

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Abderrahmane MIRA de Bejaia



Faculté de la Technologie

Département de Génie électrique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie électrique

Option : électromécanique

Par

M^{ELLE} : LINDA BOUALLAGA

Thème

**SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DE
FLUIDE DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE**

Soutenu le 29/06/2017 devant le jury composé de :

M. A. DJERRADA	Président
M.A. AMRI	Examineur
M. A. BENSLIMANE	Rapporteur

Année Universitaire 2016-2017

Remerciements

La première personne que j'aimerais remercier du fond du cœur est M. A.BENSLIMANE, qui m'a toujours appuyé dans cette aventure, il a dû composer avec une étudiante étrangère souvent stressée et parfois même découragé, en plus d'immense charge dans son travail et toutes ces occupations. Il n'a jamais cessé de m'encourager, puisque comme il me dit souvent : «le succès n'est jamais un accident, il est toujours le fruit d'un effort intelligent». Ses critiques positives ont souvent contribué à rendre plus claires mes déterminations. Je lui serai toujours grandement reconnaissante pour tout ce qu'il a fait, j'ai eu l'honneur et le grand plaisir d'obtenir la collaboration de ce Monsieur. À qui je tiens à adresser ma sincère gratitude pour la confiance qu'il m'a témoignée, et j'en profite pour saluer son enthousiasme et son dynamisme contagieux.

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

Je remercie M. AMRI particulièrement pour son aide intellectuelle et surtout psychologique. Je remercie également le doctorant M. MOULOUD qui m'a beaucoup soutenu avec ces suggestions et ces commentaires qui ont résulté de nombreuses discussions et échanges fructueux qui ont donné lieu à plusieurs ajouts et modifications à ce modeste travail.

Je suis reconnaissante au responsable du HALL de TECHNOLOGIE Mr. RACHID que je voudrais remercier très chaleureusement pour sa confiance et son aide précieuse pour mener les simulations.

Enfin je remercie tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la concrétisation de ce mémoire.

Dédicace

Je dédie ce travail :

Aux êtres les plus chers, mes parents qui étaient toujours à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études. En signe de reconnaissance, qu'ils trouvent ici, l'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'efforts et de moyens pour me voir réussir dans mes études.

À mon grand frère Hafid que je respecte beaucoup et sa belle femme Yamina. À mon frère Khellaf que je respecte énormément. À ma grande sœur Kahina qui a une place très spéciale dans mon cœur et son mari Mouloud que je respecte beaucoup. À ma sœur Aldja que je souhaite tout le bonheur du monde avec son mari et son merveilleux petit bébé. À ma princesse petite sœur Lidia que j'aime follement et que je souhaite la réussite dans ces études. À la fabuleuse Nissa que je souhaite aussi la réussite dans ces études. À mon Hsinou et Kiki que j'aime bien quand ils parlent.

À toute ma famille, particulièrement ma grande mère que j'aime bien rigoler avec, qui a une façon très bizarre d'exprimer son amour en me donnant beaucoup à manger, que dieux prolonge sa vie. À mon oncle Rachid que j'appelle chouchou qui m'a beaucoup encouragé. À la charmante Mèriame. Et à tout ce qui je n'ai pas cité leurs noms.

Et en fin à tous mes amis avec qui j'ai partagé de beaux moments (Hassiba, Rachida, Dihia génie civil, Samia, Rahim, Lounis, Omar, Hakim, Abdou, Farid), et à tous les doctorants du laboratoire mécanique, matériaux et énergétique.

Table des Matières

Table des matières

Table des Matières	i
Nomenclature	ii
Liste des figures	iii
Liste des tableaux	iv
Introduction générale	1
I.1. Introduction.....	3
I.2 Évolution dans le temps de la roue à aubes centrifuge	3
I.3 Revue historique sur l'étude des écoulements intérieurs dans les turbomachines.....	4
I.4 Projet de turbomachines.....	5
I.4.1 Démarches à suivre lors de la conception des turbomachines.....	5
I.4.2 Approche suivi dans la sélection des profils des pales	7
II.1 Introduction :	11
II.2 Définitions	11
II.3 Classification	11
II.3.1 Selon le sens l'échange de l'énergie	11
II.3.2 Selon la nature de fluide.....	12
II.4 Exemple de turbomachines : les pompes.....	12
II.4.1 Classification des pompes	12
II.4.2 Les turbopompes	13
II.5 Domaine d'utilisation	14
II.6 Autres exemples de turbomachines	15
II.6.1 Les turbines Pelton	15
II.6.2 Les turbines Francis	15
II.6.3 Les turbines Kaplan.....	16
II.6.4 Les groupes-bulbe	17
II.7 la pompe centrifuge	17
II.7.1 Principe de fonctionnement.....	17
II.7.2 Les organes de la pompe centrifuge.....	18
II.7.2.3 Organe ayant une fonction d'étanchéité :.....	18
II.8 Théorie de la pompe centrifuge	19
II.8.1 Triangle des vitesses.....	19
II.8.2 caractéristique théorique (forme d'Euler)	20

II.8.3 caractéristique réelle de la pompe centrifuge	Erreur ! Signet non défini.
II.9 Caractéristique de la pompe centrifuge	25
II.9.1 Courbe caractéristique	25
II.9.2 Comment définir le rendement d'une pompe centrifuge ?	25
II.9.3 courbe caractéristique	Erreur ! Signet non défini.
II.10 c'est quoi la cavitation ?	26
II.10.1 Le $NPSH_{requis}$:	28
II.10.2. $NPSH_{disponible}$:	29
II.11 Caractéristique de construction de la pompe centrifuge	29
II.11.1 le type de roue : ouverte/fermée/semi ouverte	29
II.11.2 la forme géométrique de la roue de la pompe	30
II.11.3 nombre d'étages	31
II.11.4 Similitude des pompes centrifuges	32
III.1. Introduction	37
III.2 Formes générale des équations fondamentales	37
III.2.1 Equation de conservation de masse (équation de continuité)	37
III.2.2 Équations de conservation de la quantité de mouvement	38
III.2.3 Équation de continuité en régime laminaire	38
III.2.4 Equations de Navier-Stokes en régime laminaire	39
III.2.5 Equations de continuité et de Navier-Stokes en régime turbulent	39
III.3 Décomposition de Reynolds	40
III.3 .1. Équation aux fluctuations selon la décomposition de Reynolds	41
III.4. Modèle de viscosité turbulente	43
III.4. 1. Modèle $k-\omega$ SST	43
III.4. 2. Modèle K-Epsilon	44
III .4 Résolution des équations	46
III .4 .1 Discrétisation et les conditions aux limites	47
III .4 .2 Maillage	47
III .4 .3 Choix de grille de maillage	47
III .4 .4 Les conditions aux limites	48
IV.1 Introduction	50
IV.2 Étapes de la conception	50
VI.2.1 Première étape en utilisant : Vista CPD (Centrifugal Pump Desing)	51
VI.2.2 Deuxième étape en utilisant BladeGen	53
VI.2.3 Troisième étape : maillage en TurboGrid	53
VI.2.4 Quatrième étape en utilisant ANSYS CFX	55
VI.3.1 Courbe caractéristique de la pompe	Erreur ! Signet non défini.

Conclusion générale	71
Références bibliographiques	73

Nomenclature

NOMENCLATURE

Symboles	Signification	Unités (SI)
r_1	Rayon intérieur	m
b	épaisseur	m
r_2	Rayon extérieur	m
C	La vitesse absolue de la particule fluide	m/s
W	La vitesse relative de la particule fluide	m/s
U	Vitesse d'entraînement	m/s
P	Pression	Pa
C_{2m}	Projection radiale de la vitesse absolue à la sortie	m/s
C_{1m}	Projection radiale de la vitesse absolue à l'entrée	m/s
C_{1u}	Projection circonférentielle de la vitesse absolue à l'entrée	m/s
C_{2u}	Projection circonférentielle de la vitesse absolue à la sortie	m/s
T	Le couple	N.m
Q_m	Le débit massique	Kg/s
Q_v	Le débit volumique	m ³ /s
u, v, w	Composantes de la vitesse suivant l'axe x, y et z	m/s
x_j	Cordonnés cartésiennes sous forme indicielle	/
U_i	Composantes des vitesses instantanées en régime turbulent	m/s
U_{iq}	Composantes des vitesses instantanées en régime turbulent	m/s
\bar{U}_i	Composantes moyennes de la vitesse	m/s
P	Pressions locales instantanées en régime turbulent	Pa
\bar{P}_i	Pression locale moyenne du fluide en régime turbulent	Pa
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
H_{th}	La hauteur théorique	m
x,y,z	Coordonnées cartésiennes	m
x^*,v^*	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	/
K_t	Énergie cinétique turbulente	m ² /s ²

S_{ij}	tenseur de déformation	Pa
P_{hyd}	Puissance hydraulique	Wat
η_g	Rendement global de la pompe	%
p_u	Puissance utile	W
η_v	Rendement volumétrique	%
η_m	Rendement mécanique	%

Nombre adimensionnel Re	Nombre de Reynolds $Re = \frac{4R_H U_0}{\nu}$
-----------------------------------	---

Symboles grecs

α	angle	deg
β	angle	deg
ω	la vitesse angulaire	[rad/s]
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
ε	taux de dissipation de l'énergie cinétique	m^2/s^3
μ	Viscosité dynamique	$Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
μ_t	Viscosité turbulente	$Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
τ_{ij}	Contrainte visqueuse	Pa
$\bar{\varphi}$	Grandeur moyenne	/
φ'	fluctuation	/
μ_t	Viscosité turbulente	Pa/s

Abréviations

CFDComputational Fluid Dynamics
SST (Shear Stress Transport)
AGARD..... (Advisory Group for Aerospace Research and Development)
NPSH(Net Positive Suction Head)
1D.....(unidimensionnelle)
3D.....(tridimensionnelle)

RANS.....Reynolds Averaged Navier-Stokes
DNS.....Direct Numerical Simulation (Simulation Numérique Directe)
LES.....Large Eddy Simulation (Simulation à Grandes Echelles)
RSM.....Reynolds Stress model

Liste des Figures

Liste des figures

CHAPITRE I Étude bibliographique

Figure I. 1 Projet de conception des turbomachines.	6
Figure I. 2 Méthode directe dans la conception de turbomachines.	7
Figure I. 3 Plan méridien et Plan aube à aube.	8

CHAPITRE II Pompes centrifuges

Figure II. 1 Éolienne utilisée dans production d'énergie électrique.	12
Figure II. 2 Pompes relatives.	13
Figure II. 3 Game d'utilisation des turbopompes et les pompes volumétriques.	14
Figure II. 4 Turbine Pelton.	15
Figure II. 5 Turbine Francis.	16
Figure II. 6 Turbine Kaplan.	16
Figure II. 7 Sans d'écoulement dans une pompe centrifuge.	17
Figure II. 8 les Composants essentiels constituent la pompe centrifuge.	18
Figure II. 9 Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge	19
Figure II. 10 Volume de contrôle.	20
Figure II. 11 Triangle des vitesses à l'entrée de la pompe.	22
Figure II. 12 Vue de gauche d'une roue de pompe centrifuge.	23
Figure II. 13 Triangle des vitesses à la sortie de la pompe.	23
Figure II. 14 Caractéristique théorique d'une pompe centrifuge.	24
Figure II. 15 Forme d'aubes en fonction de l'angle beta.	25
Figure II. 16 Caractéristique réelle de la pompe centrifuge.	Erreur ! Signet non défini.
Figure II. 17 Courbe caractéristique incluent à la fois la hauteur et le rendement de la pompe en fonction du débit.	Erreur ! Signet non défini.
Figure II. 18 Courbe caractéristique incluent à la fois la puissance et NPSH de la pompe.	Erreur ! Signet non défini.
Figure II. 19 Formation de la cavitation.	27
Figure II. 20 Effet de cavitation sur les pompes centrifuges.	27
Figure II. 21 Triangle des vitesses à l'entrée de l'aube.	28
Figure II. 22 Chute de 3 % de la hauteur manométrique.	29
Figure II. 23 Type de roue de pompe centrifuge.	29
Figure II. 24 Roue centrifuge.	30
Figure II. 25 Roue axiale.	30
Figure II. 26 Roue hélico centrifuge.	31
Figure II. 27 Pompe monocellulaire à aspiration axiale.	31
Figure II. 28 Pompes multicellulaires horizontales.	32
Figure II. 29 Forme de pale de roue selon la vitesse spécifique.	33

Chapitre III Modélisation numérique

Figure III. 1 Les méthodes numériques pour résoudre les équations de Navier-Stokes.	39
Figure III. 2 Le principe de la décomposition de Reynolds.	41
Figure III. 3 Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.	46
Figure III. 4 Géométrie originale.	47
Figure III. 5 Géométrie discrétisée.	47
Figure III. 6 Maillage, fait sous TurboGrid.	48

CHAPITRE IV Résultats et discussions

Figure IV. 1 L'organigramme d'étapes de travail.	51
Figure IV. 2 Contraintes géométriques sur la pale de la roue.	52
Figure IV. 3 Géométrie préliminaire à 1D obtenue sous Vista CPD.	52
Figure IV. 4 Plan méridien (BladeGen).	53
Figure IV. 5 Géométrie 3D (BladeGen).	53
Figure IV. 6 Le domaine informatique inséré dans TurboGrid.	54
Figure IV. 7 l'aube de la roue.	54
Figure IV. 8 entrée et sortie de la roue.	54
Figure IV. 9 Carter et moyeu de la roue.	55
Figure IV. 10 Flasque avant et arrière.	55
Figure IV. 11 La condition à l'entrée.	56
Figure IV. 12 La condition à la sortie.	56
Figure IV. 13 Conditions de parois retenues pour chaque calcul.	57
Figure IV. 14 Vue de face d'une coupe transversale de la roue.	58
Figure IV. 15 Géométrie de la veine fluide.	58
Figure IV. 16 La largeur et la hauteur de l'aube.	59
Figure IV. 17 Contour de pression tout le long de l'aube pris à 20° de hauteur.	60
Figure IV. 18 Contour de pression tout le long de l'aube pris à 50° de hauteur.	60
Figure IV. 19 Contour de pression tout le long de l'aube pris à 80° de hauteur.	60
Figure IV. 20 Variation de pression totale et statique le long de l'aubage.	62
Figure IV. 21 Notre modèle géométrique de la roue.	63
Figure IV. 22 Contour de vitesse en trois dimensions.	63
Figure IV. 23 Champ de vitesse relative sous le plan aube à aube.	64
Figure IV. 24 Champ de vitesse relative sous le plan méridien.	64
Figure IV. 25 Champ de vitesse relative au bord fuite.	64
Figure IV. 26 Champ de vitesse relative au bord d'attaque.	64
Figure IV. 27 Champ de pression total sous le plan aube à aube.	65
Figure IV. 28 Champ de pression total sous le plan méridien.	65
Figure IV. 29 Champ de pression totale au bord d'attaque de la pale.	65
Figure IV. 30 Champ de pression totale au bord de fuite de la pale.	65
Figure IV. 31 Champ de pression statique prévue dans le plan aube à aube.	66
Figure IV. 32 Champs des vitesses absolues à 50° de hauteur de l'aube.	66
Figure IV. 33 Courbe caractéristique de la pompe.	Erreur ! Signet non défini.

Liste des Tableaux

Liste des tableaux

Tableau III. 1 Problème de fermeture.	42
Tableau IV. 1 Paramètres pour la conception préliminaire des aubes.	51
Tableau IV. 2 les paramètres d'entrée.	52
Tableau IV. 3 les paramètres de sortie.	52
Tableau IV. 4 les données de maillage.	54
Tableau IV. 5 Les conditions physiques de fonctionnement.	56
Tableau IV. 6 Les conditions aux limites.	56
Tableau IV. 7 Récapitulatif des données.	61
Tableau IV. 8 les performances de la pompe centrifuge.	67
Tableau IV. 9 Les résultats obtenus sous CFD-Post.	68
Tableau IV. 10 Caractéristique de la pompe.	Erreur ! Signet non défini.

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 (avions, bateaux, voitures, etc.) 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 est née pour ce faire.

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 l'aide de 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, divers travaux sur le domaine ont été passés en revue. Des travaux de conception des roues de turbomachines et de la maîtrise des écoulements, puis le second chapitre comportent une étude approfondie sur la pompe centrifuge, des points essentiels sur la théorie de cette turbomachine ont été abordés, qu'intéressera un futur ingénieur comme le phénomène de cavitation, les caractéristiques géométriques et toutes les courbes qui caractérisent la pompe centrifuge.

Le troisième chapitre, est purement consacré à la mécanique des fluides, les équations qui gouvernent les écoulements ont été définies, qui sont les fameuses équations : de conservation de masse, et l'équation de la quantité de mouvement dite aussi de Navier-Stokes.

Dans ce cas précis, l'écoulement est turbulent ce qui a conduit à consacrer une partie sur la turbulence, particulièrement le modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes.

Enfin, le dernier chapitre est le travail, proprement dit, 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. Les résultats sont présentés sur des figures qui reflètent les distributions des vitesses et des pressions en différentes localisations de notre modèle géométrique de la roue à aubes de pompe centrifuge.

Chapitre I

Étude bibliographique

I.1. Introduction

Le développement technologique actuel pourrait faire penser que l'ingénierie des turbomachines est maintenant parvenue à la limite de son développement, et que toute recherche est désormais inutile. Bien au contraire, des développements récents prouvent cependant que de nombreux problèmes restent encore à résoudre. L'un des problèmes les plus complexes est la compréhension des écoulements internes aux turbomachines pour une meilleure optimisation et conception de la machine.

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

I.2. Évolution dans le temps de la roue à aubes centrifuge

Les pompes et les compresseurs centrifuges ont atteint des niveaux d'efficacité de l'ordre de 90% et des puissances de quelques watts à quelques mégawatts.

Les roues centrifuges à aubes équipant les pompes et les compresseurs font partie des machines à géométries des plus complexes jamais construites, dont le développement le plus rapide s'est produit dans les 60 dernières années. Le premier dispositif censé avoir fonctionné comme roue centrifuge a été découvert à San Domingos au Portugal. C'est une roue avec 10 aubes en bois à double courbure, elle date approximativement du cinquième siècle (Engeda 1998). Au 16^{ème} siècle, des ventilateurs centrifuges avaient été utilisés pour la ventilation des mines.

Il est admis que l'origine de la roue à aubes centrifuge est attribuée au physicien et inventeur français Denis Papin en 1689. Sa contribution se situe dans la compréhension du concept de créer, à l'aide d'un aubage, un vortex dans une enveloppe circulaire ou spirale.

Le mathématicien Leonhard Euler a présenté dans un mémoire en 1754 une application théorique de la loi de Newton dans le cas de la roue centrifuge à aubes. Cette application théorique est à l'origine de ce qui est maintenant universellement connu comme l'équation d'Euler. La publication de son équation a stimulé le développement des turbines hydrauliques au 18^{ème} siècle. Juste avant la publication d'Euler, John Smeaton a présenté en 1752 l'utilisation des modèles dans l'étude de turbomachine.

La commercialisation en 1818 de pompes centrifuges par un fabricant de pompes du Massachusetts aux États-Unis a représenté un tournant dans l'histoire des roues centrifuges.

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

Après la théorie de Papin, Combos a présenté en 1838 un travail traitant les aubes incurvées et l'effet de la courbure, qui s'est plus tard avéré être un facteur important dans le développement de la roue centrifuge. En 1839, W. Andrews a présenté l'enveloppe volute appropriée et en 1846, il a utilisé une roue à aubes entièrement enveloppée.

James Thomson, en 1850, a suggéré l'utilisation d'une chambre de tourbillon, qui a permis à la pompe centrifuge en un seul étage d'être utilisée économiquement pour des hauteurs d'aspirations plus élevées.

Pendant la grande exposition de l'Angleterre en 1851, plusieurs conceptions de pompes ont été présentées et comparées. La pompe d'Appold avec les aubes incurvées a montré une efficacité de 68%, trois fois mieux que n'importe quelle pompe présentée. La conception d'Appold a attiré beaucoup d'attention en raison de sa simplicité, compacité, et son rendement élevé. Depuis, le développement de la pompe centrifuge s'est accéléré [1].

I.3 Revue historique sur l'étude des écoulements intérieurs dans les turbomachines

La première étude complète de l'écoulement dans une roue à aubes est celle de K. Fischer et D. Thoma, dans laquelle ils ont pratiquement toutes les conditions de l'écoulement pour un fluide réel étaient différentes de celles théoriquement dérivées pour un fluide parfait. Plus récemment, Rai (1987 et 1989) était un des premiers à simuler numériquement le champ de l'écoulement instable tridimensionnel d'une turbine multiétage ; il a employé les équations de Navier-Stokes instationnaires pour modéliser l'interaction rotor-stator. On peut citer aussi des travaux qui sont effectués dans le laboratoire de mécanique appliqué (LMA, USTOMB), concernons la modalisation numérique des écoulements tridimensionnels avec l'utilisation le code de calcul « CFX » de AEA technologie. Abidat et al (1998) , ont développé un modèle de prédiction des performances d'une turbine radiale ou semi-axiale en régime d'écoulement instationnaire pour évaluer l'influence des amplitudes et fréquence de pulsations de pression sur les performances d'une turbine, les résultats de calcul numérique sont en bonne concordance avec les résultats expérimentaux. M. Hamel (2005) , étude des performances d'une volute de turbine radiale ou semi-axiale, l'étude présentée l'analyse des performances de la volute d'une turbine radiale ou semi-axiale et à la compréhension de mécanismes physiques régissant les

écoulements qui se développent dans ce type d'organe en mettant le point sur l'influence de la forme géométrique de la section azimutale de l'enveloppe spirale sur les performances de la volute. L'emploi du code de calcul CFX 5.7 avec un maillage non structuré de forme tétraèdre réalisé avec un logiciel meilleur ICEM CFD4, a permis d'obtenir de bons résultats [2].

I.4 Projet de turbomachines

La conception des turbomachines a marqué un progrès important ces dernières années, ce qui a facilité la tâche pour le concepteur en mettant des méthodes et des outils à sa disposition. Alors le défi scientifique a réduit cependant à bien savoir choisir la bonne méthode de calcul et l'outil le mieux adapté à chaque étape du projet.

Chaque industrie a son propre schéma de conception, et son code de calcul approprié, par exemple, dans la série publiée, dans la série publiée par l'AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development) en 1989 [ii], plusieurs auteurs ont décrit des méthodes avancées et exhaustives pour le projet de divers types des turbomachines : compresseurs (Stow, Meauzé), turbines (Bry, Hourmouziadis), aubages bidimensionnels (Starken), pour n'en citer que quelques-uns. D'autre part, Howard et al. [iii] présentent une méthode pour la conception aérodynamique et thermique des turbines. Nojima [iv] montre une description similaire pour la conception des turbomachines dépend de l'application, de la géométrie et du domaine industriel d'application ; par conséquent, il n'existe pas d'approche unifiée [2].

I.4.1 Démarches à suivre lors de la conception des turbomachines

La figure suivante, présente la méthodologie suivit lors de la conception des turbomachines, tout d'abord la spécification des paramètres globaux (cahier des charges) chaque site présent, en effet, des caractéristiques propres en ce qui concerne :

- L'énergie disponible, ou l'élévation de pression.
- Le débit exploitable.
- Le rendement souhaité.
- Les dimensions globales de la machine.
- Les caractéristiques de fluide de la machine
- D'autres paramètres à première vue moins importants comme la topographie des lieux, qui impose par exemple les possibilités d'accès à la centrale.
- Parmi d'autres paramètres qui sont aussi acquis au début du projet, on peut considérer les bases de données de données contenant les géométries des profils, les corrélations

pour le calcul des pertes sur les aubages et les flasques, les fuites par jeux radiaux et les modèles pour le calcul des angles de déflexion.

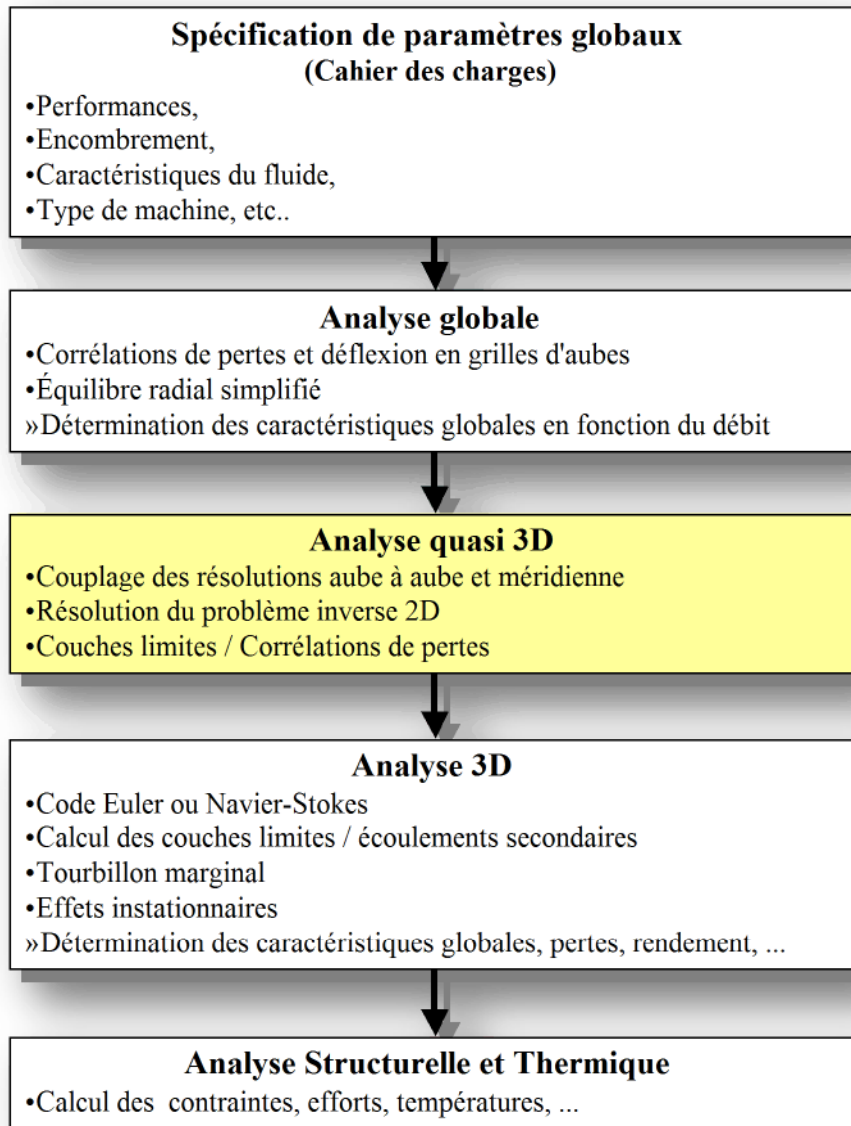


Figure I. 1 Projet de conception des turbomachines.

La première étape du calcul consistera en une analyse globale faite à l'aide de modèles simplifiés de type unidimensionnel portant généralement sur le tube de courant moyen et utilisant l'équation d'Euler des turbomachines combinées avec les lois de l'équilibre radial simplifié (Noguera et al). Dans cette étape, nous ferons appel à de nombreuses corrélations définissant les angles de déflexion (Rey) et les pertes (Bakir) en grilles d'aubes. Les résultats les plus importants de cette première étape seront les caractéristiques globales en fonction du

débit et surtout une première approximation de la géométrie de la machine (notamment les profils des pales) qui servira à initialiser les autres étapes de la démarche [2].

I.4.2 Approche suivie dans la sélection des profils des pales

Il existe deux approches différentes pour la sélection des profils des pales : le problème direct et le problème inverse. Ils peuvent être décrits ainsi :

I.4.2.1 Problème direct (analyse)

Les profils des pales sont générés par des techniques géométriques, dont une loi d'évolution de la ligne moyenne (loi de cambrure) et une loi d'épaisseur. Des séries de grilles ainsi construites avec ces profils sont ensuite analysées par des méthodes théoriques, numériques ou expérimentales pour identifier les plus performantes et déterminer leurs caractéristiques aérodynamiques détaillées [2].

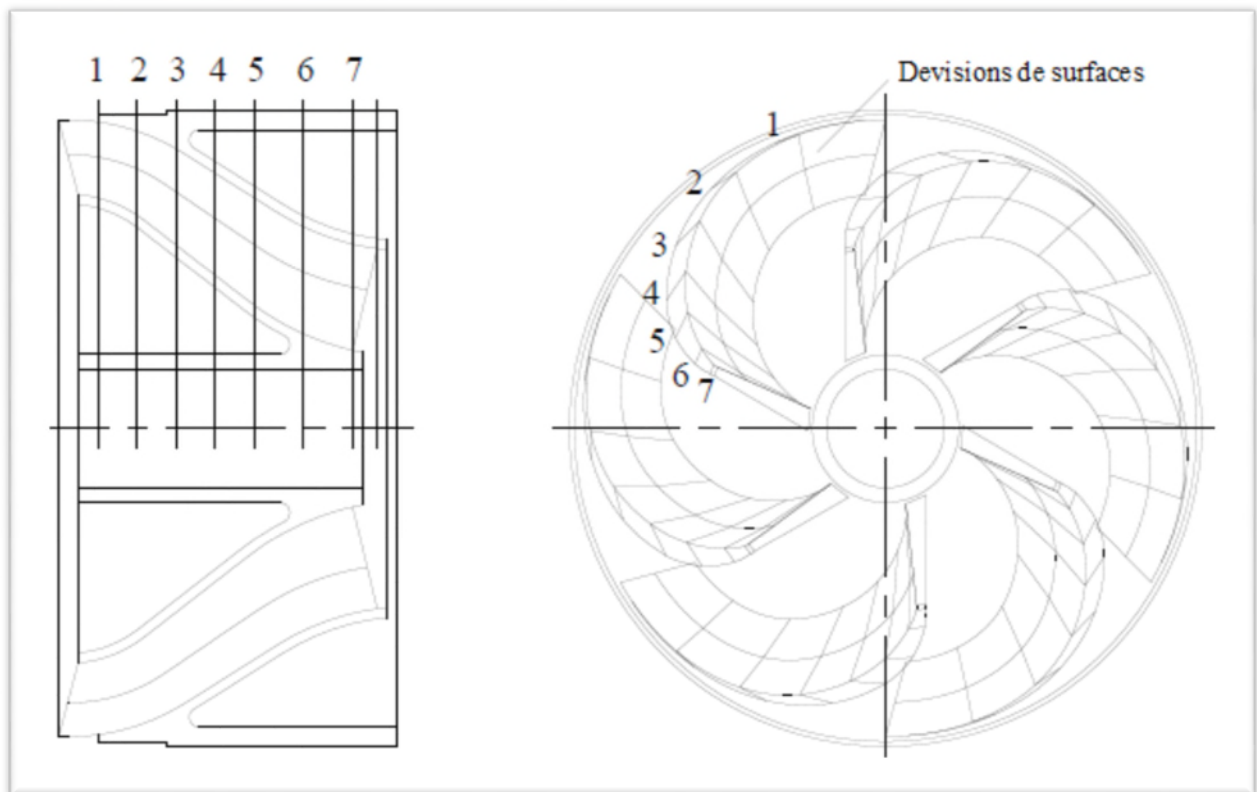


Figure I. 2 Méthode directe dans la conception de turbomachines.

I.4.2.2 Problème inverse (dimensionnement).

Cette technique permet au concepteur de spécifier les distributions des vitesses et des pressions sur les surfaces des profils à construire.

Des méthodes numériques très poussées permettent de déterminer la géométrie des profils qui réalisent ces distributions (Wilkinson 1967, Cheng 1981, Lewis 1982 et 1991, Luu 1992). D'autres méthodes simplifiées permettent avec certaines contraintes imposées sur la géométrie d'obtenir la géométrie la mieux adaptée aux conditions d'entrée et de sortie imposées au départ.

Si les méthodes inverses semblent offrir la solution idéale pour obtenir les caractéristiques souhaitées, elles présentent plusieurs inconvénients, notamment, il n'existe pas toujours un profil correspondant à toute distribution imaginable et, d'autre part, s'elle existe, la solution n'est pas toujours réaliste ou structurellement stable. Il est important de noter que les deux approches peuvent être utilisées dans le cadre de la conception de turbomachines, mais que les méthodes directes doivent être utilisées dans une boucle itérative dont la géométrie recherchée est obtenue par des améliorations successives de critères objectifs.

La deuxième phase, plus évoluée dans cette progression, est représentée par l'analyse dite quasi tridimensionnelle. Ces méthodes ont en commun l'idée de décomposer l'écoulement tridimensionnel qui se produit à l'intérieur de la machine en deux écoulements bidimensionnels couplés : l'écoulement aube à aube et l'écoulement méridien, comme dans la figure suivante :

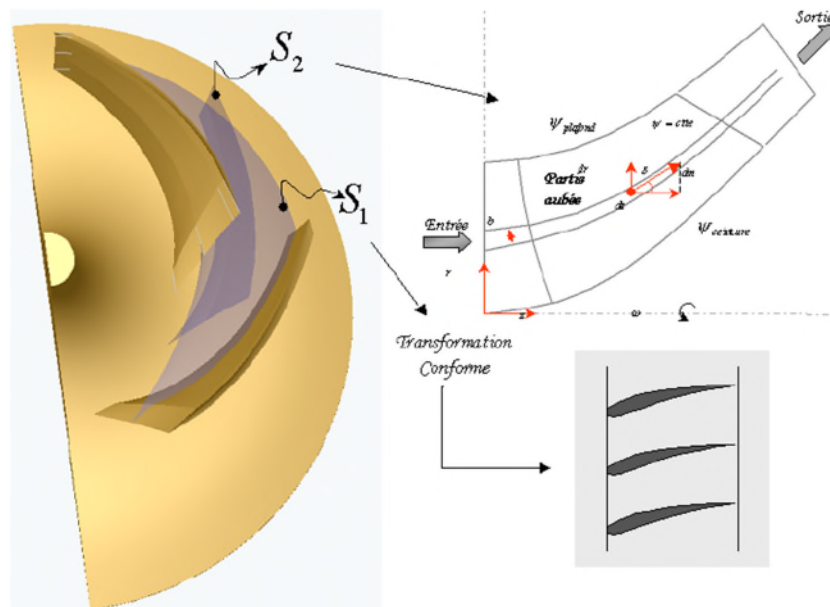


Figure I. 3 Plan méridien et Plan aube à aube.

I.4.2.2 .1. L'écoulement méridien :

Cet écoulement est obtenu dans le plan (r, z) passant par l'axe de rotation de la machine et permettant de définir les nappes de courant (figure).

I.4.2.2 .2. L'écoulement aube à aube :

L'écoulement aube à aube, représente le complément de l'écoulement méridien pour la description quasi tridimensionnelle de l'écoulement. Il s'agit de l'écoulement dans le repère obtenu dans le plan (m, θ) . L'étude de l'écoulement aube à aube est grandement facilitée en ramenant celui-ci à un écoulement en grille d'aubes plane. Cette opération peut s'effectuer par l'intermédiaire d'une transformation conforme.

Suivant la précision attendue, il convient de mener cette étude sur 10 à 20 tubes de courant. En fluide compressible, pour lequel la masse volumique varie non seulement avec la pression générée par la machine, mais également avec la température, dépendant à la fois de la compression, des échanges avec l'extérieur et des pertes génératrices d'entropie, il est nécessaire de corriger l'écoulement méridien en fonction des résultats obtenus en écoulement aube à aube et ainsi de suite jusqu'à convergence complète de l'ensemble.

Pour ces deux types de calcul, il existe plusieurs méthodes de modélisation et de résolution. On n'en verra que quelques-unes parmi les principales. À cette étape de la conception, il est fréquent de faire appel aux méthodes ou corrélations pour prendre en compte les effets des couches limites, écoulements secondaires, fuites dans les jeux et pertes visqueuses.

Dans le processus de conception des turbomachines, l'étape la plus évoluée et la plus complexe, celle qui demande le plus de moyens, aussi bien matériels qu'intellectuels, est sans doute l'analyse tridimensionnelle. Cette partie constitue 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 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 par des logiciels spécialement conçus pour cette tâche. Le principal résultat de cette étape est une connaissance détaillée de l'écoulement à l'intérieur de la machine qui permettra de contrôler ses caractéristiques et de réaliser d'éventuelles modifications de la géométrie. Il est évident que ces codes très lourds ne sont pas adaptés aux premières étapes de la conception. Néanmoins, ces logiciels ont évolué aussi bien dans le domaine de la convivialité et facilité d'utilisation que dans le domaine algorithmique. Par conséquent, ils trouvent une place de plus en plus importante dans les étapes amont de la conception.

La dernière étape avant de passer aux essais indispensables pour le développement de toute nouvelle machine, consiste à calculer et à contrôler ses caractéristiques structurelles et thermiques. Bien entendu, cette étape échappe complètement à l'objectif du présent travail.

Il faut noter que dans chaque phase du projet, les paramètres géométriques peuvent être modifiés jusqu'à ce que les objectifs soient atteints. De même, il est souvent possible et parfois nécessaire, de revenir sur les étapes déjà accomplies pour effectuer les modifications nécessaires [2].

Conclusion

On vous a extrait dans cette revue bibliographique, les titres remarquables dans l'évolution, qu'a subi la roue à aubes de pompe centrifuge, ainsi que les progrès enregistrés dans la maîtrise des écoulements à l'intérieur des turbomachines en termes de développement et de recherche, et dans le cadre d'évolution qu'a subie la démarche de modélisation des turbomachines au cours du temps.

Chapitre II

Pompes centrifuges

II.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons étudier la pompe centrifuge en grande partie. Mais tout d'abord en va citer quelques généralités sur les turbomachines, plusieurs ouvrages ont été consultés librement à fin de pouvoir rassembler l'essentiel que peut nous intéresser dans ce travail voir quelque définitions et exemples concrets de turbomachine. Nous allons également présenter une étude hydraulique sur la pompe centrifuge : le rôle de cette dernière, comment fonctionne-t-elle ? Et enfin la théorie sur laquelle est basée, dont on présente les caractéristiques qui sont des différentes courbes qui doivent être fourni par le constructeur de la pompe.

II.2 Définitions

On appelle turbomachine, toute machine comportant une ou plusieurs roues (rotor), munies d'aubes (aubages, ailettes, pales). Qui tourne autour d'un axe à une certaine vitesse. L'élément cœur de la machine est le rotor, dont lequel s'effectue l'échange d'énergie, soit par des forces aérodynamiques/hydrodynamiques exerçant sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celui-ci, dans le cas des (éolienne, les turbines hydrauliques), cela est assuré principalement par la différence de pression entre les deux faces des aubes, bien que le travail soit produit cette fois encore par les contraintes de pression, il se fait simplement par rotation des aubes, on communiquant de l'énergie au fluide dans le cas des (pompes roto-dynamiques, compresseurs) ou bien, par déformation du système comme pour les pompes volumétriques.

II.3 Classification

Il existe une très grande variété de turbomachines, il est utile d'en faire une classification selon divers critères et de l'illustrer par des exemples concrets.

II.3.1 Selon le sens l'échange de l'énergie

En effet, certains spécialistes font classer la turbomachine selon le sens de l'échange d'énergie : on génératrice lorsque la machine communique de l'énergie au fluide, on dit que le fonctionnement est moteur, parmi ces machines génératrices on trouve les turbopompes, les ventilateurs, les turbosoufflantes, les turbocompresseurs, les hélices aériennes et marines.

On revanche si le fluide est responsable du mouvement, la machine reçoit à son tour de l'énergie, elle est donc en fonctionnement générateur, on rencontre beaucoup cette machine

dans le domaine de la production d'énergie électrique, au titre d'exemples on citera les turbines à vapeur et à gaz, les turbines hydrauliques ainsi les éoliennes.



Figure II. 1 Éolienne utilisée dans production d'énergie électrique.

II.3.2 Selon la nature de fluide

Comme ils y on a d'autres qui choisissent la nature de fluide (compressible ou incompressible) comme paramètre de jugement.

On retrouve dans cette logique :

- Les turbomachines à fluide incompressible telles que les pompes et les turbines hydrauliques.
- Les turbomachines à fluide compressible telles que les compresseurs et les turbines à vapeur et à gaz ainsi que les éoliennes.

II.4 Exemple de pompes

Dans toutes les installations hydrauliques, on a besoin de mettre des fluides sous pression et de les transférer d'un point à un autre, du coup on définit la pompe comme étant : la machine hydraulique qui communique une puissance au fluide, généralement cette puissance est transmise par la mise en rotation.

II.4.1 Classification des pompes

On distingue deux types :

II.4.1.1 Pompes alternatives

Appelée aussi : pompes oscillantes qui sont des pompes à piston permettant de réaliser de forte pression, mais à des faibles débits, en fait l'appellation pompes alternatives est adopté du mouvement alternatif du piston. Pour les applications pour lesquelles un refoulement à pulsations est souhaité tel que par exemple pour les pompes à injection des moteurs, seules les

pompes volumétriques alternatives sont adaptées. De manière générale la complexité de construction de ce type de pompes se résume dans la conversion d'un entraînement rotatif à un mouvement de piston oscillant. Cela est réalisé en général par le moyen d'un mécanisme bielle-manivelle.

II.4.1.2 Pompes relatives

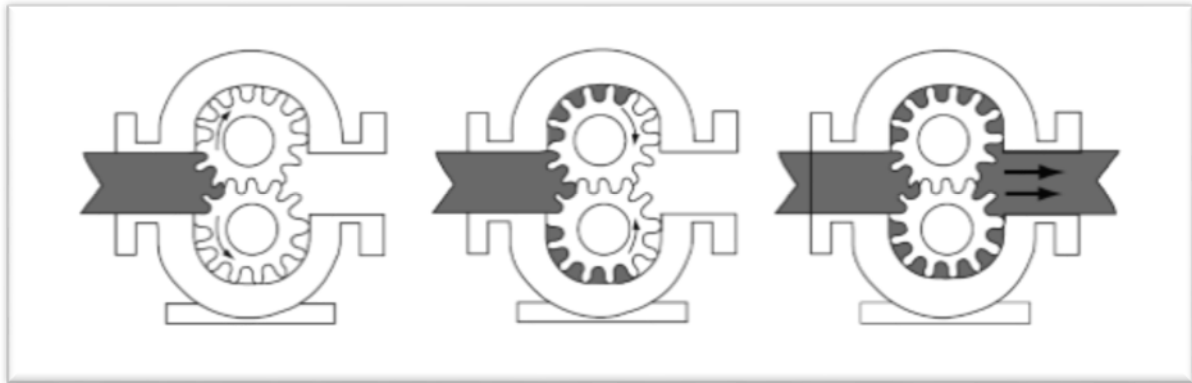


Figure II. 2 Pompes relatives.

Ce sont les pompes à palettes et les pompes à engrenage. Ces pompes sont équipées d'une pièce rotative qui tourne dans le corps de pompe créant un déplacement de volume de l'aspiration vers le refoulement, si le volume se trouve entre palettes ces pompes sont appelées pompes à palettes, si de plus celui-ci se trouve entre dents, dans ce cas la pompe est dite à engrenages.

II.4.2 Les turbopompes

Appelée aussi pompe rotodynamique, on regroupe sous cette appellation les pompes centrifuges, hélicentrifuges et hélices. Ce sont les machines qui transforment l'énergie cinétique de fluide en énergie de pression.

Au point de vue écoulement, cette famille est subdivisée en :

II.4.2.1 Pompes centrifuges :

À écoulement radial, le liquide s'éloigne de l'axe de la roue à aubes dans un plan perpendiculaire à celui-ci.

II.4.2.2 Pompes hélicentrifuges :

À écoulement oblique ; le liquide s'éloigne de l'axe de la roue dans un plan parallèle à celui-ci. Cet écoulement est assuré essentiellement par la forme de la roue qui est composée

d'une grille tridimensionnelle, dont les arêtes d'entrée et de sortie sont obliques par rapport à l'axe de rotation.

II.4.2.3 Pompes hélices :

À écoulement axial ; le liquide reste à distance constante de l'axe de la roue à aubes. Cette dernière est constituée d'une grille circulaire tournante, ces pompes sont destinées aux grands débits engendrés en basse pression.

II.5 Domaine d'utilisation

Les turbomachines sont utilisées dans un grand nombre de domaines d'application tels que la production électrique (les éoliennes, les turbines hydrauliques de barrages, les turbines à vapeur de centrales nucléaires), l'extraction, et le transport de ressources (les pompes, les compresseurs), et dans divers applications industrielles.

Les pompes centrifuges sont actuellement employées dans un large domaine d'application, elles sont utilisées intensivement dans les industries. Leur domaine d'applications peuvent être comparé aux pompes volumétriques dans la figure qui suit, en critère de pression quelle fournie au fluide en fonction du débit qu'elle délivre [3].

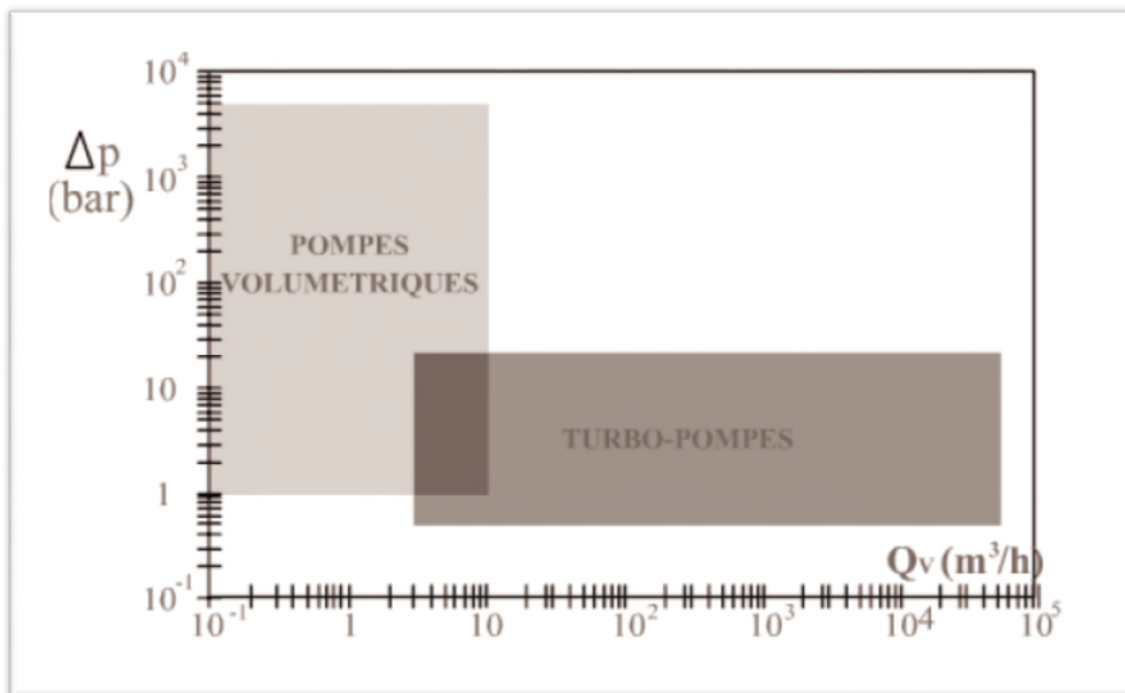


Figure II. 3 Game d'utilisation des turbopompes et les pompes volumétriques.

II.6 Autres exemples de turbomachines

Sur le plan énergétique, il est intéressant de citer les types de turbines existées. Il y a quatre types de turbines : les turbines Pelton, Francis, Kaplan et les groupes-bulbe. Seule la Pelton est à action, les trois autres étant à réaction [4].

II.6.1 Les turbines Pelton



Figure II. 4 Turbine Pelton.

Comprend une série d'augets avec échancrure médiane, en forme de double cuiller, une turbine Pelton est utilisable pour les chutes supérieures à 200 m à débit relativement faible ; la hauteur maximale est 1765 m en Autriche, le débit maximal $10\text{m}^3/\text{s}$. la puissance unitaire la plus élevée est passée de 35 000 kW en 1950 à 200 000 kW actuellement (au Mont-Cenis, en France) [4].

II.6.2 Les turbines Francis

Une roue Francis contient de huit à quinze aubes. Elle est généralement située entre deux flasques plans et parallèles contenant des aubes fixes (appelées directrices). Ces deux flasques constituent le distributeur proprement dit, est les directrices sont à pas variable grâce à l'action d'un servomoteur à huile. La turbine Francis se termine par un diffuseur mettant en communication la sortie de la roue mobile avec le niveau aval. La turbine Francis est utilisable dans le domaine des chutes moyennes (de 30 à 300 m et même au-delà), avec des débits pouvant atteindre $200\text{m}^3/\text{s}$. IL y a une augmentation des puissances unitaires : 75 000 kW en 1945, 250 000 kW en 1960, 500 000 kW actuellement (Alsthom, à Churchill Falls, au Canada).

Depuis ces dernières années, son domaine d'utilisation s'est étendu vers les chutes élevées, en concurrence avec la turbine Pelton [4].

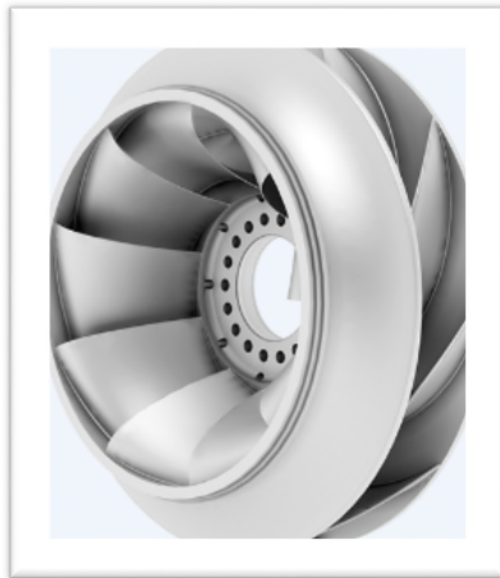


Figure II. 5 Turbine Francis.

II.6.3 Les turbines Kaplan

Une turbine Kaplan possède un distributeur semblable à celui d'une Francis (avec directrice à calage variable), la roue de celle-ci ne comporte que trois à huit pales courtes à pas variable. La turbine Kaplan a pour domaine d'utilisation des basses chutes jusqu'à débit de $550\text{m}^3/\text{s}$. Sa puissance unitaire dépasse les $75\,000\text{ kW}$ [4].



Figure II. 6 Turbine Kaplan.

II.6.4 Les groupes-bulbe

Un groupe-bulbe est essentiellement constitué d'une turbine Kaplan à axe horizontal, le distributeur et les pales pouvant être à pas fixe ou mobile ; c'est aussi une sorte de turbine axiale, puisque l'axe de la turbine coïncide avec celui de l'écoulement.

Il y a principalement trois familles de groupes-bulbe : les microcentrales, les grandes centrales de rivière et les centrales marémotrices [4].

II.7 la pompe centrifuge

La pompe centrifuge est le type de pompe le plus utilisé, grâce à la large gamme d'utilisation. Sa robustesse, et son coût de production très rétréci

II.7.1 Principe de fonctionnement

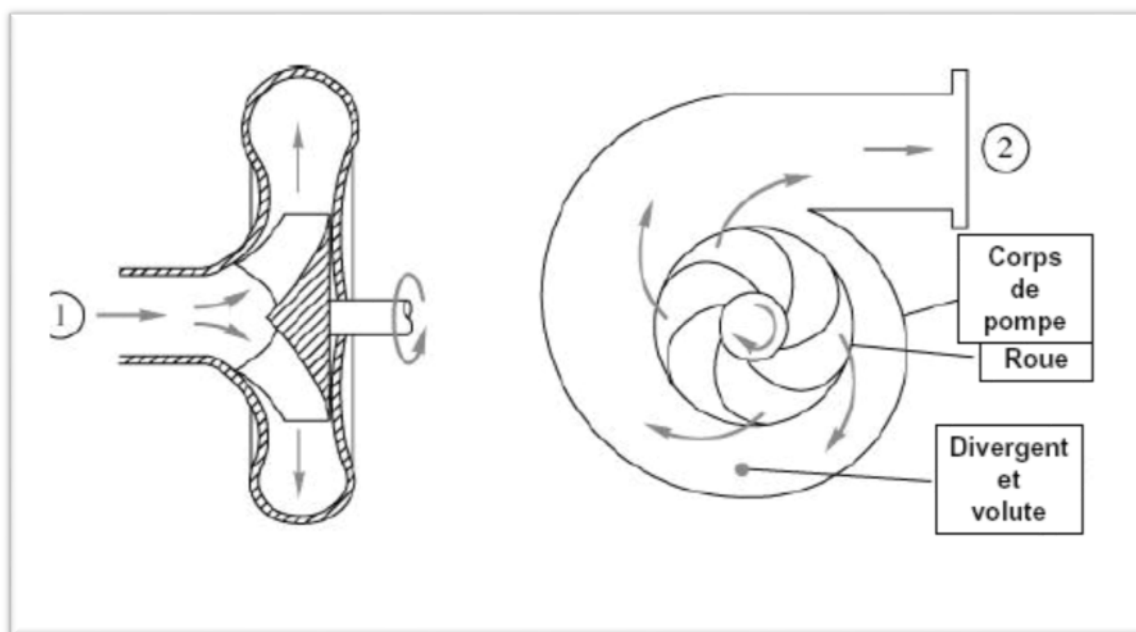


Figure II. 7 Sans d'écoulement dans une pompe centrifuge.

Cette machine hydraulique communique de l'énergie mécanique au fluide, par le moyen de la mise en rotation. D'abord une canalisation d'aspiration, amène le fluide selon l'axe de la roue à l'entrée. En suite le liquide acquiert une très grande énergie cinétique en embrassant les aubages de la roue qui tournaient à grande vitesse, finalement par la force centrifuge le liquide sera propulsé radialement vers l'extérieur de la roue. Cette énergie cinétique sera transformée en énergie de pression au niveau de collecteur, la forme spirale de celui-ci a pour rôle de transformer le mouvement de rotation en un mouvement de translation [15].

II.7.2 Les organes de la pompe centrifuge

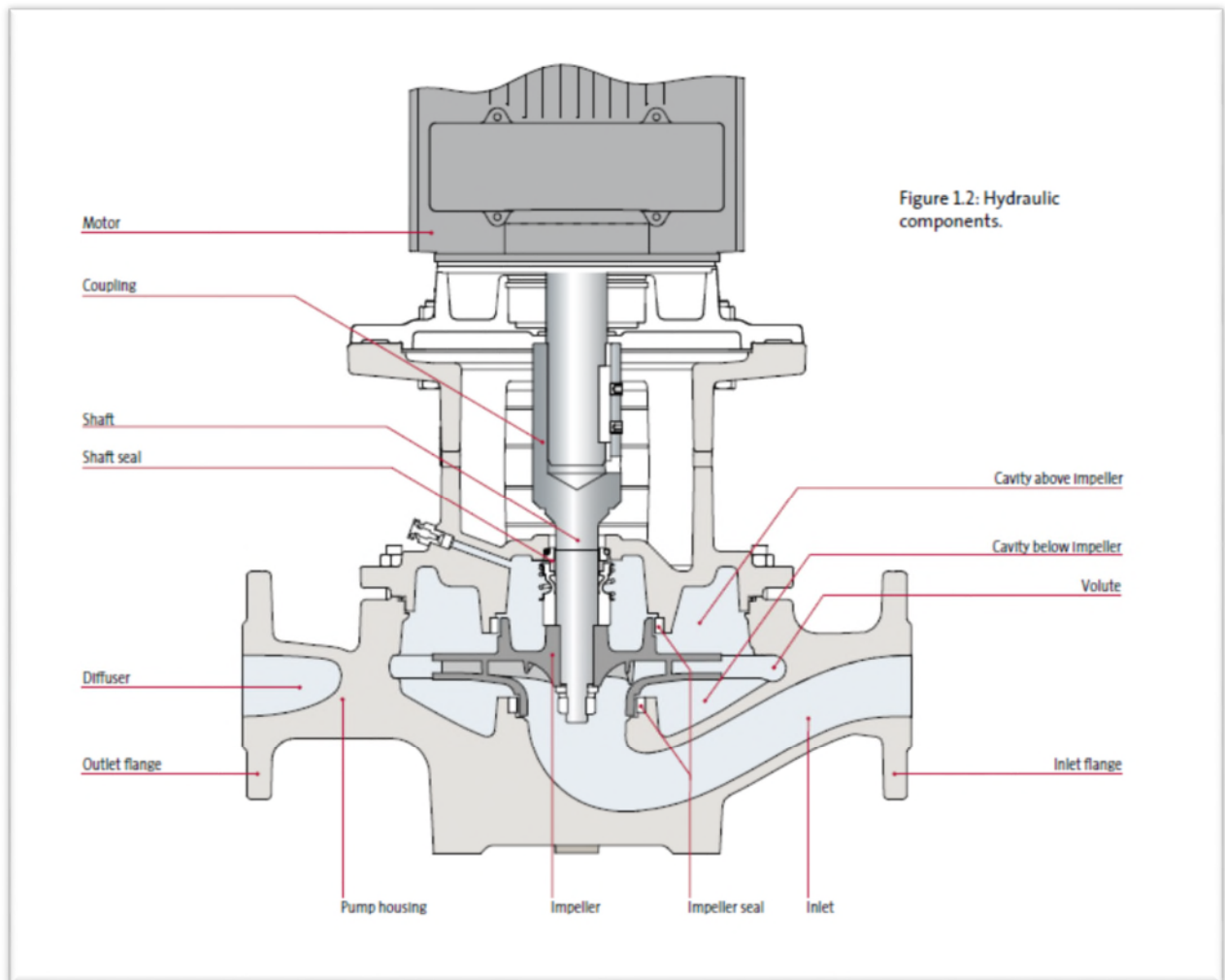


Figure II. 8 les Composants essentiels constituent la pompe centrifuge.

II.7.2.1 Organes ayant une fonction hydraulique :

- Roue
- Volute
- Diffuseur

II.7.2.2 Organes ayant une fonction mécanique :

- Arbre
- Palier
- Roulements
- Accouplement

II.7.2.3 Organe ayant une fonction d'étanchéité :

- Joint

- Joint de garniture
- Presse-étoupe
- Bague croisillon.

II.8 Théorie de la pompe centrifuge

II.8.1 Triangle des vitesses

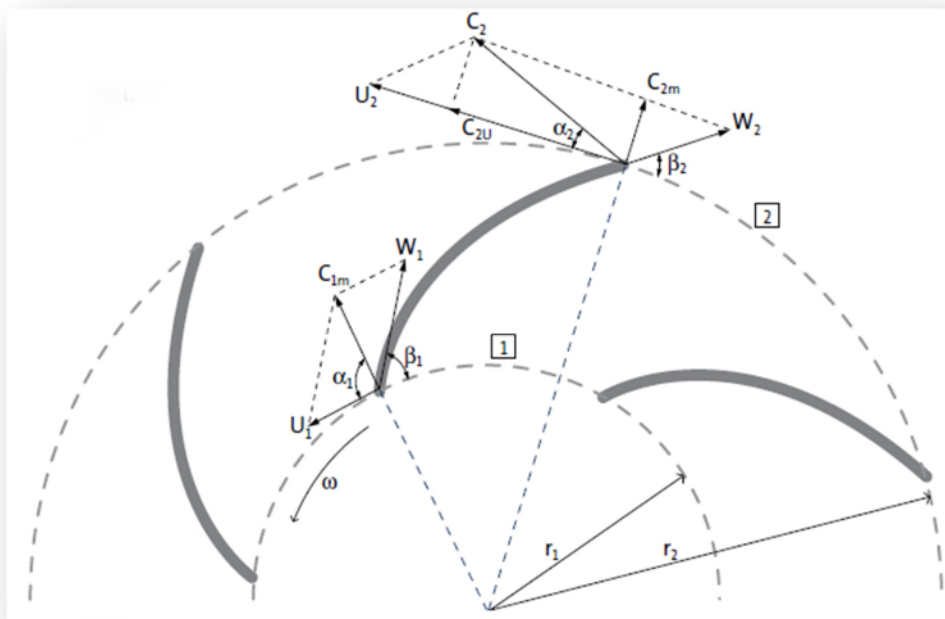


Figure II. 9 Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge

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 citées précédemment.

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire ω , et en vertu de la composition des vitesses (figure précédente), sera issue de la relation vectorielle [4] :

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

Tel que :

\vec{C} : La vitesse absolue de la particule fluide.

\vec{W} : La vitesse relative de fluide par rapport à la roue.

\vec{U} : La vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue.

\vec{C}_{2m} et \vec{C}_{1m} : sont les projections radiales des vecteurs de vitesse absolue respectivement à la sortie et à l'entrée.

\vec{C}_{1u} et \vec{C}_{2u} : sont les projections tangentielles à la roue respectivement à l'entrée et à la sortie de la roue.

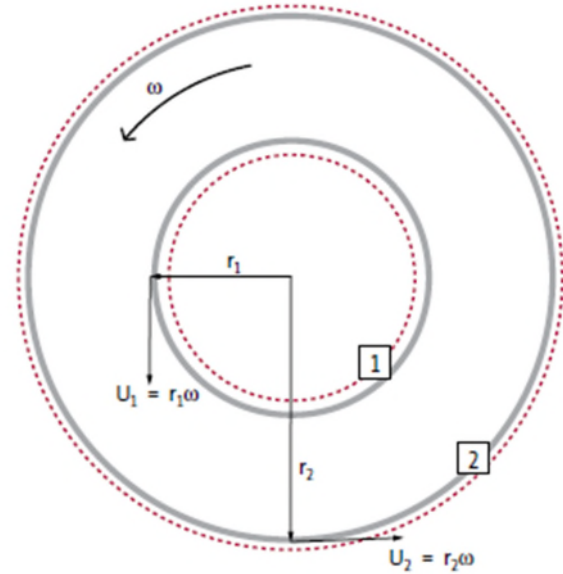


Figure II. 10 Volume de contrôle

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs (\vec{C}_{1m} et \vec{U}_1), (\vec{C}_2 et \vec{U}_2), sont appelés angles des vitesses absolues respectivement à l'entrée et à la sortie, tandis que les angles β_1 et β_2 formés respectivement par les vecteurs (\vec{W}_1 et $-\vec{U}_1$) et (\vec{W}_2 et $-\vec{U}_2$), sont les angles des vitesses relatives respectivement d'entrée et de sortie de la roue. Sont appelés également les angles d'aubes [7].

II.8.2 caractéristique théorique (forme d'Euler)

Parmi les approches simplificatrices, on trouve l'hypothèse d'Euler supposant un nombre infini d'aubes. Cette hypothèse est équivalente à l'hypothèse de symétrie axiale de l'écoulement à condition d'être accompagnée d'un champ de forces d'aubes équivalent.

Le deuxième théorème d'Euler, relatif aux moments par rapport à l'axe de la machine, donne la valeur du couple T sur l'arbre de la machine. On considère un volume de commande (volume imaginaire), comme une surface cylindrique de même axe que la roue limitée par le carter et les sections d'entrée S1 (rayon r_1) et de sortie S2 (rayon r_2). Comme dans la figure suivante :

Le moment par rapport à l'axe des débits de quantité de mouvement est égal au couple T des forces appliquées par la roue au fluide (le moment des forces de pression et des forces de gravité étant nul).

$$T = Q_m \cdot (r_2 \cdot C_{2U} - r_1 \cdot C_{1U}) \text{ [N.m]} \quad (\text{II.2})$$

T : le couple à la roue en [N.m]

Q_m : le débit massique traversant la roue à aubes ($Q_m = \rho Q_v$ [Kg/s]) (II.3)

r_1 : le rayon intérieur de la roue à aubes [m].

r_2 : le rayon extérieur de la roue à aubes [m].

C_{1U} : la projection de la vitesse C_1 sur le vecteur de vitesse U_1 [m/s]

C_{2U} : la projection de la vitesse C_2 sur le vecteur de vitesse U_2 [m/s]

En multipliant le couple par la vitesse angulaire une expression de puissance est retrouvée, de même le rayon r_2 multiplier par la même vitesse angulaire, une vitesse tangentielle est retrouvée tel que :

$$U_2 = r_2 \cdot \omega \quad (II.4)$$

$$P_2 = T \cdot \omega \quad [W] \quad (II.5)$$

$$= Q_m \cdot \omega \cdot (r_2 \cdot C_{2U} - r_1 \cdot C_{1U}) \quad (II.6)$$

$$= Q_m \cdot (\omega \cdot r_2 \cdot C_{2U} - \omega \cdot r_1 \cdot C_{1U}) \quad (II.7)$$

$$= Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \quad (II.8)$$

P_2 : la puissance transmise à la pompe ; disponible sur l'axe de la roue, puissance du moteur d'entraînement [W]

ω : la vitesse angulaire [rad/s]

Du coup l'énergie hydraulique communiquée au fluide peut être expliquée par l'augmentation de pression à travers la roue à aubes multipliée par l'écoulement Q_v écrite sous la forme suivante :

$$P_{hyd} = \Delta P_{tot} \cdot Q_v \quad [W] \quad (II.9)$$

La hauteur est définie par :

$$H = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho g} \quad [m] \quad (II.10)$$

Et l'expression de la puissance hydraulique s'écrira sous cette nouvelle forme :

$$P_{hyd} = H Q_v \rho g = H Q_m g \quad [W] \quad (II.11)$$

Si de plus on négligera les pertes mécaniques, dans ce qui la puissance disponible sur l'arbre est complètement transmise au fluide, on peut estimer donc que la puissance que fournit le moteur est égale à la puissance hydraulique.

$$P_{\text{hyd}} = P_2 \leftrightarrow Q_m \cdot H \cdot g = Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \quad (\text{II.12})$$

$$\Rightarrow H_{\text{th}} = \frac{(U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U})}{g} \quad (\text{II.13})$$

Cette équation est la fameuse équation d'Euler, elle exprime la hauteur en fonction des vitesses tangentielles est absolue à l'entrée et à la sortie de la roue à aubes.

Compte tenu de la configuration d'une pompe centrifuge, on peut concevoir que l'écoulement est radial en r_1 . On admet qu'il reste radial à l'entrée de S_1 , d'où le triangle des vitesses à l'entrée :

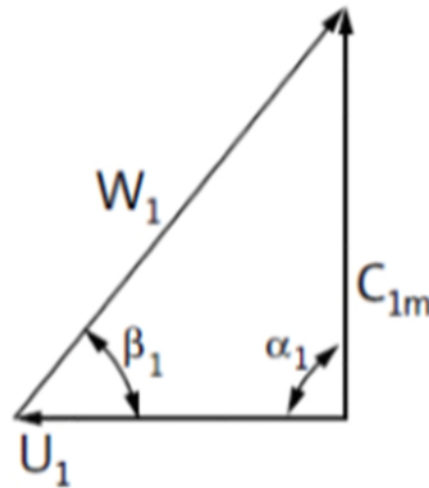


Figure II. 11 Triangle des vitesses à l'entrée de la pompe.

$$\alpha_1 = 90^\circ \rightarrow \cos \alpha_1 = 0$$

$$H_{\text{th}} = \frac{U_2 \cdot C_{2U}}{g} \quad (\text{II.14})$$

Cette équation montre que la hauteur théorique est directement liée aux triangles des vitesses et donc à la configuration (dessins des aubes). H_{th} ne dépend pas du fluide véhiculé.

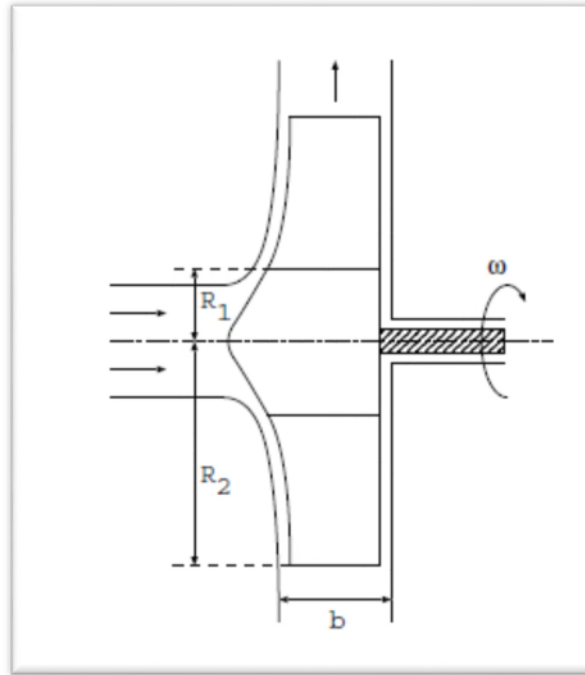


Figure II. 12 Vue de gauche d'une roue de pompe centrifuge.

On définit le débit volumique traversant une section S de sortie par l'expression suivante :

$$Q_v = C_{2m} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b \Rightarrow C_{2m} = \frac{Q_v}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b} \quad (II.15)$$

Tel que

C_{2m} : la projection radiale de la vitesse absolue.

R_2 : le rayon extérieur de la roue à aubes.

b : est l'épaisseur de la roue.

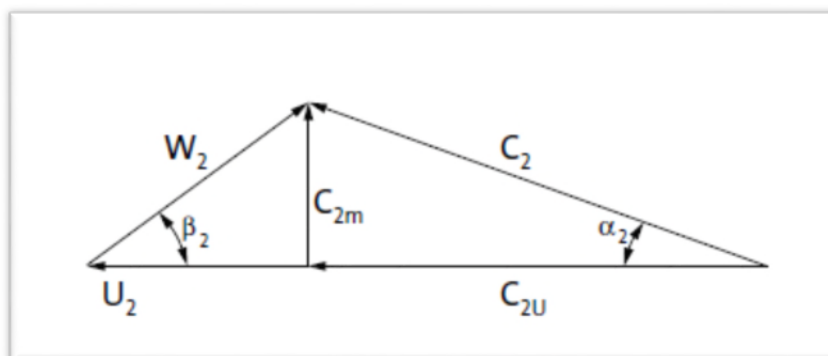


Figure II. 13 Triangle des vitesses à la sortie de la pompe.

De plus en exprimant C_{2u} en fonction de l'angle β_2 ; à partir de triangle de vitesse à la sortie de la roue, comme la montre la figure ci-dessus :

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2u}}{W_{2u}} \quad (\text{II.16})$$

$$\text{D'où } W_{2u} = \frac{C_{2u}}{\tan \beta_2} \quad (\text{II.17})$$

$$U_2 = W_{2u} + C_{2u} \Rightarrow C_{2u} = U_2 - W_{2u} \quad (\text{II.18})$$

En remplaçons la première expression dans la seconde on aura :

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2u}}{\tan \beta_2} \quad (\text{II.19})$$

Si de plus on remplace l'expression de C_{2u} celle obtenue de l'expression du débit, on aura :

$$C_{2u} = U_2 - \frac{Q_v}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b \cdot \tan \beta_2} \quad (\text{II.20})$$

$$\text{Or que : } H_{th} = \frac{U_2 \cdot C_{2u}}{g} \quad (\text{II.21})$$

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

$$H_{th} = \frac{U_2^2}{g} \left[1 - \frac{Q_v}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b \cdot \tan \beta_2} \right] \quad (\text{II.22})$$

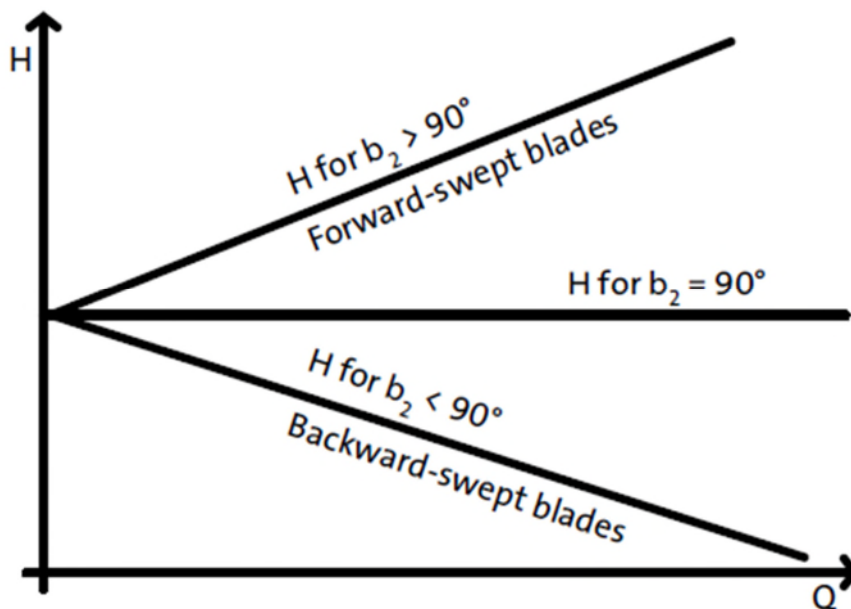


Figure II. 14 Caractéristique théorique d'une pompe centrifuge.

La hauteur théorique est une fonction linéaire du débit, la pente de la courbe caractéristique de celle-ci dépend essentiellement de l'angle β_2 . Pratiquement pour les pompes on utilise les courbes descendantes où $\beta_2 < 90^\circ$ [7].

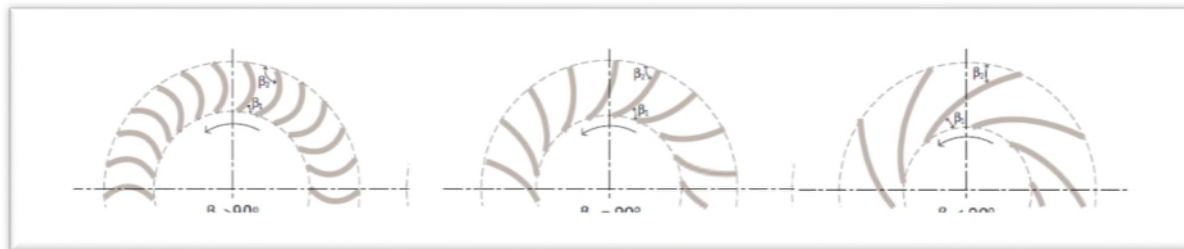


Figure II. 15 Forme d'aubes en fonction de l'angle beta.

II.9 Caractéristique de la pompe centrifuge

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques incluent dans le même graphe, dans ce qui suit en explique comment ces courbes sont interprétées, employées par le client pour choisir la pompe qui répond à son cahier de charge et assortissent pour une application donnée.

Les courbes dont on parle sont : $H = F(Q_v)$, $\eta_g = F(Q_v)$, $NPSH_{requis} = F(Q_v)$ finalement $P = F(Q_v)$.

Tel que :

H : hauteur manométrique d'une pompe.

$NPSH_{requis}$: charge nette absolue à l'aspiration.

η_g : Rendement global de la pompe.

P : puissance absorbée de la pompe.

Q_v : débit volumique traversant la pompe.

II.9.1 Courbe caractéristique

$H = F(Q_v)$ et $\eta_g = F(Q_v)$.

On peut avoir une courbe incluant à la fois la hauteur et le rendement de la pompe en fonction du débit. Ce genre de courbes caractéristiques est largement réparti sous cette forme, en combinant l'évolution de la hauteur et celle du rendement en fonction du débit volumique, bien qu'en peut trouver chaque une séparément dans une seule courbe.

II.9.2 Comment définir le rendement d'une pompe centrifuge ?

On peut définir le rendement de la pompe par deux manières différentes :

- Comme étant le rapport entre la puissance qui est fournie au fluide, qu'on appelle aussi puissance absorbée par le fluide ; et la puissance consommée par la pompe, également appelée puissance absorbée par cette dernière (puissance électrique fournie par le moteur d'entraînement).

$$\eta_{\text{global}} = \frac{P_u}{P_a} \quad (\text{II.23})$$

η : Rendement global de la pompe.

P_u : puissance récupéré par la pompe [W].

P_a : puissance récupérée par le fluide [W].

- Ou bien le produit de plusieurs types de rendement (mécanique, hydraulique et volumétrique) respectivement, comme suivant :

$$\text{Avec :} \quad \eta_{\text{global}} = \eta_{\text{méc}} * \eta_{\text{hy}} * \eta_{\text{vol}} . \quad (\text{II.24})$$

II.9.3.1 pourquoi la courbe NPSH ?

Dans une pompe centrifuge, la roue à aubes tourne à grande vitesse, qui va accélérer le fluide davantage, puisque il n'y a pas de variation de l'énergie potentielle, donc c'est l'énergie de pression qui va être diminué, ce qui va causer une dépression à l'intérieur de la pompe, si par malheur on a des dépressions locales qui se trouvent au-dessous de la vapeur saturante de notre fluide, dans ce cas le risque de la cavitation est bien présent. Pour cela, le fabricant de la pompe doit nous fournir le NPSH caractérisant sa pompe centrifuge.

II.10 c'est quoi la cavitation ?

La cavitation est un phénomène non désiré qui correspond à la formation de bulles de vapeur en sein de liquide ou contre les parois dans les zones où la pression absolue du liquide diminue suffisamment au-dessous de la pression de la vapeur saturante. Cette dernière est fonction de la nature du fluide et de sa température.

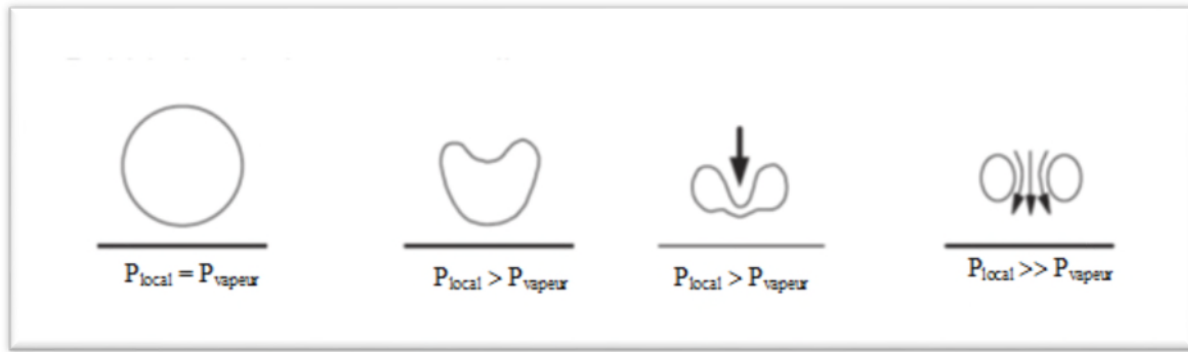


Figure II. 16 Formation de la cavitation.

On rencontre les phénomènes de cavitation lors d'une diminution importante de la pression d'un écoulement, et en particulier à l'entrée de la roue au voisinage du bord d'attaque des aubes. Quand une telle dépression se produit, une vaporisation en résulte, ces bulles de vapeur sont transportées par l'écoulement dans des zones à haute pression, alors que la pression à l'extérieur de ces bulles de vapeur sera plus importante que sa pression intérieure. Des forces de pression s'exercent sur toute la surface périphérique de la bulle ce qui provoque une explosion, le matériel adjoint à cette explosion est alors endommagé.

Les effets de la cavitation se manifestent par une baisse des performances de la pompe, par une érosion des pièces métalliques et par de fortes vibrations très préjudiciables à la longévité de la pompe.

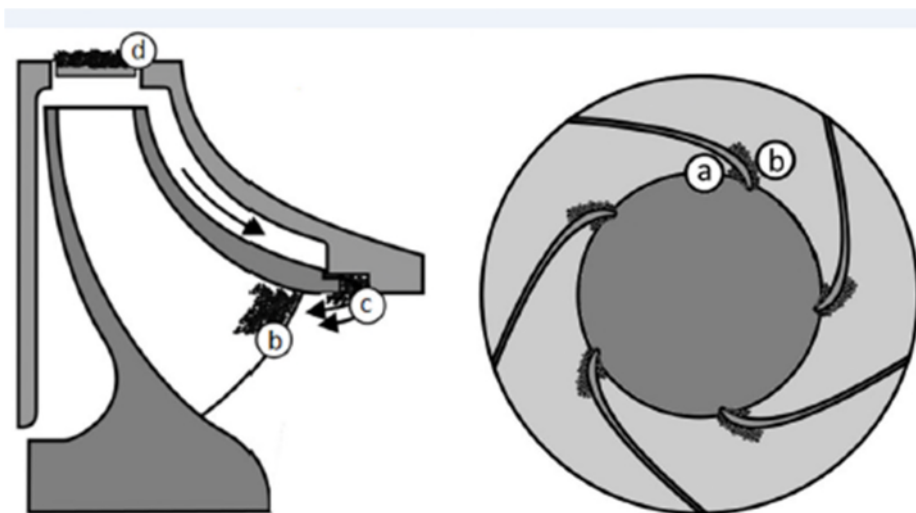


Figure II. 17 Effet de cavitation sur les pompes centrifuges.

II.10.1 Le $NPSH_{requis}$:

Pour éviter le problème de la cavitation, il faut que la pression totale à l'entrée de la pompe dépasse la tension de vapeur d'une quantité minimale. Cette quantité minimale est appelée $NPSH_{requis}$ qui dépend uniquement de la conception de la pompe.

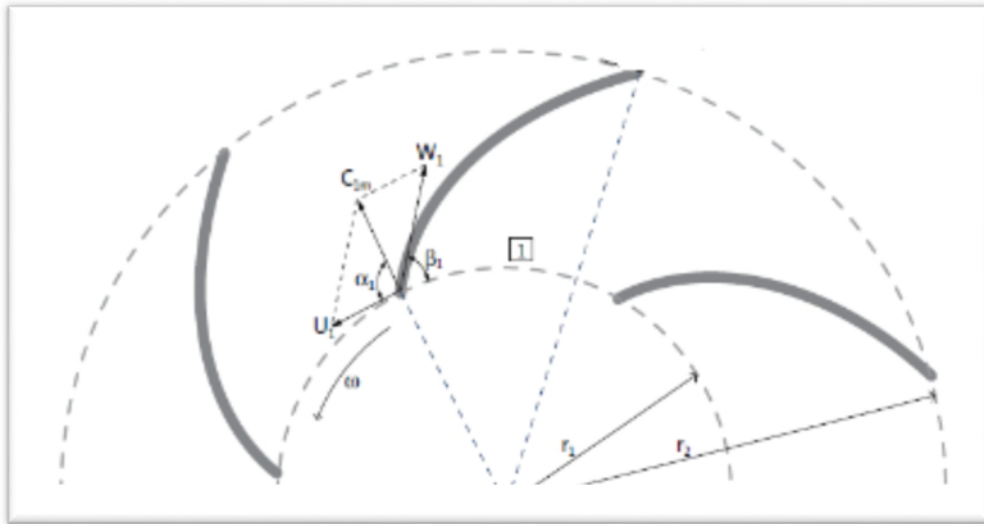


Figure II. 18 Triangle des vitesses à l'entrée de l'aubage.

On revient à des grandeurs connues à l'entrée des aubages et on définit le $NPSH_{requis}$ comme suivant [8] :

$$NPSH_{requis} = \frac{U_1^2}{2.g} + \lambda \cdot \frac{W_1^2}{2.g} \quad (\text{II.25})$$

Avec λ est un facteur qui traduit la dépression dynamique entre l'entrée de la roue et le point de plus faible pression.

Les normes et codes d'essais permettent de définir le $NPSH_r$ comme la valeur qui limite la chute de hauteur manométrique à un certain pourcentage. Généralement, on admet que le $NPSH_r$ correspond à une chute de 3% de la hauteur manométrique, l'essai étant effectué à débit constant.

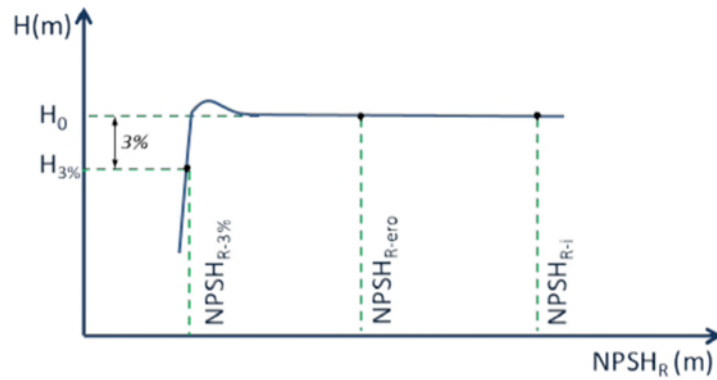


Figure II. 19 Chute de 3 % de la hauteur manométrique.

II.10.2. $NPSH_{\text{disponible}}$:

C'est la différence entre la pression totale absolue et la tension de vapeur, à l'entrée de la pompe, résultant de l'installation.

On doit bien sûr avoir $NPSH_d > NPSH_r$; la marge de sécurité la plus répandue est :

$$NPSH_d - NPSH_r = 0.5 \text{ [m]} \text{ ou } 1 \text{ [m]}.$$

Pour éviter la cavitation dans une pompe, il faudra veiller à limiter les pertes de charge à l'aspiration, éviter que la pression du réservoir soit trop faible et dans le cas d'une pompe en aspiration, éviter que la hauteur d'aspiration soit trop importante.

II.11 Caractéristique de construction de la pompe centrifuge

En peuvent classer les pompes centrifuges selon les paramètres géométriques suivants :

II.11.1 le type de roue : ouverte/fermée/semi-ouverte

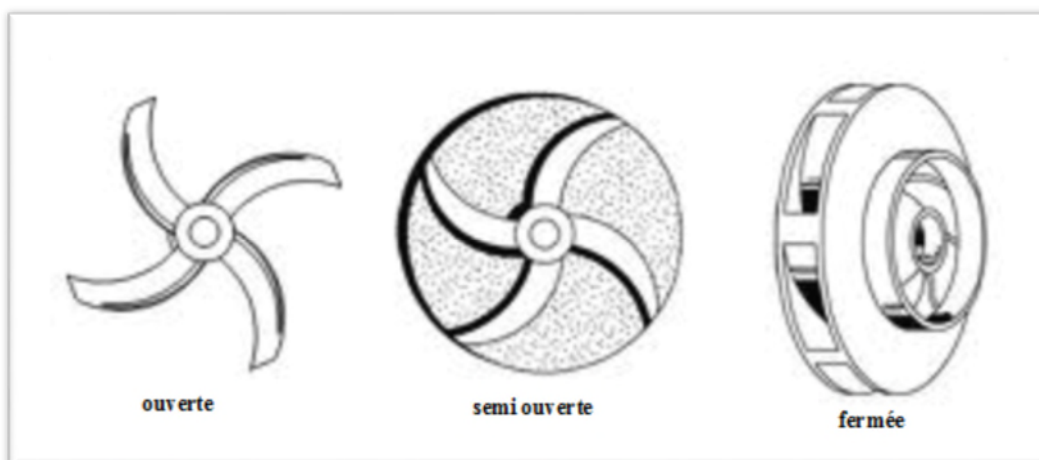


Figure II. 20 Type de roue de pompe centrifuge.

II.11.2 la forme géométrique de la roue de la pompe

Cette classification est liée à la forme du rotor de la pompe. Trois groupes de géométries sont établis en fonction de de la morphologie de l'écoulement.

On distingue :

II.11.2 .1 Les pompes centrifuges ou radiales :

Dans lesquelles l'écoulement se fait selon la direction du rayon de la machine.

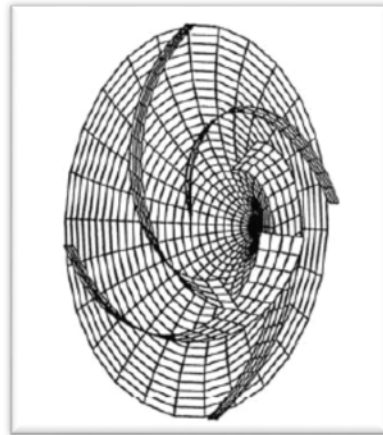


Figure II. 21 Roue centrifuge.

II.11.2 .2 Les pompes axiales ou hélices :

Dans lesquelles l'écoulement se fait selon la direction de l'axe de rotation de la roue de la machine.

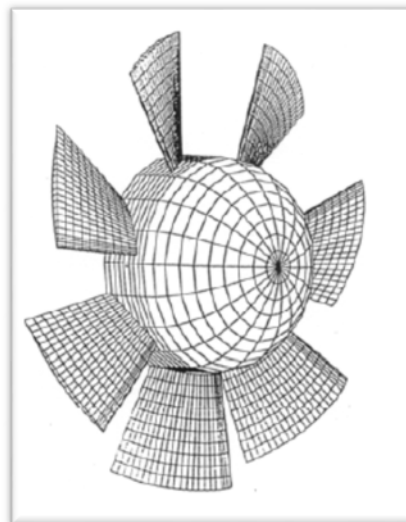


Figure II. 22 Roue axiale.

II.11.2 .3 Les pompes hélico centrifuge ou mixtes :

Dans lesquelles l'écoulement du fluide est une combinaison des deux écoulements précédents.

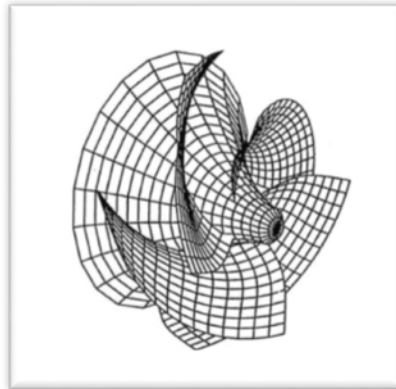


Figure II. 23 Roue hélico centrifuge.

II.11.3 nombre d'étages

Une pompe ne comportant qu'une seule roue est dite à simple étage ou encore monocellulaire. Or celle qui comporte plusieurs étages est appelée multicellulaire.

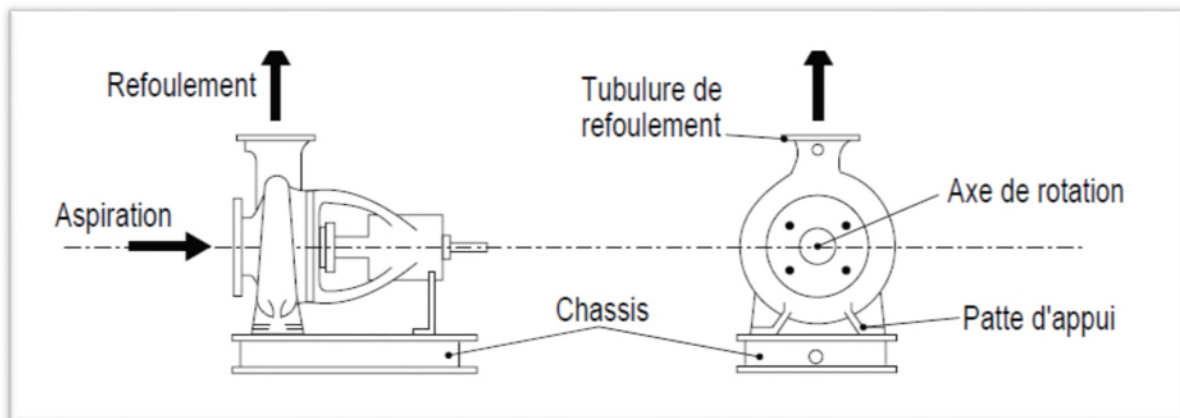


Figure II. 24 Pompe monocellulaire à aspiration axiale.

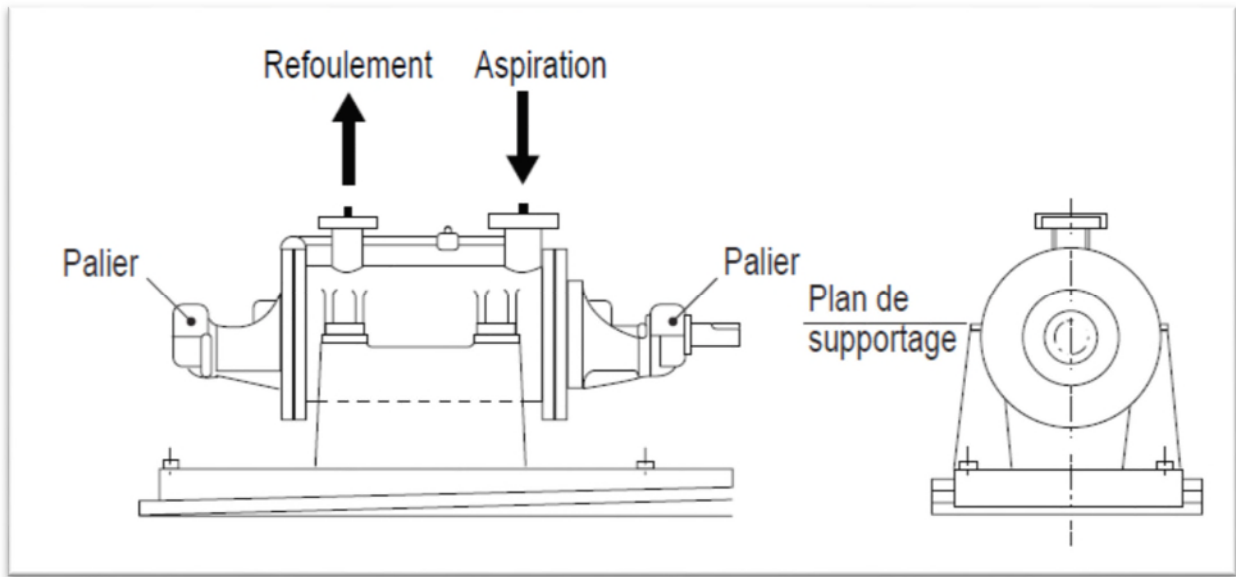


Figure II. 25 Pompes multicellulaires horizontales.

II.11.4 Similitude des pompes centrifuges

II.11.4.1 Coefficients de Rateau

Les coefficients de Rateau sont des nombres sans dimension qui caractérisent une machine hydraulique. Ils se construisent à partir des caractéristiques géométriques et mécaniques de la machine. Pour une pompe donnée, la caractéristique tracée à l'aide des coefficients de Rateau est toujours la même, quels que soient la vitesse de rotation et le fluide. [19]

$$\text{Invariante de hauteur} \quad \delta = \frac{Q}{\omega R^3} \quad (\text{II.26})$$

$$\text{Invariante de débit} \quad \mu = \frac{g H}{\omega^2 R^2} \quad (\text{II.27})$$

$$\text{Rendement} \quad \eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (\text{II.28})$$

Avec

Q débit de la pompe [m^3/s]

ω vitesse de rotation de la roue [rad/s]

R rayon de la roue [m]

g gravité [m/s^2]

ρ masse volumique [Kg/s]

P_u puissance utile [W]

P_a puissance absorbée [W]

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

Les lois de similitude permettent de déterminer $Q_{vn'}$, H_{th}' et $P_{n'}$

- Le débit varie linéairement avec la vitesse : $\frac{Q_{vn'}}{Q_{vn}} = \frac{N'}{N}$. (II.29)

- La hauteur produite varie avec au carré de la vitesse: $\frac{H_{tn'}}{H_{tn}} = \left(\frac{N'}{N}\right)^2$. (II.30)

- La puissance varie avec au cube de la vitesse: $\frac{P_{n'}}{P_n} = \left(\frac{N'}{N}\right)^3$. (II.31)

II.11.4.2 La vitesse spécifique

C'est la vitesse (en t/mn) de la pompe géométrique semblable à celle considérée, qui élèverait de 1 m débit de 1 m³/s.

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{60 H^{3/4}} \tag{II.32}$$

N : vitesse de rotation [t/mn].

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

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

Le N_s caractérise la géométrie de la roue comme dans la figure suivante.

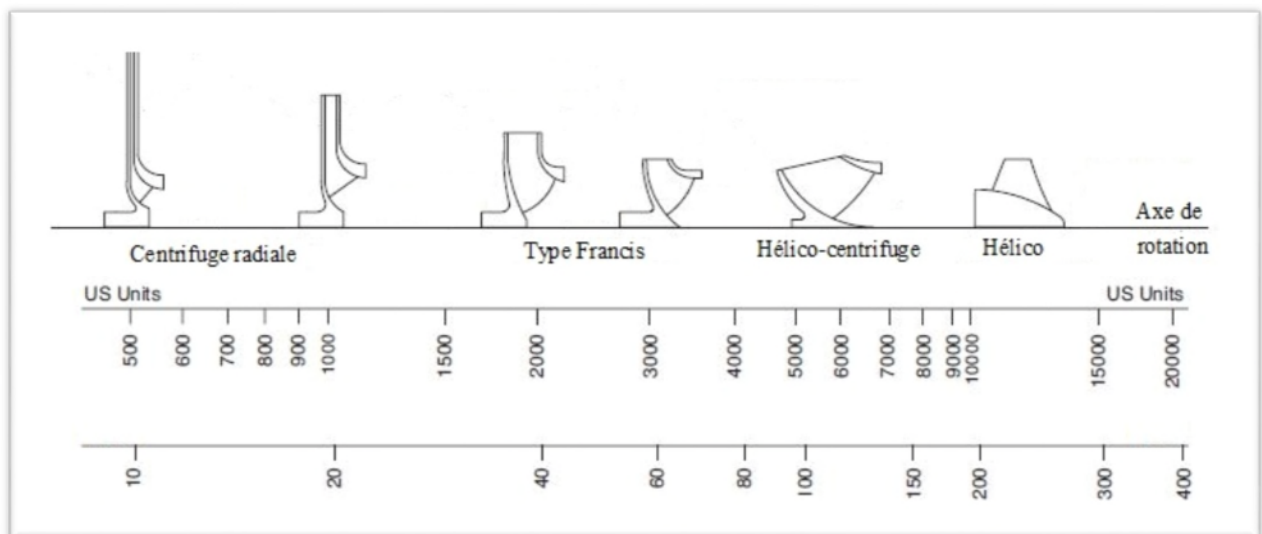


Figure II. 26 Forme de pale de roue selon la vitesse spécifique.

Conclusion

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

Ce chapitre se veut une étude très riche en termes d'information sur la pompe centrifuge, qui peut intéresser un futur ingénieur et lui transmettre le message d'une manière souple et familière.

Chapitre III

Modélisation numérique

III.1. Introduction

Vue par un physicien, la mécanique des fluides constitue une branche de physique. En revanche, pour un mathématicien il s'agit d'une branche de mathématiques appliquées. Par ailleurs, vu les soucis d'applications d'ingénierie, l'ingénieur la voit comme une science qui s'appuie, en grande partie sur l'expérience.

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 [10], [5].

III.2 Formes générale des équations fondamentales

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

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

Du coup la complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable [9].

III.2.1 Équation de conservation de masse (équation de continuité)

L'équation de la continuité traduit le premier principe de la conservation de masse. L'augmentation de masse pendant un certain temps, du fluide contenu dans un volume (volume de contrôle), doit être égal à la somme des masses de fluides qui y entrent, diminuée de celles qui sortent.

L'équation de la continuité s'écrit sous la forme :

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

III.2.2 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 [10].

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 [11].

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{v}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\nabla p}_4 + \underbrace{\rho \underline{g}}_5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\underbrace{\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right\}}_6 \right] \quad (\text{III.2}).$$

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.

III.2.3 Équation de continuité en régime laminaire

$$\text{div } \vec{v} = 0 \quad (\text{III.3})$$

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

III.2.4 Equations de Navier-Stokes en régime laminaire

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

$$\begin{cases} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{cases} \quad (\text{III.5})$$

III.2.5 Equations de continuité et de Navier-Stokes en régime turbulent

Avant de vous présenter ces équations dans ce régime, en vous propose des petites notions sur la turbulence, pour pouvoir comprendre d'où viennent ces équations.

III.2.5.1 Notion sur la turbulence

La plupart des écoulements deviennent instables à partir d'une certaine valeur critique dite : le nombre de Reynolds. Ce nombre adimensionnel représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de frottement s'exerçant sur un fluide. Il permet de caractériser le régime d'écoulement. Il s'avère que pour des nombres de Reynolds faibles inférieurs à une certaine valeur critique l'écoulement est laminaire. Par contre pour des nombres élevés et à partir d'un certain seuil, l'écoulement est qualifié de turbulent.

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

III.2.5.3 Les niveaux de simulations pour des équations de Navier-Stokes

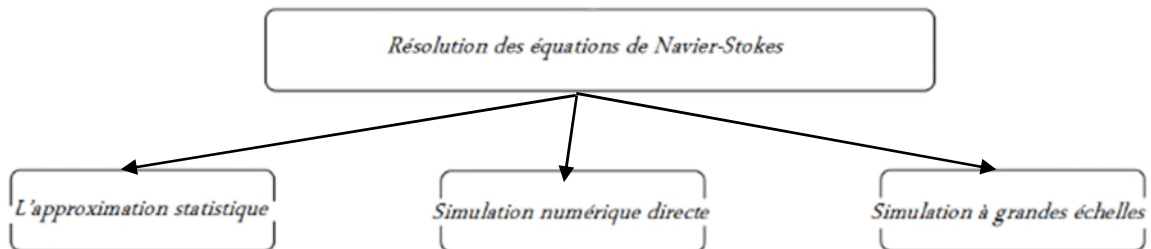


Figure III. 1 Les méthodes numériques pour résoudre les équations de Navier-Stokes.

Jusqu'à présent, il existe trois approximations possibles, suivant la faisabilité, le temps de calcul et la puissance de la machine. Qui sont :

III.2.5.3 .1Simulation à grandes échelles (Large-Eddy Simulation LES) :

Consiste à résoudre explicitement la dynamique des grandes échelles (échelles énergétiques dépendantes de la géométrie de l'écoulement). Tandis que l'influence des échelles plus petites (ayant un caractère plus universel) est modélisée. La méthode est donc basée sur la séparation entre grandes et petites échelles par le biais d'un filtrage spatiotemporel, ce qui engendre un surplus de calcul.

III.2.5.3 .2Simulation numérique directe :

Consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes avec une précision maximale, nécessite de prendre en compte toutes les échelles de temps et de l'espace de la solution. D'un point de vue numérique, cela signifie que les échelles spatiales et temporelles de la discrétisation doivent être aux moins fines que les plus petites échelles caractéristiques dynamiquement actives de la solution. Mais cela n'est pas très efficace pour les écoulements à forte turbulence.

III.2.5.3 .3Approximation statistique :

Peut être considérée comme le niveau de description le plus grossier, il s'agit de calculer directement une solution moyennée. Ceci implique que toutes les échelles de la turbulence sont modélisées. Cette approche est appelée RANS (Reynolds Average Navier-Stokes équations) ou bien la décomposition de Reynolds. Elle est très utilisée dans les applications industrielles à cause de son faible coût de calcul. Par contre elle ne permet pas de mettre en évidence les événements rares qui peuvent se produire dans certains cas (instabilité aérodynamique, transport énergétique...etc.).

III.3 Décomposition de Reynolds

Selon cette « décomposition de Reynolds » chaque grandeur physique telle que la température, la pression, ou la vitesse, qu'on la note par φ est décomposée en une valeur moyenne $\bar{\varphi}$ et une fluctuation φ' autour de cette valeur moyenne, telle que :

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (\text{III.6}).$$

Tel que :

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

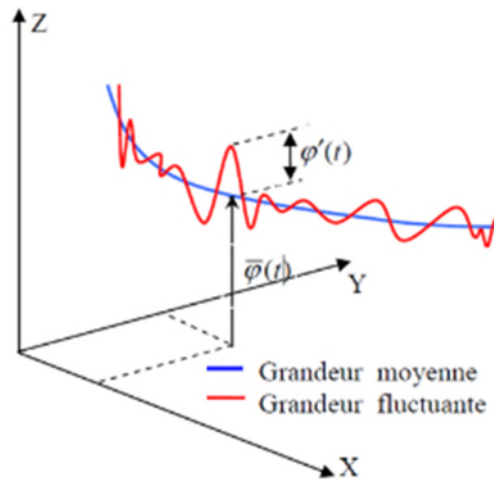


Figure III. 2 Le principe de la décomposition de Reynolds.

On a trouvé intéressant d'écrire les équations de mouvement en régime turbulent ; pour faire apparaître l'effet de la turbulence, on remplace les grandeurs réelles par les paramètres moyens à savoir la pression, et les trois vitesses : u, v, et w, comme suit :

$$\bullet \quad u = \bar{u} + u' \quad (\text{III. 7}).$$

$$\bullet \quad v = \bar{v} + v' \quad (\text{III.8}).$$

$$\bullet \quad w = \bar{w} + w' \quad (\text{III.9}).$$

$$\bullet \quad p = \bar{p} + p' \quad (\text{III.10}).$$

Remarque : La masse volumique ρ , et la viscosité dynamique μ de fluide, sont supposées constantes.

Après avoir dérivé les équations de Navier-Stokes, et faire apparaître les effets de turbulence, de plus fait les simplifications nécessaires, nous avons abouti aux d'équations suivantes :

III.3 .1. Équation aux fluctuations selon la décomposition de Reynolds

Pour un écoulement stationnaire, incompressible, visqueux et sans transfert d'énergie, on présente les équations moyennées de continuité et de Navier-Stokes, comme suit :

III.3 .1 .1. Équation de continuité moyennée :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \tag{III.11}.$$

III.3 .1 .2. Équations de Navier-Stokes moyennées :

$$\begin{cases} \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \\ \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \end{cases} \tag{III.12}.$$

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

Ces équations de la dynamique des fluides (Navier Stokes) moyennés 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 $(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z})$; $(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z})$; $(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z})$. Celles-ci traduisent l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen et rendent les systèmes d'équations ouverts (le nombre d'inconnues est toujours supérieur au nombre d'équations disponibles), se pose alors le problème de la fermeture du système. [7]

En illustre un exemple de problème de fermeture de système dans le tableau suivant :

Inconnues à calculer	Equations disponibles	Nombre d'équations	Inconnus supplémentaires	Nombre total d'inconnues
* Champ moyen de vitesse U_i (3) * Pression moyenne P (1)	(1) continuité (3) N.S moyennées	4	* Tensions de Reynolds $\overline{u_i'u_j'}$ (6)	10

Tableau III. 1 Problème de fermeture.

III.4. Modèle de viscosité turbulente

Le concept de viscosité turbulente permet d'exprimer les contraintes de Reynolds en fonction des gradients de vitesse moyenne de l'écoulement. L'idée de viscosité turbulente lève le problème de fermeture. Ce concept se traduit par l'hypothèse de Boussinesq qui a été étendue par la suite :

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} \right) \delta_{ij} \quad (\text{III.13}).$$

Où k , μ_t et δ_{ij} sont respectivement l'énergie cinétique turbulente, la viscosité dynamique turbulente et le symbole de Kronecker :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (\text{III.14}).$$

Nous avons maintenant une nouvelle inconnue (μ_t). Les modèles de turbulence consistent à fermer cette inconnue par diverses méthodes. Les modèles de turbulence conduisent à l'adoption d'équations de transport des quantités de la turbulence (k , ε , ω et $\tilde{\nu}$), pour résoudre la viscosité turbulente. Ils étudient les équations statiques aux dérivées partielles obtenues par passage à la moyenne de Navier-Stokes qui va engendrer une perte d'informations ; il convient alors de choisir judicieusement les schémas de fermetures pour qu'ils réintroduisent les informations perdues dans un nouveau système, fermé celui-ci que l'on pourra résoudre numériquement.

De ce point de vue, on retrouve trois catégories sous «CFX-Pre» :

1. Modèle de turbulence à deux équations : Le modèle k - ω SST (Shear Stress Transport).
2. Modèles de turbulence à deux équations : Le modèle à deux équations (*modèle K - Epsilon*).

III.4. 1. Modèle k - ω SST

Le modèle k - ω SST (Shear Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle k - ω Standard. Ce modèle combine la robustesse et la précision de la formulation du modèle k - ω dans la région proche de la paroi avec le modèle k - ε et toutes ses qualités ; pour les écoulements libres loin de la paroi. La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement turbulentes, dont voici une forme simplifiée :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha_*}, f(\Omega, k, \omega, y) \right]} \quad (\text{III.15}).$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$ est une fonction dépendant du taux de rotation Ω de k de ω et de la distance normale à la paroi y . Les améliorations apportées à ce modèle le rendent plus fiable pour une classe d'écoulements plus étendue (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes ondes de choc transsoniques) ...etc. [12]

III.4. 2. Modèle K-Epsilon

Pour dépasser les limitations du modèle précédent, il existe des modèles de turbulence qui prennent en compte le transport des quantités turbulentes en leur associant des équations de transport différentielles. Le modèle de fermeture (K - ϵ) fait partie de cette catégorie de modèles, élaboré par *Jones et Launder en 1974* et largement utilisé. Étant de plus très général, il est à ce jour le plus connu et le plus utilisé par les codes de calcul.

Le modèle (K - ϵ) standard est un modèle semi-empirique basé sur les équations de transport d'énergie cinétique turbulente (K) et de sa dissipation (ϵ) [11]

a) Equation de l'énergie cinétique turbulente (K)

Dans l'équation exacte de (K), certains termes font intervenir des quantités autres que les inconnues ($\overline{U}_i, P, K, \epsilon$) avec $q=1$ et $r=1$:

$$r_q \rho_q \left[\overline{U}_{jq} \frac{\partial K_q}{\partial x_j} \right] = -r_q \rho_q \left[\overline{u'_{iq} u'_{jq}} \frac{\partial (\overline{U}_{iq})}{\partial x_j} \right] - \frac{1}{2} r_q \rho_q \left[\overline{\frac{\partial (u'_{iq} u'_{iq} u'_{jq})}{\partial x_j}} \right] - r_q \rho_q \left[\overline{\frac{\partial (u'_{jq} P)}{\partial x_j}} \right] - r_q \rho_q \epsilon_q \quad (\text{III.16}).$$

La modélisation de ces termes est nécessaire pour fermer les équations.

La modélisation du premier terme s'obtient en utilisant directement l'hypothèse de Boussinesq (équation (II.9), (II.10))

$$-r_q \rho_q \overline{u'_{iq} u'_{jq}} \frac{\partial (\overline{U}_{iq})}{\partial x_j} = r_1 \left[\mu_{iq} \left(\frac{\partial \overline{U}_{iq}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_{jq}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} K_q \delta_{ij} \right] \frac{\partial (\overline{U}_{iq})}{\partial x_j} \quad (\text{III.17}).$$

L'expression de la viscosité turbulente d'après l'hypothèse de Boussinesq :

$$\mu_{iq} = \rho_q C_\mu \frac{K_q^2}{\epsilon_q} \quad (\text{III.18}).$$

Le deuxième terme peut être reformulé :

$$-\frac{1}{2}\rho_q \left[\frac{\partial (\overline{u'_{iq} u'_{iq} u'_{jq}})}{\partial x_j} \right] = -\rho_q \left[\frac{\partial K'_q u'_{jq}}{\partial x_j} \right] \quad (\text{III.19})$$

$$\text{Avec : } K'_q = \frac{1}{2} \overline{u'_{iq} u'_{iq}}$$

On relie K'_q à sa valeur moyenne K_q en exprimant le terme de diffusion par un terme proportionnel au gradient :

$$-\rho_q \overline{K'_q u'_{jq}} = \frac{\mu_{iq}}{\sigma_k} \frac{\partial K_q}{\partial x_j} \quad (\text{III.20}).$$

Enfin on constate que les effets du troisième terme sont similaires à ceux du deuxième, ce qui incite à modéliser globalement leurs effets en posant

$$-r_q \rho_q \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{1}{2} (\overline{u'_{iq} u'_{iq} u'_{jq}}) + \overline{u'_{jq}} \right) \right] = r_q \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{iq}}{\sigma_k} \frac{\partial K_q}{\partial x_j} \right) \right] \quad (\text{III.21}).$$

On a donc finalement une équation modèle pour K_q de la forme

$$-r_q \rho_q \left[\overline{U_{jq}} \frac{\partial K_q}{\partial x_j} \right] = r_q \left[\mu_{iq} \left(\frac{\partial \overline{U_{iq}}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_{jq}}}{\partial x_i} \right) \right] \frac{\partial (\overline{U_{iq}})}{\partial x_j} + r_q \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{iq}}{\sigma_k} \frac{\partial K_q}{\partial x_j} \right) \right] - r_q \rho_q \varepsilon_q \quad (\text{III.22}).$$

b) Équation de dissipation de l'énergie turbulente (ε)

L'équation pour (ε) s'obtient en prenant le rotationnel des équations des fluctuations de vitesse et ensuite en faisant la moyenne d'ensemble. La dérivation de cette équation est relativement aisée, mais les calculs restent fastidieux. On donne donc directement le résultat. avec $r=1$ $q=1$

$$-\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_q r_q \overline{U_{jq} \varepsilon_q}) = r_q C_{\varepsilon 1} \left[\mu_{iq} \left(\frac{\partial \overline{U_{iq}}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_{jq}}}{\partial x_i} \right) \right] \frac{\partial (\overline{U_{iq}})}{\partial x_j} \frac{\varepsilon_q}{K_q} + r_q \rho_q C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon_q^2}{K_1} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[r_q \left(\frac{\mu_{iq}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon_q}{\partial x_j} \right) \right] \quad (\text{III.23}).$$

Les valeurs des 5 constantes (C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε) sont déterminées en se référant à des données expérimentales pour les écoulements simples (turbulence en décroissance libre, écoulement en canal...). Ces valeurs sont obtenues soit de façon directe, soit par une procédure d'optimisation basée sur des comparaisons des calculs issus du modèle \leftrightarrow expériences.

Les valeurs les plus courantes sont :

($C_{\mu}=0.09$, $C_{\varepsilon 1}=1.44$, $C_{\varepsilon 2}=1.92$, $\sigma_K=1.3$, $\sigma_{\varepsilon}=1.3$)

III .4 Résolutions des équations

Nous avons adopté, pour la résolution de notre système d'équations couplées, qui gouvernent l'écoulement dans une roue à aubes de pompe centrifuge, et qui satisfait les conditions aux limites retenues, par la méthode des volumes finis, qui est basée sur une approche numérique dite méthode couplée, dans cette dernière les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de transport sont résolues simultanément. Les autres équations aux grandeurs scalaires sont résolues d'une manière séquentielle.

La non-linéarité des équations gouvernantes impose plusieurs itérations pour l'obtention de la convergence des calculs. Chaque itération est constituée des étapes de calcul énumérées ci-dessous :

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

Ces opérations peuvent être résumées par l'organigramme de la figure suivante

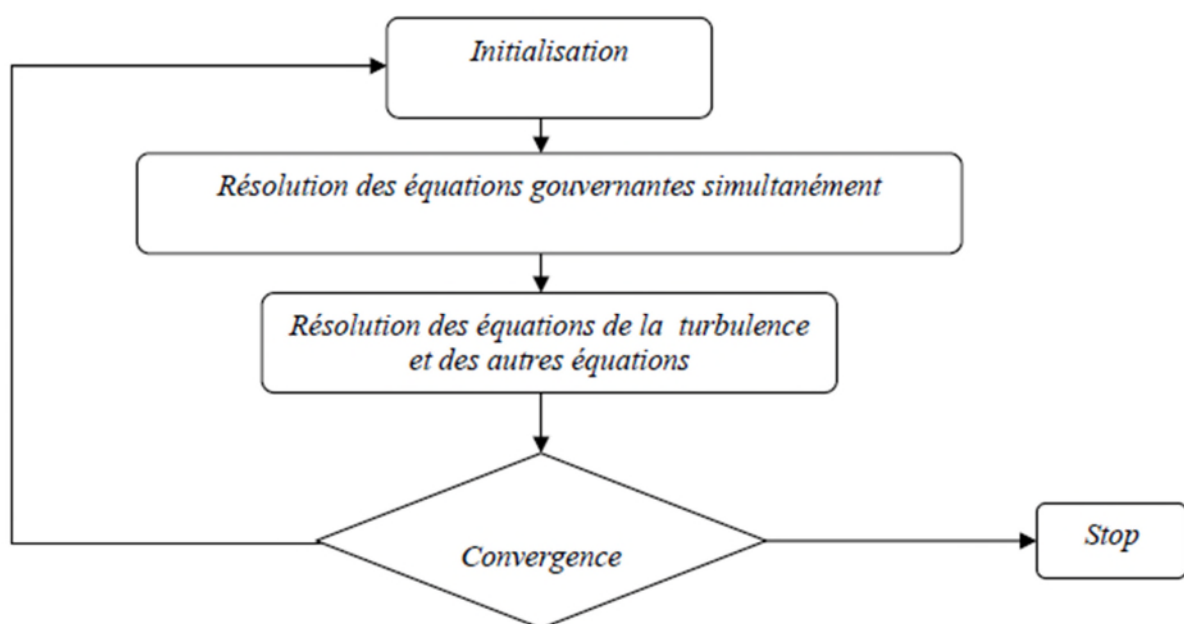


Figure III. 3 Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.

III .4 .1 Discrétisation et les conditions aux limites

C'est une opération de transformation de la géométrie originale du dispositif à un ensemble de nœuds (grille) ou le dispositif doit garder la forme initiale (originale), ceci se fait par le traçage des lignes parallèles aux axes x et y et leur intersection donne les nœuds du maillage [13].

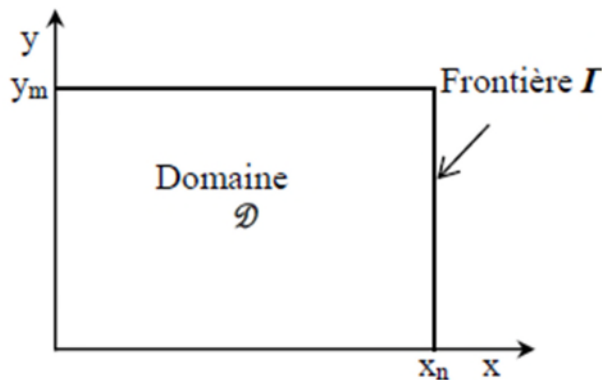


Figure III. 4 Géométrie originale.

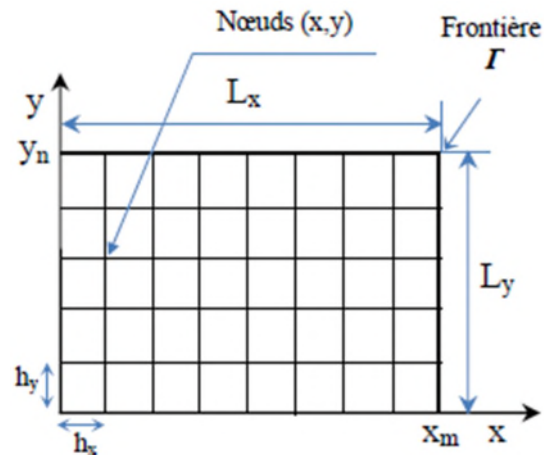


Figure III. 5 Géométrie discrétisée.

Le principe de la discrétisation en volumes finis consiste à transformer les équations gouvernantes en expressions algébriques qui seront résolues numériquement.

III .4 .2 Maillages

L'opération de maillage consiste à discrétiser les domaines de calcul, en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, compte au l'élément volume qui est défini autour de chaque nœud, est appelée cellule de contrôle. De sorte que les grandeurs scalaires sont stockées dans les nœuds, tandis que les grandeurs vectorielles sont stockées dans les cellules.

III .4 .3 Choix de grille de maillage

La résolution de la grille de maillage concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient. Ainsi, une bonne résolution permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones telles que les ondes de choc ou les phénomènes liés à la couche limite. Dans beaucoup de cas, la faible résolution du maillage dans des zones critiques du domaine de calcul affecte sérieusement la solution et modifie nettement les caractéristiques calculées de l'écoulement.

Dans les régions à forts gradients tels que les décollements de couche limite, la grille de maillage doit être assez raffinée pour réduire les changements de variables de l'écoulement d'une cellule à une autre. Malheureusement, il est difficile, voire impossible dans certains cas de déterminer ces zones à l'avance. Sans oublier la contrainte liée au temps de calcul et aux ressources informatiques imposées par une forte résolution du maillage. La précision des calculs numériques des écoulements 3D augmente en utilisant un maillage très fin. En vous montre un exemple de maillage fait sous TurboGrid avec une taille de deux cellules, comme dans la figure suivante :

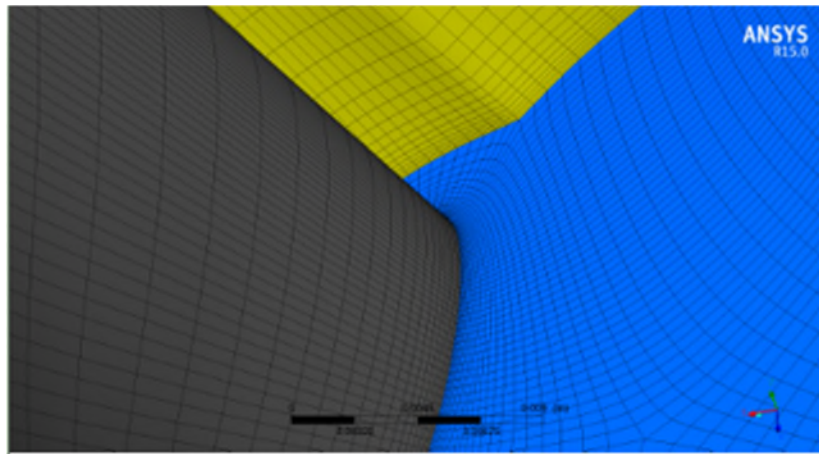


Figure III. 6 Maillage, fait sous TurboGrid.

III .4 .4 Les conditions aux limites

En fonction du problème physique traité, les conditions aux limites sont différentes et leur compatibilité avec les modèles numériques associés à un impact direct sur la convergence et le réalisme des résultats des simulations numériques.

III .4 .4.1 Condition de pression à l'entrée

Ce type de condition aux limites est employé lorsqu'on veut imposer une pression à l'entrée du volume de contrôle à étudier. Cette condition est valable aussi bien en écoulement compressible qu'en écoulement incompressible, elle est utilisable lorsqu'on connaît la pression à l'entrée et qu'on recherche la vitesse de l'écoulement correspondante. La pression totale imposée s'exprime, en écoulement incompressible, par la relation suivante :

$$P_t = P_s + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (\text{III.24})$$

II .4 .4.2 Conditions de vitesse à l'entrée

Cette condition aux limites sert à imposer une vitesse d'entrée au volume de contrôle. Une fois la vitesse fixée, on remonte aux autres grandeurs de l'écoulement. Cette condition aux limites est utilisable en général dans les écoulements supposés incompressibles.

III .4 .4.3 Conditions de débit massique à l'entrée

À l'inverse de la condition de pression à l'entrée, cette condition aux limites consiste à fixer le débit de l'écoulement à l'entrée pendant que la pression totale de l'écoulement varie. Dans plusieurs applications, la condition de pression à l'entrée rend la convergence des calculs plus lente, il est conseillé dans ces cas d'appliquer la condition de débit massique à l'entrée. La vitesse de l'écoulement impose la valeur du débit massique du fait que la masse volumique du fluide est constante.

III .4 .4.4 Conditions de pression à la sortie

Permet d'imposer une valeur de la pression statique à la sortie du volume de contrôle. La valeur de la pression statique ne peut être imposée que lorsque l'écoulement est subsonique. Le processus de convergence devient plus rapide lorsque la valeur de la pression à la sortie imposée est proche de la réalité.

III .4 .4.5 Conditions de parois

Cette condition aux frontières permet de spécifier les parois du volume de contrôle. Les parois peuvent être déclarées fixes ou en mouvement relatif à l'exemple des rotors des machines rotodynamiques.

Conclusion

Ce chapitre résume les équations qui résoudront tout problème 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, les modèles qui nous intéressent dans ce travail

Chapitre VI

Résultats et discussions

IV.1 Introduction

La compréhension de la mécanique des fluides est bien un facteur important dans le développement de produit et de procès. Grâce à la capacité de calcul toujours plus puissante, l'analyse des écoulements a de plus en plus tendance à quitter le laboratoire pour entrer dans le domaine de la simulation numérique.

Famille de produits CFD (Computational Fluid Dynamics) est présenté dans le marché comme l'un des codes les plus puissants incluant des fonctions de modalisation spécialement conçues pour couvrir les besoins des concepteurs de turbomachines. Les dernières générations de codes de CFD comme ANSYS Workbench donnent un accès à certaines applications aux ingénieurs et théoriciens pour résoudre la problématique des écoulements tridimensionnels internes dans les turbomachines. Ces codes de calcul sont d'une puissance importante de résolutions des équations de mécanique des fluides. Ils permettent de traiter les problèmes les plus complexes existants à savoir dans notre cas les écoulements dans les turbomachines qui sont tridimensionnels, turbulents, visqueux et instationnaires [14].

L'objectif de ce travail consiste à la conception et à l'évaluation des performances d'une pompe centrifuge et prévoir la distribution des champs des pressions et des vitesses sur les faces des palettes de cette turbomachine. Mais cela n'est pas faisable si nous n'avons pas de modèle géométrique de la pompe, alors nous avons suivi une démarche indirecte pour concevoir notre modèle géométrique. Il s'agit de l'étude d'un problème indirect, où à partir des performances souhaitées un modèle géométrique a été conçu. Après cela des simulations numériques ont été menées pour un écoulement interne d'un fluide incompressible visqueux à travers la géométrie conçue. L'écoulement est considéré permanent et turbulent.

IV.2 Étapes de la conception

Dans ce qui suit, nous allons essayer de résumer le processus suivit 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 l'organigramme, les étapes de conceptions, comme le montre la figure ci-dessus :

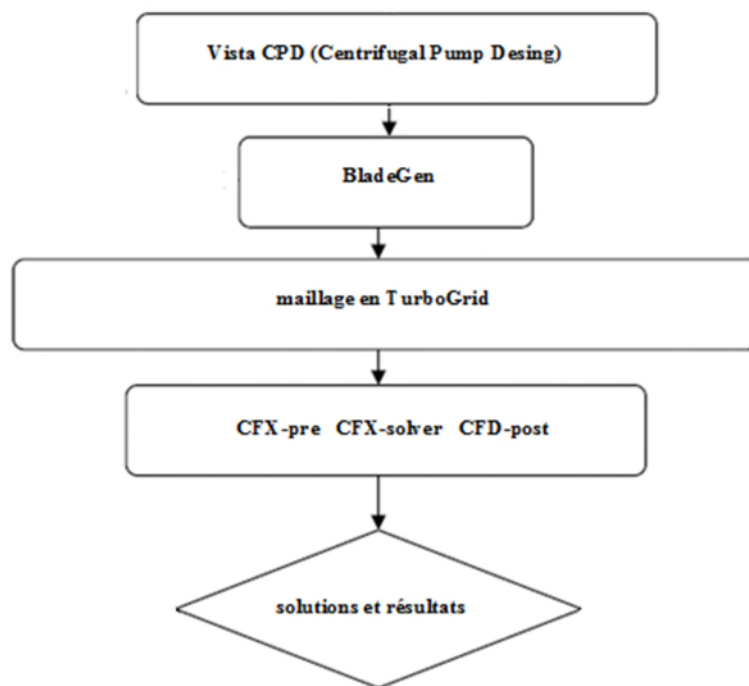


Figure IV. 1 L'organigramme d'étapes de travail.

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 [15].

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 :

paramètre	Valeur du paramètre	unité
Vitesse angulaire	1450	[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	/

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

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.

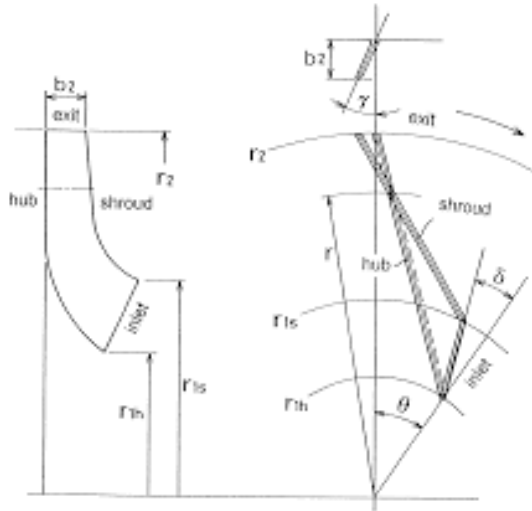


Figure IV. 2 Contraintes géométriques sur la pale de la roue.

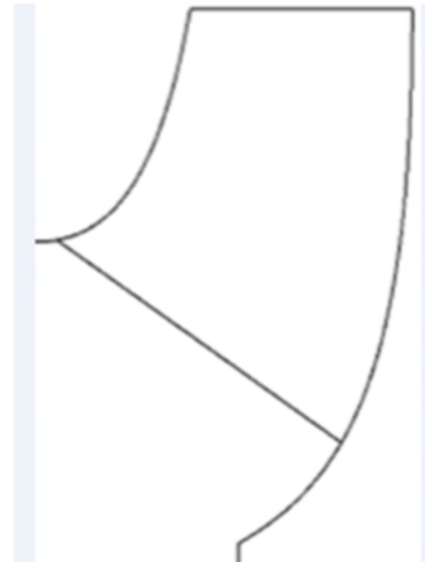


Figure IV. 3 Géométrie préliminaire à 1D obtenue sous Vista CPD.

Ce code de calcul contient des algorithmes et des fonctions, incluant toute la théorie des pompes centrifuges ; on vous présente dans le tableau suivant quelques résultats obtenus par Vista CPD

D1 (mm)	Cu1 (m/s)	Cm1 (m/s)	U1 (m/s)	β_1 (deg)
127.3	0	3.95	9.67	22.21

Tableau IV. 2 les paramètres d'entrée.

D2 (mm)	b2 (mm)	β_2 (deg)	W2 (m/s)	Cu2 (m/s)	C2 (m/s)
271.9	48.6	13.11	10.03	10.87	11.11

Tableau IV. 3 les paramètres de sortie.

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.

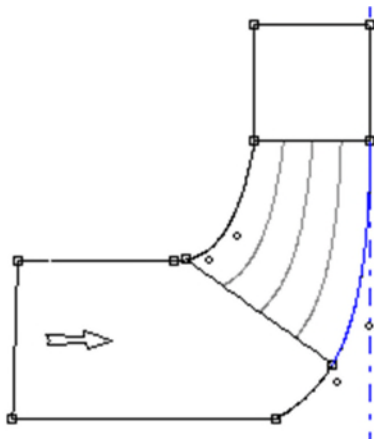


Figure IV. 4 Plan méridien (BladeGen).

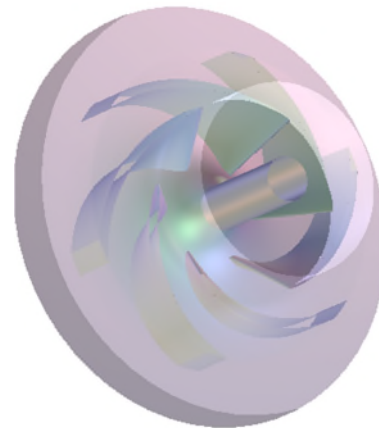


Figure IV. 5 Géométrie 3D (BladeGen).

VI.2.3 Troisième étape : maillage en TurboGrid

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

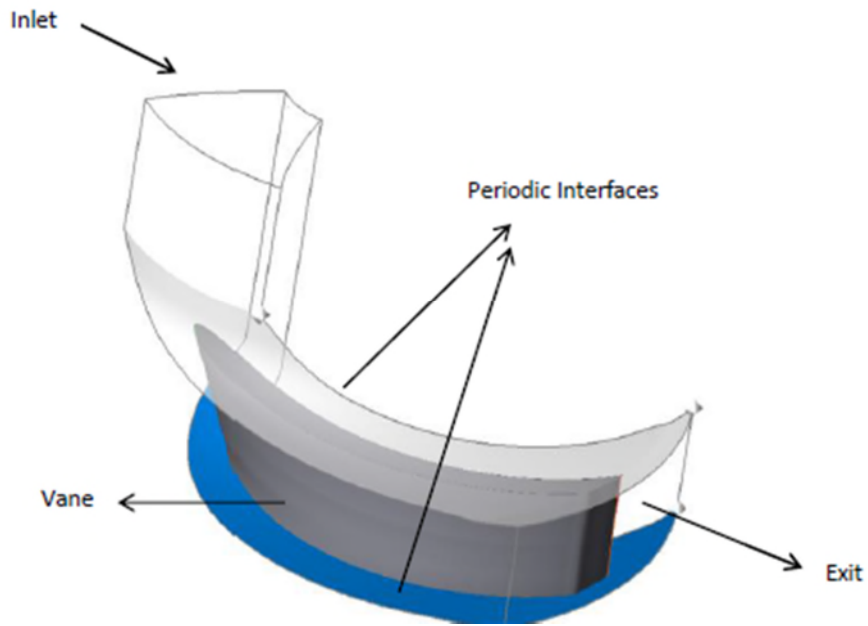


Figure IV. 6 Le domaine informatique inséré dans TurboGrid.

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
356384	326833

Tableau IV. 4 les données de maillage.

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 :

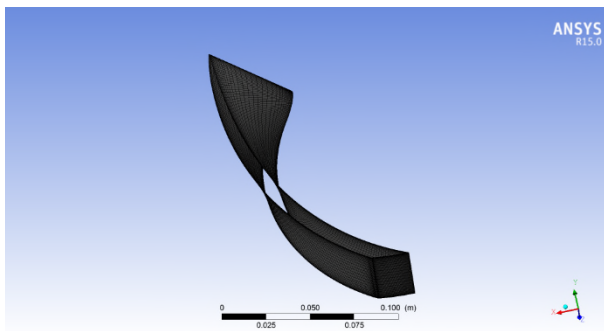


Figure IV. 7 l'aube de la roue.

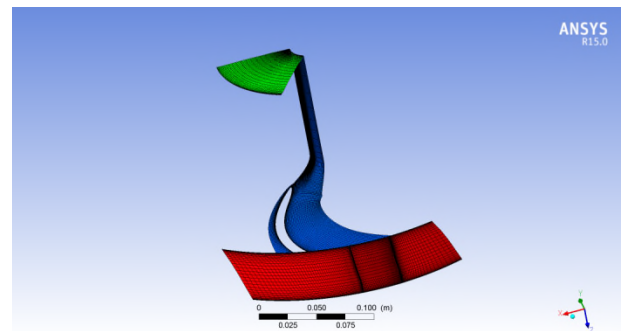


Figure IV. 8 entrée et sortie de la roue.

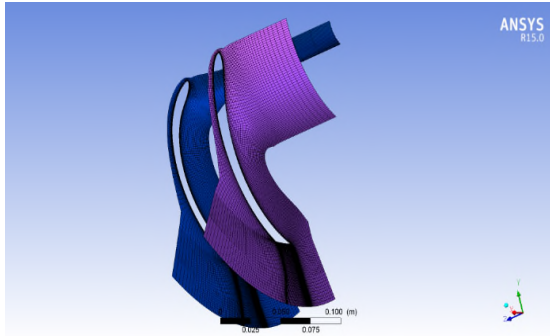


Figure IV. 9 Carter et moyeu de la roue.

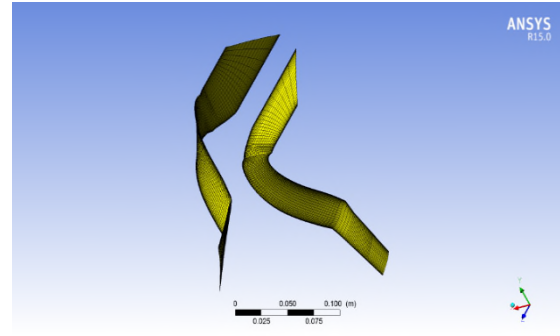


Figure IV. 10 Partie gauche et droite.

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 instationnaires, 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 évident, d'abord d'introduire les paramètres d'entrées, et des conditions physiques 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 un régime permanent. Et une vitesse de rotation qui égale à 1450 (tr/min).

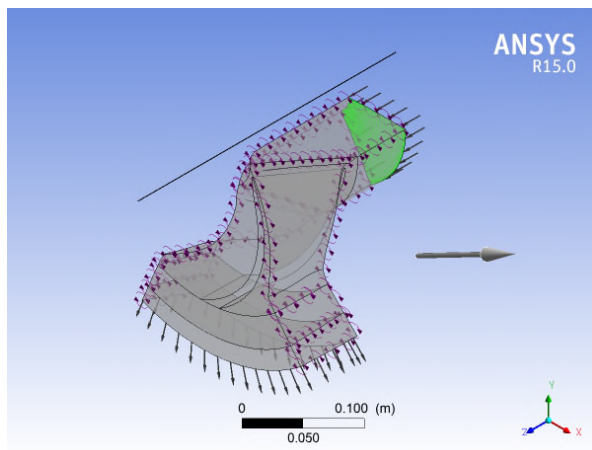
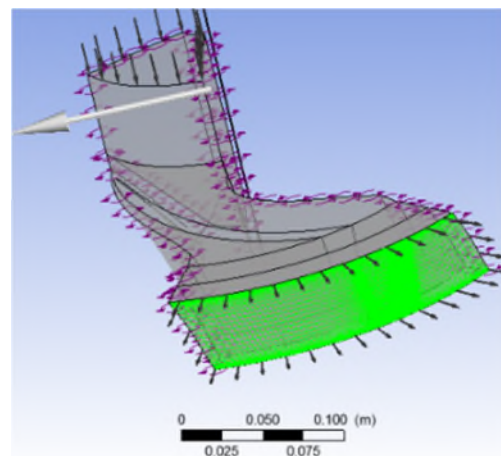
Dans ce qui suit, nous allons présenter sous forme de tableau, les conditions physiques de fonctionnement, et les conditions aux limites, exigées dans notre simulation ; comme suivant :

VI.2.4.1.A : les conditions physiques de fonctionnement

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

Tableau IV. 5 Les conditions physiques de fonctionnement.**VI.2.4.1.B : les conditions aux limites**

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

Tableau IV. 6 Les conditions aux limites.**Figure IV. 11** La condition à l'entrée**Figure IV. 12** La condition à la sortie.

Pour la raison de la symétrie de notre modèle géométrique de 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.

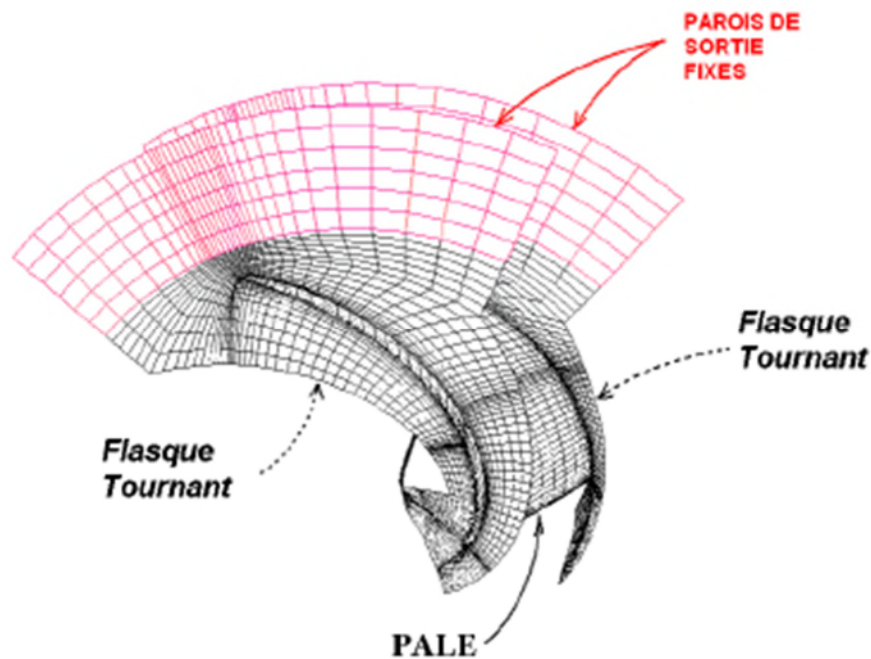


Figure IV. 13 Conditions de parois retenues pour chaque calcul.

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.2.4.2 CFX- post

Dans ce qui suit, nous allons vous présenter les résultats obtenues dans la phase terminale de notre modeste modalisation, à savoir : des courbes et des figures, ayant les variations des champs des pressions et des vitesses, dans différentes localisations de la roue centrifuge, une courbe caractéristique de notre modèle géométrique de la pompe, et d'autres. Mais avant on a préféré de vous présenter quelques figures qui va vous aidez à se localiser facilement, et de mieux suivre nos discussions.

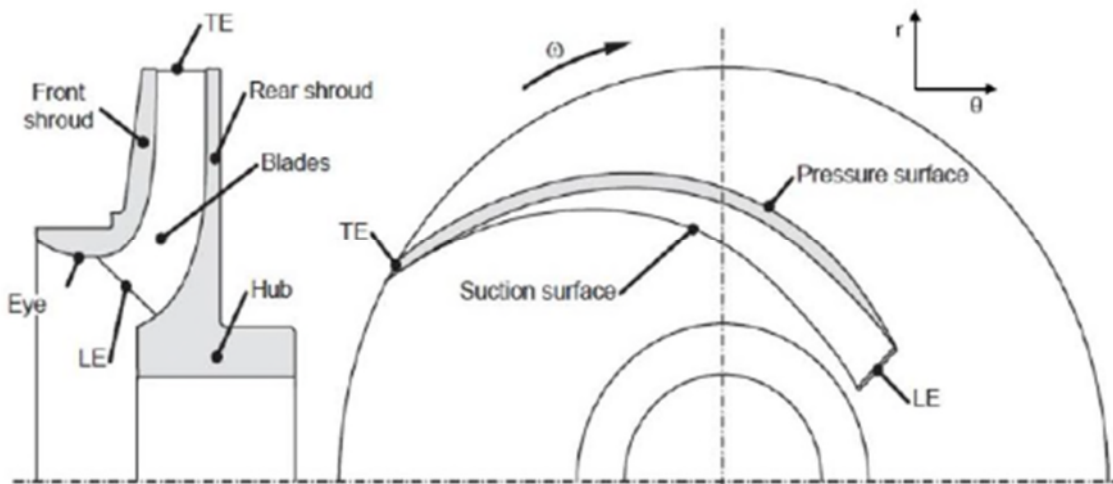


Figure IV. 14 Vue de face d'une coupe transversale de la roue.

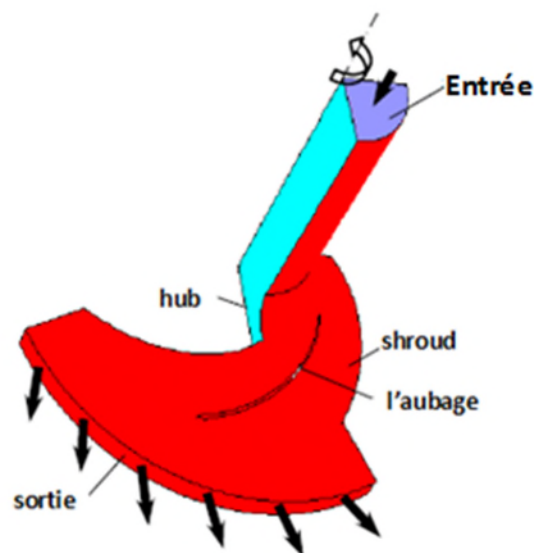


Figure IV. 15 Géométrie de la veine fluide.

Dans la figure ci-dessus, on montre sur une géométrie tridimensionnelle le sens d'écoulement dans l'espace entre aubages ; le liquide aspiré de l'entrée vers la sortie, traverse les sections de passage entre l'intrados de l'aube et l'extrados de l'autre, acquit une forte énergie cinétique due à la vitesse de rotation de la roue, qui va par la suite être transformé en énergie de pression.

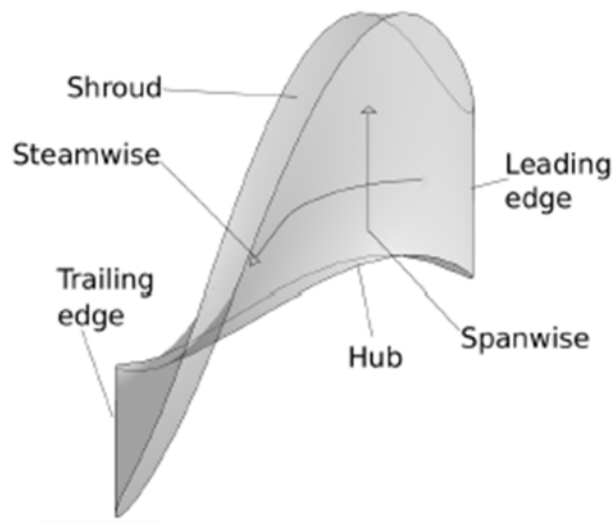


Figure IV. 16 La largeur et la hauteur de l'aube.

La figure ci-dessus présente un aubage de pompe centrifuge, sur lequel sont définies deux lignes : la première est une ligne moyenne qui décrit la longueur de l'aube (Streamwise). Et l'autre décrit la largeur de l'aube (Spanwise).

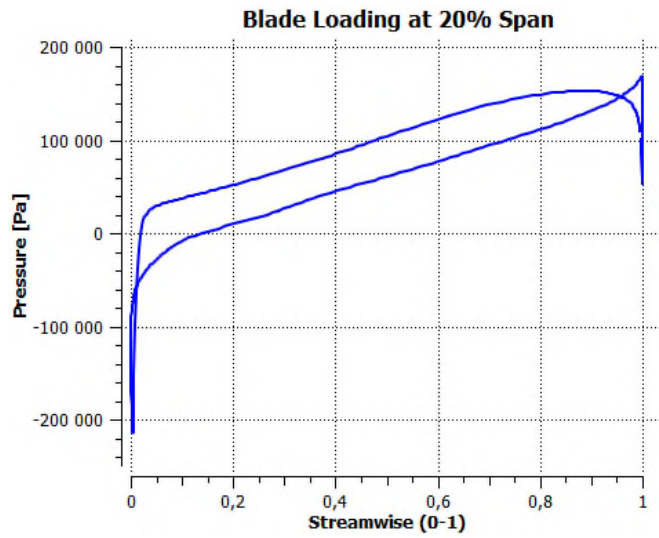


Figure IV. 17 Contour de pression tout le long de l'aube pris à 20% de hauteur.

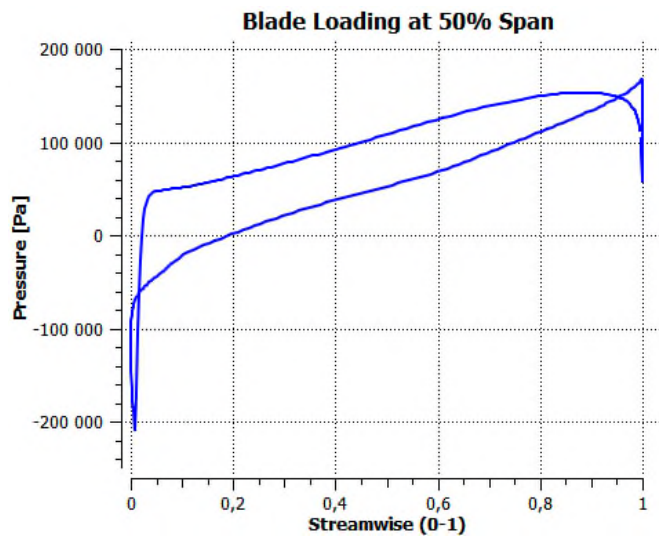


Figure IV. 18 Contour de pression tout le long de l'aube pris à 50% de hauteur.

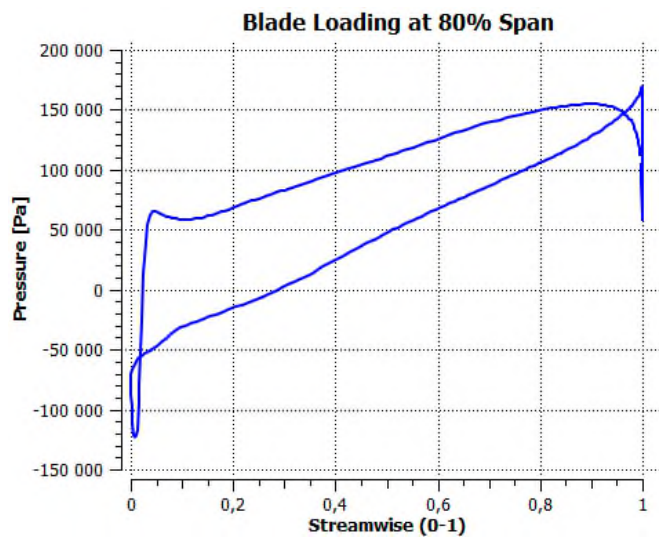


Figure IV. 19 Contour de pression tout le long de l'aube pris à 80% de hauteur.

Les figures précédentes présentent les contours des distributions des pressions, tout autour de l'aube. Ces mesures ont été prises à (20% , 50%, 80%) 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 :

Localisation	20% de hauteur	50% de hauteur	80% de hauteur
Sur le bord d'attaque	-50 000 (Pa)	-60 000 (Pa)	-50 000 (Pa)
Sur le bord de fuite	150 000 (Pa)	150 000 (Pa)	150 000 (Pa)

Tableau IV. 7 Récapitulatif des données.

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.

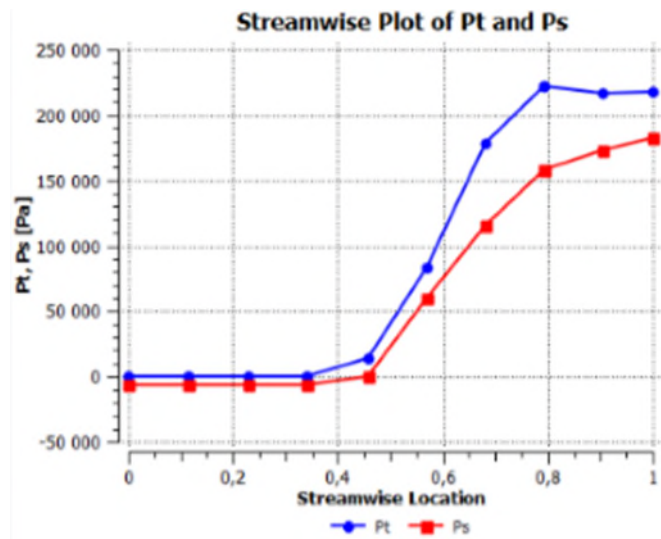


Figure IV. 20 Variation de pression totale et statique le long de l'aube.

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 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 ($P_{\text{tot}} = P_{\text{stat}} + P_{\text{dyn}}$ [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 :

$P_{\text{dyn}} = \frac{1}{2} \rho U^2$ (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.

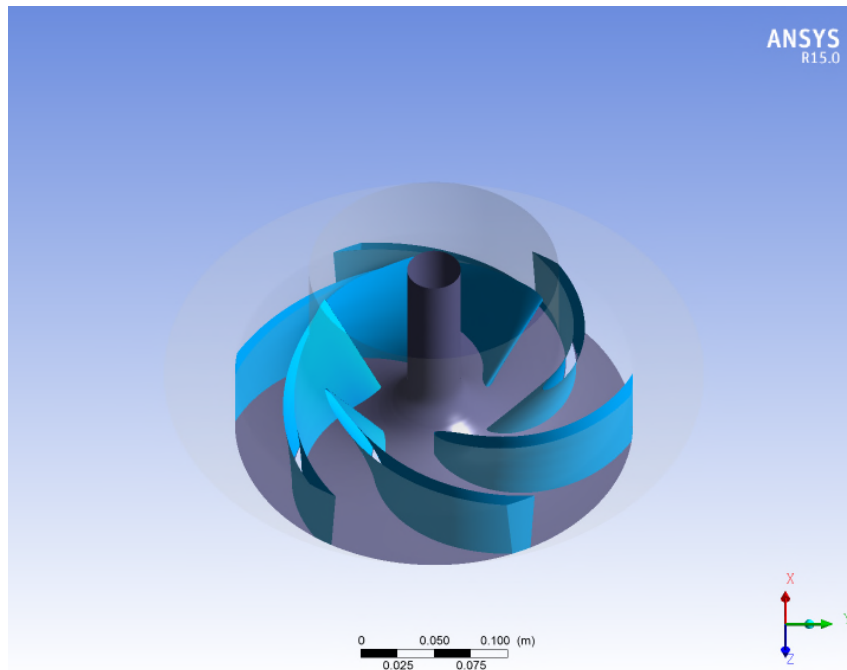


Figure IV. 21 Notre modèle géométrique de la roue à aubes.

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).

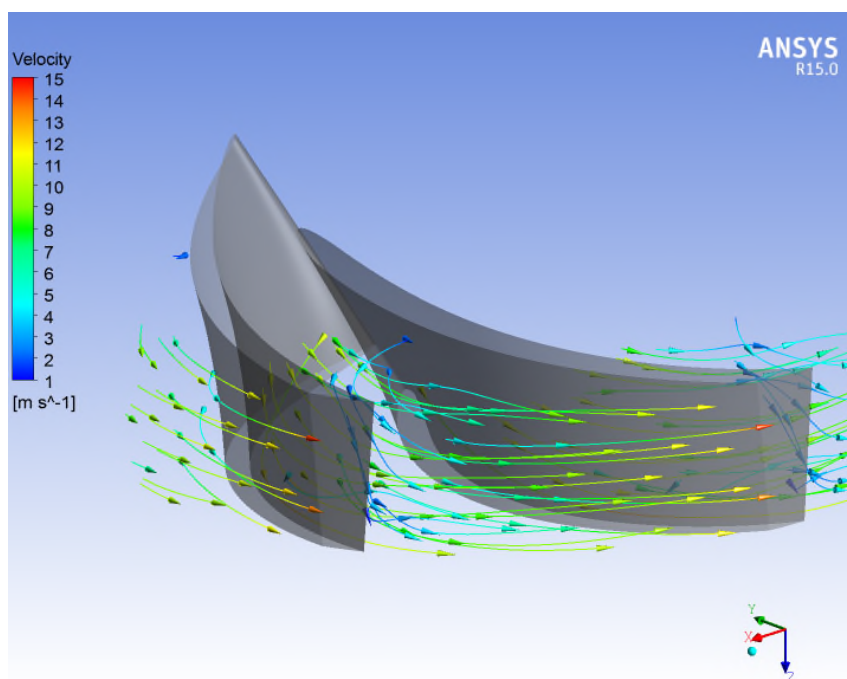


Figure IV. 22 Contour de vitesse en trois dimensions.

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

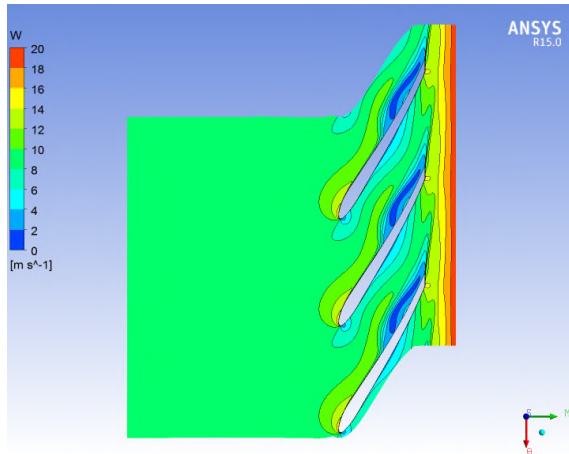


Figure IV. 23 Champs de vitesse relative sous le plan aube à aube

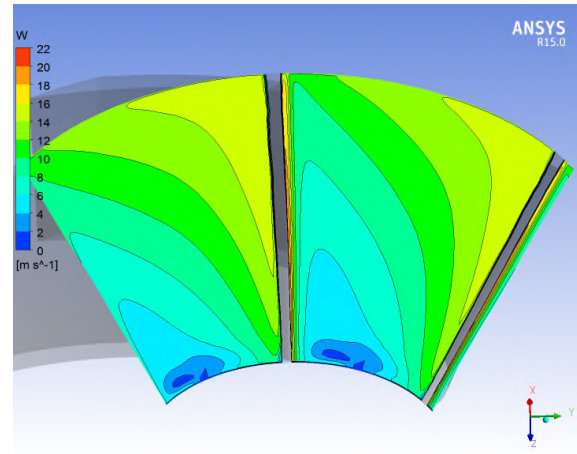


Figure IV. 25 Champs de vitesse relative au bord fuite

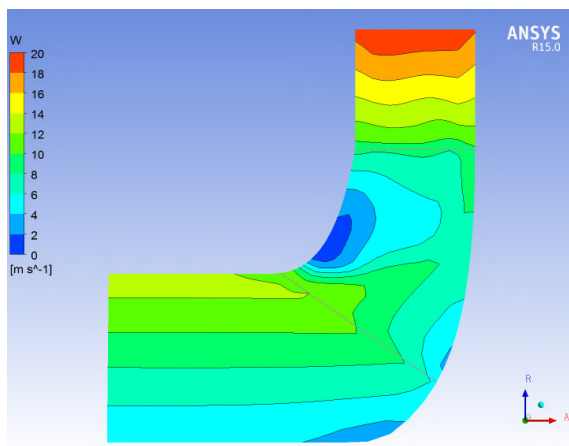


Figure IV. 24 Champ de vitesse relative sous le plan méridien.

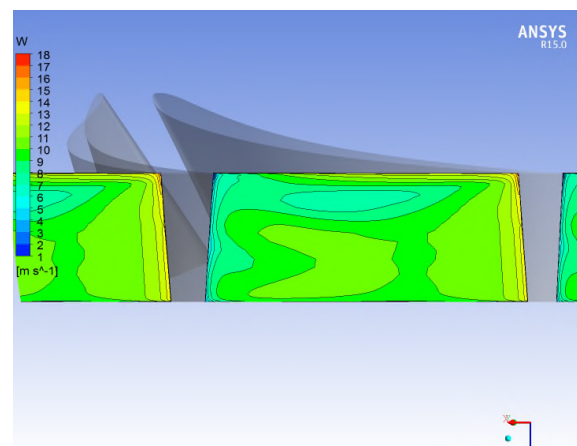


Figure IV. 26 Champ de vitesse relative au bord d'attaque.

Ces figures nous présentent la répartition de la vitesse relative (tangentielle à l'aube), sous le plan aube à aube dans la figure (VI.23), et sous le plan méridien dans la figure (VI.24) .

À première vue, on 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.25 et VI.26), présentent la répartition de la vitesse relative (tangentielle à l'aube), sur les deux bords de la pale de la roue à aubes de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

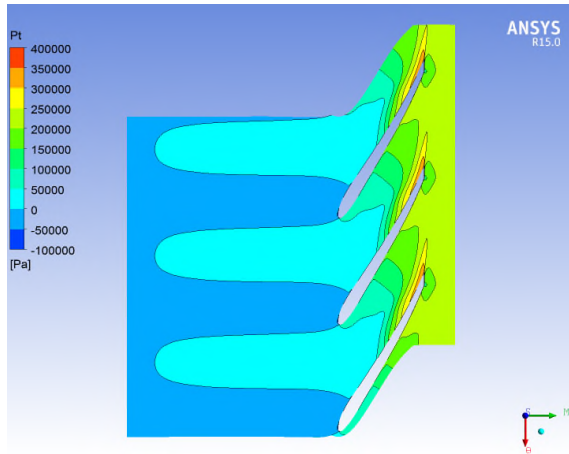


Figure IV. 27 Champ de pression total sous le plan aube à aube.

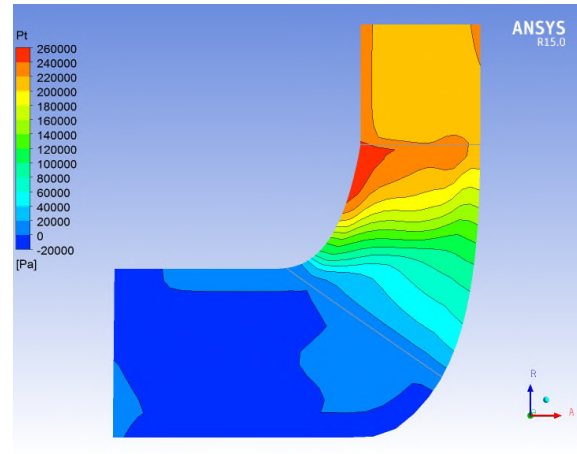


Figure IV. 28 Champ de pression total sous le plan méridien.

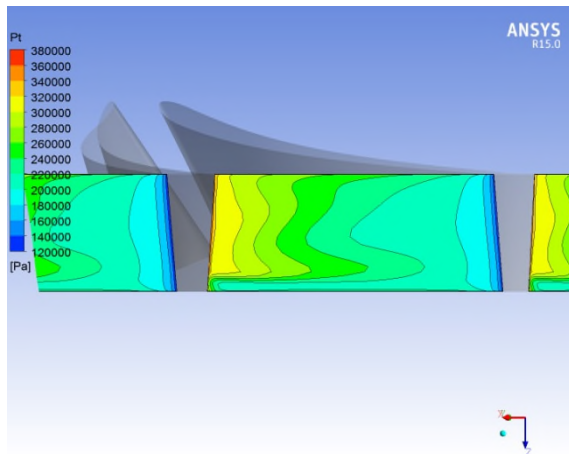


Figure IV. 29 Champ de pression totale au bord d'attaque de la pale.

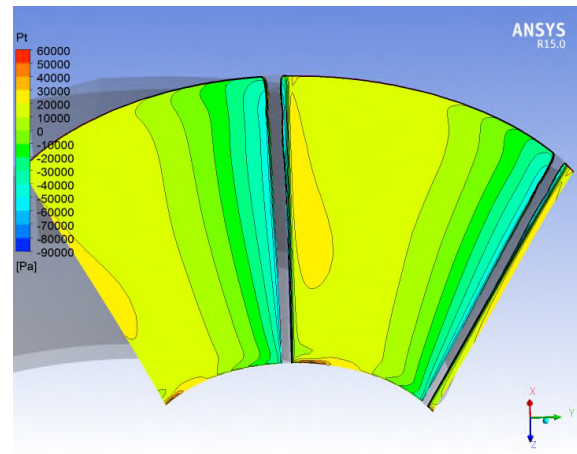


Figure IV. 30 Champ de pression totale au bord de fuite de la pale.

Les figures (VI.29 et VI.30), 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.

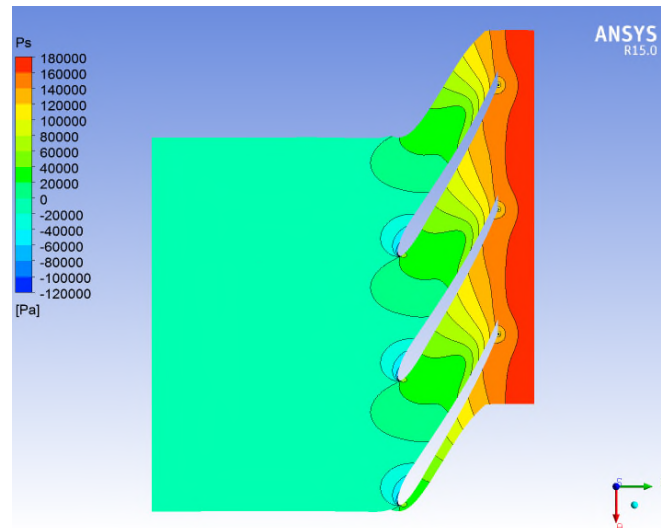


Figure IV. 31 Champ de pression statique prévue dans le plan aube à aube.

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.

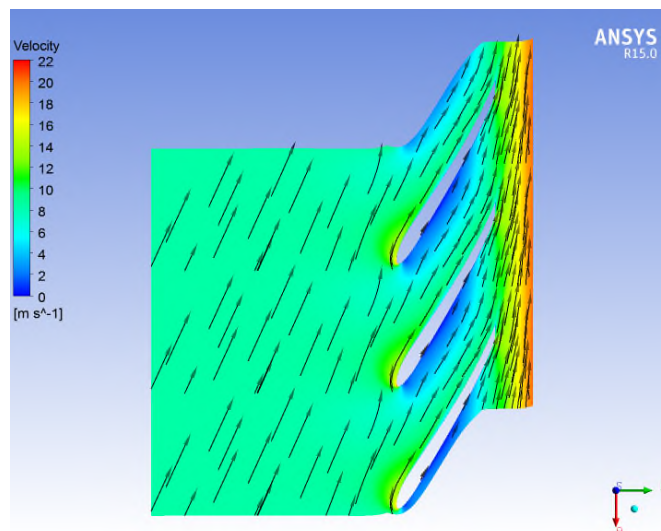


Figure IV. 32 Champs des vitesses absolues à 50° de hauteur de l'aube.

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.

Dans ce qui suit, nous allons vous présenter des tableaux, ayant des valeurs calculées par les relations qui décrivent, d'une manière précise des différentes dimensions et performances de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

Vitesse angulaire (ω)	151.844	(rad/s)
Diamètre de référence	0.2715	(m)
Débit volumique	0.078	(m ³ /s)
Hauteur (BA- BF)	22.5807	(m)
Hauteur (AP- RP)	21.9765	(m)
Coefficient de débit (δ)	0.0257	(-)
Coefficient de puissance (τ)	0.0034	(-)
Coefficient manométrique (μ)	0.1268	(-)
Puissance absorbée par la pompe (Pa)	17436.8	(w)

Tableau IV. 8 les performances de la pompe centrifuge.

Relations de Rateau suivantes :

$$\delta = \frac{Q}{N D^3} ; \mu = \frac{gH}{N^2 D^2} ; \tau = \frac{Pa}{\rho \cdot D^5 \cdot N^3}$$

Avec :

Q : débit de la pompe [m³/s].

N : vitesse de rotation de la roue [tr/min].

D : diamètre de référence [m].

g : gravité [m/s²].

ρ : masse volumique [Kg/s].

La puissance absorbée par la pompe a été calculée par $Pa = Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_2 \cdot C_{1U})$ [W]

T : le couple appliqué à la roue en [N.m]

ω : la vitesse angulaire (rad/s)

De plus les hauteurs ; a été calculé par la fameuse relation de monsieur Euler : $H = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho g}$ [m]

La différence de pression a été mesurée d'une part, entre le bord d'Attaque de la pale et son bord de Fuite, qu'on a noté dans le tableau précédant par (BA-BF), et de l'autre entre l'Aspiration de la pompe et son Refoulement, noter (AP-RP).

Quantité	AP	BA	BF	RP	$\frac{BA}{BF}$	BA - BF	Unités
densité	997	997	997	997	1	0	(kg/m ³)
Pstat	693310	690449	857350	882072	1.2417	166902	(Pa)
Ptot	699963	6992655	920042	914832	1.3157	220777	(Pa)
U	9.006	10.0314	20.616	28.0102	2.0551	10.5846	(m/s)
Cm	3.6159	4.1650	2.5424	1.7606	0.6104	-1.6226	(m/s)
Cu	0.0072	0.5929	11.1055	7.7868	18.7298	10.5125	(m/s)
W	9.7655	10.4418	9.8871	20.3071	0.9469	-0.5548	(m/s)
Wu	-8.9988	-9.4385	-9.5105	-20.2234	1.0076	-0.0720	(m/s)
C	3.6167	4.8902	11.4474	7.9998	2.3409	6.5572	(m/s)
α	1.1092	27.7586	78.5289	82.0393	2.8290	50.7702	(deg)
β	-64.4079	-28.3641	-48.9876	-54.0756	1.7271	-20.6235	(deg)

Tableau IV. 9 Les résultats obtenus sous CFD-Post.

Le tableau ci-dessus présente quelques paramètres, qui portent des informations sur les valeurs des différentes pressions et vitesses, ainsi l'angle α formé entre la vitesse absolue et la vitesse tangentielle à la roue à aube (\vec{C} et \vec{U}), et sur l'angle β formé entre la vitesse relative et l'opposé de la vitesse d'entraînement de la roue, pour cela les valeurs de celui-là, sont toutes négatives ; sinon au n'aucun cas cet angle est en dessous de 0 (deg).

Ces mesures ont été obtenues dans des diverses régions de la pompe, qui sont :

- À l'Aspiration de la Pompe AP
- Au Refoulement de la Pompe RP.
- Au Bord d'Attaque de la pale BA.
- Au Bord de Fuite de la pale BF.

On présente dans le tableau suivant les données qui nous a permis de tracer la courbe caractéristique de notre modèle géométrique de pompe centrifuge.

Conclusion

Après avoir fait exposer la procédure de la conception du notre modèle géométrique de la pompe, on vous a choisie 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 se confondre parfaitement avec la théorie trouvé dans la littérature.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce travail de simulation des écoulements dans l'espace hydraulique entre aubages de roue centrifuge a été dicté par le besoin principal de la compréhension des comportements des écoulements dans les turbomachines.

En premier lieu, nous sommes attelés à présenter l'histoire de l'évolution de la roue à aubes de pompe centrifuge, ainsi le progrès marquer dans la conception des turbomachines et la maîtrise des écoulements, ce qui a facilité la tâche pour le concepteur en mettant des méthodes et des outils à sa disposition à chaque étape du projet.

Par la suite nous avons rédigé un bref aperçu sur les turbomachines, dans le même chapitre on a consacré une partie très importante sur l'étude de la pompe centrifuge, plusieurs documents sont consultés séparément afin de rassembler la théorie nécessaire pour ce présent travail.

Cependant le troisième chapitre, a rassemblé en parallèle les équations qui régissent l'écoulement qui sont : l'équation de la continuité et les équations de Navier-Stokes, représenté en deux régimes d'écoulement et leurs résolutions numériques basés essentiellement sur la méthode des volumes finis.

Dans ce mémoire, on a mené une étude numérique des écoulements dans une roue munie de six aubes de pompe centrifuge, cette dernière est tournée à vitesse constante. Plusieurs configurations de distributions de vitesse et de pression ont été étudiées et discutées. La modélisation a été menée pour un régime turbulent de modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), en utilisant un code numérique de calcul qui se base sur la méthode des volumes finis

Référence bibliographique

Références bibliographiques

- [1] M. Zahi, SIMULATION NUMÉRIQUE DE L'ÉCOULEMENT INTERNE DANS UNE POMPE CENTRIFUGE AVEC LE CFX, mémoire de magister en génie mécanique, option énergétique, université Hassiba Benbouali de Chlef, 2008.
- [2] M^{elle}. Anissa, SIMULATION NUMÉRIQUE D'UN ÉCOULEMENT TRANSSONIQUE À TRAVERS UN STATOR D'UNE TURBINE AXIALE, mémoire de magister en génie mécanique, option énergétique, université M'Hamed bougara de Boumerdès, 2008.
- [3] K. Slimane, S. Laid, INVESTIGATION EXPÉRIMENTALE DU PHÉNOMÈNE DE CAVITATION DANS LES POMPES, mémoire de magister en génie mécanique, option maintenance industrielle, université Kasdi Merbah, d'Ouargla, 2011.
- [4] P. LEFORT, livre, les turbomachines, presses universitaires de France, 1969.
- [5] R. Teggin, S. Hebbal, M.S Hebbal, M. S. Hebbal, EFFECT OF BLADE GEOMETRY ON HYDRAULIC PERFORMANCE OF THE CENTRIFUGAL PUMP, INTERNATIONAL JOURNAL OF INNOVATION RESEARCH IN SCIENCE, vol.5,issue 7, 2016
- [6] M. Moustafa, SIMULATION DE L'ÉCOULEMENT DE L'AIR DANS LA ROUE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE, mémoire de magister en génie mécanique, option simulation mécanique, université Hassiba Ben Bouali de Chlef, 2011.
- [7] GRUNDFOS, RESEARCH AND TECHNOLOGY THE CENTRIFUGAL PUMP, livre.
- [8] NATHAN, LES POMPES CENTRIFUGES CONCEPTION REGLES D'UTILISATION, livre.
- [9] R.REY, F.BAKIR, MACHINES CENTRIFUGES ET HELICO-CENTRIFUGES TOME II, ARTS ET METIERS PARISTECH, 2008, livre.
- [10] A. BENSLIMANE, INTRODUCTION A LA MÉCANIQUE DES FLUIDES, document photocopie, université A. MIRA, Bejaia, 2017.
- [11] 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.
- [12] A. BENSLIMANE, ÉTUDE D'UN ÉCOULEMENT DE FLUIDE NEWTONNIEN DANS UN CANAL MUNI DE CAVITÉS EN CONVECTION FORCÉE, mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2009.
- [13] D. OUZELAG, FINITE DIFFERENCE METHOD, document photocopie, université A. MIRA, Bejaia, 2015.
- [14] M. YOUNSI, AÉROACOUSTIQUE ET AÉRODYNAMIQUE INSTATIONNAIRE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DES VENTILATEURS CENTRIFUGES A ACTION, thèse de doctorat, école des sciences des métiers de l'ingénieur, de Paris, 2007.
- [15] 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

Résumé : Le présent travail rentre dans le cadre de la conception des turbomachines et consiste à développer une « démarche intégrale » pour le dimensionnement et l'optimisation de la machine pompe centrifuge munie d'aubages. Il s'agit d'une modélisation tridimensionnelle de comportement dynamique d'un fluide incompressible, visqueux, turbulent et instationnaire. Le but recherché consiste à l'analyse, et à la compréhension du comportement du fluide circulant à l'intérieure de la turbomachine, on a suivi l'approche tridimensionnelle où, on a présenté les distributions des champs de pression et de vitesse sur les faces des palettes projetées sur les deux plans méridiens et aubes à aubes. Les équations de conservation sont résolues par des algorithmes génétiques inclus dans le code de calcul « CFX » en utilisant la méthode des éléments finis, on a exprimé les contraintes de Reynolds par le modèle de transport des contraintes de cisaillement turbulentes (SST), 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 : *turbomachines, conception de pompes centrifuge, optimisation, analyse des performances.*

Abstract: The present work is part of the design of turbomachinery and consists of develop an "integral approach" for the dimensioning and optimization of the centrifugal pump machine with blades. It is a three-dimensional modeling of dynamic, unsteady, viscous, turbulent and incompressible flow. The aim of this study is to analyze and to understand the flow behavior of the fluid circulating inside the turbomachinery. We followed the three-dimensional approach where the distributions of pressure and velocity fields were presented The sides of the pallets projected on the two meridian planes and paddle blades. The conservation equations are solved by genetic algorithms included in the calculation code "CFX" using the finite elements method, the Reynolds constraints were expressed by the turbulent shear stress (SST) transport model, The results obtained are not only a serious review of prediction and understanding of the phenomena associated with the operation of turbomachinery but also for the prediction of performances.

Keywords: *turbomachinery, Centrifugal pump design, pump optimization, performance analysis for pumps.*