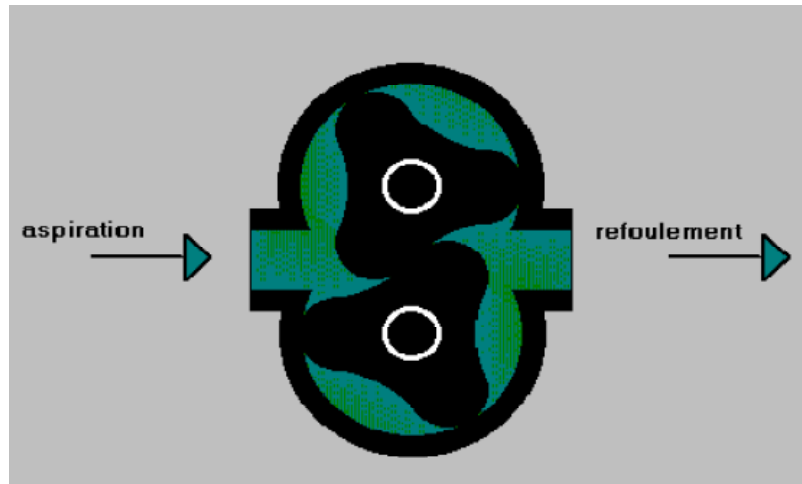


Figure I.15. Pompes à lobes.[3]

I.5.2.4. 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. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs (figure I.16). Ces pompes peuvent tourner vite de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). [3] Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides.

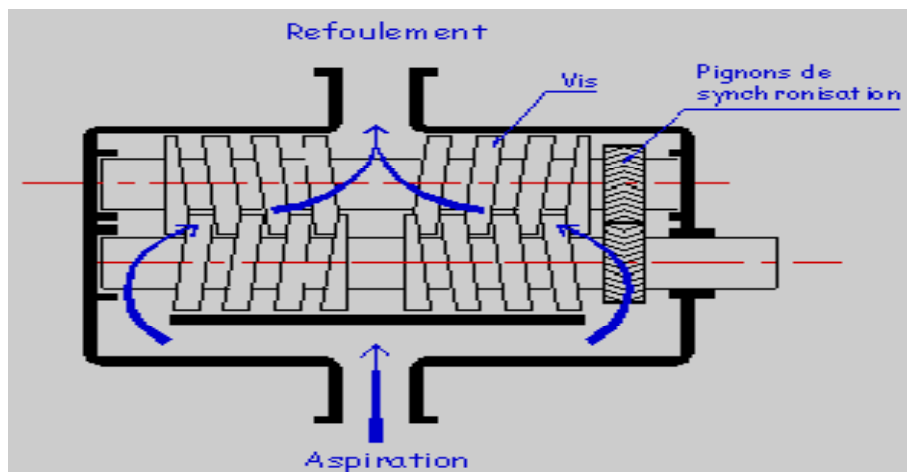


Figure I.16. Pompes à vis [3]

I.5. Les turbopompes

Les pompes hydrodynamiques sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe. Une certaine vitesse est ainsi communiquée au

fluide. [2] La différence entre les pompes centrifuge hélico-centrifuge et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide.

- **Aspiration** : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.
- **Accélération** : la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation.

Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.

- **Refoulement** : dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression. [2]

I.6.1. Classification les turbopompes : On peut citer trois classifications sont

I.6.1.1. Selon la trajectoire du fluide :

- A écoulement radial: (pompes centrifuges) (figure I.17.a).
- A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges) (figure I.17.b).
- A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices) (figure I.17.c).

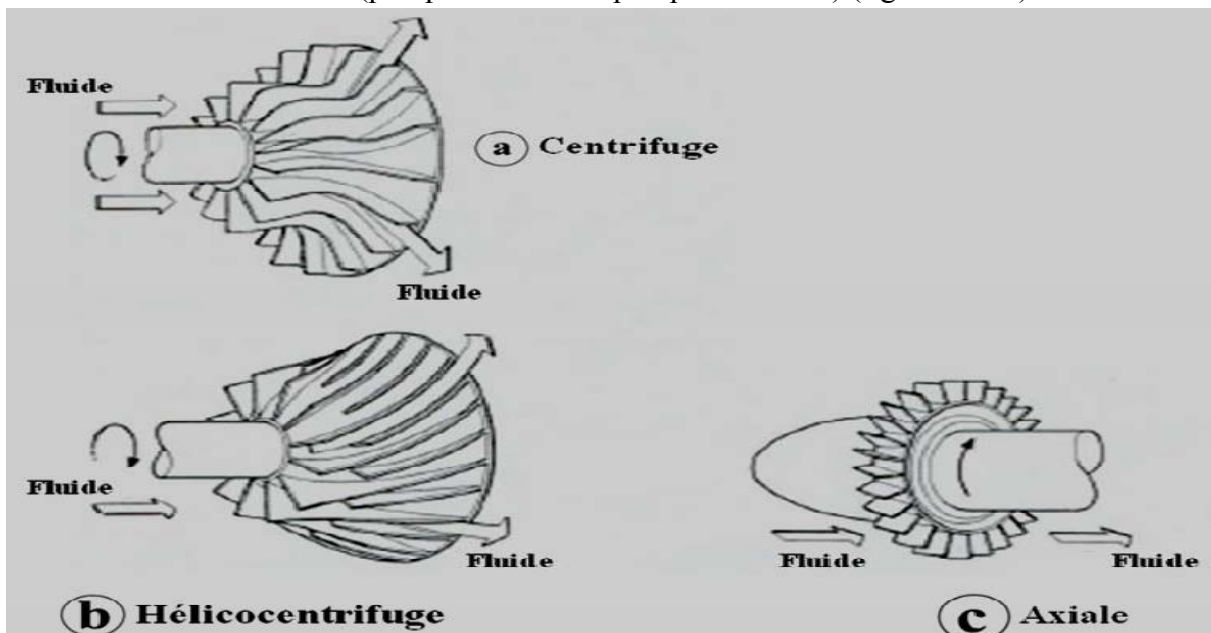


Figure I.17. Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.[3]

I.7. Les pompes centrifuges

I.7.1.Définition

la pompe centrifuge est un ensemble mécanique qui transforme le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.

I.7.2.Classification

Les pompes centrifuges se divisent en plusieurs classes fondamentales :

a) suivant le nombre de roues :On distingue les pompes à une roue, appelées également

Pompes à un étage appelées monocellulaires, et les pompes à plusieurs roues appelées multicellulaires.

b) la disposition de l'axe de l'arbre : les pompes centrifuges peuvent être construites avec un arbre d'axe horizontal ou vertical ; suivant le cas, ce sont des pompes horizontales ou verticales.

I.7.3.Domains d'utilisations.

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

- 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.7.4.Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est principalement représentée par cinq caractéristiques :

- Rendement [%].

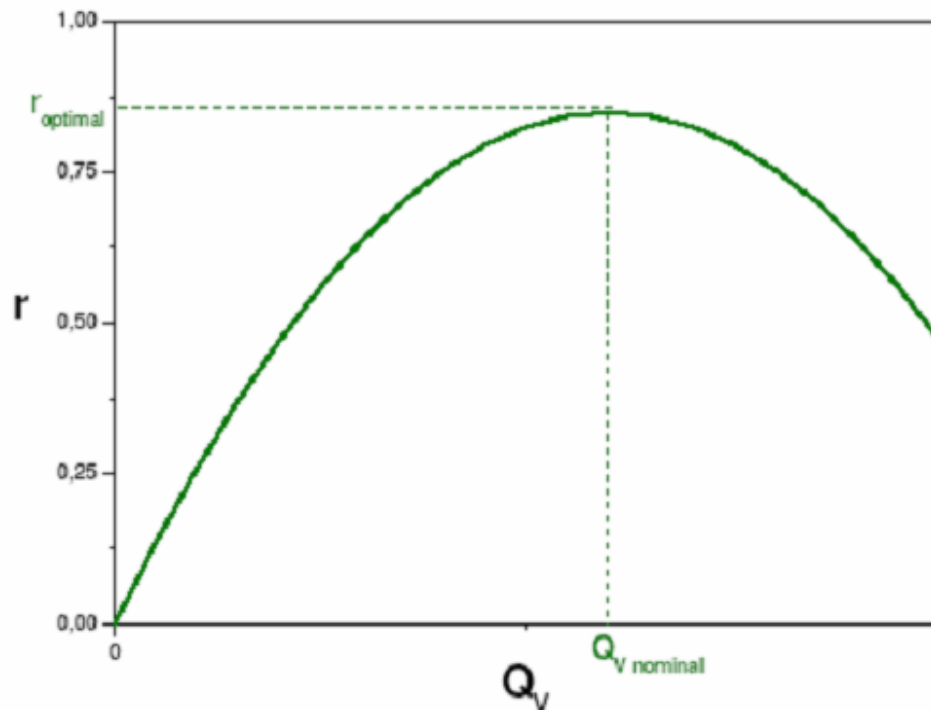


Figure I.18. caractéristique $\eta(Q)$ d'une pompe centrifuge.[3]

- Hauteur manométrique [m]

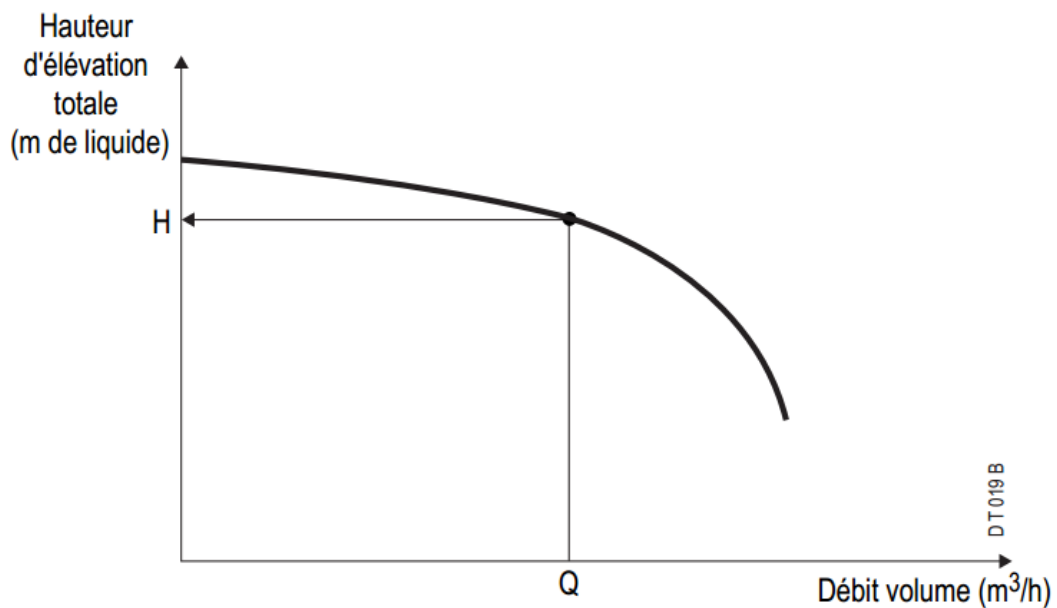


Figure I.19. caractéristique $H(Q)$ d'une pompe centrifuge. [3]

- Puissance utile [W].
- débit volumique [m^3/h].
- Vitesse de rotation [tr/mn].[3]

I.7.5 .Diagramme des vitesses dans une pompe centrifuge

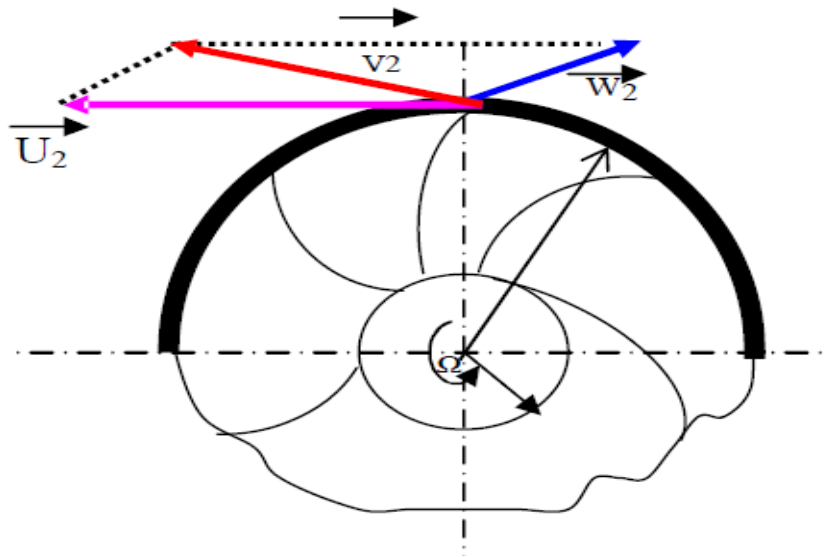


Figure I.20 Diagramme des vitesses pour une roue d'une pompe centrifuge. [4]

Pour une position d'une particule fluide M Figure (I.17), on définit :

\vec{V} : La vectrice vitesse absolue.

\vec{U} : La vectrice vitesse tangentielle.

\vec{w} : La vectrice vitesse relative.

On a toujours la relation vectorielle : $\vec{V} = \vec{w} + \vec{U}$ (I.1)

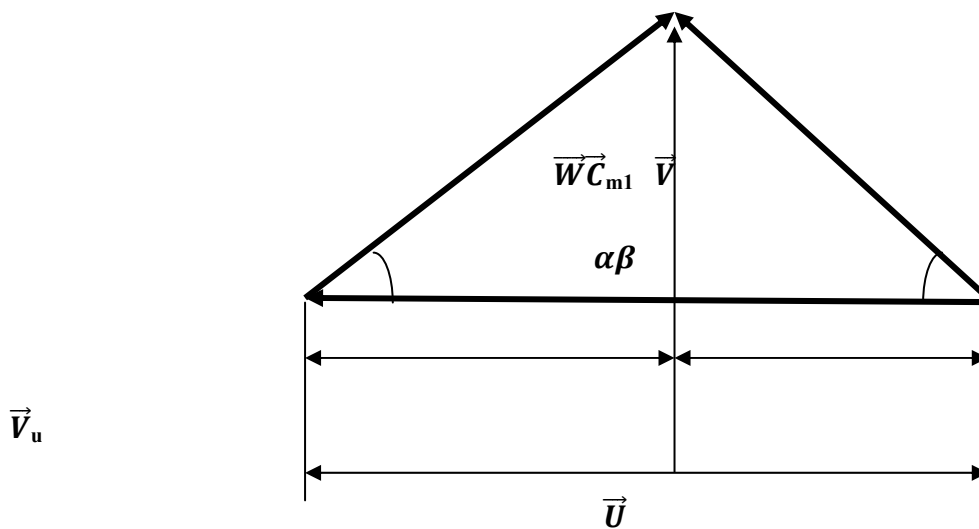


Figure I.21. Triangle de vitesse.

On définit :

α : Angle de vitesse absolue.

β : Angle de vitesse relative.

A partir du triangle de vitesse (Figure I.18), on peut écrire les relations :

$$Cm = V \cdot \sin \alpha = W \cdot \sin \beta = W \cdot \sin \beta = V \cdot \tan \alpha = (U - V_u) \tan \beta \quad (I.2)$$

Cm : Vitesse débitante ou méridienne qui est radiale ici (cas d'une roue radiale)

$$V_u = V \cdot \cos \alpha = U - W \cos \beta = \frac{Cm}{\tan \alpha} \quad (I.3)$$

V_u : Composante tangentielle de la vitesse absolue.

I.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes classes des turbomachines, dans la dernière partie du chapitre, on a accentué sur les pompes centrifuges (définition, historique, classification, les domaines d'utilisations et diagramme des vitesses dans une roue de pompe centrifuge).

Chapitre II

Formulations Mathématiques

II.1. Introduction

Les équations qui régissent les problèmes de mécanique des fluides sont les équations mathématiques différentielles en trois dimensions en l'occurrence les équations de Navier-Stokes dites approche aérodynamique. Ces équations sont le seul moyen mathématique qui peut décrire un fluide dans son mouvement, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique colossale. Mais pour certaines situations ces équations pourraient être simplifiées pour une dimension qu'il s'agit de l'approche analytique avec plein de suppositions et hypothèses, tel que la négligence de la turbulence et d'autre processus. Dans ce chapitre on aborde les équations analytiques en une dimension suivie par les équations différentielles en 3 dimensions ensuite la modélisation de la turbulence.

II.2. Equations générales de base

Les équations utilisées pour résoudre les écoulements dans les turbomachines dérivent, généralement des équations de Navier-Stokes et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la séparation des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. En dehors du repère absolu, les équations peuvent aussi s'exprimer dans le repère relatif, en termes de la fonction de courant ou encore des variables exprimant sa courbure. Nous présentons ensuite l'ensemble des équations générales de la mécanique des fluides sur lesquelles sont basées les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines.

Pour un fluide Newtonien, en considérant comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité (équation II.1) et de l'équation des quantités de Navier-Stokes peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence

II.2.1. Equation de continuité et équation dynamique (Navier-Stokes)

a. Continuité

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

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

b. Équations de conservation de la quantité de mouvement

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalent à zéro,

elle se met en mouvement, et on applique sur elle les lois de la mécanique classique [5].

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 [10]

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{v}}{Dt}}_1 = \underbrace{\rho \left[\underbrace{(\vec{v} \cdot \nabla)}_2 \vec{v} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \right]}_5 = \underbrace{-\nabla p}_4 + \underbrace{\rho \vec{g}}_5 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right\} \right]}_6 \quad (\text{II.2})$$

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)

c. Conservation d'énergie

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p U T) = \Delta (KT) + q + \beta T \frac{\partial y}{\partial T} + \mu \Phi \quad (\text{II-3})$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p U T)$ La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta (KT)$ La variation totale d'énergie par conduction.

q Puissance volumique dissipé.

$\beta T \frac{\partial y}{\partial T}$ La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu \Phi$ La dissipation irréversible due au frottement visqueux

II.3. Les hypothèses simplificatrices

Les hypothèses supposées dans notre travail sont :

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

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

II.4. Equations gouvernantes

Les équations de la continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle mathématique de l'écoulement de la convection forcée turbulente. Après introduction des hypothèses donnée ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la réalisation du problème considéré pour le régime dans cette étude:

II.4.1. Continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II-4})$$

II.4.2. Quantité de mouvement

Suivant x :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II-5})$$

Suivant y :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \quad (\text{II-6})$$

Suivant z :

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

II.5. Equations particulières pour les turbomachines

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

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (\text{II-8})$$

La vitesse absolue \vec{V} 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

$$|\vec{U}| = \omega . r \quad (\text{II-9})$$

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative \vec{W} . L'introduction de la vitesse relative permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des aubages mobiles à celle de l'écoulement autour des mêmes aubages immobilisés artificiellement.

Le repère relatif ou système de coordonnées tournant est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. Pour les roues fixes les équations seront identiques avec la condition de vitesse de rotation nulle, Les avantages du repère relatif sont nombreux :

L'écoulement relatif est stationnaire dans la plupart des cas. Les conditions aux limites peuvent être appliquées plus facilement.

Les profils de vitesse ainsi que les couches limites sont semblables à ceux que l'on observait avec un repère fixe.

II.6. Equation d'Euler pour les turbomachines

La variation de l'enthalpie totale pour une machine de compression entre l'entrée 1 et la sortie 2 (figure II.1) s'écrit :

$$\Delta H = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (\text{II-11})$$

On démontre, à partir des triangles de vitesses (figures), qu'elle s'écrit aussi :

$$H_{th} = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g} \quad (\text{II-12})$$

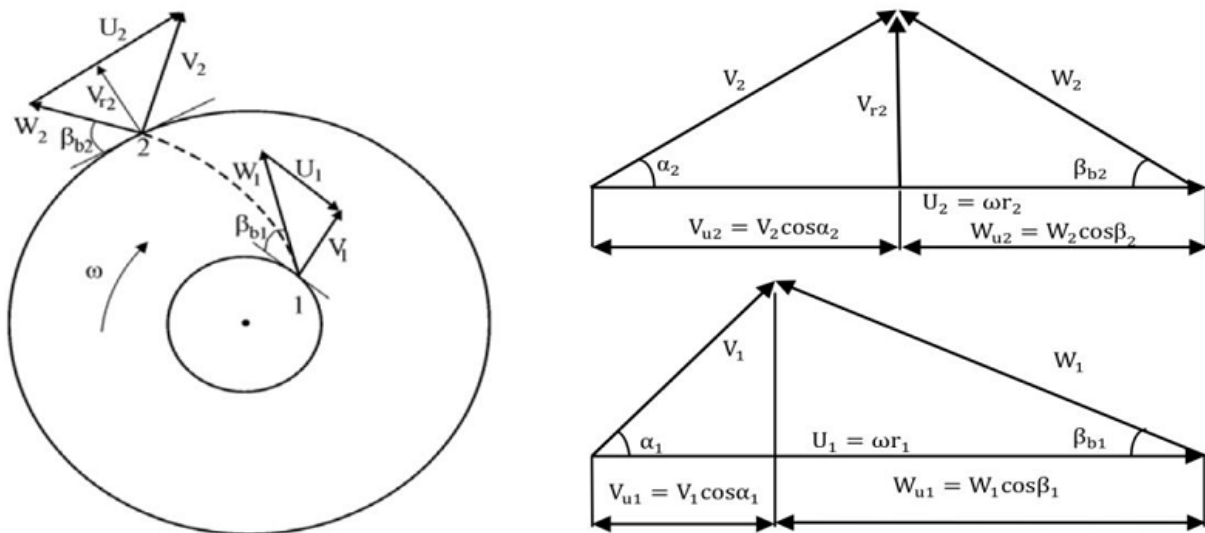


Figure II.1. Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie d'une roue centrifuge. [6]

II.7. Les nombres adimensionnels

II.7.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds (R_e) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). Le nombre de Reynolds est lié la viscosité, la masse volumique, et une longueur de référence, et définit de la manière suivant :

$$R_e = \frac{\rho U_{max} D_{eq}}{\mu} = \frac{U_{max} D_{eq}}{\nu} \quad (II.13)$$

II.7.2. Nombre de Prandtl

Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement ν (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (II.14)$$

II.7.3. Nombre d'Euler

Il correspond au rapport des forces de pression et des forces d'inertie et sert à caractériser les pertes dans un fluide en mouvement.

$$Eu = \frac{(P_{ent} - P_{sort})}{\rho V_{max}^2} \quad (II.15)$$

II.7.4. Nombre de Mach

Le nombre de mach est définit les types d'écoulement des fluides compressible. On le définit de la manière suivant :

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma r T}} \quad (II.16)$$

II.8. Définition de la turbulence

La turbulence est une propriété de l'écoulement, non du fluide utilisé. Il n'existe pas de véritable définition de la turbulence. On la caractérise par ses propriétés. Quand l'écoulement est turbulent, les grandeurs physiques macroscopiques (vitesse, pression) varient de façon rapide et aléatoire. Un écoulement turbulent est nécessairement rotationnel ainsi, un champ

acoustique, même aléatoire, n'est pas turbulent. La turbulence se caractérise aussi par une diffusivité élevée (température, quantité de mouvement, etc.). Un écoulement turbulent est donc un écoulement à grand nombre de Reynolds. Aux grands nombres de Reynolds, un écoulement laminaire peut devenir turbulent au voisinage d'un obstacle, d'une aspérité[7]

II.8.1. Modèles de turbulence

La première des approches de modélisation est la méthode RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes équations) ou la moyenne de Reynolds des équations de Navier-Stokes, où les différentes variables d'état instantanées peuvent être décomposées en une composante moyenne et une

composante fluctuante. Les équations moyennées résultantes comportent de nouveaux termes qui traduisent la production des fluctuations des vitesses et constituent le transfert d'un mouvement convectif dû aux fluctuations de la vitesse. Ces nouveaux termes sont appelés les contraintes de

Reynolds $-\overline{\rho u_i' u_j'}$. Celles-ci posent un problème de fermeture des équations gouvernantes, dont la solution actuelle passe par des "modèles de turbulence" souvent semi-empiriques [8]

II.8.1.1. Modèle k-ε standard

Le modèle k-ε est le plus simple des modèles complets dits à deux équations. 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. [9]

Soit :

$$\overline{-\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{II-17})$$

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

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{II-18})$$

Deux équations de transport sont utilisées : une pour l'énergie cinétique de turbulence k et l'autre pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique ε

Equation de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(kU) \left(\frac{V_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right) + P_k - \varepsilon \quad (\text{II-19})$$

Equation de taux de dissipation ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon U) = \text{div} \left(\frac{V_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} V_t P_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II-20})$$

ρ_k : Terme de production de k et ε

$$P = V_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{II-21})$$

La signification physique de ces équations est la suivante : Taux de variation de k (ε) + Transport de k (ε) par convection = Transport de k (ε) par diffusion + Taux de production de k (ε) – Taux de destruction de k (ε). Les valeurs utilisées par défaut dans le code ANYS CFX sont groupées dans le tableau suivant [9]

Tableau .II.1.Constantes du modèle k - ε standard

Constantes	C_μ	σ_ε	σ_k	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
Valeurs	0.09	1.3	1	1.44	1.92

II.8.1.2.Modèle RNG k - ε

Les méthodes du groupe de normalisation RNG k - ε ont été utilisées pour construire les équations d'un modèle de turbulence de type k - ε qui s'appuie sur l'hypothèse d'universalité des petites échelles de la turbulence Yakhot et Orszag (1986). Ces méthodes qui font appel à un formalisme mathématique complexe, consistent à éliminer de façon itérative, dans l'espace de Fourier, de fines bandes d'échelles et à représenter leurs effets au travers de coefficients effectifs normalisés. Un des principaux avantages de la méthode est que, pour les grands nombres de

Reynolds, les équations finales ont la même forme que celles du modèle k - ε standard Yakhot et Smith (1992)[9]

II.8.1.3. Modèle $k-\omega$ standard

Le modèle $k-\varepsilon$ standard proposé par CFX est fondé sur le modèle de Wilcox (Wilcox, 1998). Sa structure est proche de celle du modèle $k-\varepsilon$. Ce modèle fait intervenir deux équations de transport : une pour l'énergie cinétique turbulente k et l'autre pour le taux de dissipation spécifique ε [9]

II.8.1.4. Modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport)

C'est le modèle retenue pour la présente étude pour l'eau autant la phase contenue. La turbulence peut être définie comme étant constituée des irrégularités du mouvement d'un fluide, elle est caractérisée par la formation de tourbillons de toutes échelles. Le mouvement des particules fluides est aléatoire et imprévisible [6]

Un modèle de turbulence est utilisé pour prédire les effets de la turbulence dans un écoulement sans résoudre le problème des fluctuations turbulentes à très petites échelles.

Pour les écoulements dans une pompe centrifuge, on recommande l'utilisation du modèle de turbulence avec SST (Shear Stress Transport). Ce modèle est robuste et permet de prédire avec précision les décollements qui se produisent sur les parois des organes internes d'une turbomachine. Les modèles de turbulence sont basés sur l'hypothèse de la relation entre les gradients des vitesses moyennes et la viscosité turbulente donnée par :

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

x_j : Coordonnées généralisées.

U_j : composante de vitesse selon la direction des coordonnées.

ρ : Masse volumique.

μ_t : Viscosité turbulente.

k : énergie cinétique turbulente.

Le modèle k -oméga suppose que la viscosité turbulente est reliée à l'énergie cinétique turbulente k et la fréquence turbulente ω par la relation suivante :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (\text{II-23})$$

$$\overline{-\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II-24})$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (\text{II-25})$$

II.9. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté une description des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides.

Il s'agit de l'équation de la continuité et des équations de Navier-Stokes, on a présenté ces dernières dans les deux régimes d'écoulement : laminaire, puis turbulent où on a expliqué la complexité de la turbulence et les modèles qui nous intéressent dans ce travail.

Chapitre III

Modélisation Numériques

III.1. Introduction

La discrétisation des équations aux dérivées partielles a pour le but de transformer le problème continu en un problème discret, de façon à pouvoir assurer sa résolution par des Méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode de différences finis et la méthode des volumes finis. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans le logiciel de simulation numérique CFX.

III.2. Méthodes Numériques

Pour accomplir la démarche de l'investigation du champ de l'écoulement inter-aubages d'une pompe centrifuge, nous avons retenu l'ensemble des outils de CFD ANSYS CFX pour cette tâche. Le choix a été fait sur la base d'un outil de simulation numérique de mécanique des fluides spécialisé dans les turbomachines.

Afin d'anticiper l'importance croissante des applications CFD dans la recherche et le développement, ANSYS Inc. a étendu en 2003 sa palette de produits avec le code CFX. Ce logiciel fait partie depuis 20 ans parmi les solutions dominantes dans le domaine de la simulation des écoulements des fluides.

ANSYS-CFX. est présenté comme l'un des codes commerciaux les plus puissants du marché dédié au calcul d'écoulements. Ce dernier utilise la méthode des volumes finis pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles.

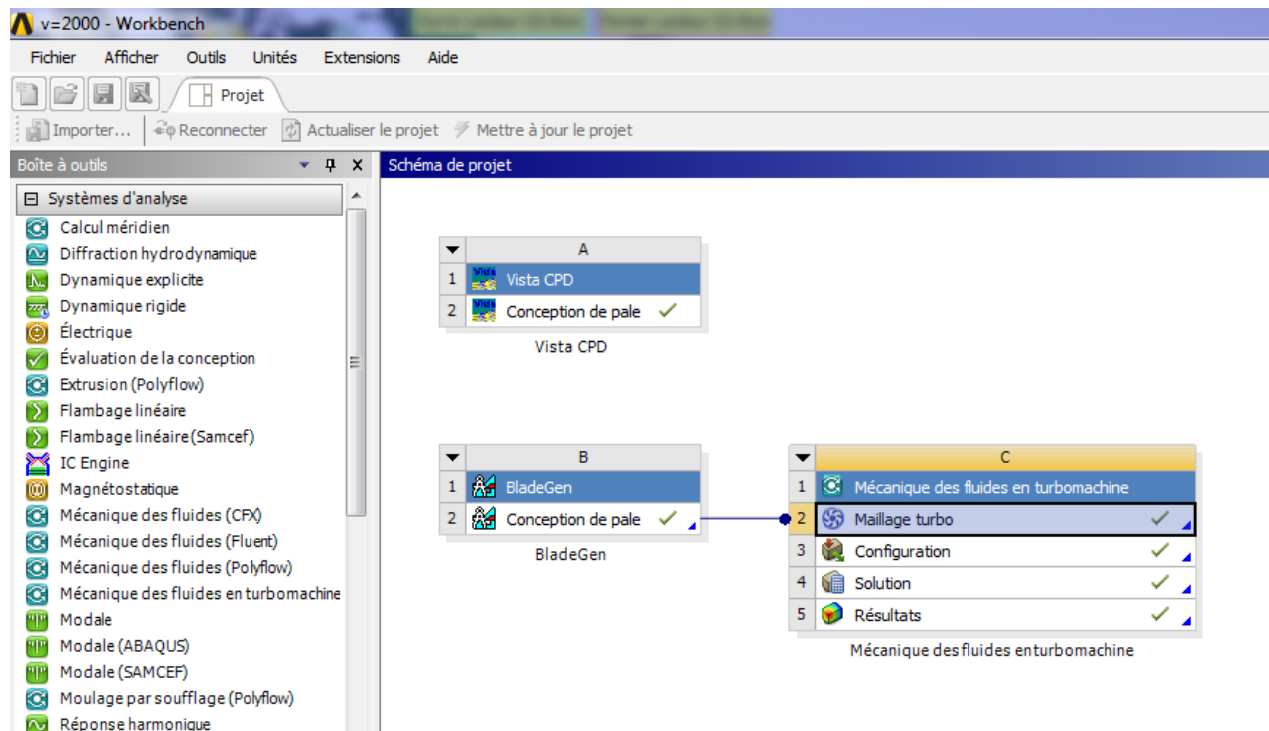


Figure III.1. Procédures de simulation sous Workbench

III.2.1. Méthodes des différences finis

La méthode des différences finis est à l'origine des premières simulations dans la mécanique des fluides et transfert de chaleur (1960 à 1965). Son principe consiste à discrétiser les équations aux nœuds de la grille en calculant chaque dérivée partielle à l'aide du développement de Taylor, pour obtenir les équations linéaires qui lient les variables inconnues en un nœuds aux valeurs de ces mêmes variables aux nœuds voisins. La précision du schéma dépend du nombre de nœuds de l'ensemble retenu pour approximer une dérivée donnée et du maillage effectué (en général utilisation de maillage régulier et structuré). [9]

III.2.2. Méthodes des éléments finis

La technique des éléments finis discrétise l'espace à l'aide d'éléments géométriques simples (triangles ou quadrangles en général). Comme elle permet de modéliser des géométries très complexes, elle est parfois préférée à la méthode des volumes finis. Ensuite, la forme forte des équations est remplacée par la forme faible dans laquelle les inconnues sont approximées par une combinaison linéaire de fonctions de base dont le support est un élément.

La méthode des éléments finis a vu les premières utilisations pour résoudre les équations de Navier-Stokes dans les années soixante-dix. Dans la méthode des éléments finis

Les variables inconnues sont calculées par une combinaison linéaire de fonction. L'approche éléments finis se décompose en deux étapes :

- Approximation nodale des fonctions inconnues par sous-domaines (fonctions D'interpolation).
- Utilisation de la méthode des résidus pondérés qui permet de construire une formulation Intégrale à partir des équations aux dérivées partielles (la méthode de Galerkin est la plus fréquemment utilisée). C'est une méthode conservative sur un domaine.

III.2.3 La méthode des volumes finis

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers dans lesquels les équations, décrivant l'écoulement, écrites sous une forme conservative, sont intégrées.

Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs de la variable considérée ϕ aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle avec l'approximation des différents termes (convection, diffusion et source).

III.3.Principe de la méthode des volumes finis

Les étapes de résolution de la méthode des volumes finis sont les suivantes :

III.3.1. Maillages

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associée aux variables scalaires et les équations de quantités de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associée aux composants de vitesses.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y .

Ce type de maillage est dit maillage décalé permet une bonne approximation des flux convectifs est une meilleur évaluation de des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

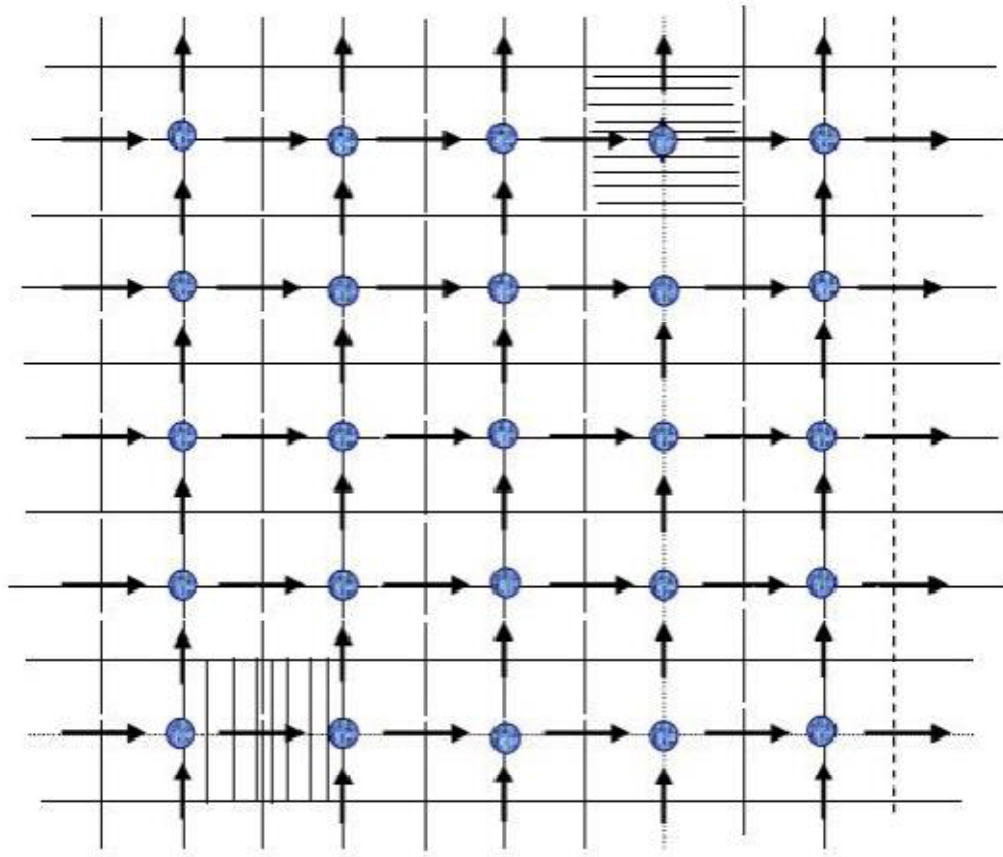


Figure III. 2. Schéma du maillage. [12]

- Nœud de vitesse
- Nœud des variables scalaires
- ▨ Volume de contrôle pour les variables scalaires
- ▤ Volume de contrôle pour u
- ▥ Volume de contrôle pour v

III.3.2 .Rappel sur la méthode des volumes finis

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés volumes de contrôles chacun englobe un nœud dit nœud principal. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites au chapitre précédent sur chaque volume de contrôle.

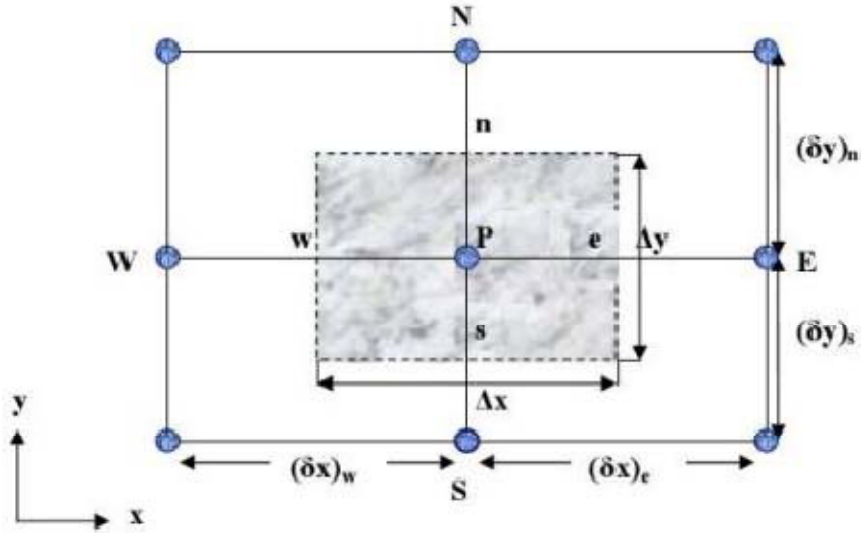


Figure III.. 3volume de contrôle bidimensionnel. [12]

Pour un nœud principal P les points E et W (E=Est, W= Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (N=Nord, S=Sud) sont des voisins dans la direction y.

III.4. La discrétisation

L'étape principale de la méthode des volumes finis est l'intégration des équations régissant pour chaque volume de contrôle. Les équations algébriques déduites de cette intégration rendent la résolution des équations de transports plus simple.

Chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces qui comporte un élément de volume. Toutes les variables du problème et les propriétés du fluide sont stockées aux nœuds de cet élément.

Les équations régissant l'écoulement, sont présentées sous leurs formes moyennées dans un repère cartésien (x, y, z) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (\text{III.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \text{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (\text{III.2})$$

Notons que toute équation régissant l'écoulement interne en turbomachines peut être écrite Sous la forme générale suivante (équation de transport de la variable ϕ) :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_1 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i \phi)}_2 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{eff}(\frac{\partial \phi}{\partial x_i}))}_3 + \underbrace{S\phi}_4 \quad (III.3)$$

Où :

U_j : est la composante de la vitesse suivant la direction x_i .

ρ : la masse volumique.

Γ : est le coefficient de diffusion.

S : est le terme source.

ϕ une des variables suivantes $\phi = 1, u, v, w, k, \phi$ et T .

Sachant que : Terme

1 : terme instationnaire,

2 : terme convectif,

3 : terme diffusif ,

4 : termesource .

Les équations (III.1),(III.2) et (III.3) peuvent être intégrées dans un volume de contrôle, en utilisant le théorème de la divergence de Gauss pour convertir les intégrales de volume en intégrales de surface comme suit :

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho dv + \int_s \rho U_j dn_j = 0 \quad (III.4)$$

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho U_i dv + \int_s \rho U_j U_i dn_j = - \int_s P dn_j + \int_s \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_v S_{ui} dv \quad (III.5)$$

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho \phi dv + \int_s \rho U_j \phi dn_j = - \int_s \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_v S\phi dv \quad (III.6)$$

L'étape suivante consiste à discrétiser les inconnues du problème ainsi que les opérateurs Différentiels de cette équation. Toutes ces opérations mathématiques conduiront à l'obtention, sur chaque volume de contrôle, d'une équation discrétisée qui reliera les variables d'une Cellule à celles des cellules voisines. L'ensemble de ces équations discrétisées formera Finalement un système matriciel.

Considérant maintenant un élément d'une maille isolée tel que celui montré ci-dessous dans

figure :

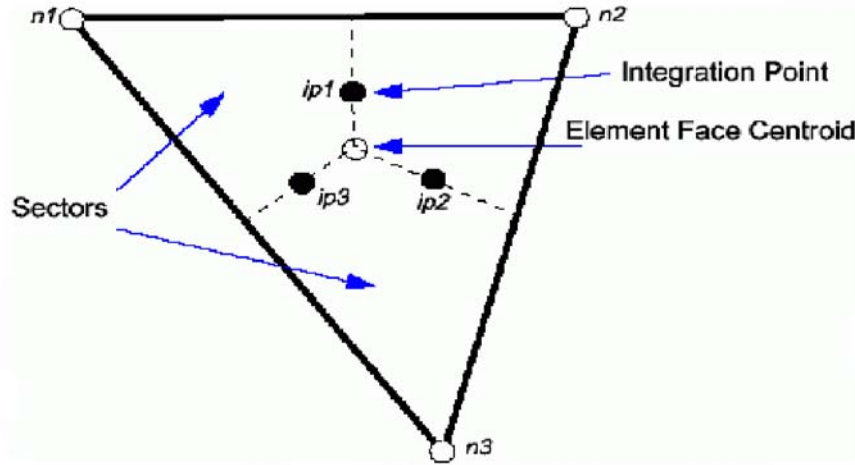


Figure III.4. Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle.

Après la discrétisation et le réarrangement des équations (III.4), (III.5) et (III.6) on obtient les formes suivantes :

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right) \bar{S}_{ui} V \quad (III.8)$$

$$V \left(\frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (\phi)_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\phi V \quad (III.9)$$

Sachant que :

V : est le volume d'intégration de la grandeur ϕ

ip : est l'indice du point d'intégration (intégration point.).

Δn_j : est la surface d'intégration de la grandeur ϕ .

Δt : est un intervalle de temps (time step).

L'indice supérieur 0 se rapporte au niveau de temps précédant.

Il est important de souligner que le schéma temporel utilisé dans les équations (III.7), (III.8) et (III.9) est le schéma avant du premier ordre, et le débit massique discret.

M_{ip} traversant une surface du volume de contrôle est donnée par :

$$m_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}^0 \quad (III.10)$$

III.5.Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre la description de la méthode des volumes finis de contrôle implantée dans la plus part des codes de calcul actuels, ainsi, dans notre cas nous utilisons un code de calcul CFX , écrit en langage Fortran basé sur la méthode des volumes finis et utilisant un algorithme de couplage pression-vitesse pour la résolution itérative des équations régissant l'écoulement dans la turbomachine .

Chapitre IV:

Résultats et discussion

IV.1. Introduction

Dynamique des fluides numérique (computational fluid dynamics, CFD) est un outil qui dispose d'une souplesse, d'une précision et d'un champ d'application très étendu. Un logiciel de CFD performant, capable de vous fournir des informations vous aidant à l'optimisation de vos conceptions peut être hors de votre portée si le dit logiciel n'est pas choisi avec soin. Pour obtenir d'excellents résultats de CFD, vous avez besoin d'un bon logiciel. ANSYS CFD va au-delà des résultats qualitatifs pour fournir des prédictions quantitatives précises des interactions et d'échange de fluides. Ces informations révèlent des opportunités inattendues pour votre produit que même des analystes en conception expérimentale pourraient manquer.

IV.2. Étapes de la conception

Dans ce qui suit, nous allons essayer de résumer le processus suivi de notre conception, l'accent a été mis sur les différentes étapes de la démarche, qui s'initialise par une approche 1D et conduit jusqu'à l'étude 3D de l'écoulement interne. Elle se présente comme une procédure robuste pour la prédiction et la compréhension des phénomènes associés au fonctionnement des turbomachines, mais également pour la prévision des performances. Nous avons schématisé sous forme d'un organigramme, les étapes de conceptions, comme le montre la figure ci-dessus

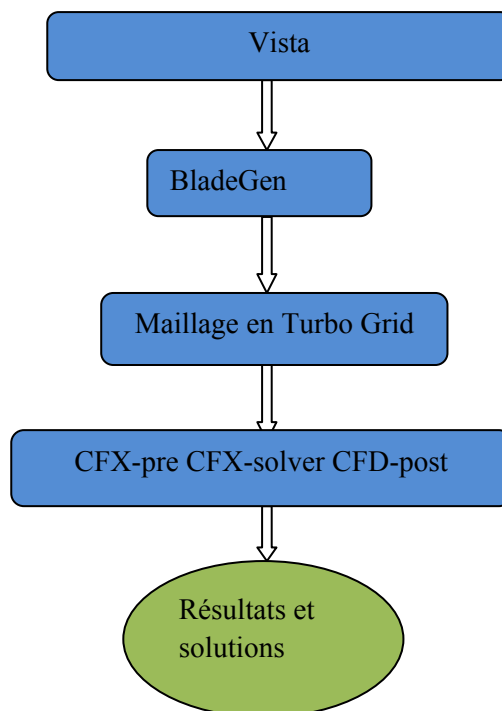


Figure IV. 1. L'organigramme d'étapes de travail.

VI.2.1. Première étape en utilisant

Vista CPD (Centrifugal Pump Design) La conception préliminaire demeure une essentielle étape dans la conception de toute turbomachine, cette première étape est suivie pour concevoir la géométrie des pales de la roue de notre pompe centrifuge en se basant sur la méthode unidimensionnelle (1D) connue comme méthode de la ligne moyenne. À l'aide des triangles de vitesses et de l'équation d'Euler, une première estimation du comportement de la pompe (hauteur, puissance), peut être faite déjà à ce stade [11]. Dans un premier lieu en présentant quelques données d'entrée ou conditions exigées sur le fonctionnement de la pompe, qui peuvent résumer le devoir de la pompe, ces critères sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV. 1. Paramètres pour la conception préliminaire des aubes.

Paramètre	Valeur du paramètre	Unité
Vitesse angulaire	2000	[tr/min]
Débit volumique	280	[m ³ /h]
Masse volumique du fluide	1000	[kg/m ³]
La hauteur d'élévation	20	[m]
L'angle d'entrée	90]°[deg
Nombre d'aubes	6	/

Et d'autres arrangements comme : le rendement hydraulique, volumétrique, et mécanique. Ainsi des contraintes et arrangements sur la géométrie des aubes telles que les différents angles de la conception.

Tableau IV. 2 les paramètres d'entrée.

D1 (mm)	Cu1 (m/s)	Cm1 (m/s)	U1 (m/s)	1 (deg)β
110.4	0	4042	11.56	20.95

Tableau IV. 3 les paramètres de sortie.

D2 (mm)	b2 (mm)	β_2 (deg)	W2 (m/s)	Cu2 (m/s)	C2 (m/s)
205.3	54.6	13.71	11.31	10.51	10.85

VI.2.2 Deuxième étape en utilisant BladeGen

BladeGen fournit au concepteur un système complet et simplifié pour le dessin et l'analyse des performances des parties aubes des turbomachines. BladeGen a été conçu pour faciliter les tâches de génération de géométrie en apportant au concepteur un grand éventail d'options pour tous les types de configurations : axiales, radiales ou mixtes. Cette étape de conception, nous permet de passer de la géométrie bidimensionnelle dans Vista CPD à une structure en trois dimensions dans BladeGen, en faisant un transfert des données préliminaires sur la géométrie de la pale du Vista CPD vers BladeGen, cette nouvelle base de travail, est une solution complète incluant des fonctions de modélisation spécialement conçues pour couvrir les besoins des constructeurs de pompes, et nous permet un contrôle absolu d'angles d'aubage de la roue de la pompe.

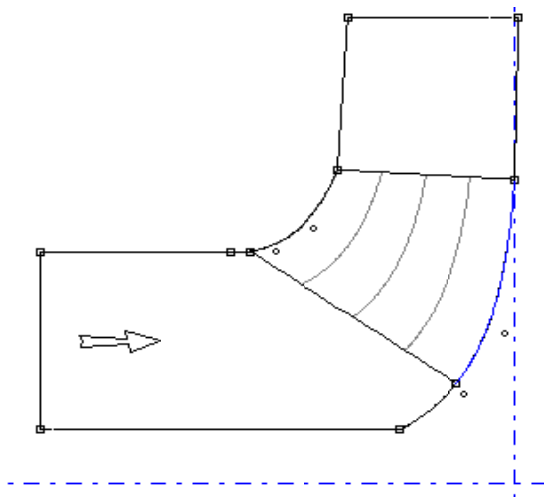


Figure IV. 2. Plan méridien (BladeGen).

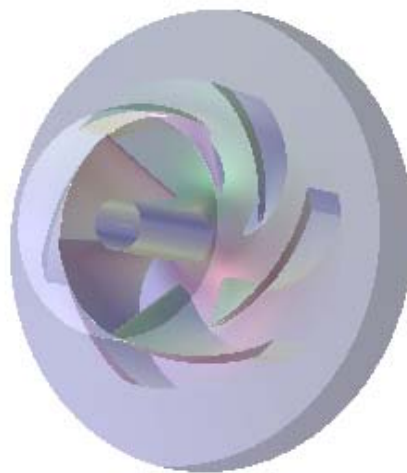


Figure IV. 3. Géométrie 3D (BladeGen).



Figure IV. 4. Notre modèle géométrique 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 (la partie d'en bas de couleur grise), les aubes (six) ; le carter (partie haute).

VI.2.3.Troisième étape (Maillage)

Maillage en TurboGrid est un outil de génération de maillages et est une composante importante de l'ensemble ANSYS®. C'est un logiciel spécialisé dans la création de maillages dans les turbomachines. À l'aide de différents modèles préexistants, un maillage structuré de qualité peut être rapidement créé et exporté, prêt pour une simulation. Le choix du maillage apporte la sensibilité de la solution de résolution des équations dynamiques de Navier-Stokes, et de la conservation de la masse. TurboGrid nous permet d'engendrer le domaine informatique, en liaison automatique avec BladeGen en transmettant les données géométriques

La méthode de maille de topologie est choisie dans le modeleur suivant les indications citées dans le tableau précédent ; ce nombre de grilles ont été produits pour créer un domaine

du passage de fluide. Les détails du réseau du maillage de différentes parties de la roue à aubes de la pompe centrifuge ; sont présentées dans les figures suivantes :

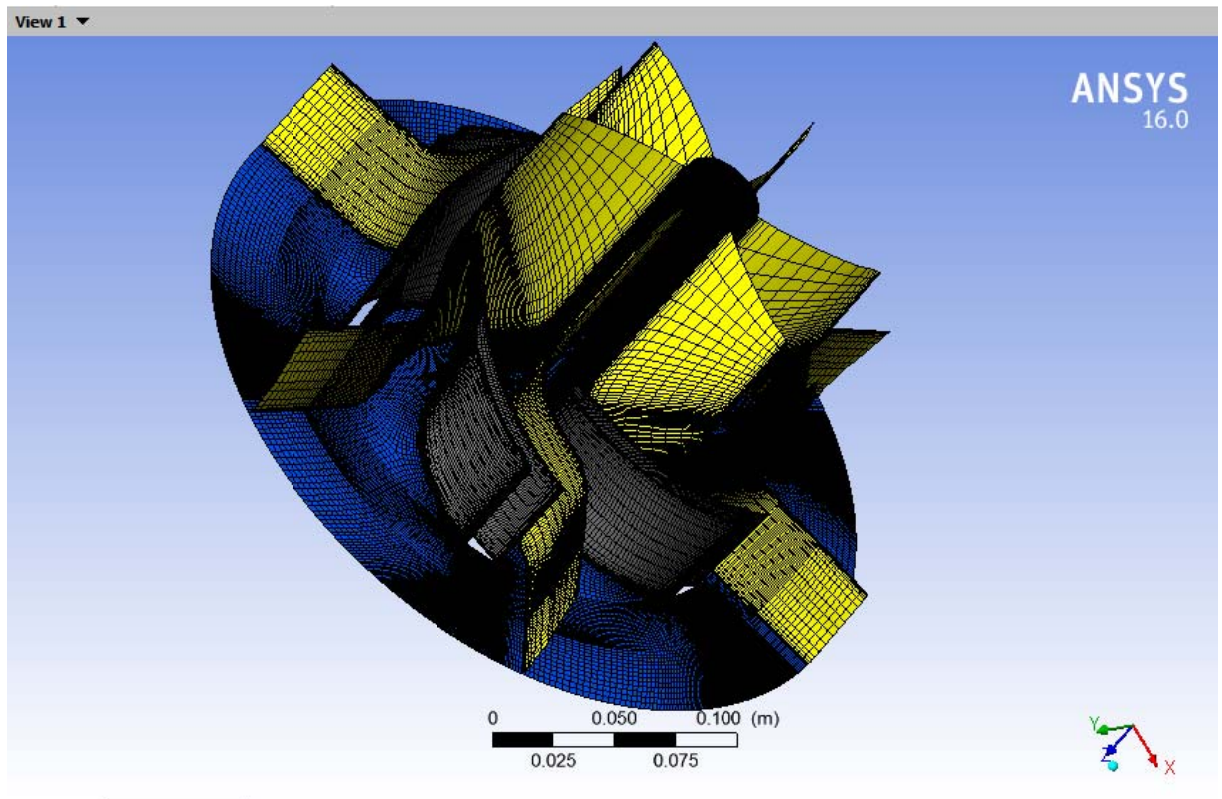


Figure IV.5. Maillage, fait sous TurboGrid

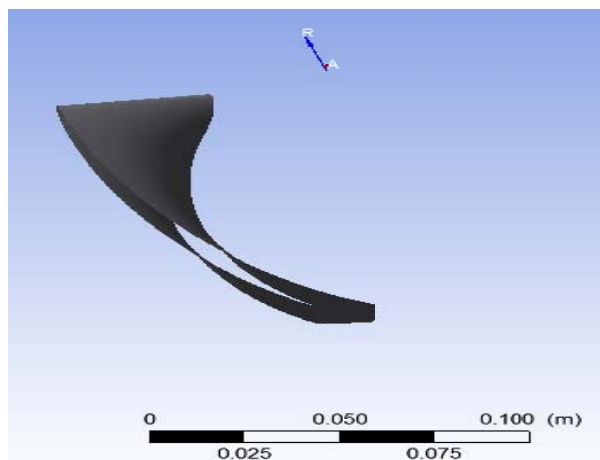


Figure IV.6. l'aube de la roue.

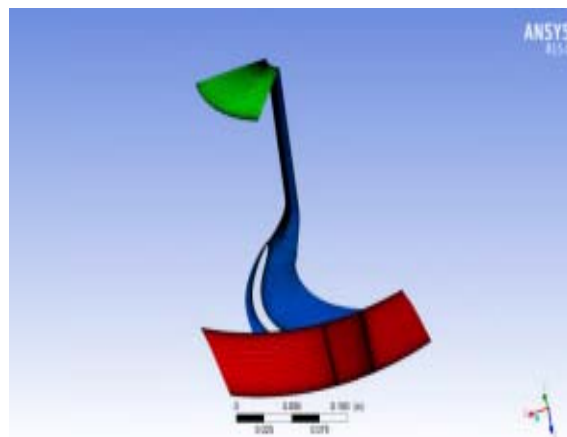


Figure IV. 7.Entrée et sortie de la roue

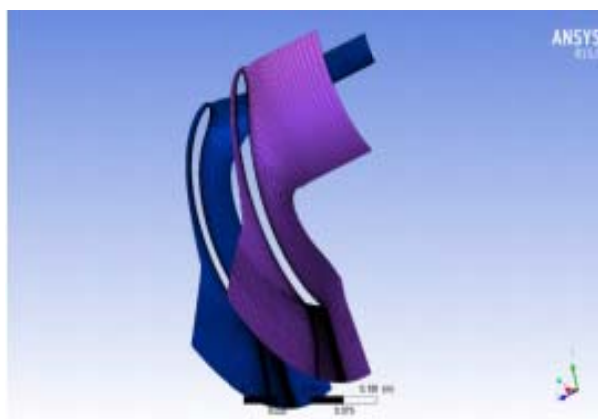


Figure IV. 8. Carter et moyeu de la roue.

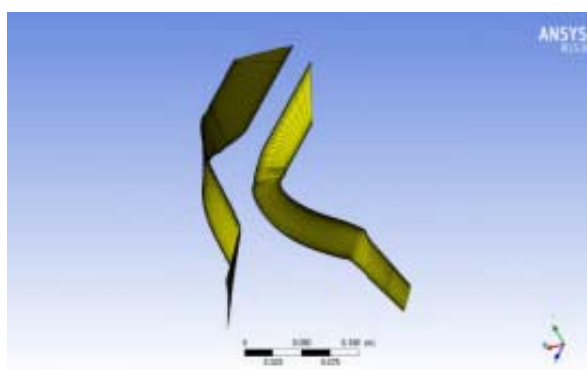


Figure IV.9. Partie gauche et droite

Tableau IV. 4 les données de maillage.

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
675745	637636

VI.2.4. Quatrième étape en utilisant ANSYS CFX

Les avancées récentes dans le domaine de la simulation numérique des écoulements, nous ont offert des algorithmes très puissants permettant d'analyser des écoulements tridimensionnels, visqueux, turbulents et in stationnaires, apportant au développeur des informations très précises.

Et d'offrir aux ingénieurs largement le choix d'essai sur les modèles géométriques proposés.

Dans ce qui suit, nous allons vous présenter les étapes suivies lors de cette simulation. Cette partie du travail subdivise en trois : une première sur CFD-pre, une seconde sur CFD-solver, et une troisième sur CFD-post

VI.2.4.1. CFX-pre

Pour accomplir la tâche d'optimisation de notre modèle géométrique de la roue à aube de la pompe centrifuge.

Il est évidant, d'abord d'introduire les paramètres d'entrées, et des conditions de fonctionnement, et des conditions aux limites. Nous avons choisi la pompe comme le type de turbomachines. Et un système de coordonnées cartésien avec Z comme axe de rotation. Et une vitesse de rotation qui égale à 2000 (tr/min).

Dans ce qui suit, nous allons présenter sous forme de tableau, les conditions de fonctionnement, et les conditions aux limites, exigées dans notre simulation ; comme suivant :

VI.2.4.1.A. les conditions de fonctionnement

Tableau IV. 5 Les conditions de fonctionnement.

Nature de fluide	Pression de référence	Transfert d'énergie	Modèle turbulent
L'eau liquide	0 (atm)	Aucun	SST

VI.2.4.1.B : les conditions aux limites

Tableau IV. 6 Les conditions aux limites.

Pression totale à l'entrée	Débit massique à la sortie
0 (atm)	77.78 (kg/s)

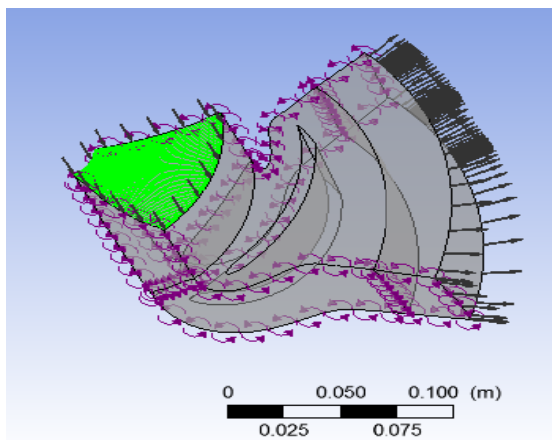


Figure IV. 10. La condition à l'entrée

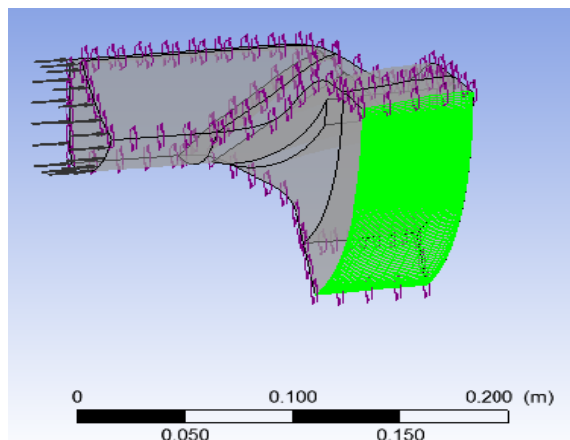


Figure IV. 11. La condition à la sortie.

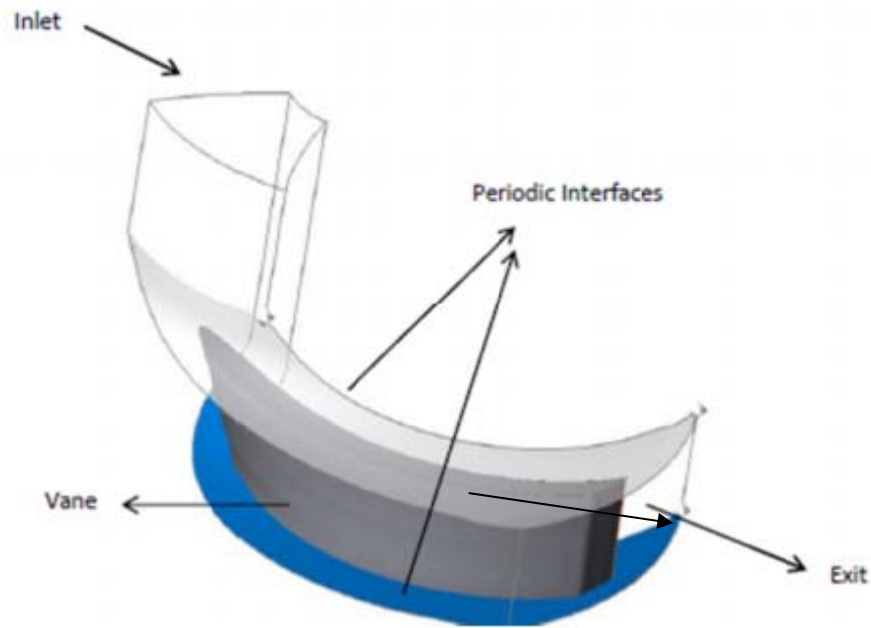


Figure IV. 12. conditions aux limitesLe domaine informatique inséré dans TurboGrid.

Pour la raison de la symétrie de notre modèle géométrique de la pompe, nous allons vous présenter dans la figure qui suit, une partie de la roue comportant la pale (aubage), et les deux flasques avant et arrière. Les conditions à la paroi, sont bien inscrites, incluent les sections tournantes, et les sections fixes de la roue à aubes.

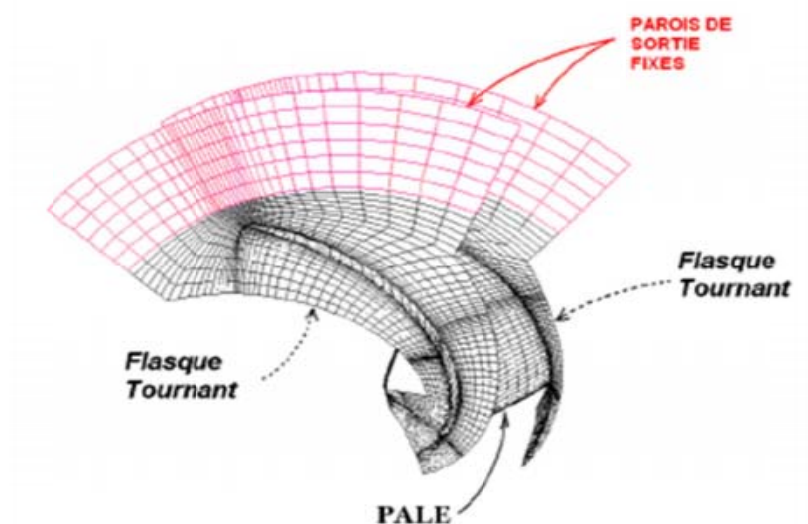


Figure IV.13. Conditions de parois retenues pour chaque calcul.

VI.2.4.2. CFX-solver

CFX-solver est une étape passagère, entre CFX-pre et CFD-post. Cette étape qui nous sépare des résultats finaux de la simulation, elle demande le plus de moyens, aussi bien matériels qu'intellectuels que ces précédentes. Autrement dit : la phase finale de la conception hydraulique ou aérodynamique proprement dite, elle est normalement accomplie à l'aide de codes de calcul résolvant les équations de Navier-Stokes dans tout le domaine informatique concerné. Ces codes donnent un aperçu de l'évolution et de l'effet des couches limites, les effets instationnaires peuvent aussi être pris en compte. Le fruit récolté à la fin de cette étape est une connaissance détaillée de l'écoulement à l'intérieur de la machine.

VI.2.4.3. CFX- post

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géographie, de visualiser des contours, des iso-surfaces, des lignes de courant, des champs de vitesse.

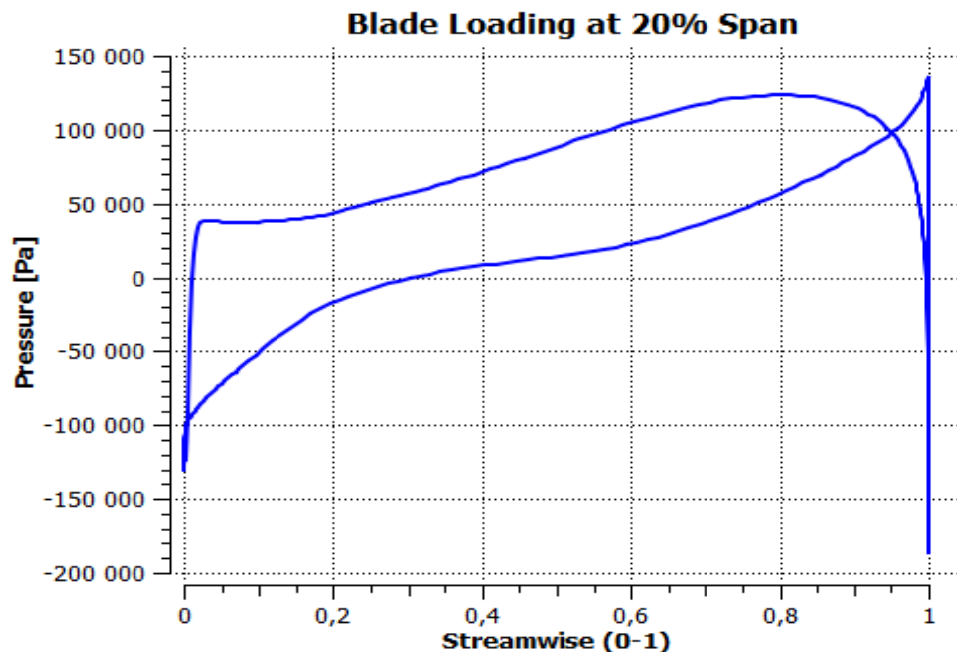


Figure IV. 14. Contour de pression tout le long de l'aube pris à 20% de hauteur.

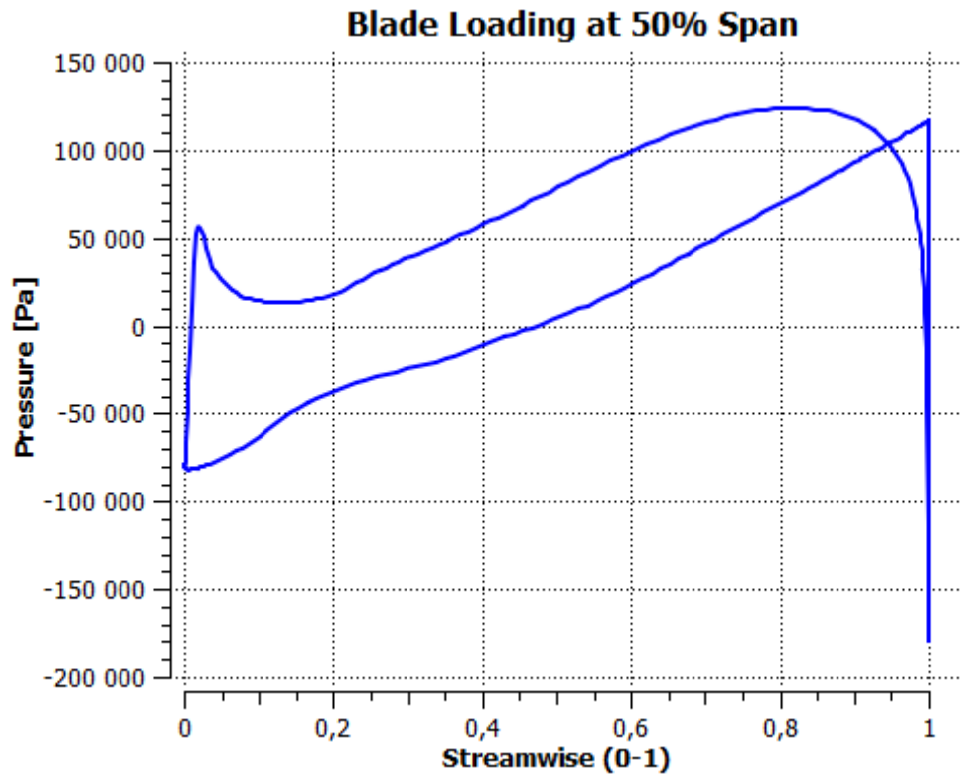


Figure IV. 15. Contour de pression tout le long de l'aube pris à 50% de hauteur.

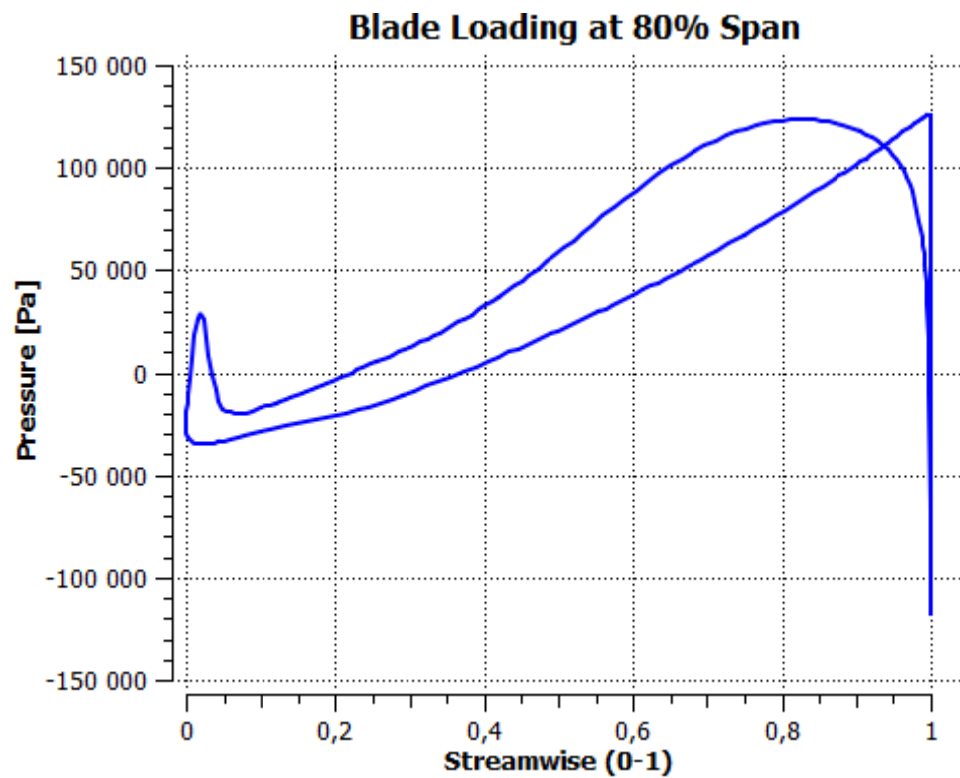


Figure IV. 16. Contour de pression tout le long de l'aube pris à 80% de hauteur.

Les figures précédentes présentent les contours des distributions des pressions, tout autour de l'aube. Ces mesures ont été prises à (20%, 80%, 50%) de hauteur de pale. La variation de pression est présentée en fonction d'une distance adimensionnelle entre l'aspiration et le refoulement.

À première vue, on remarque l'élargissement des écarts existants au niveau de ces courbes, au fur et à mesure qu'on s'écarte du moyeu vers le carter de la roue. Cela nous informe que la distribution des champs des pressions à une hauteur fixe de la palette n'est pas uniforme.

Ce qui sera intéressant de voir la progression des champs des pressions, pour cela nous avons rassemblé les informations essentielles sur un tableau, comme suivant

Tableau IV. 7 Récapitulatif des données.:

Localisation	de hauteur%20	de hauteur%50	de hauteur%80
Sur le bord d'attaque	-90000(Pa)	-80 000 (Pa)	-40 000(Pa)
Sur le bord de fuite	140000(Pa)	130000 (Pa)	130 000(Pa)

Au fur et à mesure que la hauteur de l'aube augmente, nous avons des champs des pressions qui s'écartent avec. Tandis que nous avons une homogénéité des champs des pressions à l'entrée et à la sortie de l'aube, on met également un accent sur la dépression au niveau du bord d'attaque de fluide, cette chute est de valeur négative, repérée par rapport à la pression 0 [Pa] : la pression de référence ainsi probablement aux erreurs de calcul. Nous avons la même pression sur les deux faces intrados et extrados, puis plus qu'on s'éloigne du bord d'attaque, plus l'écart de pression entre l'intrados et l'extrados augmente, bien évidant que la pression soit plus importante sur l'intrados que l'extrados, puis au niveau de bord de fuite.

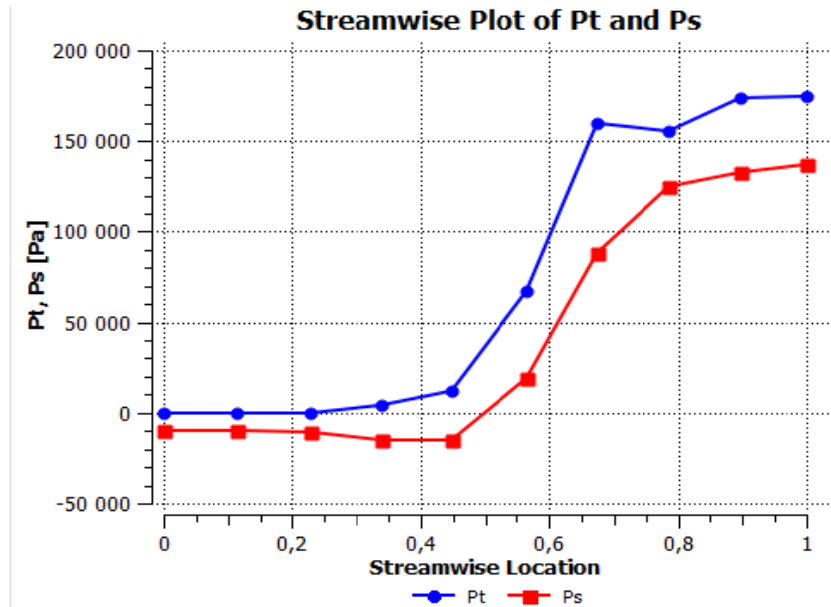


Figure IV. 17. Variation de pression totale et statique le long de l'aube

Cette figure nous apporte des informations sur la variation de la pression totale et statique, cette mesure est prise entre l'aspiration de la pompe et son refoulement. Sur l'axe horizontal, on présente a dimensionnellement la longueur de l'aube. Tandis que l'axe vertical présente les variations des pressions.

À première vue on observe que la pression totale est toujours plus importante que la pression statique. On rappelle que la pression totale n'est autre que la somme des deux pressions statique et dynamique ($P_{tot} = P_{stat} + P_{dyn}$ Pa).

À l'admission de la roue, on remarque que les deux pressions sont pratiquement les mêmes ; alors qu'au refoulement la différence entre ces deux-là est bien apparente. Cela est dû à la variation de la pression dynamique, qui est présentée par la relation suivante :

$P_{dyn} = \frac{1}{2} \rho U^2$ (Pa); tel que U est la vitesse d'entraînement de la roue à aubes, à une vitesse constante de rotation de la roue, la vitesse d'entraînement U est en fonction du rayon, et comme le rayon à la sortie de la pompe est plus grand que celui d'entrée, nous avons cette augmentation de pression dynamique au fur et à mesure qu'en se déplaçant de l'admission au refoulement de la pompe.

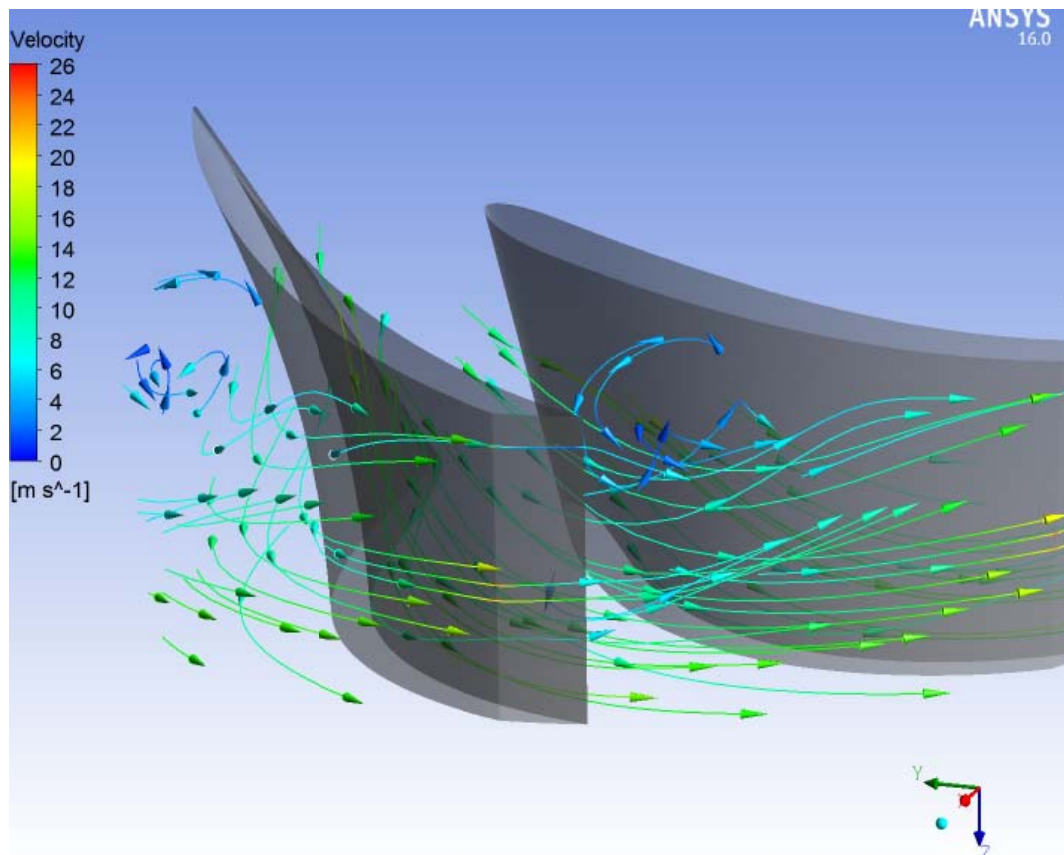


Figure IV.18. Contour de vitesse en trois dimensions.

Cette figure présente les lignes de courants, autrement dit la trajectoire suivie par les particules fluides, dans l'espace entre aubages.

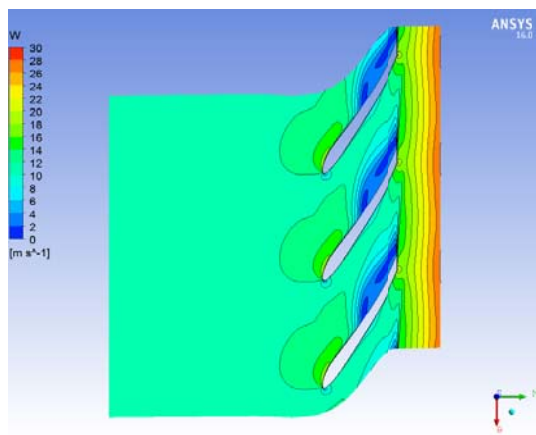


Figure IV. 19. Champs de vitesse relative sous relative au bord fuite

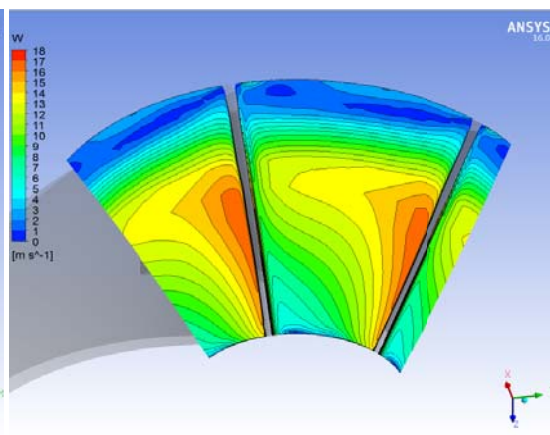


Figure IV. 20. Champs de vitesse le plan aube à aube

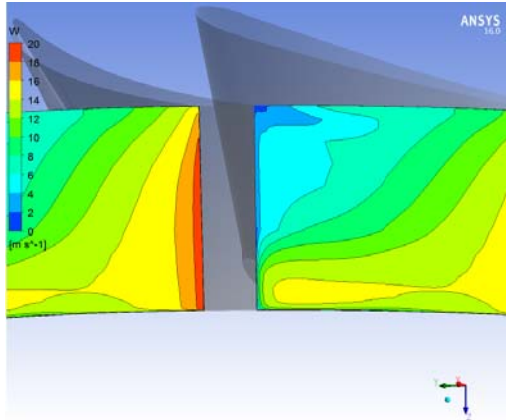


Figure IV.21. Champ de vitesse relative au bord d'attaque.

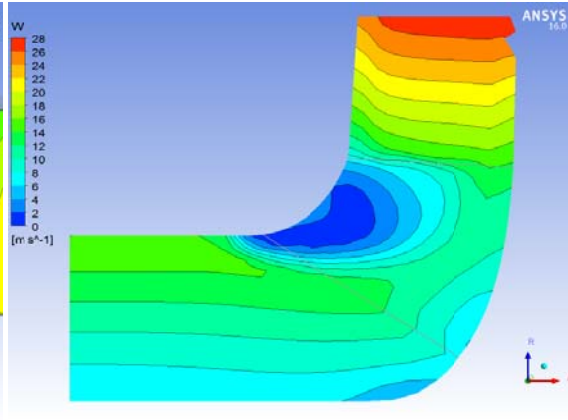


Figure IV.22. Champ de vitesse relative sous le plan méridien.

Ces figures nous présentent la répartition de la vitesse relative (tangentielle à l'aube), sous le plan aube à aube dans la figure (VI.20), et sous le plan méridien dans la figure (VI.23) en première vue, en remarque que la répartition de la vitesse relative sur les deux faces de l'aube n'est pas uniforme. L'information sur la variation de la vitesse au niveau de l'aspiration de la pompe, est mieux exposée sur le plan méridien que son complémentaire. Et traduit parfaitement l'augmentation de la vitesse en se déplaçant de l'aspiration au refoulement de la machine, de plus il est remarquable qu'il existe une zone de détournement de fluide au niveau de l'extrados de l'aubage. Alors que sur le plan aube à aube ; on montre clairement la différence des champs des vitesses entre l'intrados et l'extrados de la pale et qu'elle évidemment plus importante sur l'extrados.

On revanche les figures (VI.21 et VI.22), présentent la répartition de la vitesse relative (tangentielle à l'aube), sur les deux bords de la pale de roue à aubes de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

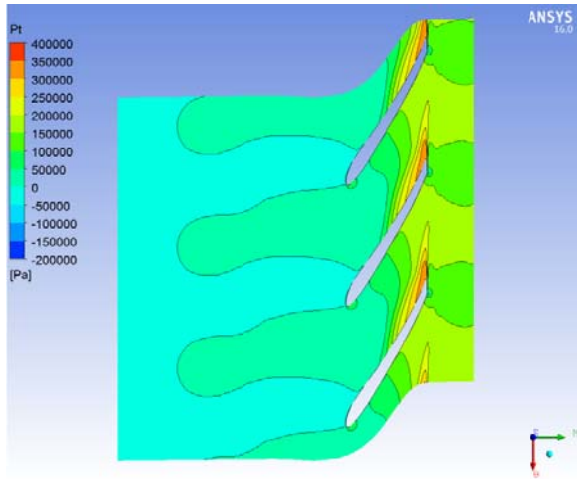


Figure IV. 23 Champ de pression total sous le plan aube à aube.

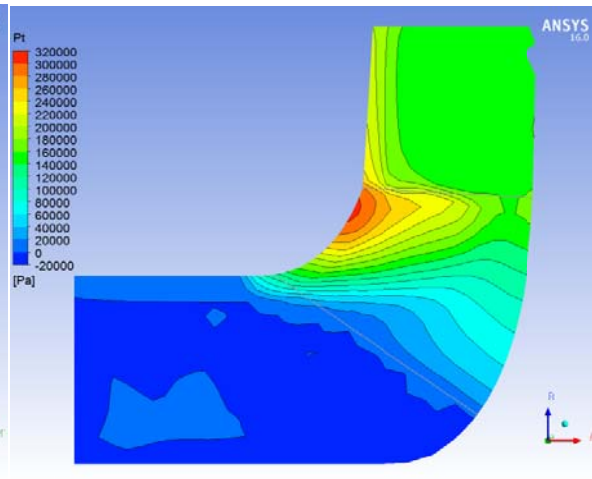


Figure IV. 24 Champ de pression total sous le plan méridien.

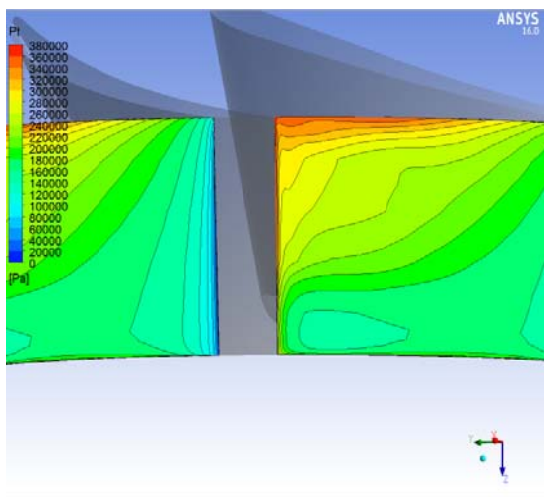


Figure IV. 25 Champ de pression totale au bord d'attaque de la pale.

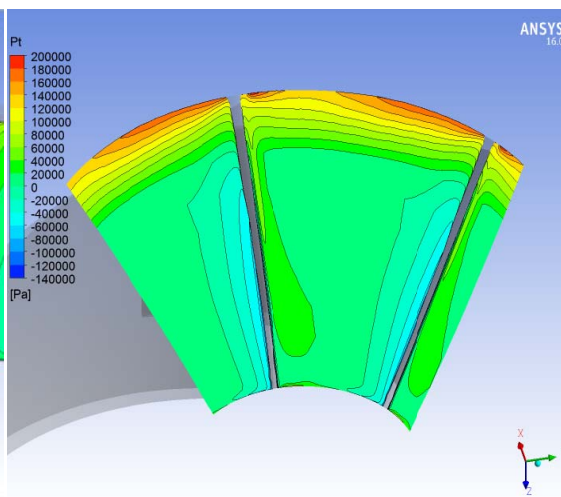


Figure IV. 26 Champ de pression totale au bord de fuite de la pale.

Les figures (VI.26 et VI.27), présentent la répartition de la pression totale, répartissant sur le bord d'attaque et le bord de fuite de la palette de la roue de notre pompe centrifuge.

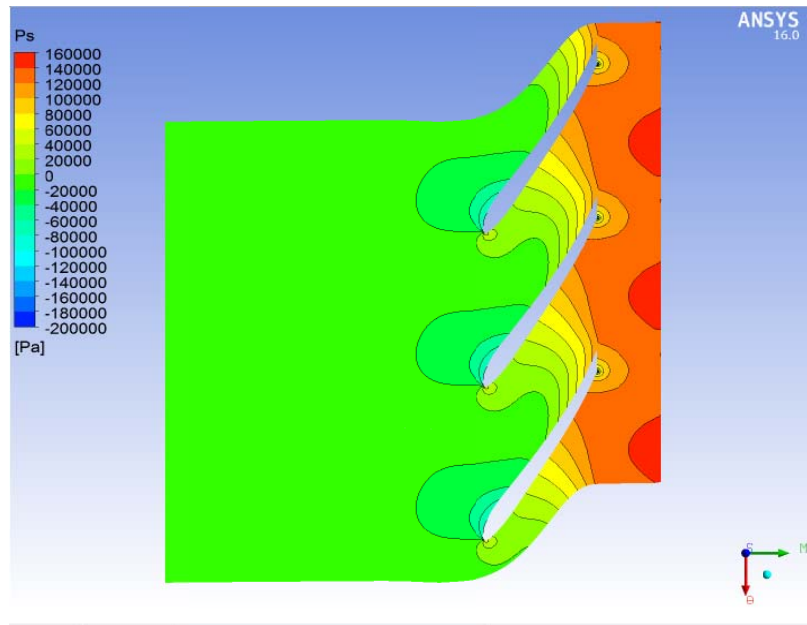


Figure IV. 27. Champ de pression statique prévue dans le plan aube à aube.

Cette figure montre la répartition des champs des pressions statiques, sous le plan aube à aube, en voit clairement la progression des champs des pressions statiques tout en se déplaçant de l'aspiration de la pompe à son refoulement.

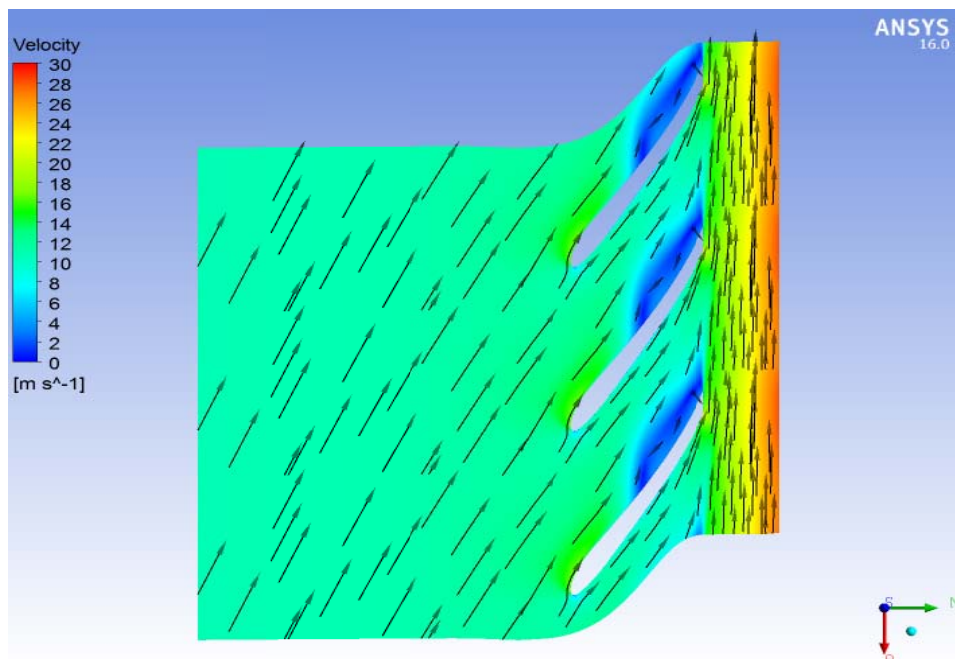


Figure IV. 28. Champs des vitesses absolues à 50% de hauteur de l'aube.

Cette figure présente la répartition des champs des vitesses absolues, sous le plan aube à aube, cette mesure a été prise à 50% de hauteur de l'aube, on remarque bien la progression des champs des vitesses tout en se déplaçant de l'aspiration de la pompe à son refoulement, de plus des zones de recirculation de fluide au niveau de l'intrados sont franchement apparentes.

IV .3.Conclusion :

Après avoir fait exposer la procédure de la conception du notre modèle géométrique de la pompe, on a présenté des figures qui reflètent les distributions des champs des vitesses et des pressions dans différents localisations de la roue à aube de notre modèle géométrique, nous avons remarquez que les résultats obtenues logique et acceptable avec la théorie trouvé dans la littérature.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

A travers de l'étude faite, nous avons consulté les caractéristiques essentielles de la pompe centrifuge et nous avons bien compris son fonctionnement, son rôle principal dans les différents domaines industriels; grâce à la simulation numérique modélisant un problème réel avec un logiciel de conception "WorkBench", et en évaluant ces performances en utilisant un logiciel de calcul numérique CFD "CFX". La modélisation numérique des écoulements réalisée par le code commercial ANSYS CFX, a montré sa bonne capacité à restituer l'écoulement interne dans les roues de pompes centrifuges.

Dans ce travail on a présenté la filière des pompes. On a consacré sur les pompes centrifuge (définition, classification, les domaines d'utilisation...) et une description des équations les plus utilise pour la conception la des projets turbomachine (Equations de Navier Stokes et équation de continuité...) et les modèles qui nous intéresse dans ce travail.

Puis nous avant présenté les méthodes numériques (élément finis, déférent finis, volume finis). La méthode des volumes finis et la plus utilise dans le logiciel CFX car elle est plus précise que les autres.

Au début, pour traçais notre model géométrique on a utilise le logiciel Vista CPD, ce logiciel est très utilisable pour le traçagedes pièces turbomachine comme la pompe centrifuge en 2D. On a choisi un pompe centrifuge avec 6aubes, Cette étape est considère préliminaire.

La conversion de la géométrie bidimensionnelle à une structure en trois dimensions a l'aide deBladeGen, en faisant un transfert des données préliminaires sur la géométrie de la pale du Vista CPD vers BladeGen, cette nouvelle base de travail, est une solution complète incluant des fonctions de modélisation spécialement conçues pour couvrir les besoins des constructeurs de pompes, et nous permet un contrôle absolu d'angles d'aubage de la roue de la pompe.

Pour le maillage on a choisi le logiciel TurboGrid qui est spécialisé dans la création de maillages dans les turbomachines.Nousobtenons le maillage optimal avec 637636éléments et 675745nœuds.

Puis, nous avant utilise pour la résolution le logiciel CFX. Cette partie du travail subdivise en trois : une première sur CFX-pre, une seconde sur CFX-solver, et une troisième sur CFX-post

Les conditions aux limites sont : à l'entrée la vitesse angulaire 2000 tr/min et la pression totale 0 atm, et a la sortie le débit volumique $280 \text{ m}^3/\text{h}$,

Les conditions de fonctionnement : Nature de fluide L'eau liquide, Pression de référence 0 (atm), Aucun Transfert d'énergie et le Modèle turbulent SST

Après avoir présenté la procédure de la conception du notre modèle géométrique de la pompe, on a présenté des figures qui reflètent les distributions des champs des vitesses et des pressions dans différents localisations de la roue à aube de notre modèle géométrique, qui montre la capacité de modéliser les turbomachines en particulier les pompes centrifuges par le logiciel Numérique ANSYS-CFX en comparaison avec la littérature.

Et comme perspectives on envisagerons de faire :

- une optimisation de performance de la pompe centrifuge par l'optimisation de nombre des aubes, angle d'attaque, la vitesse de rotation
- Une simulation d'autre type de turbomachine comme les compresseurs, les turbines ...

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] THUMA Antal, Machines Hydrauliques, Alger, Office des publications universitaires, 1993, 351p.
- [2] BASCAL BIGOT, Cours Les Pompes, CIRA 1 ère année
- [3] Les Pompes, TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007.
- [4] MAAMMEUR Mostafa. SIMULATION NUMERIQUE DE L'ÉCOULEMENT DE L'AIRE DANS LA ROUE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE Mémoire De Magister, Université HassibaBenbouali de Chlef ,2011.
- [5] A. BENSLIMANE, INTRODUCTION A LA MÉCANIQUE DES FLUIDES, document photocopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.
- [6] SENOUCI SADEK ETUDE DE LA DEGRADATION DES PERFORMANCES D'UNE POMPE CENTRIFUGE EN ÉCOULEMENT DIPHASIQUE, Mémoire De Magister, UNIVERSITE DE KASDI MERBAH OUARGLA, 2014.
- [7] S.MEKROUSSI. Simulation du transfert convectif dans une couche limite turbulente en présence d'obstacle décollé de la paroi, Mémoire De Magister, UNIVERSITÉ IBN KHALDOUN – TIARET, 2007.
- [8] ABDERREZAK Hamami. SIMULATION DE L'ÉCOULEMENT DANS UN MINI CANAL, UNIVERSITE DE BATNA, Mémoire De Magistère, 2005.
- [9] MESSAOUD Zahi. SIMULATION NUMERIQUE DE L'ÉCOULEMENT INTERNE DANS UNE POMPE CENTRIFUGE AVEC LE CFX, Mémoire De Magister, Université HassibaBenbouali de Chlef ,2008.
- [10] S.MOULOUD, R. CHRFI, SIMULATION D'UN ÉCOULEMENT FLUVIAL SURFACE LIBRE EN PRÉSENCE D'UNE CRÊTE, mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2014
- [11] M. ASAJE, MÉTHODOLOGIE ET OPTIMISATION DANS LA CONCEPTION ET L'ANALYSE DES PERFORMANCES DES TURBOMACHINES A FLUIDE INCOMPRESSIBLE, thèse de doctorat, école nationale supérieure d'art et métiers, de Paris, 201
- [12] REKIOUA Mohamed « Etude des performances d'un échangeur de chaleur croisé avec ou sans ailettes poreuses » Thèse de Magistère, Université de Tlemcen, 2011

Résumé

Les simulations numériques prennent de plus en plus d'importance dans le développement des projets scientifiques existants, car elles sont moins coûteuses et plus flexibles.

Initialement, pour suivre notre modèle géométrique, nous avons utilisé le logiciel Vista CPD et choisi une pompe centrifuge à 6 aube, la conversion de la géométrie 2D en 3D en utilisant BladeGen en transférant initialement les données à la géométrie de la pale du Vista-CPD vers Blade-Gen, est la solution complète pour le travail et nous permet un contrôle absolu sur les angles d'aubage de la roue de pompe.

Pour le maillage, nous avons sélectionné le logiciel TurboGrid qui se spécialise dans la construction de maillage dans les turbomachines. Puis, nous avons utilisé pour la résolution le logiciel CFX. Cette partie du travail subdivise en trois : une première sur CFX-pre, une seconde sur CFX-solver, et une troisième sur CFX-post.

Les résultats obtenus ne présentent pas qu'une revue sérieuse de prédiction et de la compréhension des phénomènes associées au fonctionnement des turbomachines, mais également pour la prévision des performances.

Mots clés : Simulations Numériques ; Pompe Centrifuge ; Ansys CFX.

Abstract

Numerical simulations are becoming increasingly important in the development of existing scientific projects, as they are less costly and more flexible.

Initially, to follow our geometric model, we used the Vista CPD software and chose a centrifugal pump with 6 vanes, conversion of 2D geometry to 3D using Bladegen by initially transferring the data to the blade geometry of the Vista-CPD to Blade-Gen, is the complete solution for work and allows us absolute control on the blade angles of the pump wheel.

For mesh, we have selected the Turbogrid software that specializes in mesh construction in turbomachinery. Then we before uses the CFX software for resolution. This

part of the work is divided into three: the first in CFX-pre, the second on CFX-solver, and the third on CFX-post.

the results obtained do not only present a serious review of the prediction and understanding of the phenomena associated with the operation of the turbomachinery, but also for the prediction of the performances understanding of the phenomena associated with the operation of turbomachinery, but also for the prediction of the performance.

Keys words: Numerical simulation; Centrifugal Pump; Ansys CFX

ملخص

تزداد أهمية عمليات المحاكاة الرقمية في تطوير المشاريع العلمية الحالية لأنها أقل تكلفة وأكثر مرونة. في البداية ، لمتابعة نموذجنا الهندسي ، استخدمنا برنامج Vista CPD واخترنا مضخة طرد مركزي ذات 6 شفرات ، ونحول هندسة ثنائية الأبعاد إلى ثلاثية الأبعاد باستخدام BladeGen عن طريق نقل البيانات في البداية إلى هندسة شفرة Vista-CPD إلى Blade-Gen ، هو الحل الكامل للوظيفة ويسمح لنا بالتحكم المطلق في زوايا شفرة عجلة المضخة. بالنسبة للشبكة، اخترنا البرنامج TurboGrid الذي يتخصص في بناء الشبكات في التوربينات. ينقسم العمل ببرنامج CFX إلى ثلاثة أقسام: الأول في CFX-pre، والثاني في CFX-solver ، والثالث في CFX-post. النتائج التي تم الحصول عليها لا تقدم فقط مراجعة جادة للتنبؤات وفهم الظواهر المرتبطة بتشغيل الآلات التوربينية ، ولكن كذلك أيضًا للتنبؤ بالمردودية

الكلمات المفتاحية: المحاكاة الرقمية ؛ مضخة طرد مركزي؛ ANSYS CFX

