



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf

Faculté de Génie Mécanique

Département de Génie Mécanique

THÈSE

En vue de l'obtention du

Diplôme de Doctorat en Sciences

Présentée et Soutenue par :
ALLALI AHMED

Intitulé
**Contribution à la conception d'une
pompe centrifuge**

Département
Spécialité
Option

: *Génie Mécanique*
: *Energétique*
: *Energétique*

Le jury est composé de :

Prof. Youcefi Abdelkader	Président	Université d'oran (USTO)
Prof. Nemdili Ali	Examineur	Université d'oran (USTO)
Dr. Boucham Belhadj	Examineur	Université de Bel-Abbes(UDL)
Dr. Bouziane Mohamed Mokhtar	Examineur	Université de Mascara
Prof. Lousdad Abdelkader	Encadreur	Université de Bel-Abbes(UDL)
Dr. Yahiaoui Tayeb	Co- Encadreur	Université d'oran (USTO)

Année Universitaire 2015/2016

REMERCIEMENTS

Avant tout je tiens à remercier ALLAH tout puissant de nous avoir donné cette foi et cette confiance en soi, ainsi que cette volonté et ce courage, pour pouvoir nous voir un jour devant un jury, afin d'obtenir un tel diplôme. Je remercie encore tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin, par leurs encouragements, leurs conseils et leurs critiques.

Que Monsieur Lousdad Abdelkader, Professeur à l'université de Bel-Abbes(UDL), trouve ici mes sincères remerciements pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de diriger ce travail, surtout pour la confiance et la compréhension qu'il a toujours manifestées envers moi, et de même que pour toute l'aide et ses précieux conseils qu'il n'a guère cessé de me prodiguer tout au long de mes travaux. Je le prie d'accepter ma profonde gratitude.

Je remercie tout particulièrement Mr. Yahiaoui Tayeb pour son support et les orientations durant la réalisation de ce travail.

J'exprime également ma profonde gratitude et ma reconnaissance à Mr. Youcefi Abdelkader pour son soutien moral et administratif ainsi que ses conseils, ses remarques objectives et d'avoir accepté de faire partie de jury en tant que président.

Je remercie les membres de jury, Mr. Nemdili Ali, Mr. Boucham Belhadj et Mr. Bouziane Mohamed Mokhtar d'avoir disposer de leur temps pour apporter une attention particulière à mon travail.

Enfin, je tiens à exprimer mes remerciements à tous les professeurs de génie mécanique.

Résumé

Ce travail consiste à apporter des contributions à la conception d'une pompe centrifuge. On s'est orienté vers la volute qui est un élément de la pompe difficile de modifier et doit pouvoir s'adapter à des roues de diverses dimensions. On a essayé de voir l'influence de changement de forme de la volute de type tangentielle (Circulaire, Bézier et Trapézoïdale) de mêmes dimensions et de même rotor et la nature de fluide sur les propriétés de l'écoulement interne. À l'aide du logiciel commercial ANSYS-CFX, en utilisant la méthode des volumes finis, les simulations numériques ont été réalisées pour étudier la distribution de vitesse et de champ de pression dans les trois volutes choisies. La nature de fluide non Newtonien a été intégré dans le logiciel à travers un sous programme réalisé. La turbulence des écoulements dans la pompe centrifuge est prise en compte à l'aide du modèle k- ϵ . Les résultats obtenus montrent que la forme de volute et la nature de fluide ont un effet sensible sur la vitesse de l'écoulement, la pression et les contraintes de cisaillement.

L'objectif de la deuxième contribution c'était de réaliser à l'aide de simulation numérique une étude de distribution de contraintes maximales de Von Mises et de déplacement dans des volutes de dimensions différentes en largeur et en diamètres d'une pompe centrifuge en se basant sur la méthode des éléments finis d'une configuration tridimensionnelle avec le logiciel commercial ABAQUS. Les résultats obtenus montrent que les modifications de la largeur et le diamètre de cercle de base de la volute ont une influence sur les valeurs des contraintes de Von Mises et sur les déplacements. Ces modifications dimensionnelles peuvent agir d'une façon indirecte sur le jeu au niveau du bec de la volute et aussi sur le jeu entre la sortie de la volute et la roue qui sont des jeux fonctionnels permettant la détermination des caractéristiques de fonctionnement de la pompe centrifuge.

Enfin, la dernière contribution proposée a touché les pompes en matière polymérique qui représentent une solution quand il s'agit de refouler des liquides chimiques agressifs et abrasifs. Le comportement élasto-plastique du rotor en polyéthylène PE est étudié sous l'action des charges mécaniques en tenant compte des caractéristiques mécaniques du matériau. L'objectif principal est de réaliser une comparaison entre rotor pour différents nombre d'aube, diamètres externes de la roue et largeur d'aube. Dans cette contribution on a lié entre légèreté et résistance du rotor d'une pompe centrifuge.

Mots-clés :

Design, Volute, Rotor, Pompe centrifuge, fluide non Newtonien, Volumes finis, Éléments finis, polymère.

Abstract

This work is to make contributions to the design of a centrifugal pump. We moved towards the volute is a component of the pump difficult to change and must adapt to wheels of various sizes. We tried to see the shape changing influence of the tangential type volute (circular, Bezier and trapezoidal) of the same size and same rotor and the nature of the fluid on the internal flow properties. Using the ANSYS CFX - commercial software, using the finite volume method, numerical simulations were performed to study the velocity distribution and pressure field in the three selected scrolls. The non-Newtonian fluid nature has been integrated into the software through a program implemented in . The turbulence of the flows in the centrifugal pump is taken into account using the $k-\epsilon$ model. The results obtained show that the volute-shaped and the fluid nature have a significant effect on the flow velocity, pressure and shear stresses.

The objective of the second contribution was to realize the numerical simulation using a study of distribution of maximum Von Mises stresses and movement in different sized curls in width and diameter of a centrifugal pump by based on the finite element method of three-dimensional configuration with the ABAQUS commercial software. The results show that changes in the width and the base circle diameter of the volute has an influence on the values of Von Mises stresses and displacements. These dimensional changes can be an indirect way on the game at the nozzle of the volute and also the clearance between the outlet of the volute and impeller are functional clearances permitting the determination of the operating characteristics of the centrifugal pump.

The last proposed contribution affected pumps polymeric material that represents a solution when it comes to stem aggressive and abrasive chemical fluids. The elastic-plastic behavior of the rotor PE polyethylene is studied under the action of mechanical loads taking into account the mechanical characteristics of the material. The main objective is to make a comparison between different number of rotor blade, external diameter of the wheel and blade width. In this contribution we bound between lightness and strength of the rotor of a centrifugal pump.

Keywords:

Design, Volute, Rotor, Centrifugal pump, non-Newtonian fluid, Finite volume method, Finite element, Polymer.

Sommaire

Résumé

Abstract

Remerciements

Liste des figures

Nomenclature

INTRODUCTION GENERALE

Chapitre I : Généralités et outils de Conception d'une pompe centrifuge

I.1. Introduction.....	1
I.2. Généralités sur les pompes.....	1
I.2.1. Les pompes volumétriques.....	1
a) Les pompes alternatives ou à piston.....	2
b) Les pompes rotatives.....	2
I.2.2. Les turbopompes.....	3
I.2.2.1. Différents types des turbopompes.....	3
I.3. Classification des turbopompes.....	9
I.4. Outils de dimensionnement d'une pompe centrifuge.....	9
I.4.1 Triangle de vitesse.....	9
I.4.1.1. Triangles de vitesses en fonction du débit.....	10
a) Adaptation à l'entrée de la roue.....	10
b) Triangles de vitesses à la sortie de la roue.....	11
I.4.2. Influence du nombre d'aubes.....	12
I.4.2.1. Le coefficient de glissement.....	14
I.5. Evaluation des pertes dans la pompe centrifuge.....	14
1) Les pertes hydrauliques.....	14
2) Les pertes mécaniques.....	15
3) Les pertes volumétriques.....	15
I.6. Tracé du canal intraubage.....	15
I.6.1 Méthodologie de dimensionnement du canal intraubage.....	15
I.6.1.1. Calcul du rayon R_1 et la largeur b_1	16
I.6.1.2. Calcul du rayon extérieur R_2	17
I.6.1.3. Choix de l'angle de sortie $\beta_{2\infty}$	17
I.6.1.4. Calcul de la largeur b_2	17

I.6.2. Tracé des aubages.....	18
I.7. Tracé de la volute.....	19
I.7.1. Tracé de volute suivant le principe de conservation du moment cinétique....	19
I.8. Conclusion.....	20

Chapitre II : Modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges

II.1. Introduction.....	21
II.2. Equations générales de base.....	21
II.2.1. Equation de continuité et équation dynamique (Navier-Stokes).....	21
II.2.2. Equations sous forme conservative.....	22
II.2.3. Equations simplifiées de mouvement.....	22
II.3. Les modèles de turbulence.....	23
II.3.1. Modèle $k-\varepsilon$ standard.....	23
II.3.2. Modèle de $k-\omega$ standard.....	24
II.3.3. Modèle RNG $k-\varepsilon$	26
II.4. Modélisation de l'écoulement près des parois.....	27
II.5 Equations particulières pour les turbomachines.....	28
II.6. Les méthodes de résolutions.....	29
II.6.1. Méthodes unidimensionnelles.....	29
II.6.2 Méthode quasi-tridimensionnelle.....	30
II.6.2.1. Ecoulement méridien.....	30
II.6.2.2. Ecoulement aube à aube.....	30
II.6.3. La méthode tridimensionnelle.....	31
II.6.3.1. Codes Navier-Stokes.....	32
II.6.3.1.1. LES (Large Eddy Simulation).....	32
II.6.3.1.2. DNS (Direct Numerical Simulation).....	32
II.6.3.1.3. RANS (Reynolds Average Navier-Stokes équations).....	32
II.6.3.1.3.1. La décomposition de Reynolds.....	33
II.7. Types de fluide.....	34
II.7.1. Les fluides Newtoniens.....	34
II.7.2. Les fluides non- Newtoniens.....	34
II.7.2.1 Fluides rhéofluidifiants (pseudo plastiques).....	34
II.7.2.2 Fluides à seuil ou plastiques ou fluides de Bingham.....	34

II.7.2.3 Fluides rhéoépaississants.....	35
II.7.2.4 Fluides thixotropes.....	35
II.7.3. Les modèles de fluide non newtonien.....	35
II.7.3.1. Fluides rhéofluidifiants (pseudo plastiques).....	36
II.7.3.1.1 Loi de puissance.....	36
II.7.3.1.2 Loi de cross.....	36
II.7.3.2. Fluides à seuil ou plastiques.....	36
II.7.3.2.1. Loi de casson.....	36
II.7.3.2.2. Loi de Herschel-bulkley.....	36
II.8. Conclusion.....	37

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numérique

Partie I : Volumes finis

III.1. Introduction.....	38
III.2. Méthode des volumes finis.....	38
III.2.1 Génération du maillage.....	38
III.2.2 Discrétisation des équations gouvernantes.....	38
III.2.3 Couplage pression-vitesse.....	40
III.2.4 Fonctions de forme.....	40
III.2.5 Gradients de pression.....	43
III.2.6 Couplage du système d'équations.....	43
III.3 Présentation du logiciel ANSYS CFX.....	45
III.3.1 Description du code de simulation.....	45
- Module ICEM.....	45
- Module CFX-Pre.....	45
- Module CFX-Solve.....	45
- Module CFX-Post.....	46
III.3.2 Schéma général de résolution.....	46
III.4. Conclusion.....	48

Partie II : Méthode des éléments finis

III.1 Introduction.....	49
III.2 Description de la démarche par éléments finis.....	49
III.2.1. Principe de la méthode des éléments finis.....	49
III.2.2. Présentation de l'élément fini tétraédrique (3D).....	52
III.3. Organigramme d'un logiciel éléments finis.....	56
III.4. Présentation du logiciel ABAQUS.....	57
III.4.1. Les caractéristiques du logiciel ABAQUS.....	57
III.4.2. Principales étapes pour effectuer une étude par MEF avec ABAQUS.....	58
III.5 Conclusion.....	59

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1. Introduction.....	60
IV.2 Première partie : Contribution apportée dans le cadre de l'écoulement.....	60
IV.2.1 Application au canal inter-aubage.....	60
IV.2.1.1 Elaboration du maillage du canal inter-aubage.....	62
IV.2.1.2 Conditions de simulation.....	63
IV.2.1.3 Résultats et discussions.....	64
IV.2.1.3.1 Effet de la variation de la largeur de sortie du canal.....	64
A) Evolution du gradient de pression.....	64
B) Evolution du module de vitesse.....	64
IV.2.1.3.2 Effet de la nature du fluide.....	65
A) Distribution de la contrainte de cisaillement.....	65
IV.2.2 Application à une pompe centrifuge (rotor plus volute).....	70
IV.2.2.1 Configuration étudiée.....	70
IV.2.2.2 Elaboration du maillage de la pompe.....	71
IV.2.2.3 Résultats et discussions.....	72
A) Evolution des modules de vitesses.....	72
B) Distribution de la contrainte de cisaillement.....	74
C) Les contours de gradient de pression.....	77
D) Les vecteurs de vitesses.....	80
E) Les lignes de courant.....	83

IV.3 Deuxième partie : Contribution apportée dans le cadre de la mécanique de structure.	86
IV.3.1 Application à une volute radiale.....	86
IV.3.1.1 Configuration étudiée et élaboration du maillage de la pompe.....	86
IV.3.1.2 Conditions de simulation.....	86
IV.3.1.3 Résultats et discussions	87
A) Les contours de distribution des contraintes de Von Mises..	87
B) Les contours de distribution des déplacements.....	90
IV.3.2 Application au rotor.....	93
IV.3.2.1 Configuration étudiée.....	93
IV.3.2.2 Elaboration du Maillage de la pompe.....	93
IV.3.2.3 Conditions de simulation.....	94
IV.3.2.4 Résultats et discussions.....	95
IV.3.2.4.1 Effet de variation du nombre d'aube de la roue.....	95
A) Evolution de la contrainte de Von Mises.....	95
B) Contour des déplacements.....	96
IV.3.2.4.2 Effet de variation de la largeur des aubes à la sortie.....	97
A) Evolution de la contrainte de Von Mises.....	97
B) Contour des déplacements.....	98
IV.3.2.4.2 Effet de variation du diamètre externe de la roue.....	99
A) Evolution de la contrainte de Von Mises.....	99
B) Contour des déplacements.....	100
IV.4 Conclusion.....	101

Conclusion Générale

Références Bibliographiques

Chapitre I : Généralités et outils de Conception d'une pompe centrifuge

Ω : La vitesse angulaire spécifique

n_{sq} : La vitesse spécifique

N : Vitesse de rotation en tr/mn ;

q_v : Débit en m^3/s ;

H : Hauteur d'élévation en m de fluide

g : Accélération de la pesanteur en m/s^2

ω : Vitesse angulaire en rd/s

\vec{C} : La vitesse absolue d'une particule de fluide

\vec{U} : Représente la vitesse d'entraînement du rotor

\vec{W} : La vitesse relative dans le repère mobile lié au rotor

\vec{U}_1, \vec{U}_2 : Vitesse d'entraînement

\vec{C}_1 : La vitesse absolue

β_1 : La direction du fluide

β_{10} : L'angle d'entrée d'aubage

q_{va} : Le débit d'adaptation

\vec{W}_2 : La direction de la vitesse relative correspondant à l'angle $\beta_{2\infty}$ de l'aube

$H_{th\infty}$: La hauteur théorique à l'infini

q_v : Le débit

$Cu_{2\infty}$: La composante giratoire de la vitesse absolue à l'infini

C_m : Le couple moteur

$(p_i - p_e)$: La différence de pression pour une épaisseur d'écoulement unitaire

Na : Nombre d'aubages

μ : Le coefficient de glissement

$\Delta\beta$: L'écart angulaire

ψ_e : Ligne de courant

K_m : Facteur de correction

δ : L'angle de centrifugation

η_H : Rendement hydraulique

Δh : Ensemble des pertes hydrauliques

η_m : Rendement mécanique

Pa : Puissance absorbée sur l'arbre de la pompe

P_m : Perte mécanique totale

η_v : Rendement volumétrique
 q_{vf} : Le débit de fuite est généré par la différence de pression
 η_{gl} : Le rendement global
 H_a : Hauteur
 q_{va} : Débit
 N : Vitesse de rotation
 R_1 : Rayon à la ligne moyenne entrée d'aubage
 b_1 : Largeur entrée d'aubage
 R_2 : Rayon de sortie d'aubage
 b_2 : Largeur sortie d'aubage
 R_o : Rayon bride d'aspiration
 S_1 : La section d'entrée d'aubage
 $\beta_{2\infty}$: L'angle de sortie d'aubage
 Cu_2 : La composante giratoire de la vitesse absolue
 Cr_2 : La vitesse débitante
 α : L'angle de volute
 b : Largeur à l'entrée de la volute
 D_a : Diamètre de cercle de base
 $q_{v\theta}$: Fraction du débit total de la pompe

Chapitre II : Modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges

Φ : Fonction de dissipation
 μ_t : Viscosité turbulente
 k : L'énergie cinétique turbulente
 ε : Taux de dissipation
 P_k : Terme de production de k et ε
 ω : Taux de dissipation spécifique
 G_k : Production d'énergie cinétique turbulente par les gradients de vitesse moyenne
 G_ω : Production de ω
 Γ_k et Γ_ω : Coefficients de diffusion de k et ω
 Y_ω : Dissipations de k et ω dues à la turbulence
 S_k et S_ω : Termes sources
 α^* : Coefficient qui tient compte des variations de la viscosité turbulente

Y_k : Dissipation de k due à la turbulence
 τ_w : Contrainte tangentielle à la paroi
 K : Constante de Von Karman empirique ($K=0.41$)
 E : Constante de Von Karman empirique ($E=9.8$)
 u^+ : Profil de vitesse logarithmique
 I : Rothalpie
 Re : Nombre de Reynolds
 U_i : Vitesse
 p : Pression
 $\eta(\dot{\gamma})$: Viscosité
 τ : Contrainte de cisaillement

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numérique

Partie I : Volumes finis

x, y, z : Coordonnées dans repère cartésien
 N_i : Fonction de forme pour le nœud i
 ϕ_i : Valeur de la grandeur ϕ dans le même nœud
 b : Terme de droite
 a : Coefficients de l'équation à résoudre
 i : L'indice qui identifie le numéro du volume de contrôle

Partie II : Méthode des éléments finis

V : Volume
 σ_{ij} : Composantes de la matrice des contraintes
 $\delta\epsilon_{ij}$: Composantes de la matrice des déformations virtuelles
 f_s et f_v : Composantes des forces de surface et de volume
 δu_i : Composantes des déplacements virtuels
 dS et dV : respectivement éléments de surface et de volume
 $\{u\}$: Vecteur des déplacements d'un point quelconque
 $\{u_n\}$: Vecteur de déplacements des nœuds
 $[N]$: Matrice d'interpolation
 $\{\epsilon\}$: Champ des déformations infinitésimales

$[B]$: Matrice dérivée de $[N]$

$\{u_n\}$: Vecteur des déplacements du nœud n

$\{\sigma\}$: Contraintes

$\{\varepsilon\}$: Déformations

$[D]$: Matrice reliant contraintes aux déformations

$[K_e]$: Matrice de raideur élémentaire

$\{F_n\}$: Vecteur des forces nodales équivalentes.

$[K]$: Matrice de raideur globale

$\{u_n\}$: Vecteur des déplacements généralisés aux nœuds

$\{F_n\}$: Vecteur des forces nodales

r, s, t : Coordonnées

$\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$: Fonctions de base

x_i, y_i, z_i : Coordonnées

T : Envoie l'élément de référence à l'élément considéré

J_T : Jacobienne de T

LISTE DES FIGURES

Chapitre I : Généralités et outils de Conception d'une pompe centrifuge

Figure I.1: Pompe à piston et à membrane

Figure I.2: Pompes rotatives

Figure I.3: Représentation schématique d'une pompe centrifuge

Figure I.4: Roue centrifuge

Figure I.5: canal inter-aubage et ses composants

Figure I.6: Roue axiale

Figure I.7: Roue hélico-centrifuge

Figure I.8: Volute d'une pompe centrifuge

Figure I.9: Pompe à volute et diffuseur

Figure I.10: Pompe monocellulaire

Figure I.11: Pompe multicellulaire

Figure I.12: Pompe à axe horizontal

Figure I.13: Pompe à axe vertical

Figure I.14 : a) Diagramme des vitesses (roue de pompe centrifuge) ; b) Triangle de vitesse

Figure I.15 : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue

Figure I.16 : Triangle de vitesse à la sortie de la roue

Figure I.17 : Evolution des vitesses relatives et de la pression en fonction de l'abscisse curviligne de la pale

Figure I.18 : Paramètres géométriques d'une roue d'une pompe centrifuge

Figure I.19 : la vue méridienne et la vue de face

Figure I.20 : Evolution de la section de la volute

Figure I.21 : Section de volute rectangulaire pour l'angle α quelconque

Chapitre II: Modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges

Figure II.1 : Définition des paramètres de l'écoulement dans le plan méridien

Figure II.2 : Résolution des équations de Navier-Stokes, Modélisation de la turbulence

Figure II.3 : Comportement rhéofluidifiant

Figure II.4 : Les différents types de fluide

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numérique

Figure III.1: Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle

Figure III.2 : Détermination des positions de nœuds dans un élément hexaèdre

LISTE DES FIGURES

Figure III.3: Organigramme général de calcul du code ANSYS-CFX

Figure III.4 : Erreur de discrétisation géométrique

Figure III.5: Schéma d'un élément tétraédrique (3D), d'après Abaqus User's Manual

Chapitre IV : Résultats et discussions

Figure IV.1 : Canal inter-aubage (a) vue extérieure ; (b) vue intérieure

Figure IV.2: Maillage du canal inter-aubage

Figure IV.3: Conditions aux limites

Figure IV.4: Evolution du Gradient de pression

Figure IV.5 : Evolution du module de vitesse

Figure IV.6 : Les contours de contraintes de cisaillement dans l'aube

Figure IV.7 : Les contours de contraintes de cisaillement dans les plafonds inférieurs

Figure IV.8: Les contours de contraintes de cisaillement dans les plafonds supérieurs

Figure IV.9 : Les contours de contraintes de cisaillement dans le canal.

Figure IV.10: Les différentes formes de volutes

Figure IV.11: Maillage de la pompe centrifuge

Figure IV.12 : Evolution du module de la vitesse en fonction de la position (X)

Figure IV.13 : Evolution du module de la vitesse en fonction de la position (Y)

Figure IV. 14 : Les contours des contraintes de cisaillement cas de fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV. 15 : Les contours des contraintes de cisaillement cas fluide Non- Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV. 16 : Les contours de pression cas fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV. 17 : Les contours de pression cas fluide Non Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV. 18 : Les vecteurs vitesses cas fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV. 19 : Les vecteurs vitesses cas fluide Non Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV. 20 : Les lignes de courant cas fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

LISTE DES FIGURES

Figure IV. 21 : Les lignes de courant cas fluide Non Newtonien : a. Volute circulaire ; b.

Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

Figure IV.22 : Configuration et maillage de la volute

Figure IV.23 : Distribution de la charge

Figure IV.24 : Contours des contraintes de Von Mises : a - diameter $D_1 = 112$ mm; b - diameter

$D_2 = 120$ mm; c - diameter $D_3 = 130$ mm

Figure IV.25 : Contours des contraintes de Von Mises : a - width $b_1 = 25$ mm; b -

width $b_2 = 30$ mm; c - width $b_3 = 35$ mm

Figure IV.26 : Contours des déplacements : a – diamètre $D_1 = 112$ mm; b - diamètre

$D_2 = 120$ mm; c - diamètre $D_3 = 130$ mm

Figure IV.27 : Contours des déplacements : a - largeur $b_1 = 25$ mm; b - largeur $b_2 = 30$ mm; c -

largeur $b_3 = 35$ mm

Figure IV.28 : Configurations étudiées

Figure IV.29 : Maillage de rotor

Figure IV.30: Répartition des charges de pression

Figure IV.31 : Courbe de traction contrainte - déformation

Figure IV.32 : Contrainte en fonction de la distance

Figure IV.33 : Les contours des déplacements

Figure IV.34 : Contrainte en fonction de la distance

Figure IV.35 : Contour des déplacements

Figure IV.36 : Contrainte en fonction de la distance

Figure IV.37 : Contour des déplacements

INTRODUCTION GENERALE

Les pompes centrifuges jouent un rôle primordial dans plusieurs secteurs de notre vie quotidienne à savoir dans la canalisation et le contrôle du niveau d'eau, l'exploitation minière, pétrolière, agricole et autres. Elles appartiennent à la famille des turbomachines. Elles ont pour rôle de transformer l'énergie mécanique de leurs moteurs d'entraînement en énergie hydraulique. Chaque particule de fluide s'éloigne de l'axe de rotation dans la traversée du canal, son trajet est dit centrifuge. Il est donc nécessaire de bien connaître la façon avec laquelle sont conçues ces pompes afin d'améliorer et d'augmenter leur efficacité énergétique et leurs performances en minimisant le plus possible les pertes. Cependant, le processus de leur conception est une tâche très fastidieuse vu le grand nombre de paramètres géométriques fondamentaux des composantes de la pompe à considérer. Dans cette optique, le constructeur doit disposer des méthodes rapides, fiables et suffisamment précises pour la réalisation de la géométrie d'une aube, d'une roue ou d'une volute d'une pompe centrifuge.

Pour contribuer aux études liées à ce domaine, il s'agit d'étudier dans ce travail le design d'une volute d'une pompe centrifuge. La volute a pour rôle de recueillir le liquide sortant à grande vitesse de la roue, de le canaliser, puis de le ralentir en réduisant les turbulences, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique. De ce fait, la volute est soumise à des sollicitations sévères pouvant causer des dégâts majeurs conduisant à l'arrêt prolongé de la pompe. Les éléments de tracé qui déterminent les caractéristiques des volutes sont la nature des sections de volute, l'angle de volute, la largeur à l'entrée de la volute et le diamètre de son cercle de base qui conditionne le jeu radial minimum existant entre la roue mobile et la volute, ainsi que la disposition et la forme du bec de volute. Dans ce cadre, on a choisi d'analyser numériquement les propriétés de l'écoulement interne avec application des lois qui régissent la nature de l'écoulement interne, à savoir l'écoulement d'un fluide Newtonien et non Newtonien dans trois formes différentes de types de volutes tangentielles (Circulaire, Bézier et Trapézoïdale) de mêmes dimensions et de même rotor. Ceci en utilisant le logiciel commercial ANSYS-CFX, basé sur la méthode des volumes finis.

Aussi une analyse de la réponse mécanique de la volute tout en apportant des changements dans sa géométrie à savoir le diamètre et la largeur a été évoquée en utilisant le logiciel commercial ABAQUS, basé sur la méthode des éléments finis.

Une autre contribution s'est attachée au changement du matériau de la roue métallique en matériau polymérique de la pompe centrifuge. La directive de cette recherche s'est accentuée essentiellement sur l'étude des déplacements afin d'éviter le phénomène d'usure de

la matière suite au frottement généré entre le rotor et la volute. D'un autre coté l'étude des contraintes susceptibles de produire la déformation du rotor en polymère.

Etat de l'art

Dans cet état de l'art, on se propose d'énumérer quelques travaux de recherches évoqués suivant l'axe de nos contributions suggérées:

Dans le cadre de : Conception d'une volute d'une pompe centrifuge basée sur l'approche numérique

De la littérature, il a été constaté que la plupart des recherches visent à prédire les performances des pompes centrifuges à volutes radiales et dimensionnement du rotor.

K.Fisher et D.Thoma [1] parmi les premiers chercheurs qui ont constaté une différence entre les propriétés de l'écoulement pour un fluide réel et un fluide parfait dans une roue à aube.

Après, le champ de l'écoulement instable tridimensionnel d'une turbine multi-étage a été étudié numériquement par Rai [2] (1987et 1989).

Par contre, Bakir et al. [3] se sont orientés vers les études expérimentales pour l'amélioration de la tenue à la cavitation d'inducteurs axiaux.

Un redimensionnement et optimisation de la pompe à oxygène liquide du moteur Vulcain a fait l'objet des travaux effectués par Arnone et al. [4].

Plus récemment, Aghaali et al [5] se sont intéressés par les caractéristiques de performance d'une turbine radial du turbocompresseur à double entrée avec volute asymétrique à l'état stationnaire en prenant en compte des conditions d'admission complètes et partielles.

Sloteman et al. [6] ont développé une méthodologie de conception basée sur la combinaison d'une méthode unidimensionnelle d'analyse des performances et d'une méthode inverse de génération des aubages.

Une procédure automatique grâce à une combinaison des différents analyses et démarches de dimensionnement a été proposée par Cravero [7].

Le dimensionnement des parties hydrauliques des pompes a été numérisé par Goto et al., [8].

Chiong et al [9] ont fait intervenir dans leurs études numériques unidimensionnelles les conditions de l'écoulement pulsé et l'effet de la géométrie dans une turbine du turbocompresseur à double entrée en admission complète.

Actuellement, l'utilisation des logiciels de dimensionnement et d'analyse d'écoulements non-visqueux (un 3D et un quasi-3D) avec un algorithme quasi-3D de modification de géométrie a été proposée par Paßruker et Van den Braembussche [10].

Dans le cadre de : Etude numérique des contraintes dans une volute d'une pompe centrifuge

Les travaux de recherches qui visent à étudier l'influence de l'impact de changement de paramètres de construction de la volute sur les performances des pompes centrifuges se résument comme suit :

Ceux de A. ERGIN [11] dont le but a été de fournir une expression permettant la détermination des sections de volute de façon à obtenir une répartition des pressions statiques à la sortie de la roue aussi uniforme que possible.

L'influence de l'angle de la volute a été étudiée expérimentalement par R.D. BOWERMAN et al [12] ; ils ont ainsi étudié une roue déterminée, de caractéristique connue dans un diffuseur annulaire, avec trois types de volutes. Chaque volute avait une section rectangulaire et une forme en spirale logarithmique, mais l'angle de la spirale n'était pas le même pour les trois volutes.

Les résultats expérimentaux de S. LAZARKIEWICZ et al [13] qui ont permis de montrer l'avantage d'une volute symétrique par rapport à des solutions avec dissymétrie vis-à-vis du plan méridien de la roue : le peu de différence entre une volute à sortie radiale et une volute à sortie tangentielle et le léger avantage des solutions du type double-volute. Cette solution permettant d'autre part de supprimer la poussée radiale.

D'un autre coté, une investigation numérique a été apportée par F. Gu et al [14] dans le cadre d'interaction entre volute et diffuseur suite à une distorsion axiale au niveau de la sortie de la roue.

D. Hagelstein [15] a évoqué une analyse expérimentale et numérique d'un écoulement dans un compresseur centrifuge et dans des volutes de pompe.

Une étude, en se basant sur l'analyse numérique, sur l'effet de la section transversale d'une volute en spiral sur les performances d'une pompe centrifuge a été réalisé par Chang Ho Son et al [16].

Une comparaison entre les forces caractéristiques latérales mesurées et les performances hydrauliques du rotor a été effectuée pour une volute spiral, une volute concentrique et une double volute tout en sachant que le point de rendement maximum dépend des dimensions choisies de volute a fait l'objet des travaux de Daniel O. Baun [17].

Enfin dans le cadre de la conception d'un rotor en polymère d'une pompe centrifuge en utilisant les éléments finis

On s'est basé sur les travaux suivants : Wen-Guang Li, Fa-Zhang Su and Cong Xiao [18] parmi les chercheurs qui ont contribué à l'étude de l'influence du nombre d'aube du rotor sur les performances d'une pompe centrifuge.

Après, une investigation a été apportée à l'étude d'un écoulement interne dans un rotor d'une pompe centrifuge par Weidong Zhou, Zhimei Zhao, T. S. Lee, and S. H. Winoto [19].

Par contre, John S. Anagnostopoulos [20] s'est orienté vers les méthodes numériques d'analyse d'un écoulement et le design d'aube du rotor d'une pompe centrifuge.

Une étude expérimentale et numérique d'un écoulement interne dans un rotor d'une pompe centrifuge a fait l'objet des travaux effectués par CUI Baoling, ZH U Zuchao, HANG Jianci, CHEN Ying [21].

Plus récemment, M. H. Shojaee Fard and F.A. Boyaghchi [22] se sont intéressés par l'étude de l'influence du nombre d'aube, l'angle de sortie d'aube dans une pompe centrifuge lors d'un écoulement d'un fluide visqueux.

E.C. Bacharoudis, A.E. Filios, M.D. Mentzos and D.P. Margaritis [23] ont développé une étude paramétrique d'un rotor d'une pompe centrifuge avec changement de l'angle de sortie d'aube.

Une étude expérimentale et numérique tridimensionnelle d'un écoulement d'un fluide visqueux dans une pompe centrifuge a été proposée par M. H. ShojaeeFard, F. A. Boyaghchi and M. B. Ehghaghi [24].

Une investigation a été apportée aux caractéristiques de performance dans un rotor d'une pompe par Mustafa Gölcü, Yasar Paucar [25].

J. Gonzalez, J. Fernandez-Francos, E. Blauco, and C. Santolaria-Morros [26] ont fait intervenir dans leur étude numérique l'effet dynamique à l'interaction rotor volute dans une pompe centrifuge.

Une méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible a été proposée par Miguel Asuaje [27].

Organisation de la thèse

Afin de répondre à ces problématiques, cette thèse a été divisée en quatre chapitres :

Le premier chapitre contient une synthèse bibliographique sur les turbomachines et leur conception d'une façon générale.

Le deuxième chapitre traite la modélisation des écoulements internes en pompes centrifuges ainsi que leurs méthodes de résolution. Après avoir exposé les équations générales régissant ces écoulements nous avons détaillé la méthode tridimensionnelle de l'écoulement interne qui se base sur la technique de la CFD qui constitue notre centre d'intérêt.

Le troisième chapitre est consacré aux méthodes numériques. Dans lequel on a mis le point sur la méthode des volumes finis utilisée pour la résolution des équations de turbomachine qui traite le couplage pression-vitesse dans les équations de Navier Stokes implantée dans le code de calcul CFX.

Enfin, les résultats et leurs discussions ont été exposés en dernier chapitre. A la lumière de ces résultats, nous terminons par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités et outils de conception d'une pompe centrifuge

I.1. Introduction

Les concepteurs des pompes centrifuges visent à rendre optimale les performances de la pompe tels que le rendement, NPSH, vibrations...etc. Ces caractéristiques doivent être stables dans le temps et l'écoulement interne doit être le plus régulier que possible. D'une façon générale, le dimensionnement des pompes centrifuges se base essentiellement sur les lois fondées sur l'expérimentation et sur les statistiques. Dans ce chapitre, la procédure de dimensionnement des pompes centrifuges est exposée ainsi que l'analyse de leurs performances.

I.2. Généralités sur les pompes

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou mélanges d'un liquide avec des corps solides d'un niveau inférieur à niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression ; le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration (d'entrée du liquide et la région de refoulement (de sortie de liquide) de l'organe actif (piston ,roue) de la pompe.

Les pompes transmettent aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieure ; à l'intérieur de la pompe se produit donc un accroissement d'énergie de liquide. L'énergie du liquide à la sortie de la pompe est utilisée pour élever le liquide et surmonter les pertes hydrauliques dans le tuyau de refoulement [28].

Il existe un très grand nombre de type de pompes. Ces différents types se divisent en deux grandes catégories : pompes volumétriques et turbopompes.

I.2.1. Les pompes volumétriques

Elles utilisent la variation du volume de l'espace occupé par le fluide pour le déplacer dans un mouvement cyclique. Pendant un cycle, un volume déterminé du liquide pénètre dans le canal avant d'être refoulé à la fin .Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et celui de refoulement [29]. On distingue deux grands types de pompes volumétriques :

a) Les pompes alternatives ou à piston

La pompe à piston utilise les variations de volumes occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces machines ont donc un fonctionnement alternatifs et nécessite un jeu de soupapes ou de clapets pour obtenir tantôt l'aspiration dans le cylindre tantôt son refoulement [30].

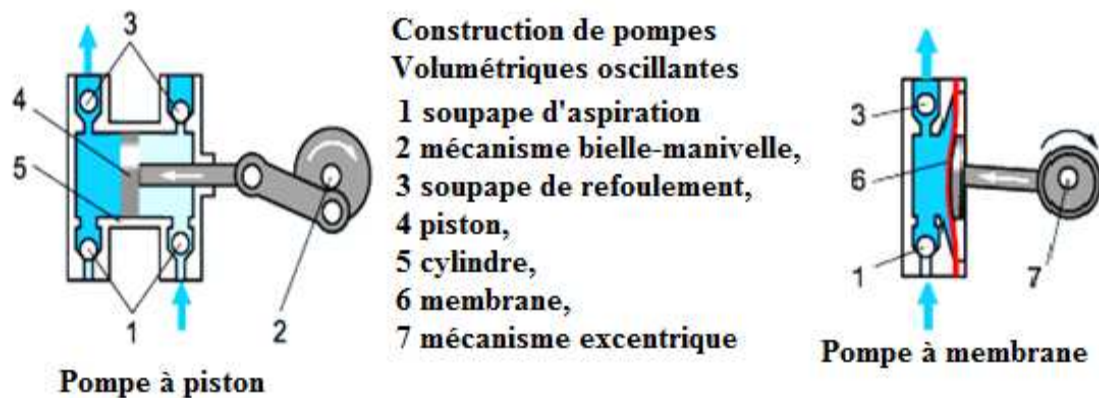


Figure I.1: Pompe à piston et à membrane [31]

b) Les pompes rotatives

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement [29].

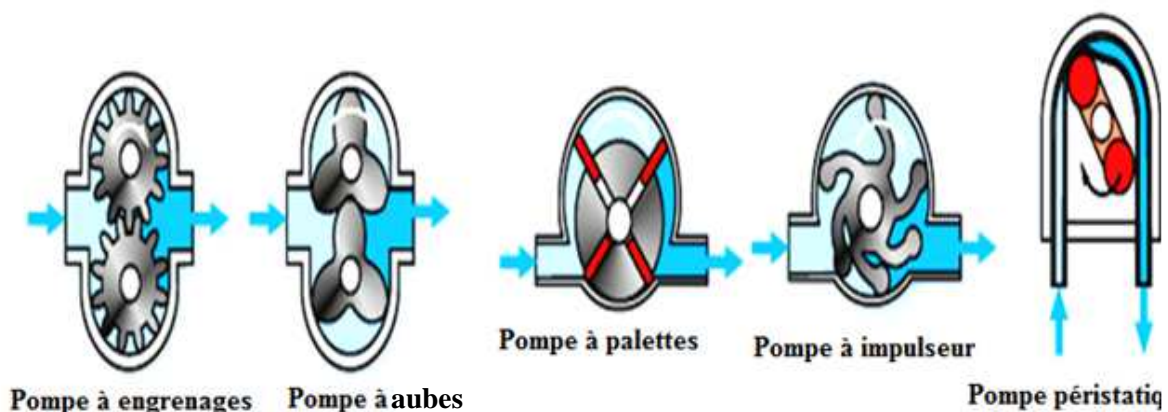


Figure I.2: Pompes rotatives [31]

I.2.2. Les turbopompes

Le déplacement du fluide se fait par la rotation du rotor grâce à la forme appropriée de ses aubes. L'aspiration est produite par la dépression à l'entrée de la pompe tandis que le moment cinétique du fluide est accru par l'énergie mécanique de la roue et partiellement transformé en énergie de pression [32]. Les turbopompes se composent de deux parties principales :

Un rotor qui communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers et couplé au moteur au moyen d'un dispositif rigide ou flexible.

Un corps de pompe dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulement et il supporte des paliers et sert d'habitable pour l'équipage mobile.

Ces définitions sont communes pour trois grandes classes de pompes.

I.2.2.1. Différents types des turbopompes

Les turbopompes sont différenciées entre elles par la forme de la roue, la forme du corps de la pompe, le nombre des roues et la position de l'axe de la pompe.

➤ **Forme de la roue**

Il existe essentiellement trois types de pompes :

a) Pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation du niveau, une augmentation de pression et toujours des pertes de charge.

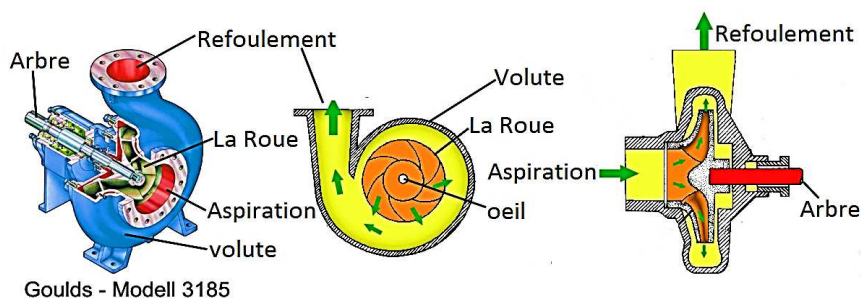


Figure I.3: Représentation schématique d'une pompe centrifuge [32]

La roue a pour rôle la transmission au fluide un surplus de pression et le rejet à une vitesse supérieure à celle d'entrée. Elle est munie d'aubes qui sont décalées angulairement de façon régulière. Elles sont en nombre variable et inclinées en arrière. En d'autres termes, le bord de fuite des aubes est en retard dans la rotation par rapport au bord d'attaque.

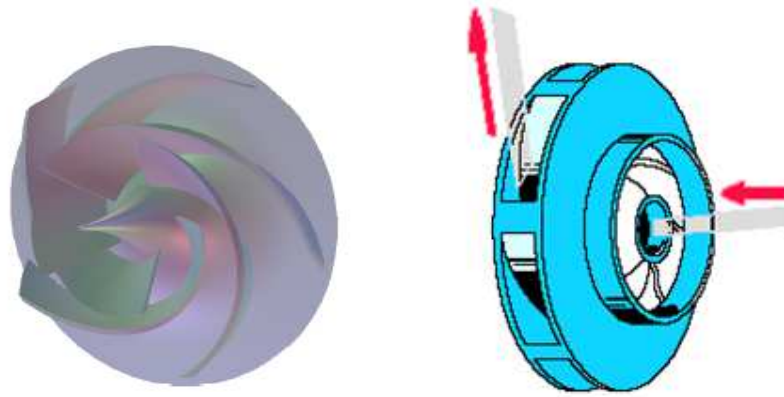


Figure I.4: Roue centrifuge [31]

L'ensemble des canaux interaubages forme un rotor. La Figure I.5 montre les éléments constitutifs du canal.

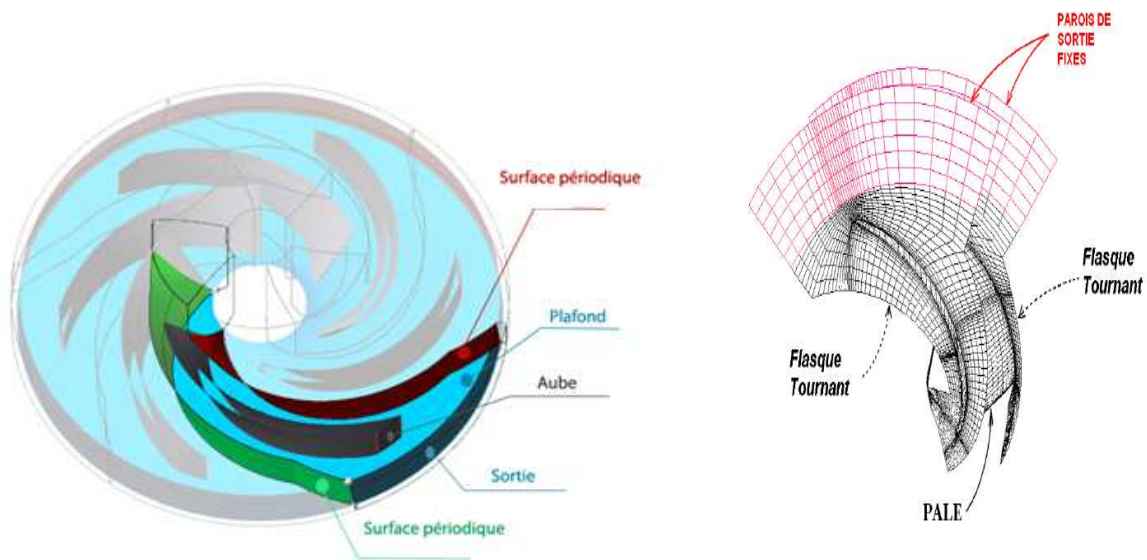


Figure I.5: canal inter-aubage et ses composants [27]

b) Pompes à hélices (axiales)

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement. La trajectoire d'une particule de liquide est entièrement située sur un cylindre de révolution, c'est une hélice circulaire.

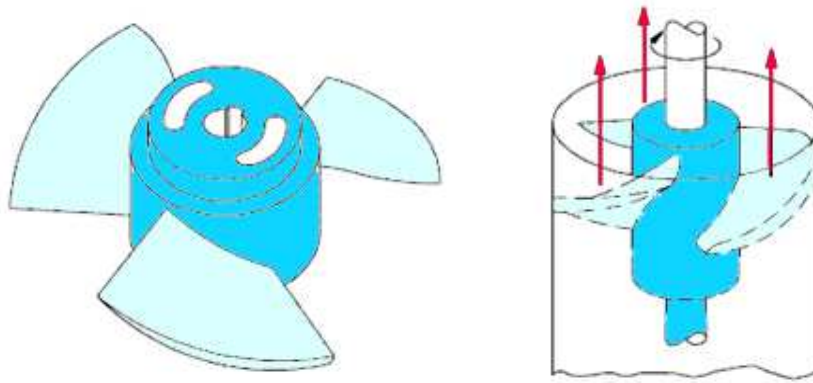


Figure I.6: Roue axiale [31]

c) Pompes hélico-centrifuges

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une courbe tracée sur un cône [33].

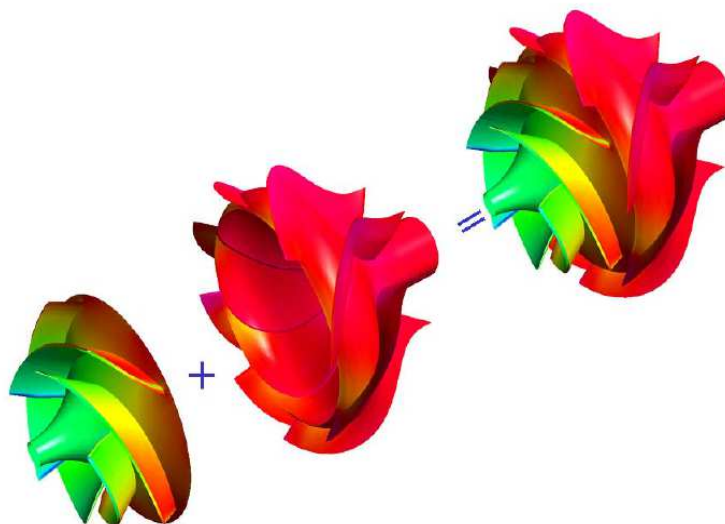


Figure I.7: Roue hélico-centrifuge [27]

➤ Forme du corps de pompe

Il existe essentiellement les types de pompes suivants :

a) Pompes à volute

Le rôle de la volute est de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de l'impulser, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique. Elle comporte deux parties :

- Une première partie en forme de coquille d'escargot, dont les sections grandissent avec l'augmentation du débit
- Une seconde partie divergente, qui véhicule la totalité du débit, et qui poursuit et achève le ralentissement du fluide [35].



Figure I.8: Volute d'une pompe centrifuge [35]

b) Pompes à diffuseur circulaire

Corps de pompe à section constante et concentrique à la roue, qui dans ce cas est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de liquide, ainsi transformant l'énergie cinétique en énergie de pression.

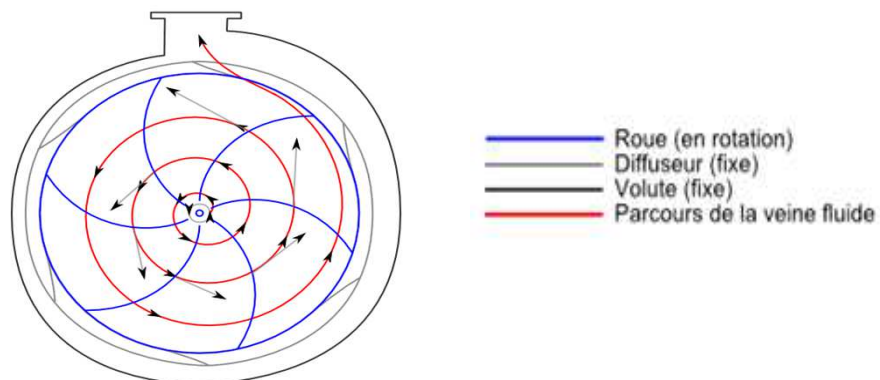


Figure I.9: Pompe à volute et diffuseur [34]

➤ Nombre de roues

Les pompes sont divisées en deux catégories :

a) Pompes à un seul étage (pompes monocellulaires)

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire. Elle est composée d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe [34].

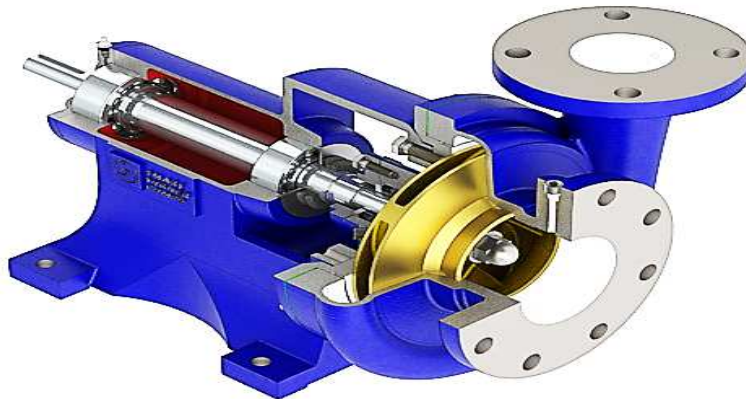


Figure I.10: Pompe monocellulaire [31]

b) Pompes multicellulaires

Elles sont utilisées lorsque la pression exigée au refoulement est importante, donc il serait théoriquement possible d'utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre, mais il est en général très rentable d'utiliser des pompes multicellulaires (plusieurs étages) constituées de pompes monocellulaires montées en série sur un même arbre de commande.

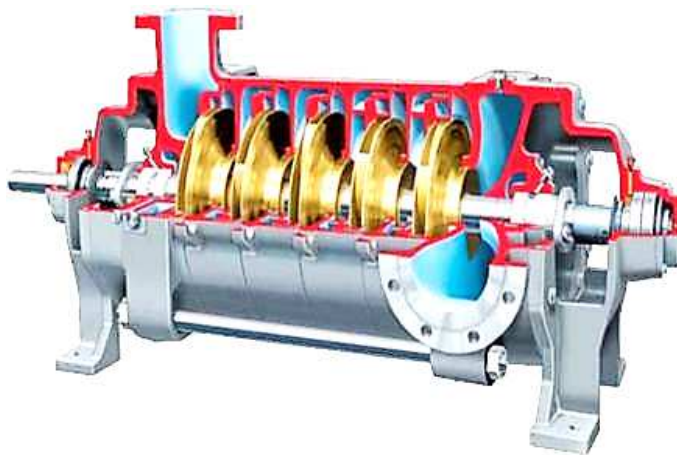


Figure I.11: Pompe multicellulaire [31]

➤ La position de l'axe

Les pompes sont classées en pompes à axe horizontal, à axe vertical et à axe incliné.

a) pompes à axe horizontal

Cette disposition est la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de surface. L'entretien et le démontage de la pompe sont simplifiés.

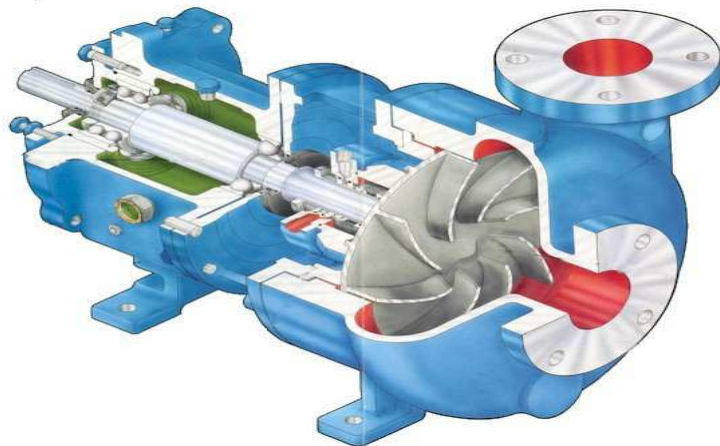


Figure I.12: Pompe à axe horizontal [31]

b) Pompes à axe vertical

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds [34].



Figure I.13: Pompe à axe vertical [31]

I.3. Classification des turbopompes

Une classification très répandue des turbopompes, directement liée à la forme générale du rotor, est introduite à partir de la définition du diamètre spécifique (équation I.1) et de la vitesse angulaire spécifique (équation I.2), deux nombres adimensionnels issus de la similitude des turbomachines [27] :

$$D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{\sqrt{q_v}} \quad (I.1)$$

La vitesse angulaire spécifique Ω est déduite de la façon suivante :

$$\Omega = \frac{\omega \sqrt{q_v}}{(gH)^{3/4}} \quad (I.2)$$

On définit aussi la vitesse spécifique nsq comme suit :

$$nsq = N \frac{\sqrt{q_v}}{H^{3/4}} \quad (I.3)$$

Ou :

N : vitesse de rotation en tr/mn ;

q_v : débit en m³/s ;

H : hauteur d'élévation en m de fluide

g : accélération de la pesanteur en m/s²

ω : vitesse angulaire en rd/s

A partir de ces deux équations, il est possible de classer les turbopompes en pompes centrifuges si les vitesses spécifiques sont faibles et pompes axiales dans le cas inverse.

I.4. Outils de dimensionnement d'une pompe centrifuge

Les éléments de base de la représentation et de tracé d'une pompe centrifuge industrielle sont comme suit : le dessin d'ensemble de la pompe, l'épure 3D de la roue, tracé hydraulique de la roue, tracé hydraulique de la volute, courbes caractéristiques de la pompe telles que celles de la hauteur, la puissance sur l'arbre, le rendement et le NPSH.

I.4.1 Triangle de vitesse

En cours de la rotation du rotor à une vitesse angulaire ω , la vitesse absolue d'une particule de fluide \vec{C} est décomposée comme suit :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (I.4)$$

Tels que : \vec{U} : Représente la vitesse d'entraînement du rotor qui est égale à : $\vec{U} = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$

\vec{W} : La vitesse relative dans le repère mobile lié au rotor.

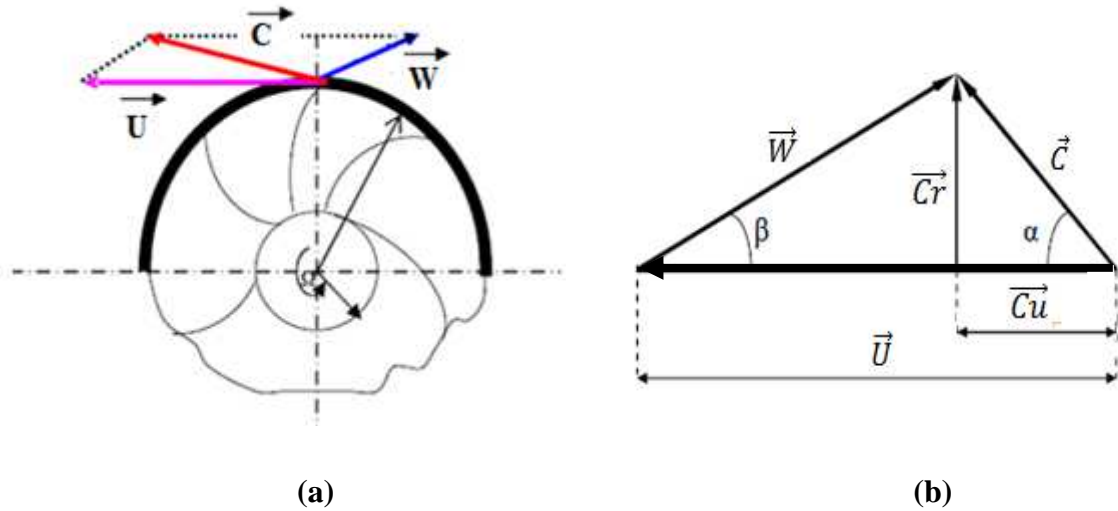


Figure I.14 : a) Diagramme des vitesses (roue de pompe centrifuge) [36] ;

b) Triangle de vitesse

I.4.1.1. Triangles de vitesses en fonction du débit

Les triangles de vitesses à l'entrée et la sortie de la roue sont établis en se basant sur une géométrie parfaitement définie du rotor et sur l'hypothèse d'enroulement relatif axisymétrique. La vitesse de rotation de la roue est constante. Les angles sont considérés positifs dans le sens antihoraire.

a) Adaptation à l'entrée de la roue

La vitesse d'entraînement \vec{U}_1 et la vitesse absolue \vec{C}_1 sont définies comme suit tout en sachant que le fluide s'introduit dans le rotor sans pré-rotation :

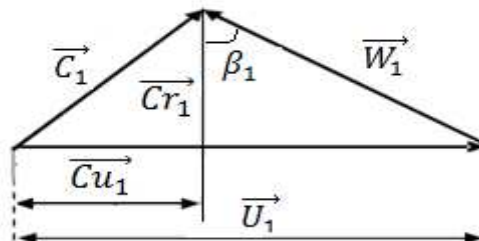


Figure I.15 : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue [36]

$$\vec{U}_1 = \begin{vmatrix} 0 \\ U_1 = \omega R_1 \end{vmatrix} \quad (I.5)$$

$$\vec{C}_1 = \begin{vmatrix} Cr_1 = \frac{qv}{S_1} = \frac{qv}{2\pi R_1 b_1} \\ Cu_1 = 0 \end{vmatrix} \quad (I.6)$$

La direction du fluide, suivant l'angle β_1 , est déterminée de la façon suivante :

$$\tan \beta_1 = \frac{U_1}{Cr_1} = \frac{\omega R_1^2 2\pi b_1}{qv} \quad (I.7)$$

L'adaptation est réalisée si l'angle de fluide β_1 est égal à l'angle d'aubage β_{10} .

$$\tan \beta_1 = \frac{\omega R_1^2 2\pi b_1}{qv} = \tan \beta_{10} \quad (I.8)$$

Ceci entraîne : $qv = qva$

Le débit d'adaptation qva qui tient compte de la géométrie à l'entrée d'ailettage est donné par la formule suivante :

$$qva = \frac{2\pi\omega R_1^2 b_1}{\tan \beta_{10}} \quad (I.9)$$

Si $qv < qva$ et $\beta_1 > \beta_{10}$ alors le décollement se génère sur la face en dépression de l'aubage qui se concentre de plus en plus en s'éloignant du débit de l'adaptation.

Dans le cas contraire : $qv > qva$ et $\beta_1 < \beta_{10}$ le décollement se produit au niveau de la face en pression. Une perte de désadaptation est engendrée par ces perturbations.

b) Triangles de vitesses à la sortie de la roue

On s'appuie sur l'hypothèse que le fluide sort du rotor suivant le sens imposé par la direction de sortie d'aubage.

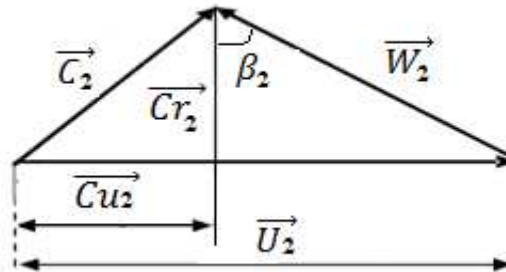


Figure I.16 : Triangle de vitesse à la sortie de la roue [36]

La direction de la vitesse relative \vec{W}_2 correspondant à l'angle $\beta_{2\infty}$ de l'aube quel que soit le débit. La relation d'EULER dans ce cas ou le nombre d'aube tend vers l'infini s'écrit

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C u_{2\infty}}{g} \quad (I. 10)$$

comme suit :

Les vitesses se décomposeront comme suit :

$$\vec{U}_2 = \begin{vmatrix} 0 \\ U_2 = \omega R_2 \end{vmatrix} \quad (I.11)$$

$$\vec{C}_2 = \begin{vmatrix} C r_2 = \frac{qv}{2\pi R_2 b_2} \\ C u_2 = U_2 - C r_2 \operatorname{tg} \beta_{2\infty} \end{vmatrix} \quad (I. 12)$$

En remplaçant les équations (10) et (11) dans l'équation (9) on obtient la hauteur théorique :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2}{g} \left[U_2 - \frac{qv}{2\pi R_2 b_2} \operatorname{tg} \beta_{2\infty} \right] \quad (I. 13)$$

Quand le débit qv diminue, la composante $C u_{2\infty}$ augmente ainsi que la hauteur théorique. Une fois ce débit tend vers zéro, la hauteur sera égale à : $\frac{U_2^2}{g}$

Dans le cas contraire la composante $C u_{2\infty}$ diminue jusqu'à l'annulation et le débit maximal correspondant s'écrit comme suit :

$$qv_{\max \infty} = \frac{2\pi \omega R_2^2 b_2}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}} \quad (I. 14)$$

1.4.2. Influence du nombre d'aubes

Pour un nombre déterminé des aubes de la roue centrifuge l'écoulement de fluide subit un écart angulaire par rapport à la direction de sortie d'aube ce qui engendre par conséquence un écoulement relatif non axisymétrique vue la présence de tourillon pour lequel on constate sur un même rayon :

$$\frac{\partial W}{\partial \theta} > 0 \quad (I. 15)$$

À partir de la relation de Bernoulli en mouvement relatif, le champ de pression est calculé comme suit :

$$P + \rho \left[\frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right] = cte \quad (I.16)$$

Cette constante est calculée en fixant la pression à l'entrée sur ligne moyenne.

Le couple moteur $\mathcal{C}m$ qu'il faut pour assurer le mouvement est déterminé en fonction de la différence de pression ($p_i - p_e$) pour une épaisseur d'écoulement unitaire comme suit:

$$\mathcal{C}m = Na \int_e^s r(p_i - p_e) r \cos\beta \, dl \quad (I.17)$$

Avec :

Na : nombre d'aubages

La figure I.17 montre l'écart de pression ($p_i - p_e$) en fonction de l'abscisse curviligne de la pale.

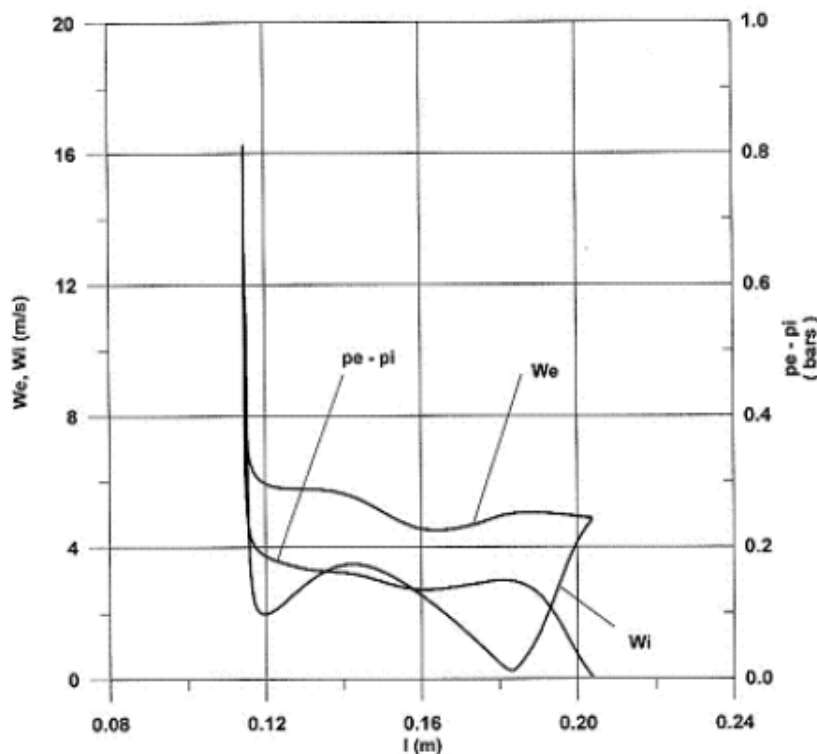


Figure I.17 : Evolution des vitesses relatives et de la pression en fonction de l'abscisse curviligne de la pale [38]

I.4.2.1. Le coefficient de glissement

Le coefficient de glissement μ traduit le défaut de hauteur associé à l'écart angulaire $\Delta\beta$ produit dans le cas où la ligne de courant ψ_e s'écarte de la direction de sortie d'aube d'un angle $\Delta\beta$. Il est donné par le rapport suivant :

$$\mu = \frac{Cu_2}{Cu_{2\infty}} = \frac{H_{th}}{H_{th\infty}} \quad (I. 18)$$

La relation empirique de Pfleiderer permettant de calculer le coefficient de glissement sur une large plage de vitesses spécifiques nsq est donnée par l'expression suivante :

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{Km \sin\delta}{Na} \frac{1 + \cos\beta_{2\infty}}{1 - \left[\frac{R_1}{R_2}\right]^2}} \quad (I. 19)$$

Où : Km est un facteur de correction.

δ : est l'angle de centrifugation.

I.5. Evaluation des pertes dans la pompe centrifuge

Les pertes dans cette machine sont de trois types :

1) Les pertes hydrauliques

Ces pertes sont détectées dans les pompes centrifuges au niveau des canaux de la roue, au niveau du diffuseur et au niveau de la volute. On a deux formes :

- *Les pertes par frottement dues au :*
 - frottement du fluide à la paroi des canaux
 - changement de direction liée à la courbure du canal
 - l'élargissement
- *Les pertes de désadaptation*

Elles sont générées par l'écart formé entre la direction du canal et l'angle des aubes de la roue.

Le rendement hydraulique est donné par :

$$\eta_H = \frac{H_{th} - \Delta h}{H_{th}} \quad (I. 20)$$

Avec Δh : ensemble des pertes hydrauliques

2) Les pertes mécaniques

L'ensemble de ces pertes par frottement entre les éléments de machine se traduit par une puissance mécanique P_m qui dépend essentiellement de la vitesse de rotation. Le rendement mécanique qui caractérise l'ensemble de ces pertes est :

$$\eta_m = \frac{Pa - P_m}{Pa} \quad (I.21)$$

Avec : Pa : puissance absorbée sur l'arbre de la pompe

P_m : puissance mécanique totale

3) Les pertes volumétriques

Ces pertes sont liées aux fuites de débit dans la machine. Le rendement volumétrique caractérisant ces pertes est donné par la relation :

$$\eta_v = \frac{qv}{qv + qv_f} \quad (I.22)$$

Le débit de fuite qv_f est généré par la différence de pression.

Le rendement global est égal au produit des trois rendements partiels :

$$\eta_{gl} = \eta_H \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (I.23)$$

I.6. Tracé du canal intraubage

I.6.1 Méthodologie de dimensionnement du canal intraubage

Les principaux paramètres géométriques de la roue sont définis à partir d'un cahier des charges donné (hauteur H_a , débit q_{va} , vitesse de rotation N), à savoir [27] :

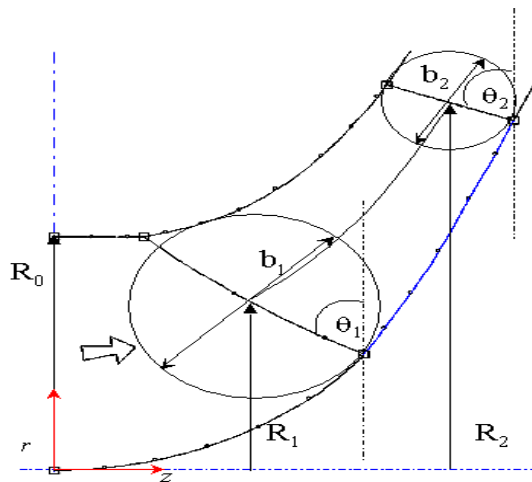


Figure I.18 : Paramètres géométriques d'une roue d'une pompe centrifuge [27]

- entrée d'auge : angle β_{10} , rayon à la ligne moyenne R_1 , largeur b_1 ,
- sortie d'auge : angle $\beta_{2\infty}$, rayon de sortie R_2 , largeur b_2 ,
- bride d'aspiration : rayon R_o

I.6.1.1. Calcul du rayon R_1 et la largeur b_1

La propriété du triangle des vitesses permet d'écrire:

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{U_1}{C_1} \\ U_1 = \omega R_1 \end{cases} \quad (\text{I. 24})$$

Où : C_1 est la vitesse absolue et U_1 est la vitesse d'entraînement.

L'équation de continuité permet d'écrire au régime d'adaptation :

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{tg} \beta_{10} \\ C_1 = \frac{q_{va}}{S_1} \end{cases} \quad (\text{I. 25})$$

La section d'entrée d'auge S_1 définie par :

$$S_1 = 2\lambda R_1 b_1 \quad (\text{I. 26})$$

Il a été démontré, sur la base de développements théoriques, que la section d'entrée des pompes de bonne capacité d'aspiration, bien dimensionnées vis-à-vis de la cavitation peut se déterminer à partir de la relation :

$$S_1 = S_{1opt} = \lambda R_{opt}^2 \quad (\text{I. 27})$$

Avec :

$$R_{opt} = 2.25 \left(\frac{q_{va}}{N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{I. 28})$$

On obtient d'après (24), (25) et (27) le rayon à la ligne moyenne R_1 de l'entrée d'aubage:

$$R_1 = \frac{q_{va} \operatorname{tg} \beta_{10}}{\lambda \omega R_{opt}^2} \quad (\text{I. 29})$$

D'après l'équation (26), on obtient la largeur d'entrée d'aube b_1 :

$$b_1 = \frac{S_1}{2\lambda R_1} \quad (\text{I. 30})$$

I.6.1.2. Calcul du rayon extérieur R_2

A partir de l'équation (I.1) on a:

$$R_2 = \frac{D_s (q_v)^{\frac{1}{2}}}{2 (gH)^{\frac{1}{4}}} = \frac{D}{2} \quad (\text{I. 31})$$

I.6.1.3. Choix de l'angle de sortie $\beta_{2\infty}$

Lorsque le fluide pénètre dans la roue sans pré-rotation, la hauteur théorique est donnée par l'équation d'Euler :

$$\begin{cases} H_{th} = \frac{U_2 C u_2}{g} \\ H_{th\infty} = \frac{U_2 C u_{2\infty}}{g} \end{cases} \quad (\text{I. 32})$$

Où : $C u_2$ est la composante giratoire de la vitesse absolue

Le rapport entre U_2 et $C u_2$ peut être choisi dans des limites assez larges. Il est intimement lié à l'angle de sortie d'aubage $\beta_{2\infty}$. Les pompes à liquide sont construites exclusivement avec des aubes couchées vers l'arrière, et notamment des angles $\beta_{2\infty}$ compris entre 50° et 70° (valeur qui sera choisie arbitrairement).

I.6.1.4. Calcul de la largeur b_2

Le rendement hydraulique η_H de la roue est déterminé à partir de la formule empirique de Lomakine au point de rendement maximal :

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(\log_{10} d_{red} - 0.172)^2} \quad (\text{I. 33})$$

Avec:
$$d_{red} = 4250 \sqrt[3]{\frac{q_v}{N}}$$

La hauteur théorique et la hauteur théorique infinie sont déduites comme suit:

$$\begin{cases} H_{th} = \frac{H}{\eta_H} \\ H_{th\infty} = \frac{H_{th}}{\mu} \end{cases} \quad (I. 34)$$

H : est donnée par le cahier des charges

La composante giratoire est déduite de $H_{th\infty}$ par la relation d'Euler :

$$Cu_{2\infty} = \frac{gH_{th\infty}}{U_2} \quad (I. 35)$$

Les triangles des vitesses en sortie de roue permettent de calculer la vitesse débitante Cr_2 puis la largeur b_2 :

$$Cr_2 = \frac{U_2 - Cu_{2\infty}}{tg\beta_{2\infty}} \quad (I. 36)$$

$$b_2 = \frac{q_{va}}{2\lambda R_2 Cr_2} \quad (I. 37)$$

I.6.2. Tracé des aubages

La détermination de la forme des aubes se fait au moyen de trois méthodes principales : a) tracé par arcs de cercle, b) tracé ponctuel (de Pfleiderer), c) tracé par transformation conforme [38].

Dans ce travail le tracé ponctuel (méthode de Pfleiderer) a été adopté. La méthode de tracé de profil de l'aube consiste à admettre la variation de l'angle β en fonction du rayon dans les limites de R_1 et R_2 et dans la détermination de l'angle au centre pour les valeurs données de r et β . Les valeurs de r et le centre sont les coordonnées polaires du point donné de l'aube. Le lieu géométrique de ces points forme la ligne moyenne de l'aube.

Cette méthode est basée sur la définition des deux projections : la vue méridienne et la vue de face.



Figure I.19 : la vue méridienne et la vue de face [27]

I.7. Tracé de la volute

Les éléments de tracé qui déterminent les caractéristiques des volutes sont :

- la nature des sections de volute ;
- l'angle α de volute ;
- la largeur b à l'entrée de la volute ;
- le diamètre D_α de son cercle de base.

I.7.1. Tracé de volute suivant le principe de la conservation du moment cinétique

Il existe plusieurs méthodes de calcul et de tracé de la volute figure I.20. La méthode basée sur le principe de la conservation du moment cinétique est utilisée dans ce travail.

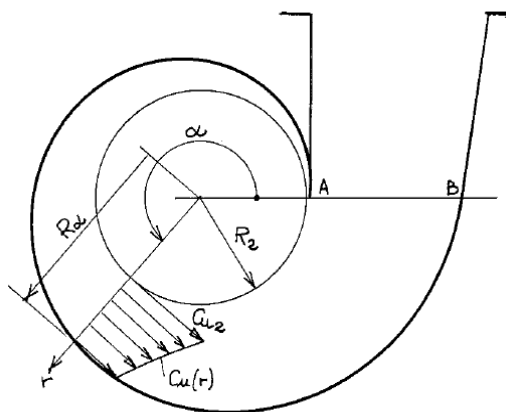


Figure I.20 : Evolution de la section de la volute [38]

En se basant sur l'hypothèse d'un écoulement irrotationnel dans la volute :

$$\chi = Cu.r = Cu_2.R_2 \quad (I. 38)$$

La section élémentaire est donnée par :

$$dA = b(r).dr \quad (I. 39)$$

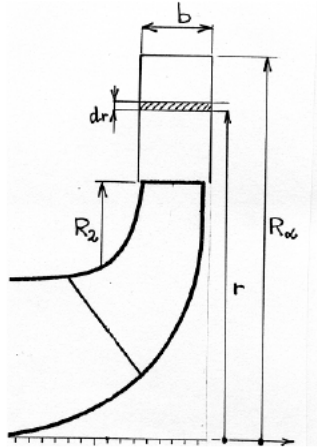


Figure I.21 : Section de volute rectangulaire pour l'angle α quelconque [38]

Le débit est égale à :

$$dq_v = Cu.dA \quad (I. 40)$$

En intégrant sur toute la section débitante on a :

$$q_{v\theta} = \chi \int_{R_3}^{R_6} b(r) \frac{dr}{r} \quad (I. 41)$$

La fraction du débit total de la pompe est égale à :

$$q_{v\theta} = \frac{\theta}{360} q_v \quad (I. 42)$$

I.8. Conclusion

Dans ce chapitre, les pompes centrifuges sont mises au point à travers une généralité sur les pompes. Ensuite une description des outils de dimensionnement avec l'évaluation des pertes dans les pompes centrifuges ont été détaillée. Enfin, la méthodologie de dimensionnement du canal intraubage a été décrite.

Chapitre II

Modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges

II.1. Introduction

Dans ce chapitre la démarche de la modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges a été présentée. Après un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements internes, les différents types de solutions et leurs hypothèses simplificatrices ont été exposés. La description des modèles de turbulence a été évoquée. Enfin, on a cité les différentes catégories de fluide non Newtonien.

II.2. Equations générales de base

Pour la résolution des équations qui régissent les écoulements internes en pompes centrifuges, les équations de Navier-Stokes qui sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie et les bilans énergétiques ont été utilisés [27].

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

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

L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par :

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

L'équation du mouvement du fluide dans un repère relatif :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \left[(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] = -\nabla p + \vec{F} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left\{ \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right\} + \delta_{ij} \lambda \text{div} \vec{V} \right] \quad (\text{II. 2})$$

L'équation d'énergie est basée sur l'équation thermodynamique :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \Phi \quad (\text{II. 3})$$

Où Φ est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse et les efforts de cisaillement :

$$\Phi = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (\text{II. 4})$$

II.2.2. Equations sous forme conservative

A partir des équations II.1 et II.2, l'équation de quantité de mouvement sous forme conservative suivant l'abscisse x s'écrit de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x^2 + P) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_x V_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_x V_z) \\ = \rho g_z + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} V \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \right] \end{aligned} \quad (II.5)$$

II.2.3. Equations simplifiées de mouvement

Pour les écoulements non visqueux ($\mu = 0$), l'équation II.2 est connue comme l'équation d'Euler :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \left[(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{F} \quad (II.6)$$

- Equations de l'écoulement incompressible

Le fluide est incompressible et les gradients de viscosité sont faibles. Les termes visqueux des équations de quantité de mouvement peuvent alors être simplifiés et l'équation d'énergie n'est pas prise en compte. Dans ce cas, l'équation de continuité est donnée par :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (II.7)$$

Et l'équation de quantité de mouvement en négligeant les effets de la pesanteur est donnée par:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla} p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (II.8)$$

II.3. Les modèles de turbulence

Au sein du logiciel ANSYS CFX sont introduits trois modèles de turbulence. Ils sont basés sur le concept de viscosité turbulente. Ils sont les suivants :

II.3.1. Modèle k-ε standard

Ce modèle permet d'étudier convenablement un certain nombre d'écoulement, mais il présente certaines défaillances pour les simulations des écoulements turbulents à faible nombre de Reynolds. C'est le plus célèbre des modèles de turbulence. Etant une méthode très stable et numériquement robuste, elle est implémentée dans la majorité des logiciels commerciaux de CFD. Il est basé sur l'hypothèse de Boussinesq , à savoir qu'il existe une analogie entre l'action des forces visqueuses et les contraintes de Reynolds dans l'écoulement moyen, soit :

$$-\overline{\rho \cdot u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (II.9)$$

La viscosité turbulente

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (II.10)$$

L'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(kU) = \text{div} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right) + P_k - \varepsilon \quad (II.11)$$

Le taux de dissipation ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon U) = \text{div} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \nu_t P_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (II.12)$$

P_k : Terme de production de k et ε

$$P = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (II.13)$$

II.3.2.Modèle de k- ω standard

Ce modèle n'a pas besoin de l'incorporation de fonctions non-linéaires pour la simulation à faibles nombres de Reynolds. Néanmoins, l'implémentation de ce modèle exige une taille de maille près des parois très fine, condition, pas facilement réalisable dans la plupart des cas. Ce modèle fait intervenir deux équations de transport : une pour l'énergie cinétique turbulente et l'autre pour le taux de dissipation spécifique.

Le taux de dissipation spécifique est défini par :

$$\omega = \frac{\varepsilon}{K} \quad (II.14)$$

L'énergie cinétique turbulente

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(kU) = \text{div}(\Gamma_k \text{grad } k) + G_k - Y_k + S_k \quad (II.15)$$

Le taux spécifique de dissipation

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\omega U) = \text{div}(\Gamma_\omega \text{grad } \omega) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (II.16)$$

Avec

G_k : Production d'énergie cinétique turbulente par les gradients de vitesse moyenne

G_ω : Production de ω

Γ_k et Γ_ω : Coefficients de diffusion de k et ω

Y_ω : Dissipations de k et ω dues à la turbulence

S_k et S_ω : Termes sources.

Les coefficients Γ_k et Γ_ω sont donnés par :

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\vartheta_k} \quad (II.17)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\vartheta_\omega} \quad (II.18)$$

Viscosité turbulente :

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho K}{\omega} \quad (II.19)$$

Avec

α^* : Coefficient qui tient compte des variations de la viscosité turbulente. Pour de faibles nombres de Reynolds, α^* est défini de la manière suivante :

$$\alpha^* = \alpha^*_\infty \frac{\alpha^*_0 + Re_t/R_k}{1 + Re/R_k} \quad (II.20)$$

Avec

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (II.21)$$

$$\alpha^*_0 = \frac{\beta_i}{3} \quad (II.22)$$

Les termes de production G_k et G_ω sont définis respectivement par :

$$G_k = -\rho \overline{w_i w_j} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \quad (II.23)$$

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (II.24)$$

Avec

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\infty}{1 + Re/R_\infty} \right) \quad (II.25)$$

La dissipation de k due à la turbulence est donnée par :

$$Y_k = \rho \beta^* f_B \cdot K \omega \quad (II.26)$$

Avec :

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & x_K \leq 0 \\ \frac{1 + 680x_K^2}{1 + 400x_K^2} x_K > 0 \end{cases} \quad (II.27)$$

$$x_K \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (II.28)$$

$$\beta^* \equiv \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (II.29)$$

$$\beta_i^* \equiv \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_\beta)^4}{1 + (Re_t/R_\beta)^4} \right) \quad (II.30)$$

La dissipation de ω due à la turbulence est donnée par :

$$Y_\infty = \rho \beta_i f_\beta \omega^2 \quad (II.31)$$

Avec :

$$f_\infty = \frac{1 + 70x_\infty}{1 + 80x_\infty} \quad (II.32)$$

$$x_\infty = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_\infty^* \omega)^3} \right| \quad (II.33)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (II.34)$$

II.3.3. Modèle RNG k- ε

Le modèle RNG (Re-Normalisation Group) repose sur l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation en tenant compte de la viscosité turbulente qui dépend du nombre de Reynolds local.

Equation de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(kU) = \text{div} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right) + P_k - \varepsilon \quad (II.35)$$

Equation du taux de dissipation ε

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon U) = \text{div} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \nu_t P_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (II.36)$$

Avec :

$$v_t = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad R_z = \frac{C_v \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^3}{1 + B \eta^3} \frac{1}{k}, \quad \eta = \sqrt{\frac{P_k k}{v_t \varepsilon}}$$

L'équation (II.36) est généralement exprimée sous la forme :

$$\frac{\partial(\varepsilon)}{\partial t} + U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C^*_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (II.37)$$

Avec

$$C^*_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1} - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + B \eta^3} \quad (II.38)$$

II.4. Modélisation de l'écoulement près des parois

La théorie de la couche limite suppose que la résistance qui s'oppose au mouvement d'un fluide le long d'une paroi solide soit imputable aux contraintes tangentielles induites dans cette couche par le fort gradient de vitesse qui y règne. L'épaisseur de la couche limite dépend du profil et de la rugosité de la paroi, ainsi que de la viscosité du fluide. Son épaisseur croît avec le déplacement du fluide à partir de son point de contact avec la paroi. Pour pallier à cette difficulté, on utilise des « lois de paroi », qui sont des modèles d'intégration connectant les conditions à la paroi et près de la paroi.

Approche proposée par Launder et Spalding :

$$\begin{cases} y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} \\ u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau} \\ \text{Avec : } u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \end{cases} \quad (II.39)$$

Une analyse temporelle multi-échelle permet de décomposer en trois couches distinctes la couche limite turbulente proche d'une paroi lisse :

- Une première couche où la viscosité du fluide domine la viscosité turbulente et est appelée sous couche visqueuse. Dans cette zone le profil de vitesse est linéaire et s'écrit :

$$y^+ = u^+ \quad (II.40)$$

La sous couche visqueuse s'étendant jusqu'à une épaisseur de $y^+ = 5$.

- Une couche intermédiaire où la viscosité du fluide et la viscosité turbulente sont équivalentes, appelée zone tampon.
- Une couche externe où la viscosité turbulente est prépondérante, Cette couche est supposée commencer pour $y^+ > 50$ et où le profil de vitesse est logarithmique et :

$$u^+ = \frac{1}{K} \log(E \cdot y^+) \quad (II.41)$$

Où

τ_w : Contrainte tangentielle à la paroi

K : Constante de Von Karman empirique (K=0.41)

E : Constante de Von Karman empirique (E=9.8)

II.5 Equations particulières pour les turbomachines

Les écoulements dans les turbomachines sont généralement tridimensionnels, instationnaires, visqueux et turbulents.

Les équations du mouvement régissant les écoulements turbulents en turbomachines sont fortement non linéaires et la plupart des solutions analytiques disponibles sont pour des écoulements très simples. La résolution implique plusieurs hypothèses selon le type de machine, la géométrie des aubages et les conditions d'écoulement. Les techniques suivantes peuvent être classées comme :

Solutions axisymétriques :

- L'équilibre radial simplifié
- Théorie des disques actuateurs
- Equations moyennées et leurs solutions

Solutions non axisymétriques :

- Méthode des lignes et surfaces de portance
- Méthodes quasi-tridimensionnelles Q-3D
- Solutions numériques des équations tridimensionnelles.

II.6. Les méthodes de résolutions

II.6.1. Méthodes unidimensionnelles

Les méthodes unidimensionnelles travaillent sur une ligne de courant moyenne, sur un tube de courant ou sur un rayon moyen de la machine, ce qui permet de définir un travail représentatif des performances globales.

L'équation applicable sur une ligne de courant:

$$H_1 - U_1 V_{\theta 1} = H_2 - U_2 V_{\theta 2} \quad (II.42)$$

$$H = h + \frac{1}{2} V^2$$

Cette équation peut être dérivée en combinant l'équation de conservation de la quantité de mouvement rotationnel et la conservation de l'énergie pour un volume de contrôle. L'équation d'Euler des turbomachines exprime sous une autre forme de la conservation, le long d'une ligne de courant et pour tout l'espace fluide contenu dans la machine, de la rothalpie formée par la quantité :

$$I = H - UV_{\theta} = cte \quad (II.43)$$

Pour les écoulements incompressibles, la rothalpie peut être exprimée sous la forme suivante:

$$I = \frac{P_0}{\rho} - UV_{\theta} = \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 - UV_{\theta} \quad (II.43a)$$

L'introduction de la vitesse permet aussi d'exprimer la rothalpie en fonction de la vitesse relative :

$$I = \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} W^2 - \frac{1}{2} U^2 \quad (II.43b)$$

Les diverses définitions de la rothalpie, serviront pour établir les termes de pression à partir des champs cinématiques des écoulements internes.

II.6.2 Méthode quasi-tridimensionnelle

Le modèle quasi-tridimensionnel consiste à décomposer l'écoulement tridimensionnel en deux écoulements bidimensionnels couplés : l'un constitué de l'écoulement méridien et l'autre de l'écoulement aube à aube

II.6.2.1. Ecoulement méridien

Les hypothèses retenues pour l'étude de l'écoulement méridien sont les suivantes :

- Il est supposé permanent en mouvement relatif :
- Il correspond à l'écoulement aube à aube, il est ainsi considéré comme axisymétrique.

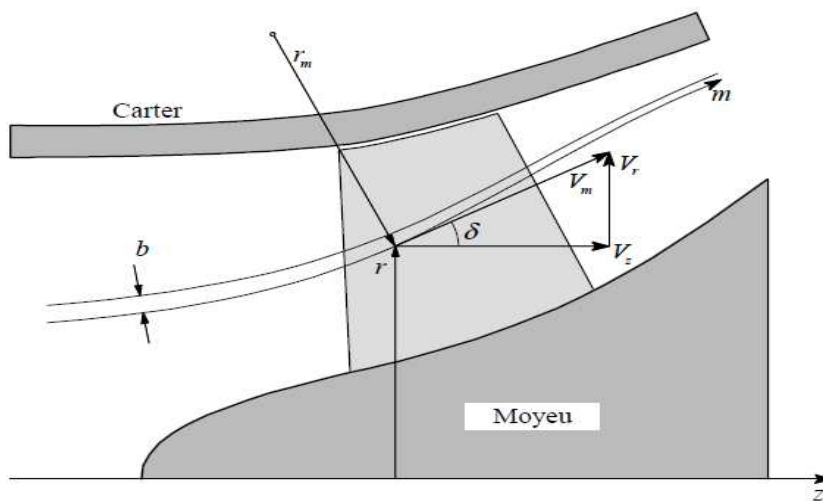


Figure II.1 : Définition des paramètres de l'écoulement dans le plan méridien [37]

Diverses méthodes utilisées pour la résolution de l'écoulement méridien :

- Equilibre radial simplifié (ERS)
- Théorie des disques actuateurs
- Méthode complète Quasi-3D

II.6.2.2. Ecoulement aube à aube

L'écoulement aube à aube représente le complément de l'écoulement méridien pour la description quasi tridimensionnelle de l'écoulement.

Méthodes de résolution de l'écoulement aube à aube :

- Méthodes globales
- Méthodes des singularités
- Méthodes matricielles
- Méthodes de l'hodographe

II.6.3. La méthode tridimensionnelle

L'apparition de la simulation numérique des écoulements a fourni une impulsion importante pour résoudre les équations d'Euler et de Navier-Stokes régissant écoulements externes et internes. Les techniques de calcul numérique fournissent une méthode efficace pour l'analyse et la conception de turbomachines.

Les éléments essentiels pour une résolution précise et efficace de l'écoulement peuvent être résumés comme suit:

1. Équations régissant l'écoulement, y compris les équations de transport de turbulence
2. Application des conditions aux limites appropriées
3. Résolution et orthogonalité adéquate du maillage
4. Modélisation de la turbulence
5. Technique numérique ; dissipation artificielle optimale, discrétisation précise, bon histogramme de convergence et évaluation appropriée
6. Développement efficace du code et des algorithmes.
7. Architecture de l'ordinateur, y compris le traitement parallèle
8. Évaluation des techniques de calcul par étalonnage et validation expérimentale

II.6.3.1. Codes Navier-Stokes

La résolution des équations de Navier-Stokes représente la dernière démarche de l'échelle dans les problèmes liés à la dynamique des fluides. La figure II.2 résume les différentes méthodes utilisées pour la modélisation de la turbulence dans les équations de Navier-Stokes [37].

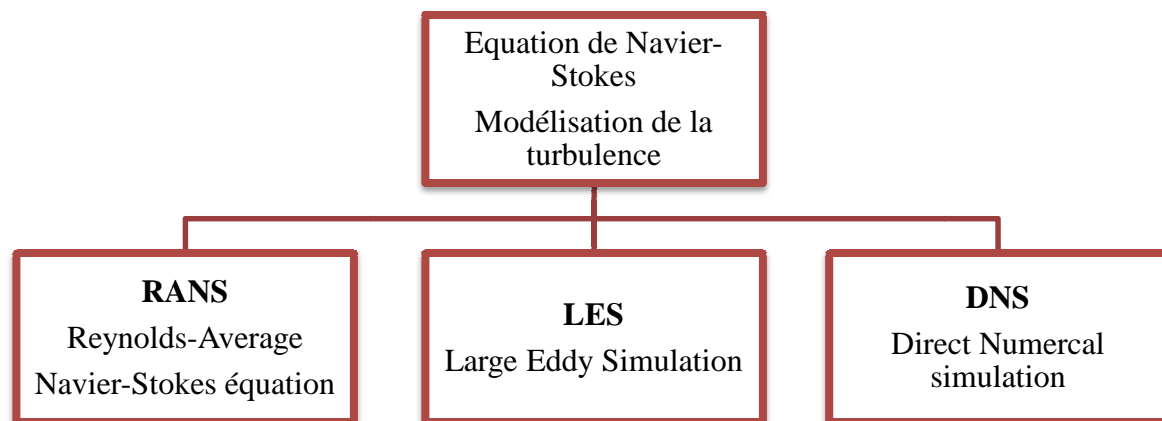


Figure II.2 : Résolution des équations de Navier-Stokes [37]

II.6.3.1.1. LES (Large Eddy Simulation)

La simulation des grandes échelles turbulente est souvent désignée par (**LES**) alors que les petites structures sont modélisées. Cette technique constitue en fait un intermédiaire entre l'approche statistique (RANS) et la simulation directe (DNS).

II.6.3.1.2. DNS (Direct Numerical Simulation)

La simulation directe est souvent désignée sous l'appellation DNS. Cette approche consiste à simuler directement la turbulence sans aucune autre modélisation supplémentaire. Les simulations DNS se situent complètement à l'opposé des simulations RANS. Ces simulations sont donc des plus précises mais ont un coût de calcul beaucoup trop élevé.

II.6.3.1.3. RANS (Reynolds Average Navier-Stokes équations)

Les modèles RANS représentent l'approche la plus répandue pour la résolution des équations de Navier-Stokes. Elles procèdent directement au moyen des équations de Navier-Stokes en redéfinissant les variables comme la sommation de deux valeurs : une valeur moyenne et une valeur fluctuante. Ainsi, pour une variable arbitraire quelconque, cette méthode est la plus utilisée dans la plus part des projets des recherches.

II.6.3.1.3.1. La décomposition de Reynolds

Le nombre de Reynolds, qui correspond au rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses :

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (II.44)$$

Les écoulements turbulents sont caractérisés par des champs de vitesse fluctuant, ces fluctuations conduisant les autres quantités telles que l'énergie à varier également. On peut ainsi écrire la vitesse et la pression (décomposition de Reynolds) comme suit :

$$U_i = \overline{U_i} + U_i' \quad (II.45)$$

$$p = \overline{p} + p' \quad (II.46)$$

Cette décomposition en valeur moyenne et fluctuante entraîne au niveau physique, une considération du mouvement moyen et du mouvement d'agitation turbulente.

Equation de continuité (Conservation de la masse) :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (II.47)$$

Equations de Navier – Stokes (Conservation du moment)

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (II.48)$$

II.7.Types de fluide

II.7.1. Les fluides Newtoniens

Ces fluides ont la particularité d'avoir une viscosité indépendante de la contrainte appliquée. On oublie que le fluide est constitué de particules microscopiques et on considère que ses propriétés sont réparties de façon continue.

La plupart des fluides de notre environnement (eau, air, huile, etc.) sont dits newtoniens car leur loi de comportement suit la loi de Newton [39].

II.7.2. Les fluides non- Newtoniens

Dans cette sous- catégorie, on distingue deux types de fluides. Il existe tout d'abord les fluides rhé- fluidifiants que l'on nomme également pseudo plastiques. La deuxième catégorie de fluides non-Newtoniens regroupe les fluides rhé- épaississants.

II.7.2.1 Fluides rhéofluidifiants (pseudo plastiques)

La viscosité de ces fluides diminue si la contrainte augmente. C'est le cas des polymères liquides à longue chaîne, des colles et des ciments.

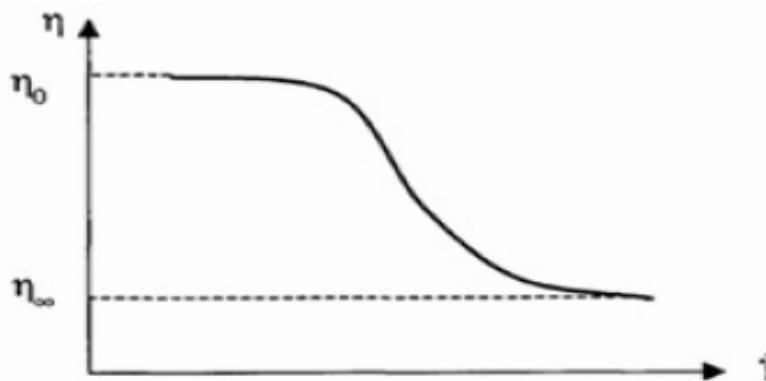


Figure II.3 : Comportement rhéofluidifiant [39]

II.7.2.2 Fluides à seuil ou plastiques ou fluides de Bingham

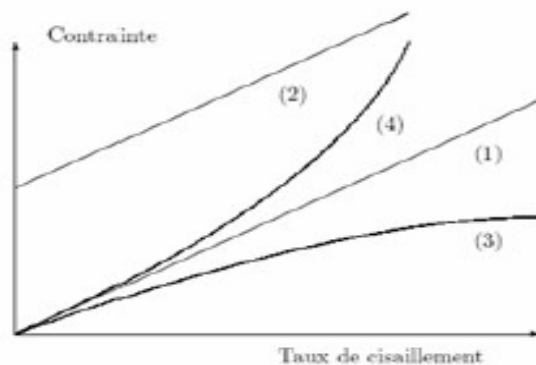
Ces fluides ne s'écoulent que si la contrainte appliquée est supérieure à une valeur seuil.

II.7.2.3 Fluides rhéoépaississants

Ces fluides voient leur viscosité s'accroître lorsque la contrainte augmente. C'est le cas de certains amidons dans l'eau [39].

II.7.2.4 Fluides thixotropes

Les fluides thixotropes sont des fluides ayant une mémoire à courte et à grande échelle. Le comportement à un instant t d'un fluide thixotrope est fonction des contraintes subies dans un passé récent (mémoire à courte échelle).



- (1) Fluide newtonien,
- (2) Fluide de Bingham,
- (3) Fluide rhéofluidifiant,
- (4) rhéoépaississant.

Figure II.4 : Les différents types de fluide [39]

II.7.3. Les modèles de fluide non newtonien

Il existe des modèles mathématiques d'ajustement des rhéo-grammes disponibles maintenant dans la plupart des logiciels de traitement des rhéomètres, ces modèles s'expriment sous la forme:

$$\tau = f(\dot{\gamma}) \quad (\text{II.49})$$

La viscosité étant définie dans tous les cas par :

$$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{f(\dot{\gamma})}{\dot{\gamma}} \quad (\text{II.50})$$

Les équations suivantes sont quelques exemples de modèles mathématiques disponibles dans la plupart des logiciels de traitement actuels et adaptés au différent comportement en écoulement d'une part des fluides pseudo-plastiques et d'autre part des fluides plastiques.

II.7.3.1. Fluides rhéofluidifiants (pseudo plastiques)

II.7.3.1.1 Loi de puissance

$$\tau = k \dot{\gamma}^n \quad (\text{II.51})$$

$$\eta = k \dot{\gamma}^{n-1} \quad (\text{II.52})$$

II.7.3.1.2 Loi de cross

$$\tau = \eta(\dot{\gamma}) \dot{\gamma} \quad (\text{II.53})$$

$$\frac{\eta(\dot{\gamma}) - \eta_{\infty}}{\eta_0 - \eta_{\infty}} = \frac{1}{1 + (c \dot{\gamma})^n} \quad (\text{II.54})$$

II.7.3.2. Fluides à seuil ou plastiques

II.7.3.2.1. Loi de casson

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\tau_c} + \sqrt{\beta \dot{\gamma}} \quad (\text{II.55})$$

$$\sqrt{\eta} = \sqrt{\frac{\tau_c}{\dot{\gamma}}} + \sqrt{\beta} \quad (\text{II.56})$$

II.7.3.2.2. Loi de Herschel-bulkley

$$\tau = \tau_c + k \dot{\gamma}^n \quad (\text{II.57})$$

$$\eta = \frac{\tau_c}{\dot{\gamma}} + k \dot{\gamma}^{n-1} \quad (\text{II.58})$$

Ces modèles permettent de décrire l'ensemble du rhéogramme et d'obtenir ainsi une signature exhaustive des propriétés d'écoulement.

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, une description des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides a été présentée. Parmi les modèles de turbulence cités le modèle $k-\varepsilon$ standard a été choisi. D'un autre côté, dans cette étude, le fluide Newtonien étant pris l'eau par contre le fluide non Newtonien étant avoir un comportement poursuivant la loi de puissance.

Chapitre III

Description de méthodes de résolution numérique

Partie I : Volumes finis

III.1. Introduction

Dans cette partie, la méthode des volumes finis utilisées pour la résolution des équations de continuité et de Navier-Stokes sera décrite. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans les codes de calculs tels que ANSYS-CFX, FLUENT... etc.

III.2. Méthode des volumes finis

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers, elle convertie l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs de la variable considérée aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique [36].

Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle.

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

III.2.1 Génération du maillage

Le domaine de calcul de la grille de la roue, de la volute ou du diffuseur est subdivisé en un ensemble de volumes de contrôle en utilisant des formes de maillage (maillage structuré ou non structuré).

Ces volumes de contrôle enveloppent tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle façon que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul. Dans cette étude, le maillage utilisé est un maillage tétraèdre.

III.2.2 Discrétisation des équations gouvernantes

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

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

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

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

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right) + B_x \quad (III.2)$$

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

$$\int_s \rho U_j \, dn_j \quad (III.3)$$

$$\int_s \rho U_j \, dn_j = - \int_s P \, dn_j + \int_s \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \, dn_j + \int_v S_{U_j} \, dv \quad (III.4)$$

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

Soit un élément d'une maille isolée représenté par la figure III .1 :

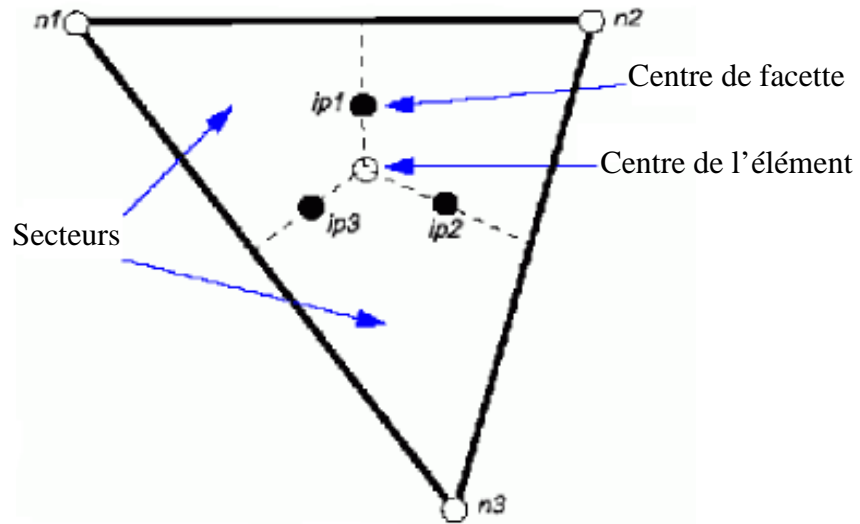


Figure III.1: Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle [36]

Après la discrétisation et le réarrangement des équations (III.3) et (III.4) les formes suivantes seront obtenues :

$$\sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} \quad (III. 5)$$

$$\sum_{ip} m_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{U_i} V} \quad (III. 6)$$

III.2.3 Couplage pression-vitesse

La méthode d'interpolation de la pression dans le couplage pression-vitesse est similaire à celle utilisée par Rhie et Chow. Cette méthode est parmi les méthodes qui économisent au mieux l'espace mémoire et le temps de calcul.

Si la pression est connue, les équations discrétisées sont aisément résolues.

L'équation de conservation de la masse pour une seule dimension peut être écrite comme suit:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)_i + \frac{\Delta x^3 A}{4m} \left(\frac{\partial^4 P}{\partial x^4} \right) = 0 \quad (III. 7)$$

Où

$$m = \rho U_j \Delta n_j \quad (III. 8)$$

III.2.4 Fonctions de forme

Les champs de solution sont stockés dans les nœuds de la maille. Cependant les différents termes des équations (III.5) et (III.6) exigent la détermination des variables sur les points d'intégration. C'est pour cette raison qu'il devra avoir une méthode de calcul pour chaque élément. Cela est possible grâce à l'utilisation des fonctions de forme.

La grandeur physique $\phi(\rho, u, v, w \text{ et } p)$ de l'écoulement dans un élément de volume est fonction de celles dans les nœuds de l'élément est donnée par la relation suivante :

$$\phi = \sum_{i=1}^{noeud} N_i \phi_i \quad (III. 9)$$

Où N_i est la fonction de forme pour le nœud i et ϕ_i la valeur de la grandeur ϕ dans le même nœud. Une particularité des facteurs de forme, fait en sorte que :

$$\sum_{i=1}^{noeud} N_i = 1 \quad (III. 10)$$

$$\text{Notons que pour le nœud } j: N = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad (III. 11)$$

Les fonctions de forme utilisées sont linéaires en termes de coordonnées. Soit l'élément hexaèdre de la figure III.2.

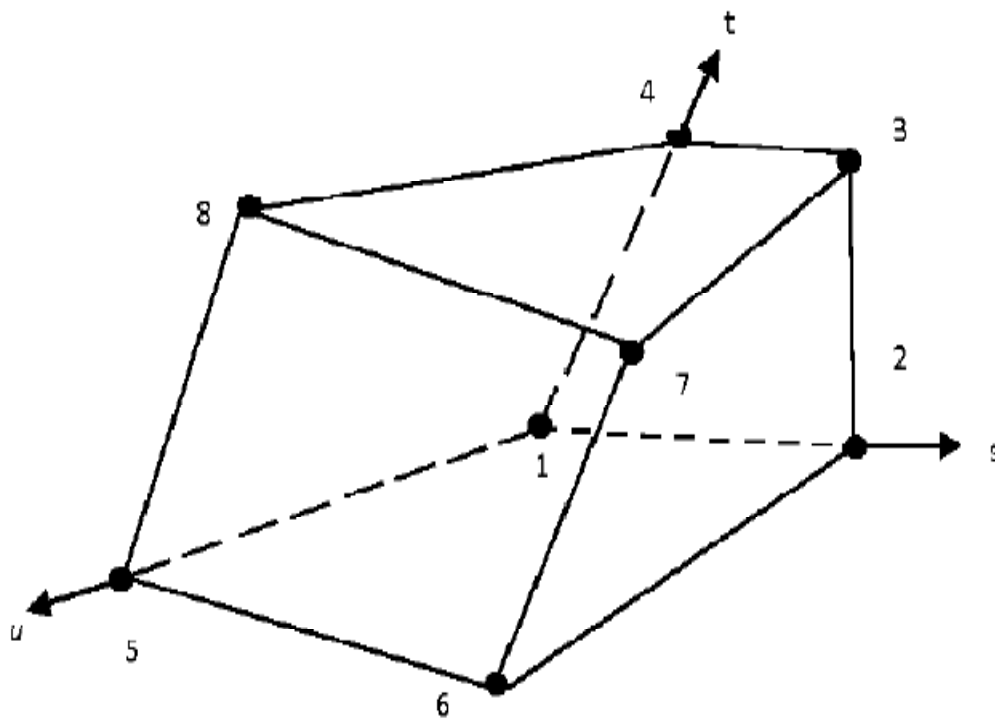


Figure III.2 : Détermination des positions de nœuds dans un élément hexaèdre [36]

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numérique

Les fonctions de forme dans l'espace pour chaque nœud sont données par les formules suivantes :

$$\begin{aligned} N_1(s, t, u) &= (1 - s) (1 - t) (1 - u) & (a) \\ N_2(s, t, u) &= s (1 - t) (1 - u) & (b) \\ N_3(s, t, u) &= s t (1 - u) & (c) \\ N_4(s, t, u) &= (1 - s) t (1 - u) & (d) \\ N_5(s, t, u) &= (1 - s) (1 - t) u & (e) \\ N_6(s, t, u) &= s (1 - t) u & (f) \\ N_7(s, t, u) &= s t u & (g) \\ N_8(s, t, u) &= (1 - s) t u & (h) \end{aligned} \tag{III. 12}$$

Ces fonctions sont également employées pour le calcul des diverses quantités géométriques, telles que les positions, les coordonnées du point d'intégration (ip), les surfaces et les différents vecteurs. Les équations de formes sont également applicables pour les coordonnées cartésiennes, dans ce cas, elles peuvent être écrites de la manière suivante :

$$x = \sum_{i=1}^{noeud} N_i x_i \tag{III. 13}$$

$$y = \sum_{i=1}^{noeud} N_i y_i \tag{III. 14}$$

$$z = \sum_{i=1}^{noeud} N_i z_i \tag{III. 15}$$

Les fonctions de forme sont aussi employées pour évaluer les dérivées partielles des termes de flux sur les surfaces de contrôle et pour chaque direction, la formule générale des différents flux est la suivante :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{ip} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{ip} \phi_n \quad (\text{III. 16})$$

Les solutions des dérivées partielles de chaque fonction de forme et pour chaque nœud doivent être présentés dans le repère cartésien, pour cela nous devons déterminer la matrice de transformation de Jacobian :

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix} \quad (\text{III. 17})$$

III.2.5 Gradients de pression

L'intégration du gradient de pression $\left(-\frac{\partial P}{\partial x_i}\right)$ sur le volume de contrôle dans les équations de Navier-Stokes implique l'évaluation de l'expression suivante:

$$(P \Delta n_{ip})_{ip} \quad (\text{III. 18})$$

Où

$$P_{ip} = \sum_n N_n(s_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_n \quad (\text{III. 19})$$

III.2.6 Couplage du système d'équations

Les équations régissant l'écoulement moyen doivent être constamment sous leur forme discrète, dans le but de les résoudre numériquement. Le système d'équations peut être écrit sous la forme suivante :

$$\sum_{nbi} a_i^{nb} \phi_i = b_i \quad (\text{III. 20})$$

Où

b : Le terme de droite.

a : Coefficients de l'équation à résoudre.

i : L'indice qui identifie le numéro du volume de contrôle

Il est bon de noter que pour les équations scalaires telles que l'équation de turbulence, chaque a_i^{nb} , ϕ_i et b_i est un nombre singulier. En ce qui concerne le couplage en trois dimensions de l'équation de conservation de masse avec celle de quantités de mouvement, il sera question d'une matrice (4 x 4).

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (\text{III. 21})$$

$$\phi_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i \quad (\text{III. 22})$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad (\text{III. 23})$$

III.3 Présentation du logiciel ANSYS CFX

III.3.1 Description du code de simulation

Pour les simulations, le choix s'est porté sur le logiciel commercial CFX-14.5 développé par ANSYS. CFX est un logiciel général de simulation numérique des écoulements en mécanique des fluides et de transferts thermiques. Il permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète, de la modélisation de la géométrie, au post-traitement, en passant par la génération du maillage et le calcul. CFX est particulièrement bien adapté aux machines tournantes, qui forment l'objectif de la présente étude.

CFX est divisé en 4 modules à savoir : ICEM, CFX-pre, CFX-solver et CFX-post [36].

- Module ICEM

Le module ICEM est utilisé comme un logiciel de CAO traditionnel. La géométrie est construite à partir d'éléments tels que points, courbes, surfaces et volumes. C'est également ce module qui permet de générer un maillage s'appuyant sur la géométrie. L'utilisateur fixe les paramètres des mailles qu'il souhaite obtenir sur les éléments. Le maillage sert de support à une représentation discrète des variables continues. Une fois le maillage effectué, ICEM crée un fichier portant l'extension « .cfx », qui regroupe les informations relatives au maillage, exploitable par CFX-Pre.

- Module CFX-Pre

Le module CFX-Pre permet de définir le problème physique comme les caractéristiques des fluides utilisés et la dynamique correspondante. Il permet également de fixer les conditions aux limites et initiales du problème, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution (régime permanent ou transitoire). Les paramètres régissant la convergence du calcul comme le pas de temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides en présence sont par ailleurs fixés.

Une fois tous les paramètres définis, CFX-Pre génère un fichier « .def » qui contient toutes les informations nécessaires pour mener le calcul.

- Module CFX-Solve

Le module CFX-Solver est le module qui effectue les calculs. Il est basé sur la méthode des volumes finis et l'intégration des équations de Navier-Stokes dans chaque maille, et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte des phénomènes physiques comme la turbulence, le rayonnement thermique...

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

Dans le cas d'une résolution en régime transitoire, le calcul prend fin lorsque la durée de résolution du phénomène étudiée est atteinte.

A la fin du calcul, CFX-Solver génère deux types de fichiers :

- Un fichier « .out » lisible par un éditeur de texte. Ce fichier résume le déroulement du calcul. Il contient les informations du « .def », ainsi que le bilan du système de résolution.
- Un fichier « .res » qui contient l'ensemble des résultats. Ce fichier est directement exploitable par CFX-Post.

- Module CFX-Post :

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

III.3.2 Schéma général de résolution

La résolution utilise un solveur couplé où toutes les variables sont résolues ensemble et en même temps (pour u , v , w , p). Le schéma de résolution consiste principalement en 2 opérations de calculs intensifs suivantes:

- Détermination des coefficients : les équations non linéaires sont linéarisées et les coefficients sont assemblés dans la matrice globale.
- Résolution du système : le système linéaire obtenu est résolu par la technique décrite précédemment.

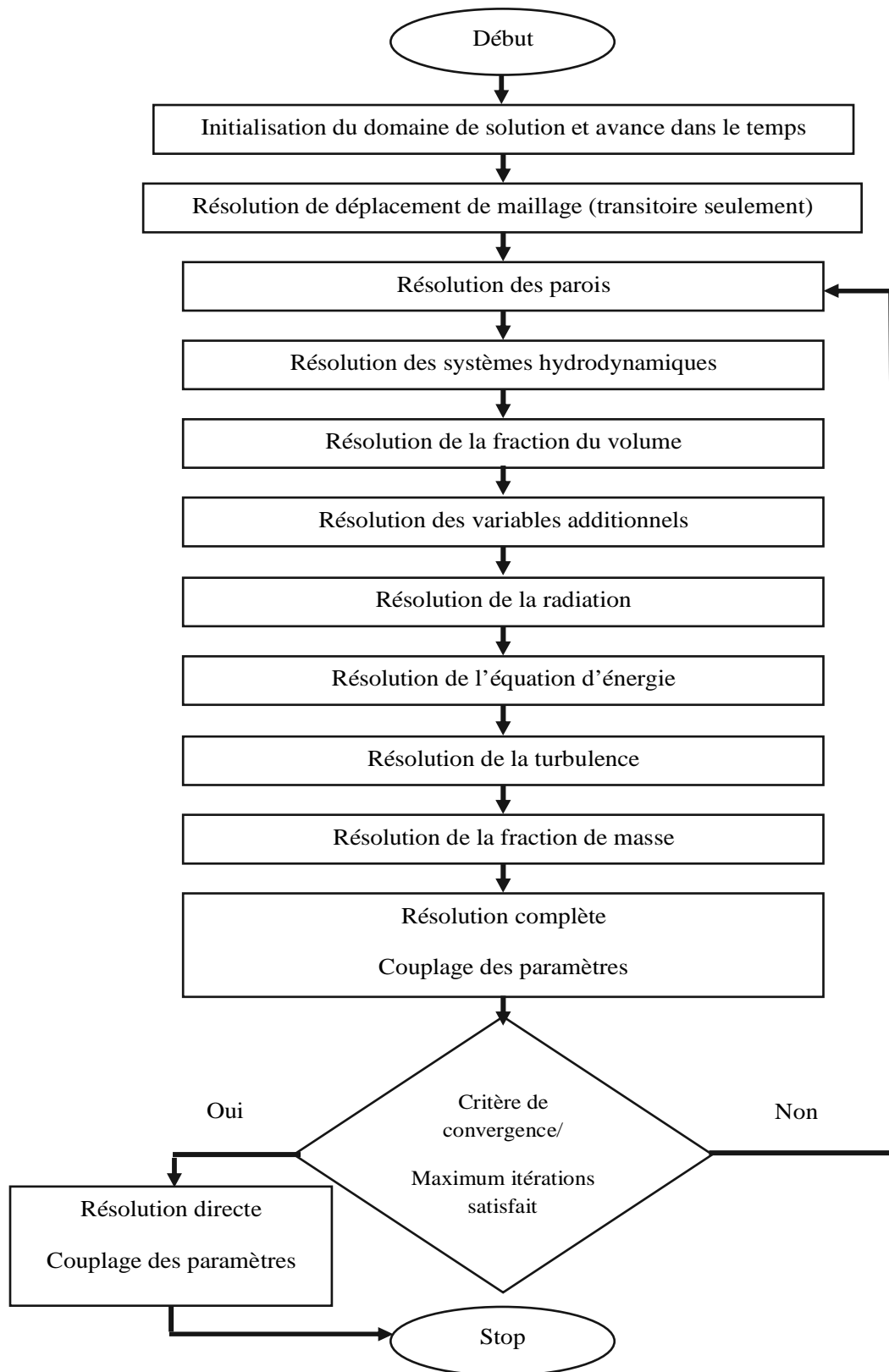


Figure III.3: Organigramme général de calcul du code ANSYS-CFX [27]

III.4. Conclusion

Les différentes étapes de la résolution numérique par la méthode des volumes finis ont été abordées dans cette partie. Ensuite une description du logiciel de simulation ANSYS CFX, utilisé dans ce travail, a été détaillée. Enfin on a montré l'organigramme général de calcul de ce code.

Partie II : Méthode des éléments finis

III.1 Introduction

Les codes éléments finis font maintenant partie des outils couramment utilisés lors de la conception et à l'analyse des produits industriels. L'objectif de cette partie est de présenter les principes de base de cette méthode en insistant sur l'enchaînement des tâches (démarche et hypothèses associées) qui assurent la cohérence du processus de calcul. L'idée fondamentale de cette méthode est de discrétiser le problème en décomposant le domaine matériel à étudier en éléments de forme géométrique simple. Sur chacun de ces éléments il sera plus simple de définir une approximation nous permettant d'appliquer les méthodes de résolutions. Il ne reste alors qu'à assembler les formes matricielles élémentaires pour obtenir les équations relatives à la structure à étudier.

III.2 Description de la démarche par éléments finis

Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis sont les suivantes:

- Discrétisation du milieu continu en sous domaines.
- Construction de l'approximation nodale par sous domaine.
- Calcul des matrices élémentaires correspondant à la forme intégrale du problème.
- Assemblage des matrices élémentaires
- Prise en compte des conditions aux limites.
- Résolution du système d'équations.

III.2.1. Principe de la méthode des éléments finis

Elle permet d'obtenir une approximation des solutions d'équations d'équilibre de corps solides déformables soumis à des sollicitations d'origine diverses. Les quantités mécaniques (déplacements, déformations, contraintes) liées à l'équilibre des solides et satisfaisant aux lois de la physique sont ainsi calculées en certains points du solide modélisé. Le principe des travaux virtuels appliqué à un solide de volume V se traduit par l'égalité entre l'énergie virtuelle de déformation et le travail virtuel des actions extérieures [40] :

$$\iiint \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV = \iint f_s \delta u_i dS + \iiint f_v \delta u_i dV \quad (\text{III. 24})$$

Avec :

σ_{ij} : Composantes de la matrice des contraintes

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numériques

$\delta \varepsilon_{ij}$: Composantes de la matrice des déformations virtuelles

f_s et f_v : Composantes des forces de surface et de volume

δu_i : Composantes des déplacements virtuels

dS et dV : respectivement éléments de surface et de volume

Cette méthode consiste à discrétiser des structures continues. La structure est découpée en un nombre fini de sous-ensembles appelés éléments. Ces éléments sont constitués d'un nombre finis de points appelés nœuds. Les éléments sont interconnectés par les nœuds, situés sur les faces, côtés et sommets des éléments, formant ainsi le maillage de la structure initiale.

La géométrie souvent complexe du domaine étudié doit être au mieux représentée par des éléments de forme géométrique simple. Il faut éviter les recouvrements et trous entre deux éléments ayant une frontière commune figure (III.1). Lorsque la frontière du domaine est complexe, une erreur de discrétisation géométrique est inévitable. Cette erreur doit être estimée, et éventuellement réduite en modifiant la forme ou en diminuant la taille des éléments concernés. Ensuite, sur chaque élément on cherche à définir une approximation de la fonction solution.

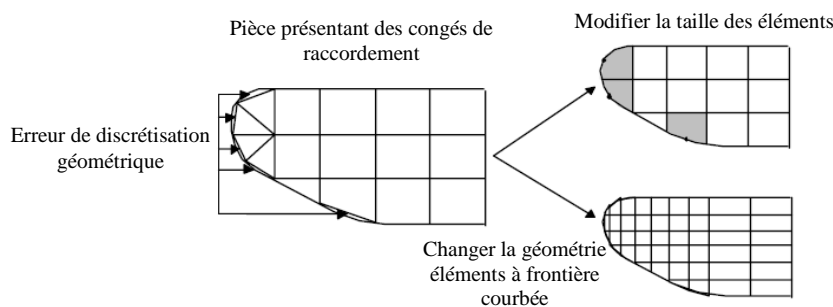


Figure III.4 : Erreur de discrétisation géométrique [41]

Les calculs mathématiques sont effectués uniquement sur les nœuds. Après avoir calculé l'équilibre de chaque élément, l'équilibre global du solide, sous un chargement donné, est approché en sommant les contributions de chaque élément et en tenant compte des conditions aux limites.

Pour ces volumes de matière de dimensions finies, le vecteur des déplacements $\{u\}$ d'un point quelconque est supposé dépendre du vecteur de déplacements des nœuds $\{u_n\}$ par

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numériques

l'intermédiaire d'une matrice de fonctions de forme $[N]$ (appelée aussi matrice d'interpolation) :

$$\{u\} = [N]\{u_n\} \quad (\text{III. 25})$$

Le champ des déformations infinitésimales est obtenu par dérivation :

$$\{\varepsilon\} = \frac{\partial [N]}{\partial x} \{u_n\} = [B]\{u_n\} \quad (\text{III. 26})$$

Avec :

$[B]$: Matrice dérivée de $[N]$

$\{u_n\}$: Vecteur des déplacements du nœud n

En connaissant la loi de comportement du matériau, on peut déduire les contraintes $\{\sigma\}$ à partir des déformations $\{\varepsilon\}$. Dans le cas d'une relation linéaire (comportement élastique) où la loi de comportement est représentée par la matrice $[D]$, la relation s'écrit :

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (\text{III. 27})$$

L'équilibre de chaque élément est obtenu en appliquant le principe des travaux virtuels.

Sous forme matricielle, le calcul de l'énergie de déformation pour un volume élémentaire devient :

$$\begin{aligned} \iiint \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV &= \iiint \{\delta \varepsilon\}^T [D] \{\delta \varepsilon\} dV_e = \{\delta u_n\}^T [\iiint [B]^T [D] [B]] \{\delta u_n\} = \\ &\{\delta u_n\}^T [K_e] \{\delta u_n\} \end{aligned} \quad (\text{III. 28})$$

Avec :

$[K_e] = \iiint [B]^T [D] [B] dV_e$: Matrice de raideur élémentaire, calculée aux points d'intégration par des méthodes numériques spécifiques.

Pour l'ensemble du solide, on a:

$$\begin{aligned} \iiint \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV &= \sum_{\text{éléments}} [\iiint \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV_e] = \\ \{\delta u_n\}^T \sum_{\text{éléments}} [K_e] \{\delta u_n\} &= \{\delta u_n\}^T [K_e] \{\delta u_n\} \end{aligned} \quad (\text{III. 29})$$

Chapitre III : Description de méthodes de résolution numériques

De la même façon, les contributions des actions extérieures sont découpées par élément et le calcul du travail virtuel des actions extérieures devient :

$$\begin{aligned} \iint f_s \delta u_i ds + \iiint f_v \delta u_i dV &= \sum_{\text{éléments}} \{\delta u_n\}^T \{f_s\} dS + \iiint \{\delta u_n\}^T \{f_v\} dV \\ &= \{\delta u_n\}^T \{F_n\} \end{aligned} \quad (\text{III. 30})$$

Avec :

$\{F_n\}$: Vecteur des forces nodales équivalentes.

L'égalité $\{\delta u_n\}^T [K] \{\delta u_n\} = \{\delta u_n\}^T \{F_n\}$ devant être vérifiée quelque soit le champ de déplacement virtuel pour avoir le champ de contrainte en équilibre, le calcul de l'équilibre du solide discrétisé se réduit à la résolution du système :

$$[K] \{u_n\} = \{F_n\} \quad (\text{III.31})$$

Avec :

$[K]$: Matrice de raideur globale

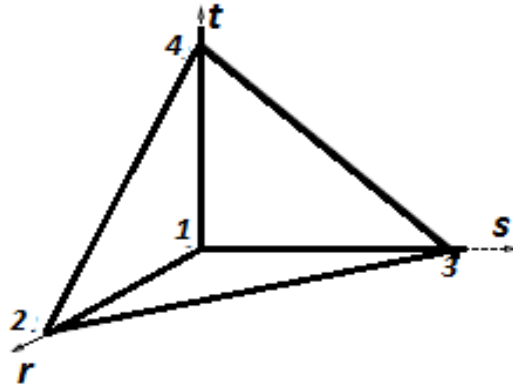
$\{u_n\}$: Vecteur des déplacements généralisés aux nœuds

$\{F_n\}$: Vecteur des forces nodales

Après assemblage et introduction des conditions aux limites, la résolution du système linéaire équation (III.31) permet ensuite de remonter aux déformations puis aux contraintes, par l'application des équations (III.26) et (III.27).

III.2.2. Présentation de l'élément fini tétraédrique (3D)

On considère l'élément de référence : un tétraèdre à quatre nœuds dont les coordonnées sont (0,0,0), (1,0,0), (0,1,0) et (0,0,1).



**Figure III.5: Schéma d'un élément tétraédrique (3D),
d'après Abaqus User's Manual [41]**

Sur cet élément de référence, sont définies les 4 fonctions de base :

$$\begin{aligned}
 \phi_1 &= 1 - (r + s + t) \\
 \phi_2 &= r \\
 \phi_3 &= s \\
 \phi_4 &= t
 \end{aligned}
 \tag{III. 32}$$

Si on considère un élément tétraédrique arbitraire dont les sommets sont de coordonnées (x_i, y_i, z_i) , tout point de l'élément peut être défini par le paramétrage

$$\begin{bmatrix} x(r, s, t) \\ y(r, s, t) \\ z(r, s, t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_i(r, s, t)x_i \\ \phi_i(r, s, t)y_i \\ \phi_i(r, s, t)z_i \end{bmatrix} = T(r, s, t)
 \tag{III. 33}$$

T : envoie l'élément de référence à l'élément considéré. Nous avons la formule de Jacobi (changement de variable) :

$$\int f(x, y, z) dx dy dz = \int f(x, y, z) |det J_T| dr ds dt
 \tag{III. 34}$$

Ou J_T est la Jacobienne de T :

$$J_T = \begin{bmatrix} x_{,r} & y_{,r} & z_{,r} \\ x_{,s} & y_{,s} & z_{,s} \\ x_{,t} & y_{,t} & z_{,t} \end{bmatrix}
 \tag{III. 35}$$

En notant :

$$\widehat{\phi}^T = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \phi_3 \quad \phi_4]$$

On a :

$$J_T = \begin{bmatrix} \widehat{x}^T \\ \widehat{y}^T \\ \widehat{z}^T \end{bmatrix} [\widehat{\phi}_{,r} \quad \widehat{\phi}_{,s} \quad \widehat{\phi}_{,t}]$$

Soit :

$$J_T = \begin{bmatrix} \widehat{x}^T \\ \widehat{y}^T \\ \widehat{z}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & -1 & -1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 - x_1 & x_3 - x_1 & x_4 - x_1 \\ y_2 - y_1 & y_3 - y_1 & y_4 - y_1 \\ z_2 - z_1 & z_3 - z_1 & z_4 - z_1 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 36})$$

Par ailleurs on :

$$\begin{aligned} f_{,r} &= x_{,r}f_{,x} + y_{,r}f_{,y} + z_{,r}f_{,z} \\ f_{,s} &= x_{,s}f_{,x} + y_{,s}f_{,y} + z_{,s}f_{,z} \\ f_{,t} &= x_{,t}f_{,x} + y_{,t}f_{,y} + z_{,t}f_{,z} \end{aligned} \quad (\text{III. 37})$$

C'est-à-dire :

$$\nabla_{r,s,t} f = J_T^T \nabla_{x,y,z} f$$

Ou encore :

$$\nabla_{x,y,z} f = J_T^T \nabla_{r,s,t} f =$$

Notons :

$$\nabla_{r,s,t} u = \begin{bmatrix} u_{x,r} \\ u_{x,s} \\ u_{x,t} \\ u_{y,r} \\ u_{y,s} \\ u_{y,t} \\ u_{z,r} \\ u_{z,s} \\ u_{z,t} \end{bmatrix} = B_r \hat{u} \quad \text{et} \quad \nabla_{x,y,z} u = \begin{bmatrix} u_{x,x} \\ u_{x,y} \\ u_{x,z} \\ u_{y,x} \\ u_{y,y} \\ u_{y,z} \\ u_{z,x} \\ u_{z,y} \\ u_{z,z} \end{bmatrix} \quad (\text{III. 38})$$

Avec :

$$B_r = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

On a donc :

$$\nabla_{x,y,z} u = \begin{bmatrix} J_T^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & J_T^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & J_T^{-1} \end{bmatrix} = \nabla_{r,s,t} u$$

Avec :

$$\hat{\varepsilon}_{x,y,z} = \begin{bmatrix} u_{x,x} \\ u_{y,y} \\ u_{z,z} \\ u_{x,y} + u_{y,x} \\ u_{y,z} + u_{z,y} \\ u_{x,z} + u_{z,x} \end{bmatrix} = B_E \nabla_{x,y,z} u \quad (\text{III. 39})$$

Et :

$$B_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Ainsi nous avons :

$$\hat{\varepsilon}_{x,y,z} = B \hat{u}$$

Avec :

$$B = B_E * \begin{bmatrix} J_T^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & J_T^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & J_T^{-1} \end{bmatrix} * B_r \quad (\text{III. 40})$$

On a :

$$J_T^{-1} \neq 0$$

III.3. Organigramme d'un logiciel éléments finis

Tout logiciel de calcul par la méthode des éléments finis contient les étapes caractéristiques ou blocs fonctionnels suivants:

PRÉPROCESSEUR : " interactif "

Fonctions: Lecture et vérification des données

Données:

Coordonnées des nœuds

Définition des éléments "mailles"

Paramètres physiques

Sollicitations

Conditions aux limites

Vérifications:

Visualisation du maillage

Lecture du "fichier résultat"

où "questions - réponses -vérifications"

Création du fichier des données

BLOC - CALCUL : "Non interactif"

Fonctions: Calcul des matrices et vecteurs
et résolution du système d'équations

Pour chaque élément

- Calcul des matrices élémentaires
(comportement, sollicitations)

- Assemblage dans les matrices globales

Résolution

- Prise en compte des sollicitations nodales

- Prise en compte des conditions aux limites

- Résolution

Création des fichiers résultats

POSTPROCESSEUR : " interactif "

Fonctions : Traitement des résultats
visualisation

- Calcul des variables secondaires
(σ , ε , ...)

- Traitement des variables
isocontraintes, isodéformations
déformées, valeurs maximales
normes, ...

- Superposition de problèmes

- etc...

Visualisation

III.4. Présentation du logiciel ABAQUS

III.4.1. Les caractéristiques du logiciel ABAQUS

ABAQUS est un logiciel de simulation par éléments finis de problèmes très variés en mécanique. Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants de problèmes non-linéaires. Le cœur du logiciel ABAQUS est donc ce qu'on pourrait appeler son "moteur de calcul". À partir d'un fichier de données (caractérisé par le suffixe .inp), qui décrit l'ensemble du problème mécanique, le logiciel analyse les données, effectue les simulations demandées et fournit les résultats dans un fichier .odb. Deux tâches restent à accomplir : générer le fichier de données (cela s'appelle aussi effectuer le prétraitement), et exploiter les résultats contenus dans le fichier .odb (ou post traitement). La structure du fichier de données peut se révéler rapidement complexe : elle doit contenir toutes les définitions géométriques, les descriptions des maillages, des matériaux, des chargements, etc..., suivant une syntaxe précise. Il faut savoir que le pré traitement et le post-traitement peuvent être effectués par d'autres logiciels. ABAQUS propose le module ABAQUS CAE, interface graphique qui permet de gérer l'ensemble des opérations liées à la modélisation [42]:

- La génération du fichier de données,
- Le lancement du calcul proprement dit
- L'exploitation des résultats

Il est toujours possible de générer le fichier de données par d'autres moyens :

- Avec un peu d'expertise, on peut générer le fichier entièrement "à la main", pourvu qu'on se limite à des géométries simples,
- des logiciels de CAO (CATIA..), comportent des modules permettant d'exporter les problèmes modélisés au format ABAQUS, en générant le fichier .inp.

De même, les résultats de calculs pourraient être visualisés à l'aide d'autres logiciels dédiés à cette tâche.

Si les fonctionnalités de pré et post-traitement proposées dans ABAQUS CAE ne constituent pas le cœur essentiel d'ABAQUS, elles n'en offrent pas moins des outils très intéressants qui facilitent grandement l'accès au calcul lui-même.

III.4.2. Principales étapes pour effectuer une étude par MEF avec ABAQUS

Le logiciel est divisé en modules indépendants les uns des autres :

a) Définir la géométrie du modèle (module Part)

Le module Part permet de créer des parties ou objets géométriques, soit en les dessinant dans ABAQUS CAE, soit en les important d'un autre logiciel de modélisation.

b) Construire la forme de la pièce (module Sketch)

Ce module permet de créer des formes bidimensionnelles employées pour aider à former la géométrie définissant une pièce dans ABAQUS/CAE. Il peut être utilisé pour créer des parties planaires, des poutres, des géométries 2D qui peut être extrudé ou tourné pour former des parties tridimensionnelles 3D.

c) Définition des propriétés du matériau (module Property)

Le module Property permet de définir les propriétés des parties, ou objets géométriques, créées dans Part ou d'une région de ces parties.

d) Création d'un assemblage (module Assembly)

Ce module permet d'assembler les différentes parties créées dans un même repère de coordonnées global. Un modèle ABAQUS contient un seul assemblage.

e) Définir une étape (module Step)

Ce module permet de créer et configurer les étapes d'analyse et les requêtes pour le post-traitement ou Output Requests. La séquence d'une étape fournit une manière commode de capturer des changements dans un modèle (tel qu'un changement du chargement ou des conditions aux limites); les requêtes de post-traitement peuvent changer selon les besoins pour chaque étape.

f) Définir les interactions (module Interaction)

Grâce à ce module, il est possible de spécifier les interactions mécaniques et thermiques entre les différentes parties et régions du modèle. Un exemple d'une interaction est le contact entre deux surfaces. Il faut savoir qu'ABAQUS ne prend en compte que les interactions explicitement définies, la proximité géométrique n'étant pas suffisante.

g) Appliquer les conditions aux limites et le chargement pour le modèle (module Load)

Le module Load permet de spécifier tous les chargements, conditions aux limites. Il faut savoir que les chargements et les conditions limites sont dépendants des étapes steps, ce qui signifie que vous devez indiquer les étapes d'analyse dans lesquelles elles sont actives.

h) Maillage du modèle (module Mesh)

Ce module contient tous les outils nécessaires pour générer un maillage éléments finis sur un assemblage.

i) Création et lancement d'un calcul (module Job)

Une fois que toutes les tâches de définition du modèle ont été réalisées, le module Job peut être utilisé pour analyser ce modèle. Ce module permet de soumettre interactivement un calcul (Job) pour l'analyse et de surveiller son progrès. Plusieurs modèles et calculs peuvent être soumis et surveillés simultanément.

j) Visualiser les résultats de l'analyse (module Visualization)

Ce module fournit l'affichage graphique des modèles et des résultats éléments finis. Les variables qu'on peut sortir sont commandés à partir des requêtes de post-traitement (Output Requests) du module Step

III.5 Conclusion

Dans cette partie, on s'est contenté de donner une description de la démarche par éléments finis à suivre tout en mettant le point sur le principe de la méthode des éléments finis. Ensuite on a présenté en détail l'élément fini tétraédrique (3D) qu'on a utilisé dans cette étude. Enfin on a décrit brièvement les principales étapes pour effectuer une étude par MEF avec ABAQUS.

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Pour des constructeurs, les paramètres les plus cruciaux qui influencent la conception des pompes centrifuges présentent toujours un grand défi dû aux choix difficiles des matériaux des composantes de pompe; Aux choix des performances des pompes à atteindre; Poussées axiales et radiales hydrauliques très élevées dans les pompes. Ainsi que les énormes contraintes et vibrations induites par des écoulements de liquide dans ces pompes. Afin de répondre à cette problématique, la contribution qu'on propose dans cet axe se divise en deux volets différents. Le premier volet s'articule tout au autour de l'étude de l'écoulement interne de fluide dans les pompes centrifuges. En faisant apparaître en premier lieu l'influence de la nature de fluide (Newtonien et non Newtonien) sur les propriétés de l'écoulement interne à savoir la vitesse, la pression et la contrainte de cisaillement à l'intérieur de canal inter-aubage d'une pompe centrifuge. En deuxième lieu, on s'est orienté vers le changement de la géométrie de la volute (différentes formes : Bézier, circulaire et trapézoïdale) et on a essayé de voir son influence sur les propriétés de l'écoulement interne. Le deuxième volet de ce travail s'inscrit dans le cadre de l'étude de la mécanique de structure. Et ceci en réalisant une étude comparative entre rotor en polymère tout en faisant un changement au niveau de nombre d'aube, le diamètre externe du rotor et la largeur des aubes. Le but visé est d'étudier la réponse mécanique du rotor suite à la sollicitation imposée de point de vue, contraintes maximales de Von Mises et déplacements. De la même façon, on a réalisé un travail sur l'étude de comportement mécanique d'une volute radiale en aluminium possédant des diamètres de cercle de base et largeurs différents. Les résultats de la simulation numérique ont été effectués grâce au logiciel de calcul ANSYS CFX dans le cas de l'étude de l'écoulement interne et au logiciel ABAQUS dans le cas de l'étude de la mécanique de structure.

IV.2 Première partie : Contribution apportée dans le cadre de l'écoulement

IV.2.1 Application au canal inter-aubage

L'écoulement interne d'un fluide Newtonien, dans la configuration du canal inter-aubage donnée par la figure IV.1 a été étudié. Cette configuration est constituée de surfaces périodiques, plafond, l'entrée et la sortie plus une seule aube. Les parois de la configuration sont supposées indéformables et non favorables au glissement.

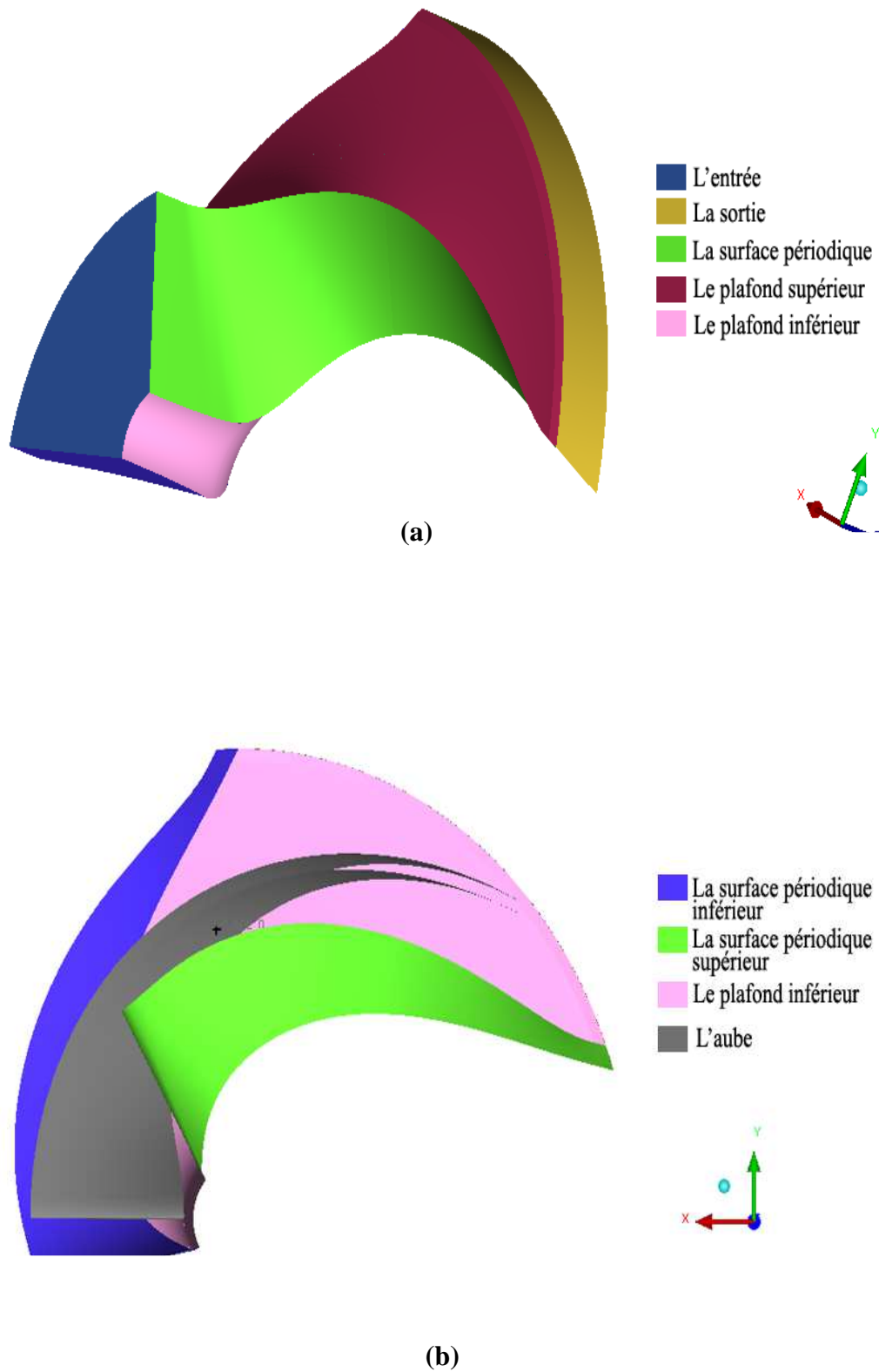
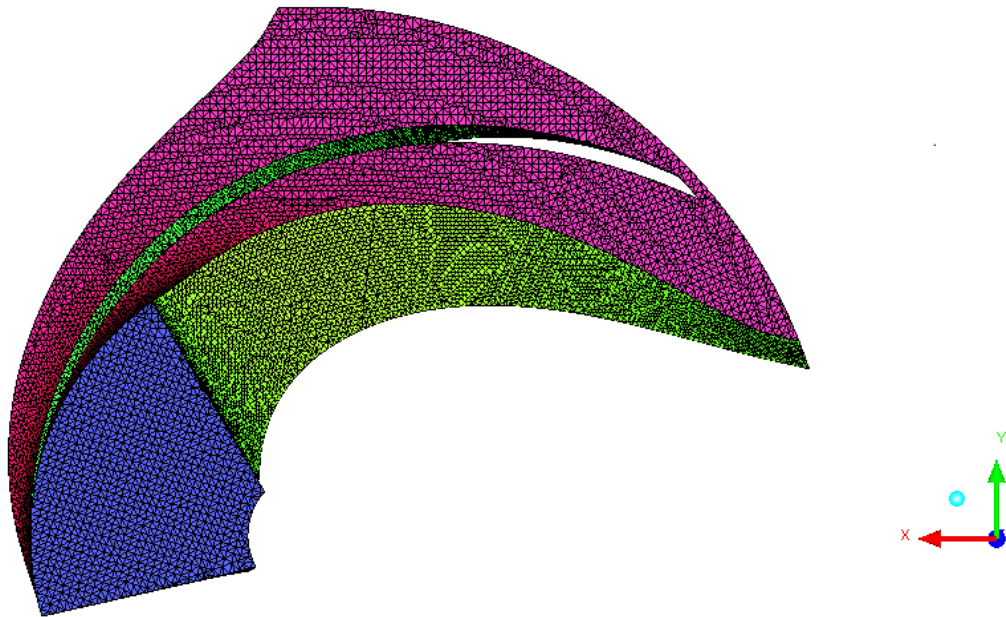


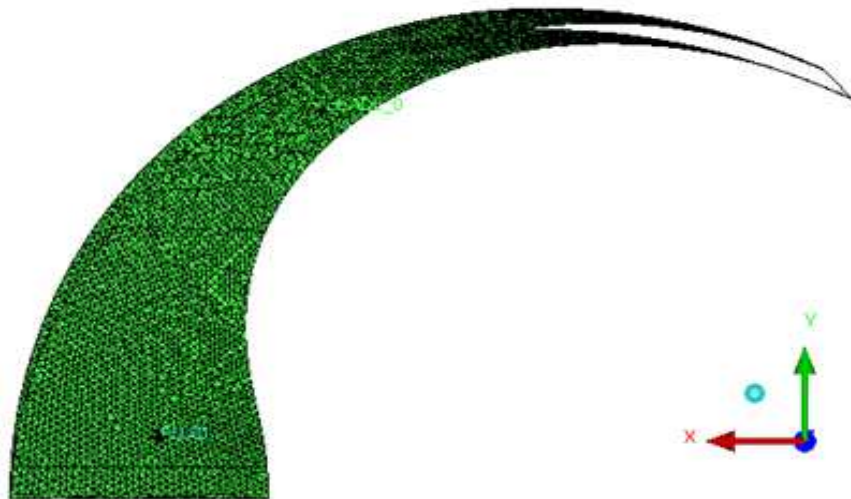
Figure IV.1 : canal inter-aubage (a) vue extérieure ; (b) vue intérieure

IV.2.1.1 Elaboration du maillage du canal inter-aubage

Le maillage du canal inter-aubage doit respecter des critères géométriques et physiques et doit tenir compte de contraintes liées à l'étude d'une façon globale (le sens de l'écoulement, les conditions aux limites, la définition des interfaces...etc.). Le maillage a été construit par le logiciel ANSYS ICEM - CFD. C'est un maillage de type tétraèdres structuré figure IV.2.



(a)



(b)

Figure IV.2: Maillage (a) au niveau du canal interaube; (b) au niveau d'aube

IV.2.1.2 Conditions de simulation

Le domaine de calcul est défini à l'aide du module CFX-Pre. L'écoulement interne est supposé tridimensionnel, turbulent (modèle $k - \varepsilon$) et stationnaire d'un fluide incompressible avec une pression d'entrée de 101325 Pa et un débit massique à la sortie égale à 163,8Kg/s.

Le calcul de ses paramètres, basé sur les équations de Navier Stokes et de conservation, est effectué à l'aide du code de calcul ANSYS. L'interface de type rotationnel de périodicité a été choisie.

La vitesse de rotation du canal est de 1740 trs /min. Pour le Solveur : on définit un schéma de diffusion de haute précision et un résidu moyen de fin d'itération de 10^{-4} . La méthode des volumes finis, combinée à un algorithme de couplage pression-vitesse est utilisée comme méthode numérique pour la résolution des équations moyennées de Reynolds.

Le chargement a été modélisé comme montre la figure IV.3 :

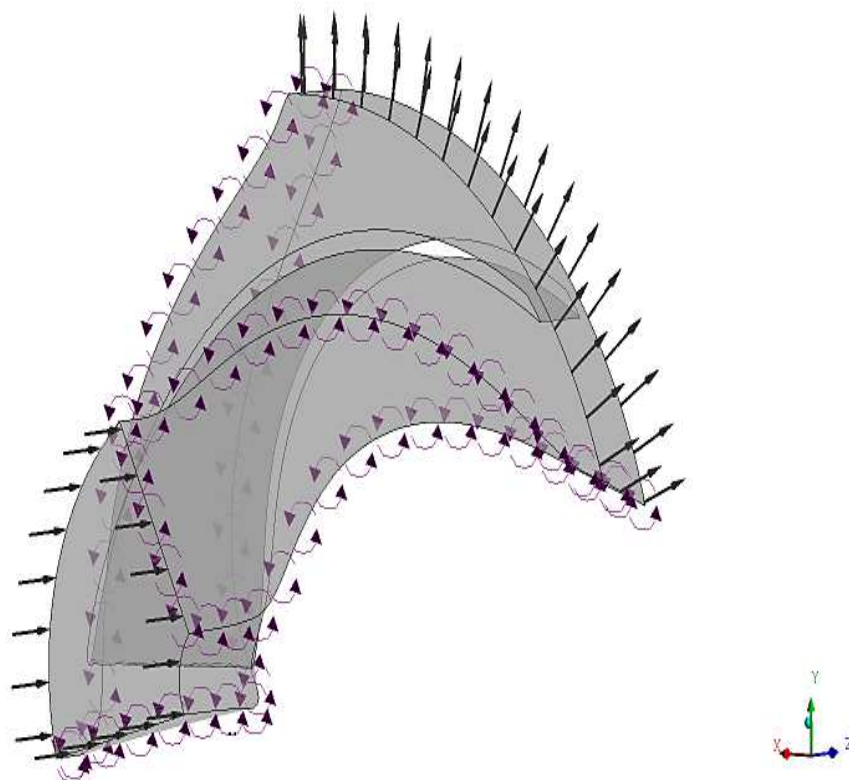


Figure IV.3: Conditions aux limites

IV.2.1.3 Résultats et discussions

IV.2.1.3.1 Effet de la variation de la largeur de sortie du canal

Nous avons rassemblé tous les résultats concernant le gradient de pression et le module de vitesse respectivement (figures IV.4 et IV.5), afin de voir l'effet de la variation de largeur du canal sur les paramètres de l'écoulement.

A) Evolution du gradient de pression

L'écoulement interne du fluide dans un canal interaube est un peu plus complexe. D'après la figure IV.4, il est constaté que la forme complexe du canal crée une dissymétrie géométrique qui se répercute sur le champ de pression. Il faut noter aussi que la discontinuité entre les deux courbes de l'intrados et l'extrados du canal interaube représente l'épaisseur de l'aube. A partir des courbes obtenues de gradient de pression le long du path suivant l'axe X, il est observé qu'il existe un écart significatif entre les trois courbes. Plus la largeur du canal augmente plus le gradient de pression diminue au niveau de l'intrados.

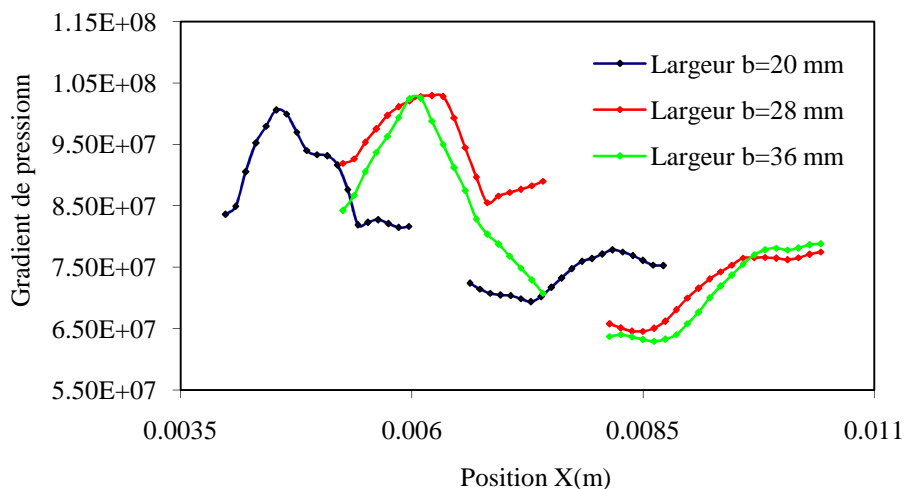
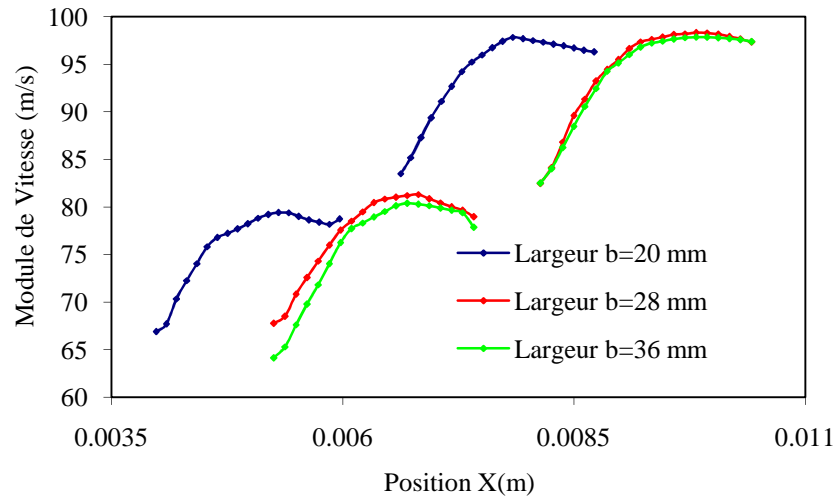


Figure IV.4: Evolution du Gradient de pression en fonction de la position (x)

B) Evolution du module de vitesse

La roue mobile de la pompe centrifuge transmet au fluide un mouvement de rotation ce qui nous donne différentes vitesses le long de l'aube. D'une façon générale, la vitesse de fluide à l'intérieur de la pompe est un paramètre très important pour le calcul des caractéristiques des pompes centrifuges. La figure IV.5 représente le module de vitesse

d'écoulement. Elle montre une diminution de module de vitesse avec l'accroissement de largeur du canal.

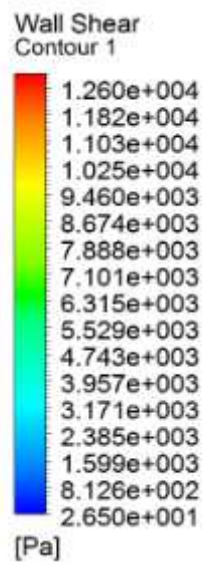


Figures IV.5 : Evolution du module de vitesse en fonction de la position (x)

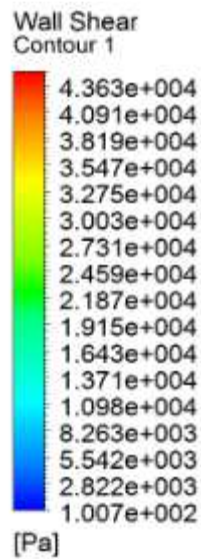
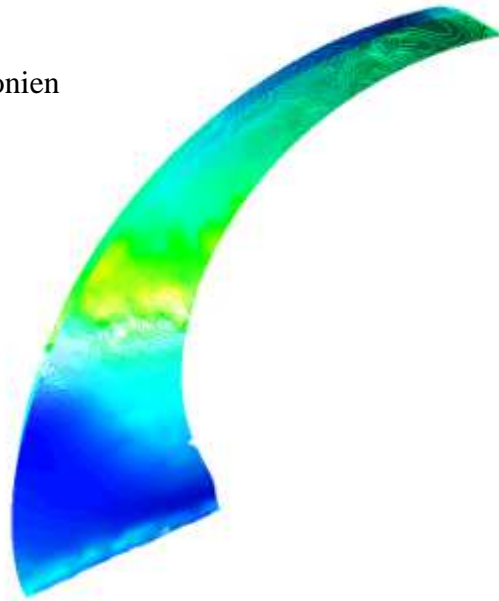
IV.2.1.3.2 Effet de la nature du fluide

A) Distribution de la contrainte de cisaillement

Les contours des contraintes sont illustrés dans les figures IV.6 à IV.9 pour le fluide Newtonien et non Newtonien, pour pouvoir montrer leur répartition dans les éléments qui constituent le canal. Nous constatons que les valeurs des contraintes de cisaillement dans le cas de fluide Newtonien sont inférieures au cas d'un fluide non Newtonien. Généralement, les contraintes de cisaillement ne sont pas uniformément réparties.



Fluide Newtonien



Fluide Non Newtonien

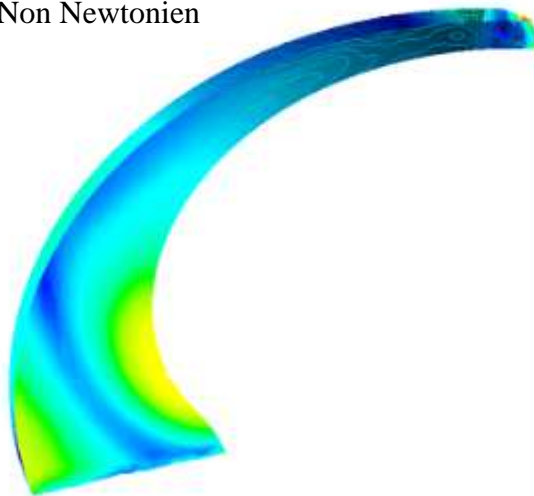


Figure IV.6: Les contours de contraintes de cisaillement dans l'aube

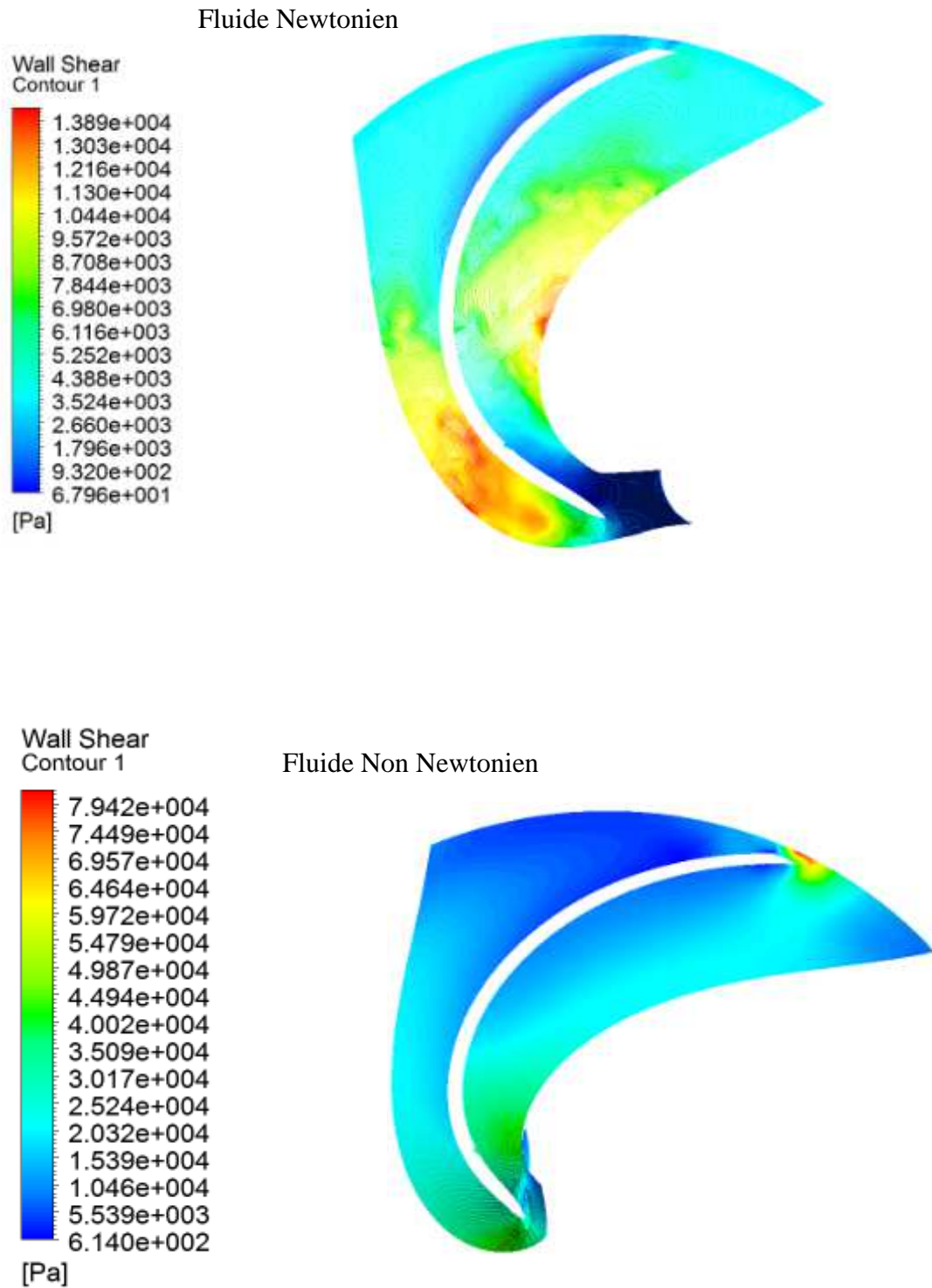


Figure IV.7: Les contours de contraintes de cisaillement dans le plafond inférieur

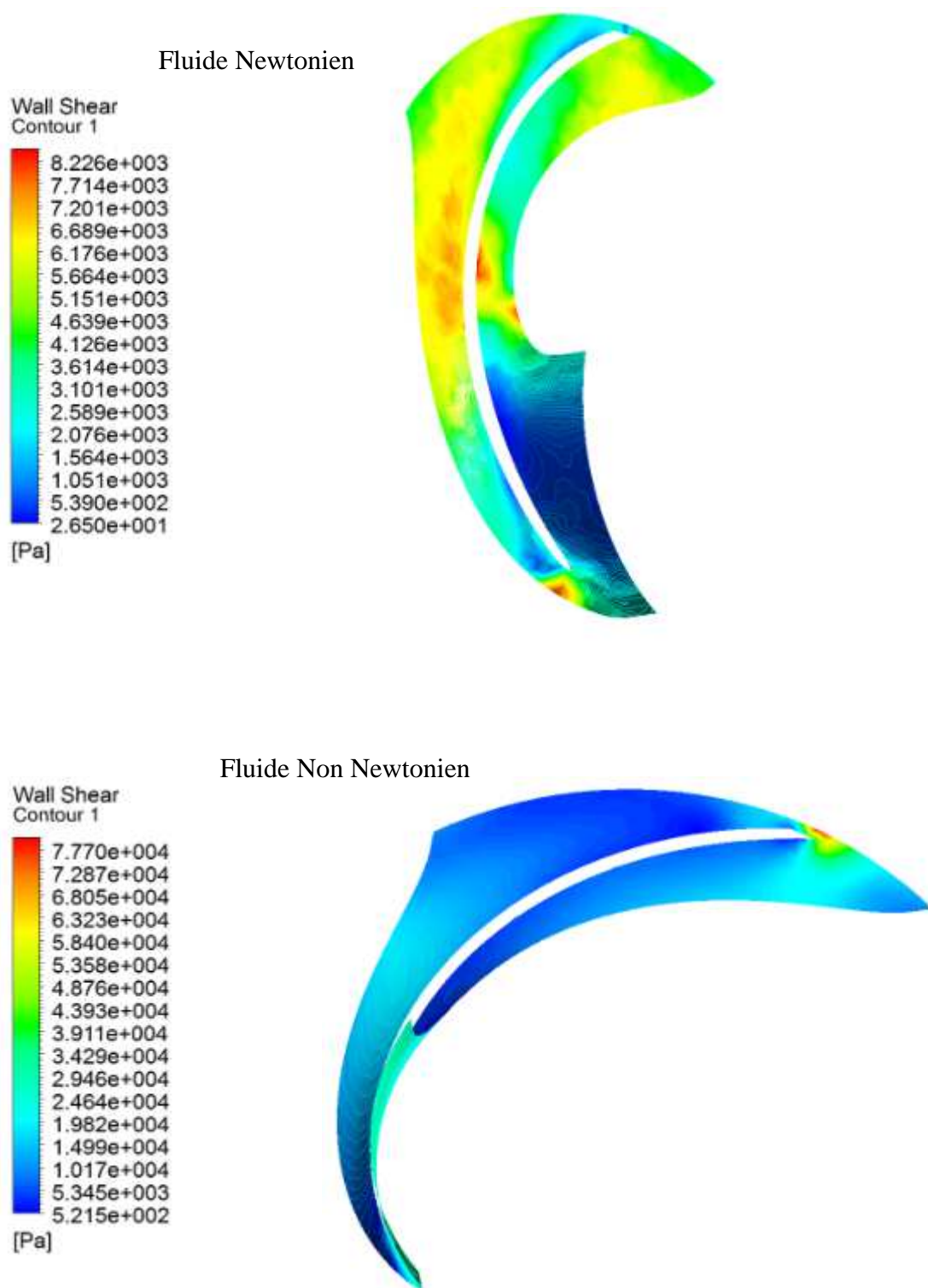


Figure IV.8: Les contours de contraintes de cisaillement dans le plafond supérieur

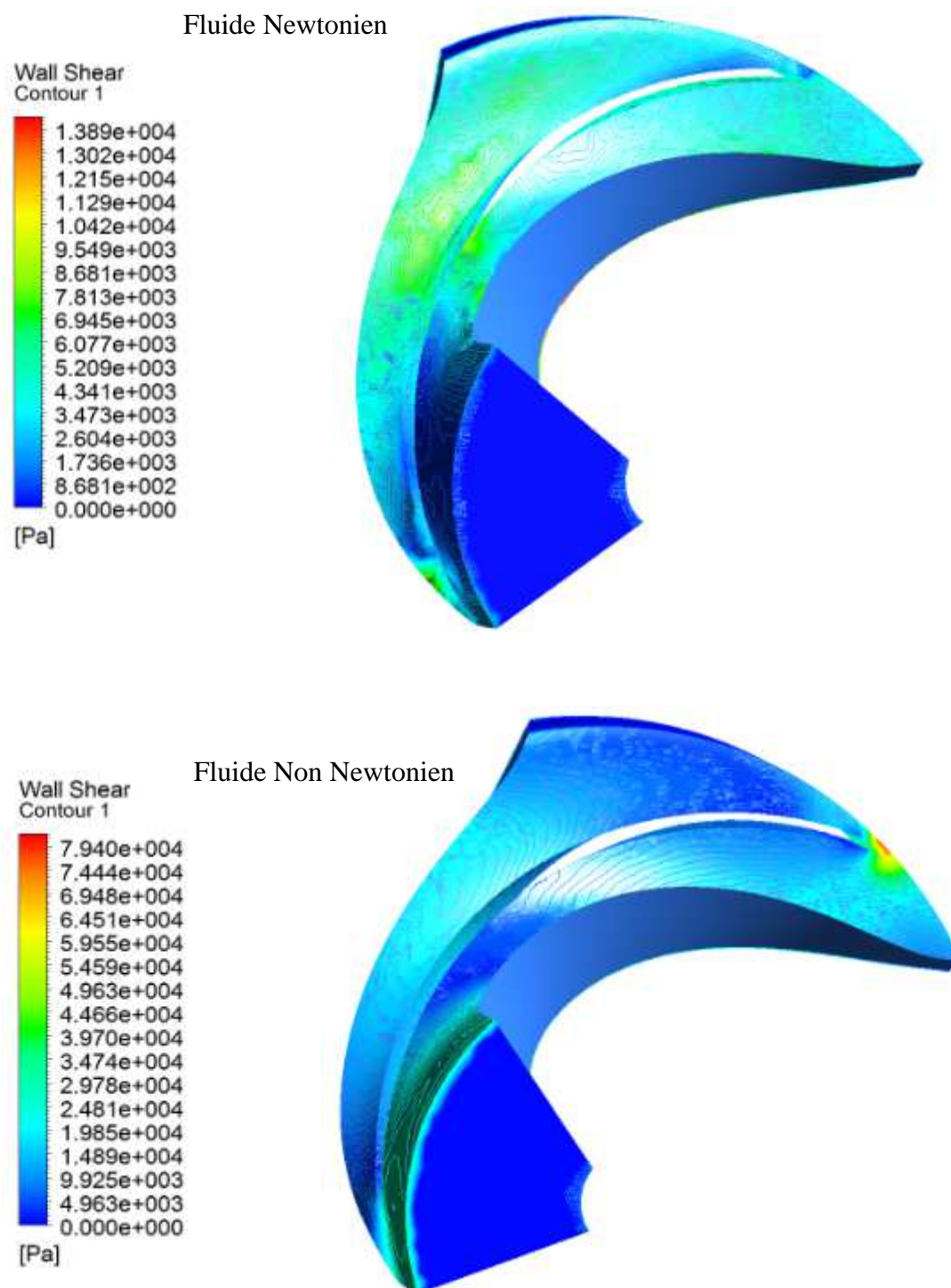
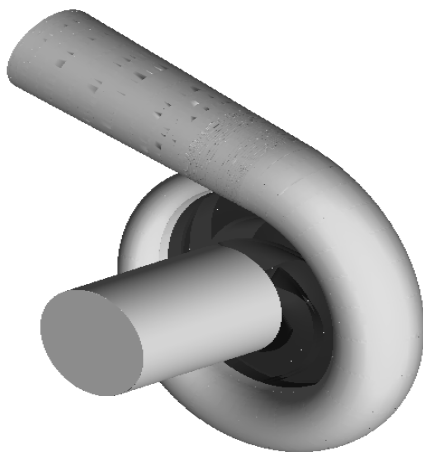


Figure IV.9: Les contours de contraintes de cisaillement dans le canal

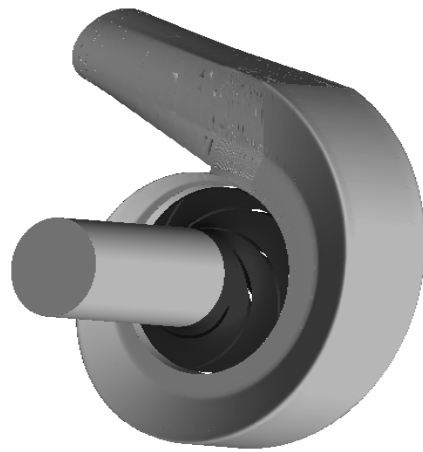
IV.2.2 Application à une pompe centrifuge (rotor plus volute)

IV.2.2.1 Configuration étudiée

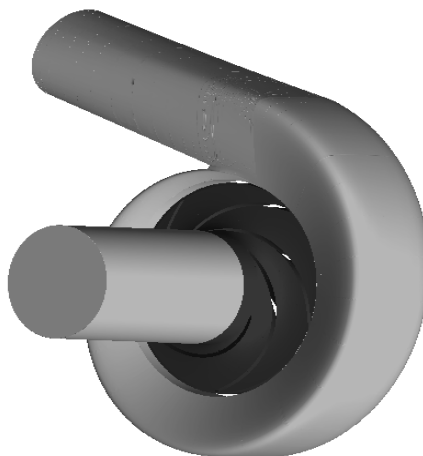
Nous avons étudié l'écoulement interne d'un fluide, considéré Newtonien et non Newtonien, dans la configuration donnée par la figure IV.10, afin de voir les effets de la géométrie de celle-ci et la nature du fluide sur les paramètres de l'écoulement (vitesse et la contrainte de cisaillement). Cette configuration est constituée d'un ensemble conduite de l'entrée, la roue et la volute. La conduite permet d'avoir un écoulement développé à l'entrée de la pompe centrifuge. L'étude des paramètres de l'écoulement est faite pour trois cas différents de volutes de types tangentiels (Circulaire, Bézier et Trapézoïdale) de mêmes dimensions et de même rotor.



Volute Circulaire



Volute Trapézoïdale



Volute Bézier

Figure IV.10: Les différentes formes de volutes

IV.2.2.2 Elaboration du maillage de la pompe

C'est un maillage de type tétraèdres structuré pour la roue et non structuré pour la conduite et la volute.

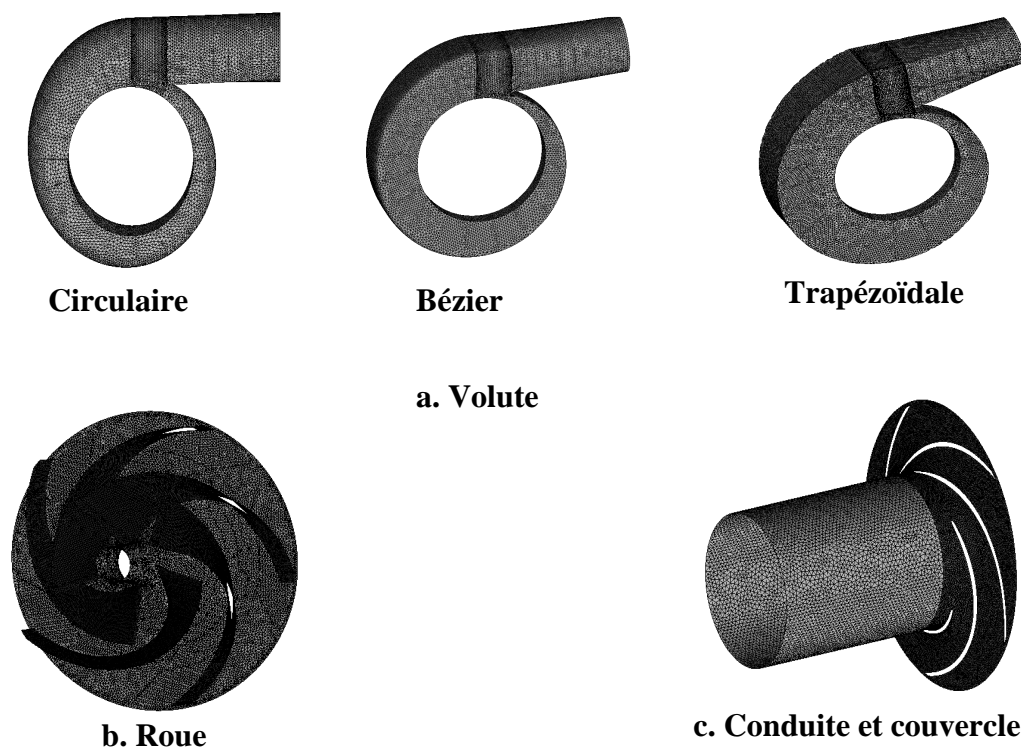


Figure IV.11: Maillage de la pompe centrifuge

A l'aide du module CFX-Pre, on a introduit les conditions de simulation qui sont récapitulées dans le tableau suivant :

Caractéristiques	CFX-5
Domaine de simulation	Roue complète=5 canaux +volute
Maillage de conduite	Non-structuré
Maillage de la roue	Structuré
Maillage de la volute	Non-structuré
Condition d'entrée	Pression totale=101325 [Pa]
Interface conduite/roue	Frozen-rotor
Interface roue/volute	Frozen-rotor
Conditions de sortie	Débit massique : 163,8 [Kg/s]
Modèle de turbulence	$k - \varepsilon$
Schéma numérique	Second ordre
Résidu moyenné (RSM)	10^{-4}

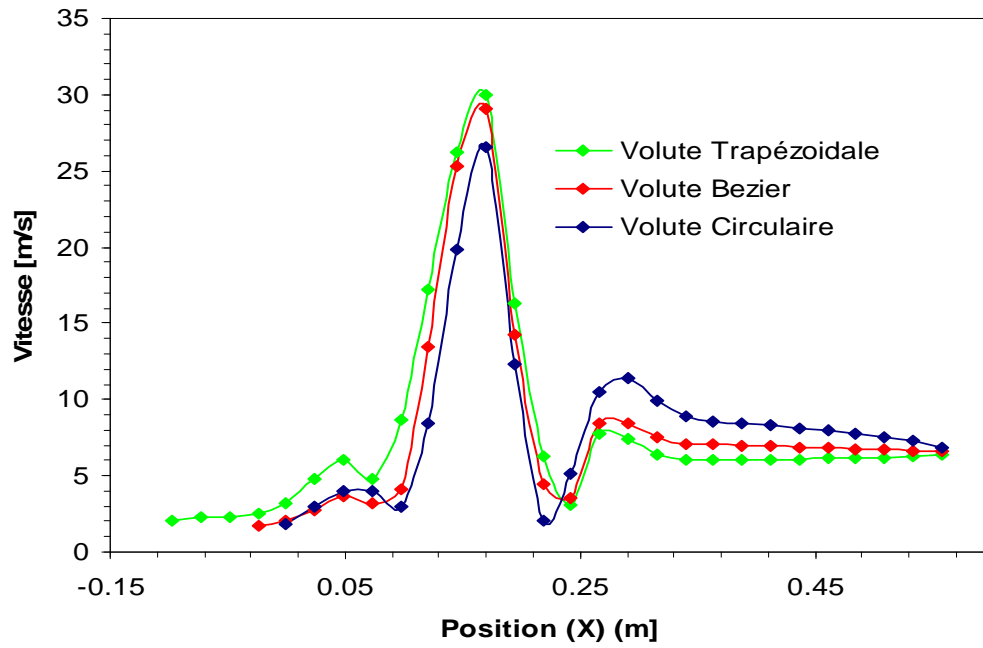
IV.2.2.3 Résultats et discussions

Nous avons rassemblé tous les résultats concernant la vitesse et les contraintes de cisaillement respectivement, afin d'obtenir une comparaison. Dans chaque volute, les évolutions de ces paramètres sont calculées pour les cas Newtonien et non Newtonien. Les résultats sont illustrés par les figures IV.12 à IV.15.

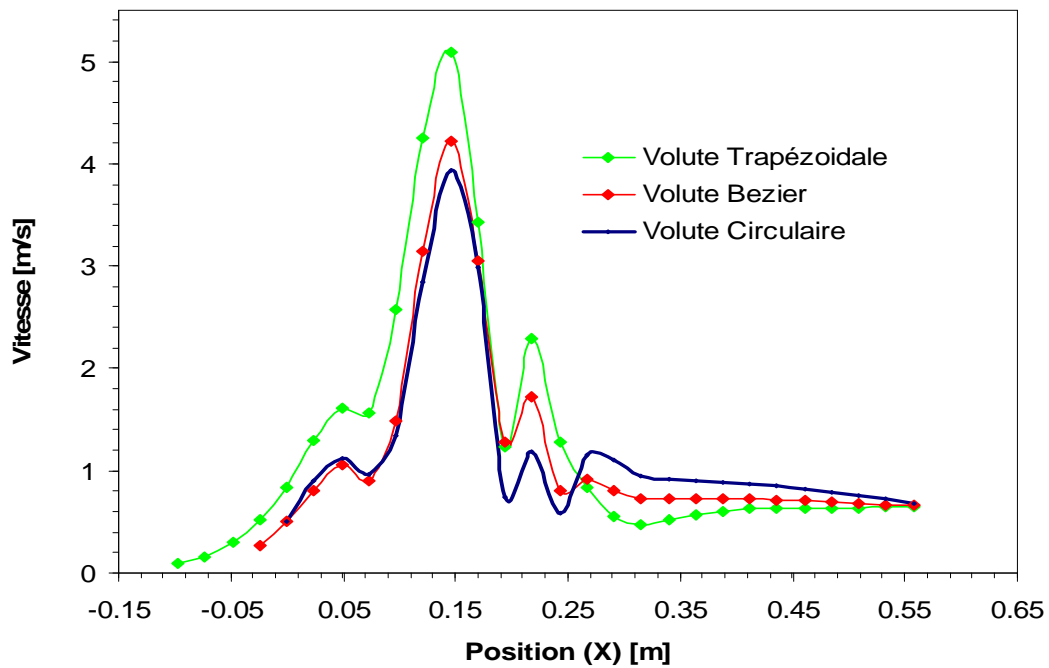
A) Evolution des modules de vitesses

Les modules de vitesses diminuent en raison de la géométrie de la paroi de la volute qui présente une courbure dont le centre est du côté du fluide, et incurve dans le même sens des lignes de courant. La couche limite qui représente la mince couche du fluide est influencée par le contact avec la paroi. Une fois la section est uniforme dans la volute, on note un gradient de vitesse important entre la paroi et le point où la vitesse est maximale. Ceci est confirmé par l'évolution de la pression.

D'un autre côté, à cause de la géométrie de chaque volute étudiée, les modules de vitesse ne sont pas égaux. Mais la forme des courbes sont quasiment semblables dans les trois cas de volutes figures IV.12 et IV.13. Une augmentation de module de vitesse dans le cas de fluide Newtonien et une diminution dans le cas contraire est remarquée.

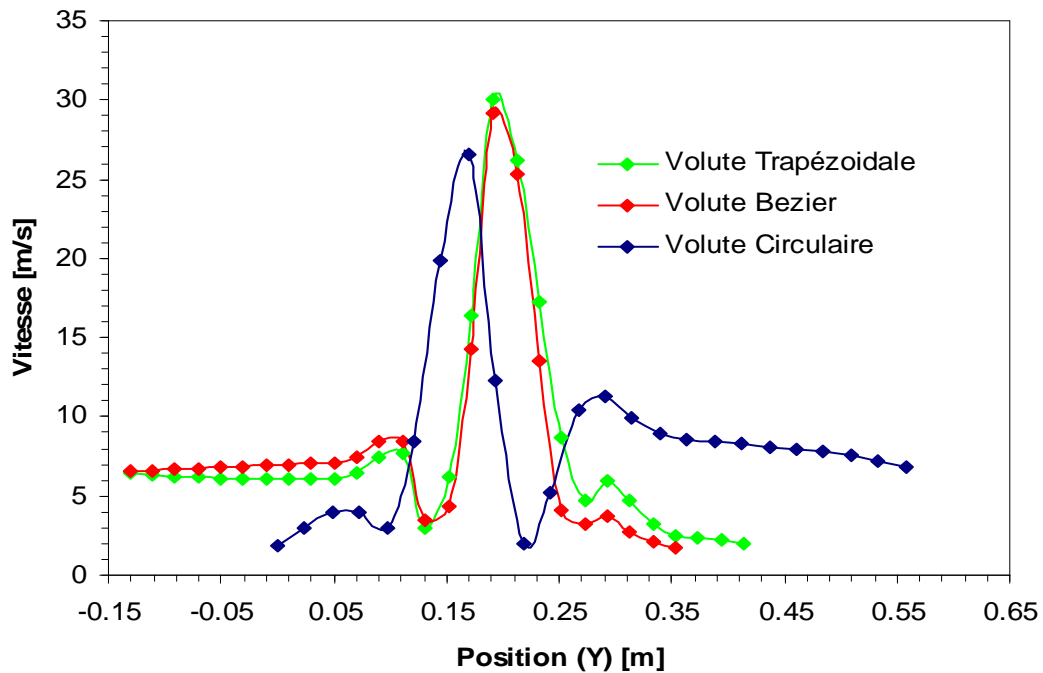


(a) Fluide Newtonien

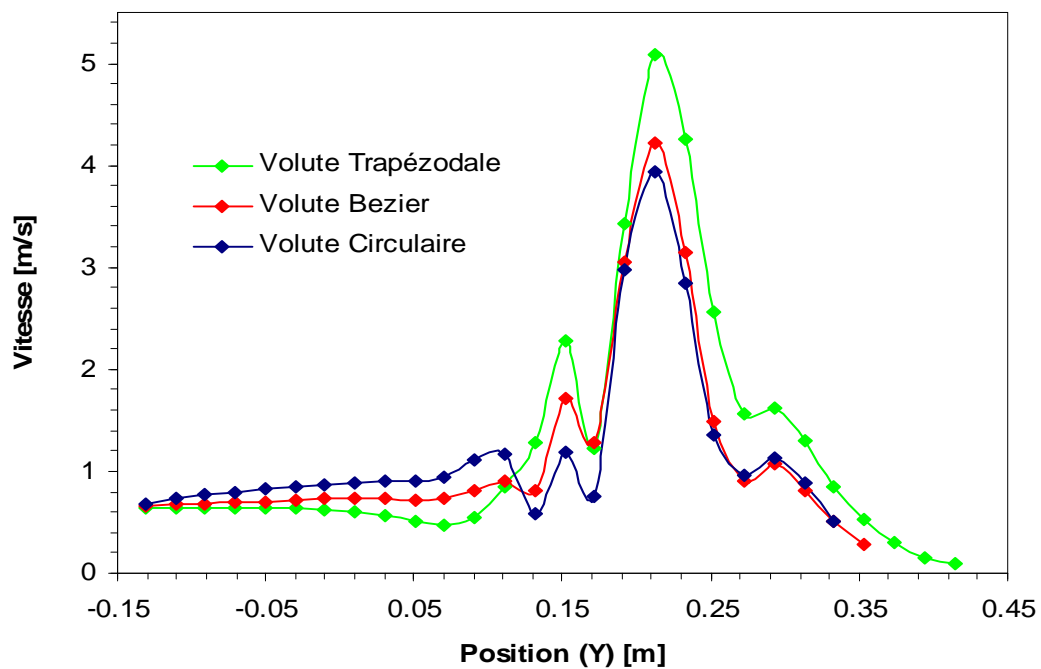


(b) Fluide non Newtonien

Figure IV.12 : Evolution du module de la vitesse en fonction de la position (X)



(a) Fluide Newtonien



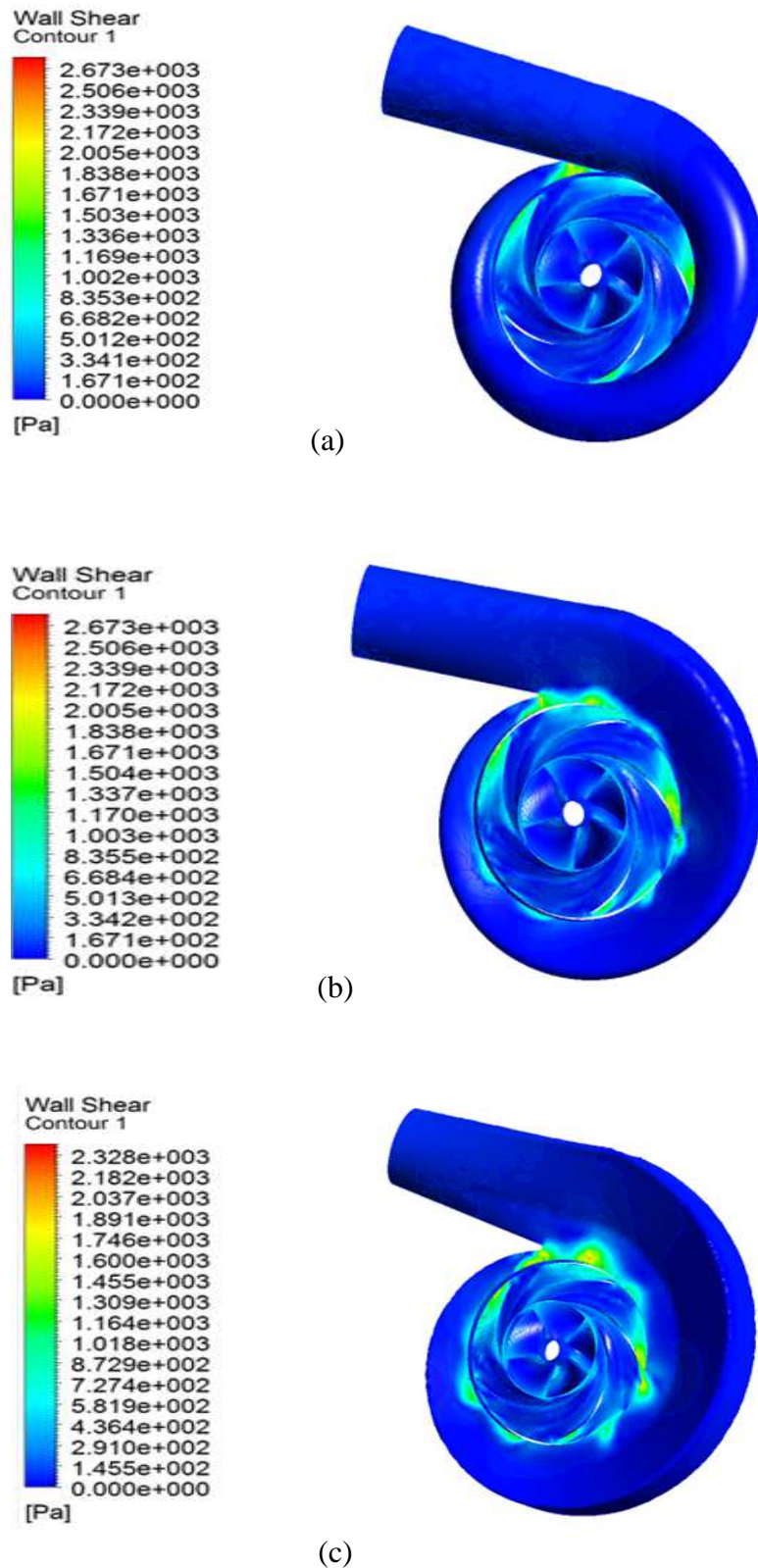
(b) Fluide non Newtonien

Figure IV.13 : Evolution du module de la vitesse en fonction de la position (Y)

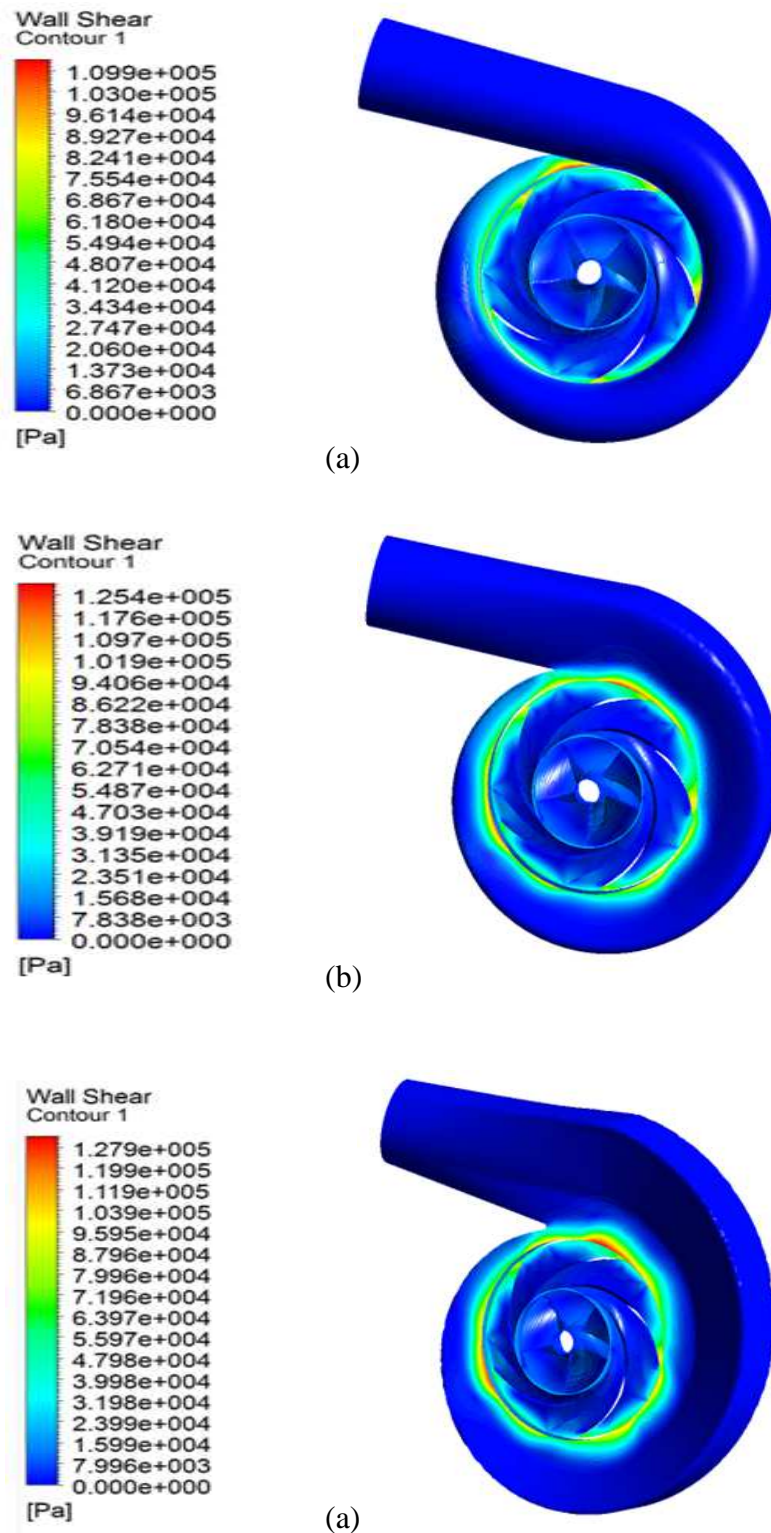
B) Distribution de la contrainte de cisaillement

Les figures IV.14 et IV.15 montrent que pour un fluide Newtonien la contrainte de cisaillement est proportionnelle au gradient de vitesse, laquelle est relativement plus élevée du

côté entrée de la volute que celle de la partie restante. Pour le cas du fluide non Newtonien, elle évolue de la même manière mais avec des valeurs plus grandes.



**Figure IV. 14 : Les contours des contraintes de cisaillement cas de fluide Newtonien :
a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale**



**Figure IV. 15 : Les contours des contraintes de cisaillement cas fluide Non- Newtonien :
a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale**

C) Les contours de gradient de pression

Les figures IV.16 et IV.17 montrent les contours de pression dans la volute. Dans un premier cas le fluide qui circule à l'intérieure de la volute est considéré comme étant Newtonien (eau) et dans un deuxième cas le fluide est pris non Newtonien.

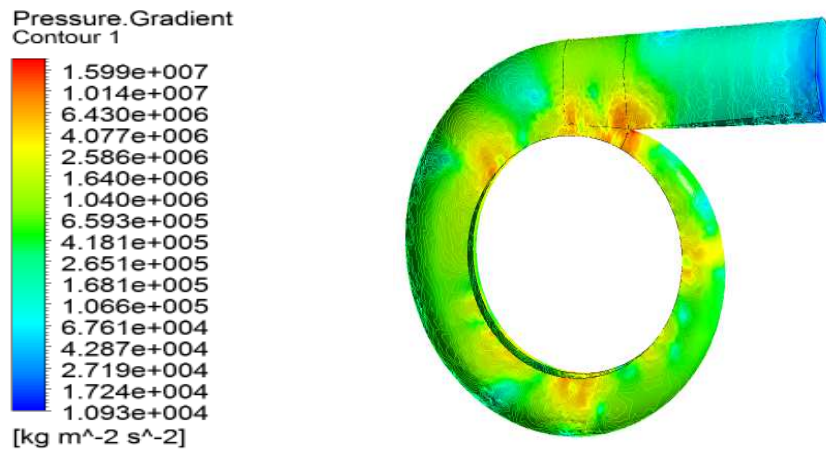
Dans ce travail trois formes de volute ont été étudiées : volute circulaire, volute Bézier et volute trapézoïdale.

Pour les deux cas la valeur la plus élevée du gradient de pression se trouve proche du bec. Par conséquent, cette zone sera plus propice à l'apparition de la cavitation.

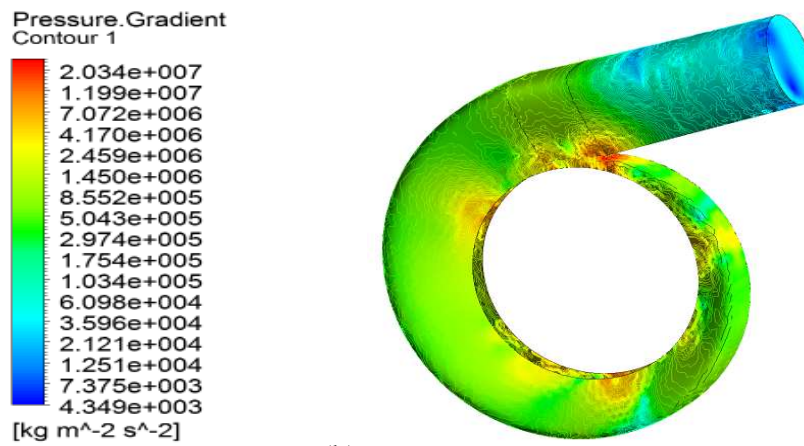
On a constaté aussi que dans la région de sortie, la pression semble être uniforme. Les contours de gradient de pression ont un comportement caractéristique d'une pompe centrifuge car la volute transforme l'énergie cinétique sous forme d'énergie de pression. Les valeurs les plus élevées sont dans la volute et en entrée tandis que les valeurs les plus faibles sont en sortie de la géométrie.

Par confrontation des valeurs de gradients de pression maximale entre les deux cas, il a été constaté que le gradient de pression maximale dans le cas de fluide non Newtonien vaut un peu près trois fois celui d'un fluide Newtonien. Ceci est due aux pertes par frottement qui sont liées à la viscosité du fluide et résultent des échanges de quantité de mouvement entre les diverses particules des couches voisines de fluide qui se déplacent avec des vitesses différentes.

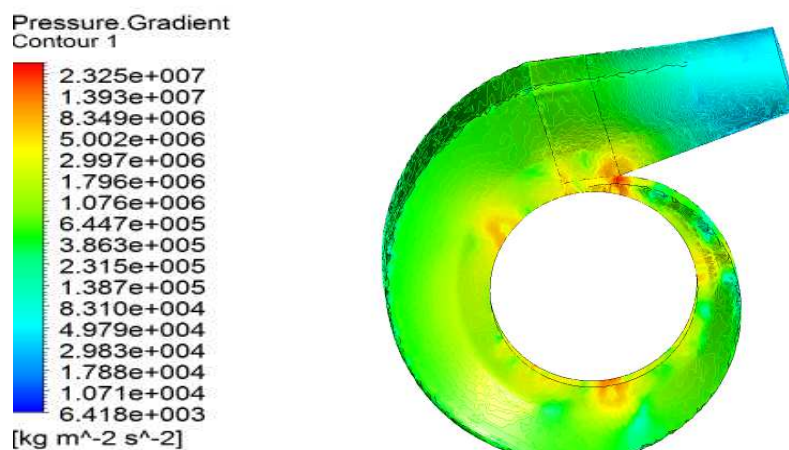
Enfin, on a remarqué que les valeurs du gradient de pression sont aussi influencées par le changement de la géométrie de la volute.



(a)



(b)



(c)

Figure IV. 16 : Les contours de gradient de pression cas fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

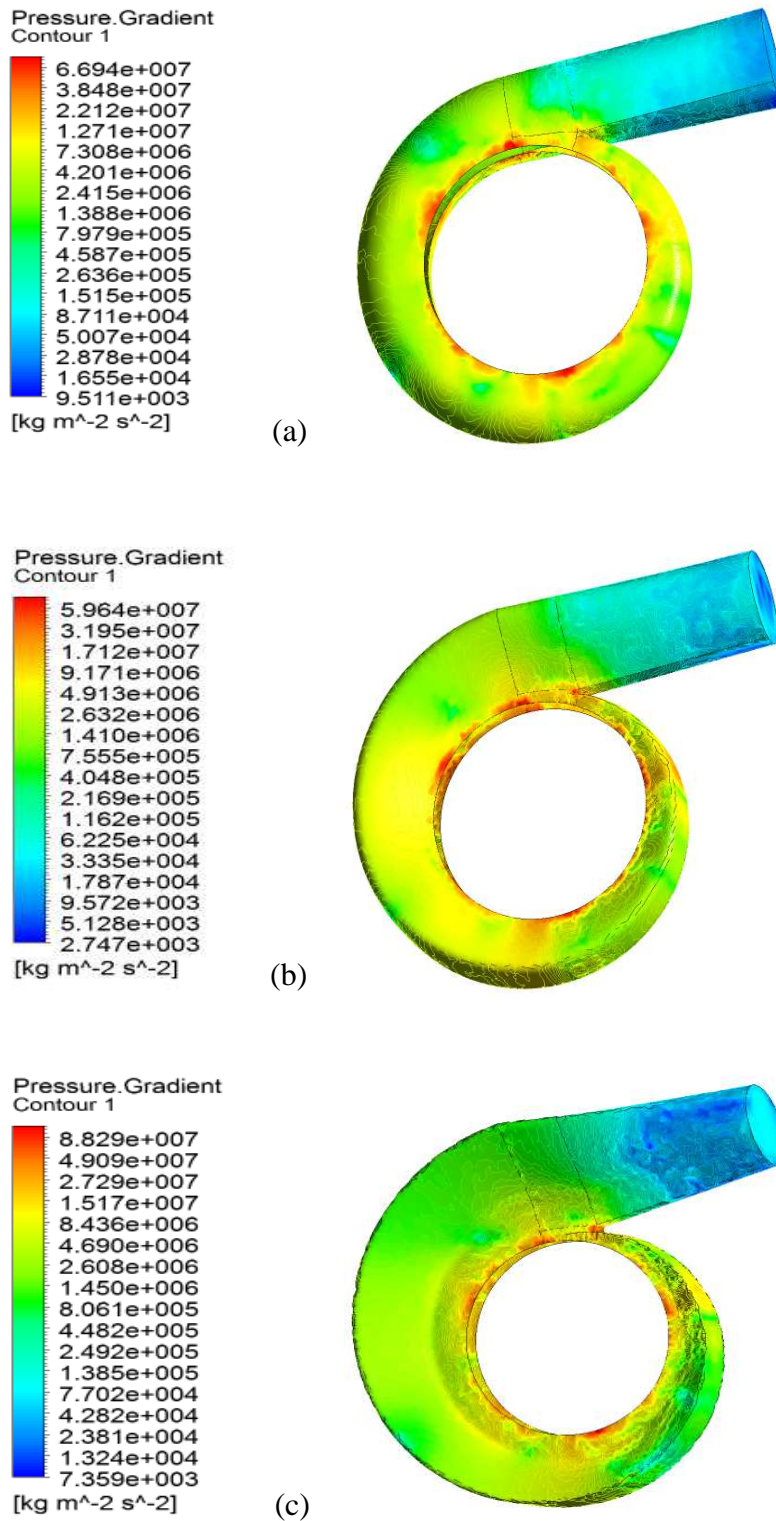


Figure IV. 17 : Les contours de gradient de pression cas fluide Non Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

D) Les vecteurs de vitesses

Les figures IV. 18 et IV. 19 montrent la cinématique générale de l'écoulement. L'analyse de champ des vecteurs de vitesses dans la volute montre une capacité de la simulation numérique à prévoir l'organisation de l'écoulement.

Il faut noter que la position du rotor par rapport au bec de la volute a une forte influence sur le champ des vecteurs de vitesses. On observe la formation de structures de l'écoulement dans la volute qui a une incidence sur le bec de volute vers l'intérieur et qui interagit avec le tourbillon formé dans le rotor.

L'écoulement dans volute suit sa trajectoire vers la sortie sans aucune autre perturbation que celle-là déjà mentionnée. Cette structure disparaît dans le canal formé par l'aube qui est très proche du bec de volute. Une distance minimale doit être maintenue entre la roue et le bec de volute pour limiter l'interaction du sillage des aubages avec celui-ci. Cette distance est fonction du diamètre de la roue et de la vitesse spécifique de la machine. Elle constitue un compromis entre les fluctuations de pression et le rendement.

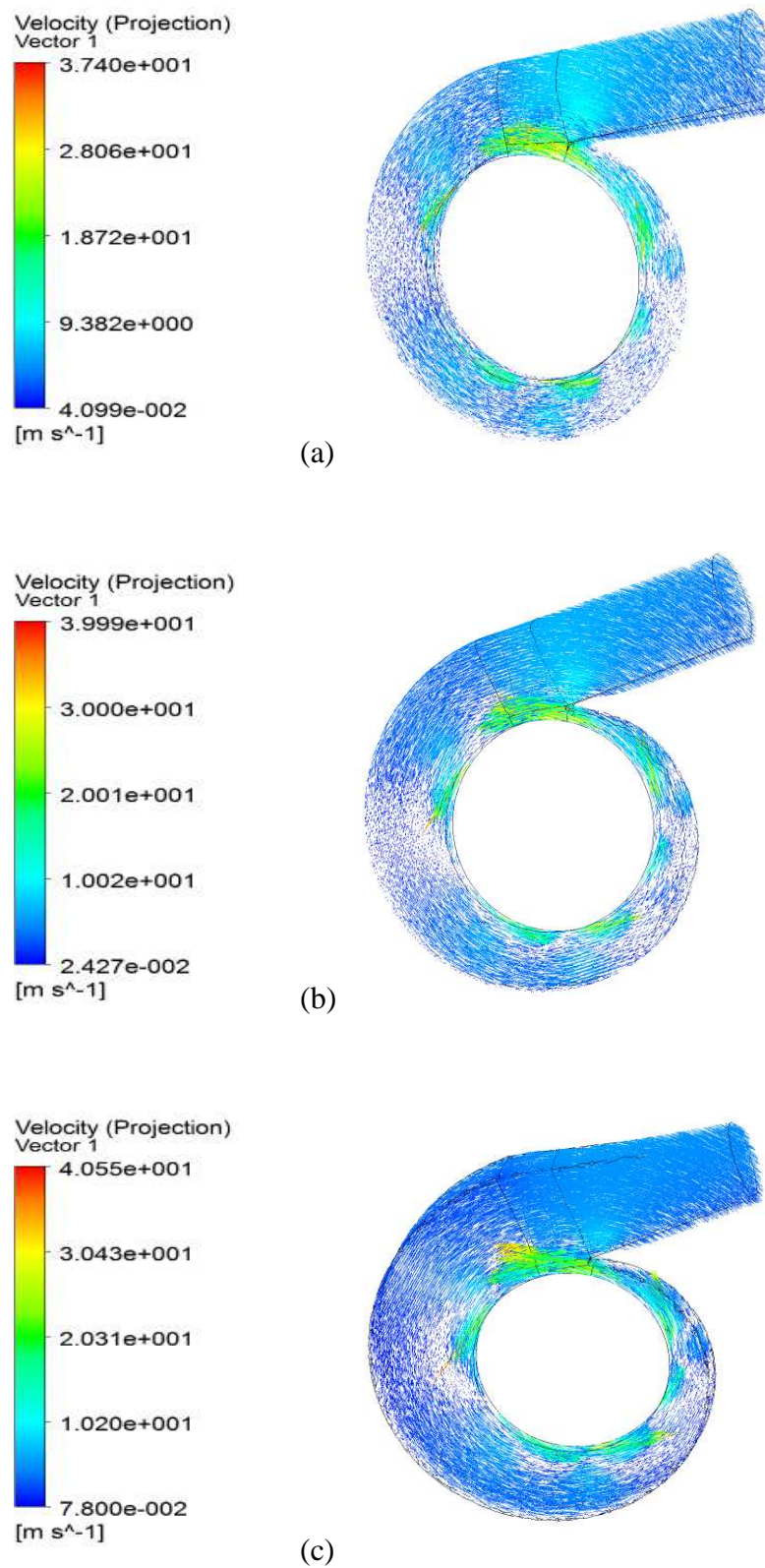


Figure IV. 18 : Les vecteurs vitesses cas fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

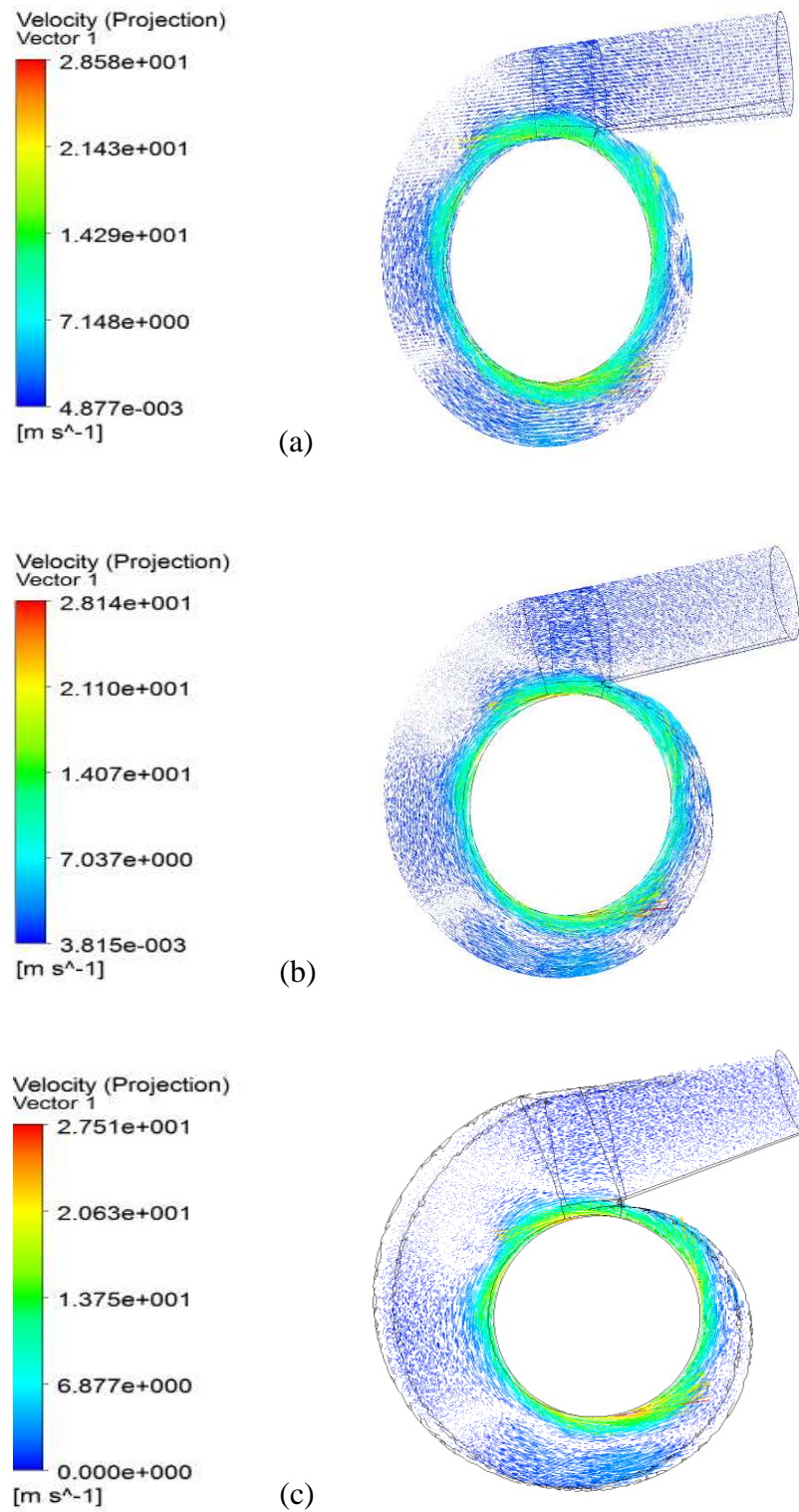


Figure IV. 19 : Les vecteurs vitesses cas fluide Non Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

E) Les lignes de courant

La représentation des lignes de courant par les figures IV.20 et IV.21 nous permet de voir la structure de l'écoulement dans la volute. Les zones de recirculation sont plus denses dans le cas de fluide non Newtonien. Par contre l'organisation des lignes de courant est presque semblable pour les trois formes de volute étudiées. Ce sont les pertes de charge par changement de direction dans la forme de la volute qui sont associées à la formation de zones de décollement tourbillonnaire au voisinage des parois et réduisant la section de l'écoulement principal. La superposition de la force centrifuge et de la couche limite de paroi donne naissance à un écoulement secondaire transversal qui, en se superposant à l'écoulement principal, donne une forme hélicoïdale aux lignes de courant. De même, bien que la volute présente un bon guidage de l'écoulement, on remarque l'apparition d'une forte zone de recirculation au niveau du divergeant de sortie. La structure de l'écoulement devient chaotique et forme deux fortes zones de recirculation à l'entrée et juste en sortie près du bec de la volute. Cette recirculation due aux forces centrifuges liées à la courbure des aubes du rotor et à la rotation est très difficile à prendre en considération.

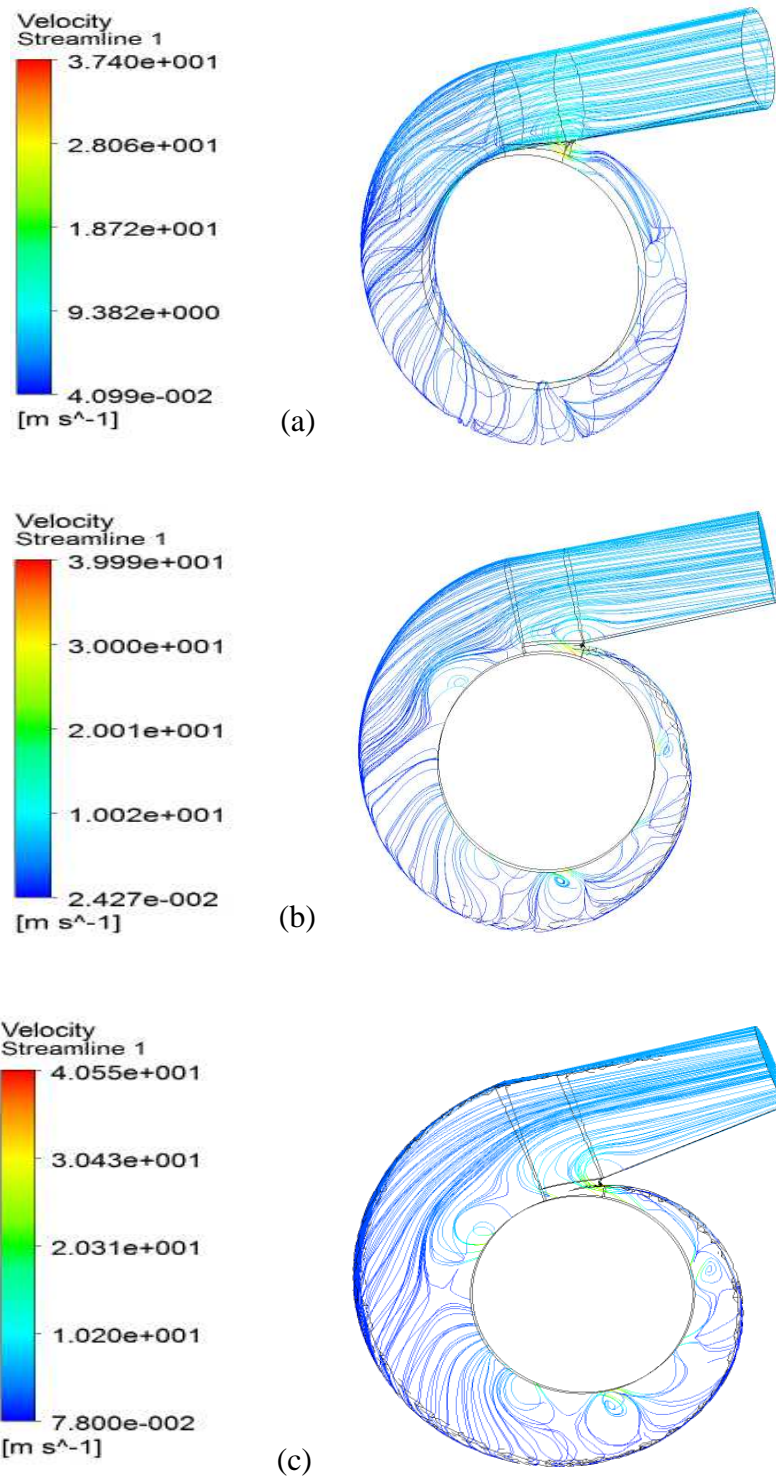


Figure IV. 20 : Les lignes de courant cas fluide Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

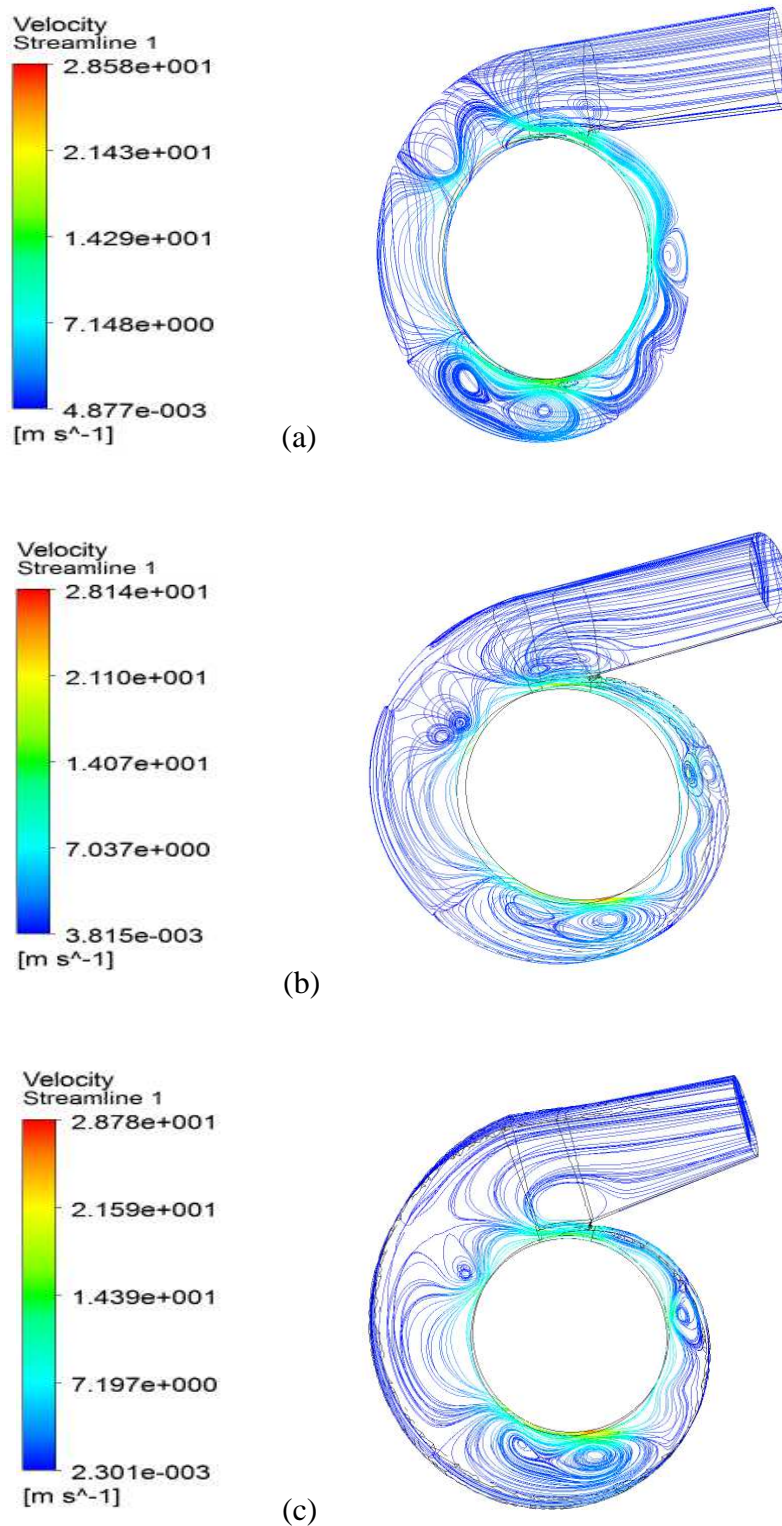


Figure IV. 21 : Les lignes de courant cas fluide Non Newtonien : a. Volute circulaire ; b. Volute Bézier ; c. Volute trapézoïdale

IV.3 Deuxième partie : Contribution apportée dans le cadre de la mécanique de structure

IV.3.1 Application à une volute radiale

IV.3.1.1 Configuration étudiée et élaboration du maillage de la pompe

Le comportement sous charge mécanique d'une volute d'une pompe centrifuge illustré par la configuration figure IV.22 de diamètre et largeur différents, a été étudié. Le calcul est effectué à l'aide du code ABAQUS. Le maillage est de type tétraèdres structuré de type C3D4.

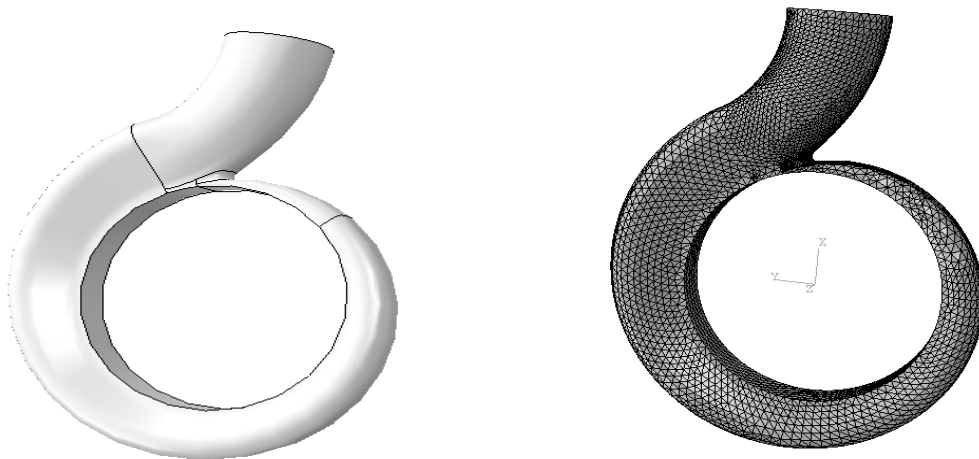


Figure IV.22 : Configuration et maillage de la volute

IV.3.1.2 Conditions de simulation

Dans ce travail on a choisi de travailler sur une volute radiale en aluminium possédant les propriétés mécaniques suivantes : un module de Young $E=70$ GPa, un coefficient de Poisson $\nu=0,33$. A l'entrée de la volute un encastrement a été réalisé. Sur toute la surface interne de la volute une charge uniforme de pression égale à 300000 Pa a été exercée (figure VI.23).

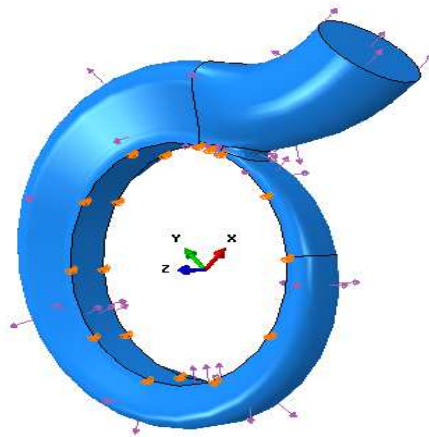


Figure IV.23 : Distribution de la charge

IV.3.1.3 Résultats et discussions

Dans ce travail, la largeur à l'entrée de la volute et le diamètre de son cercle de base, qui conditionne le jeu radial minimum existant entre la roue mobile et la volute, ainsi que la disposition et la forme du bec de volute, ont été mis en évidence afin d'acquérir des résultats concernant les contours de distribution des contraintes de Von Mises et de déplacements et ceci pour différents largeurs b et diamètres D de la volute radiale. Les résultats sont illustrés par les figures IV.24 à IV.27, pour obtenir une comparaison.

A) Les contours de distribution des contraintes de Von Mises

La répartition des contraintes de Von mises est illustrée respectivement par la figure IV.24 et la figure IV.25, pour différents diamètres et largeurs de la volute radiale qui sont parmi les éléments de tracé qui déterminent les caractéristiques de la volute.

Il est à noter que d'après les travaux expérimentaux réalisés dans le cadre des études des écoulements internes dans les pompes centrifuges, il a été observé que la variation géométrique de la volute (diamètre, largeur, angle....etc) a une influence sur l'efficacité énergétique de la pompe à savoir le point optimal de rendement, les conditions d'entrée et de sortie,...etc. C'est dans ce contexte que le choix, des valeurs des diamètres et largeurs, a été effectué. En consultant les résultats trouvés, on a constaté la non uniformité de la répartition des contraintes le fait de la complexité de la forme de la volute. Une concentration des contraintes est observée généralement à l'entrée de la volute spécialement dans les zones très proche du bec de la volute. Ceci peut alors être considéré comme étant un point de faiblesse de la volute ou les contraintes peuvent dépasser les contraintes admissibles préconisées par le constructeur. Il en ressort que les contraintes de Von mises dans la volute augmentent avec l'agrandissement du diamètre externe de la volute et de l'autre côté, ces contraintes diminuent quand la largeur de la volute accroît. Il faut donc optimiser le choix de ces deux paramètres afin de réduire les contraintes le plus que possible.

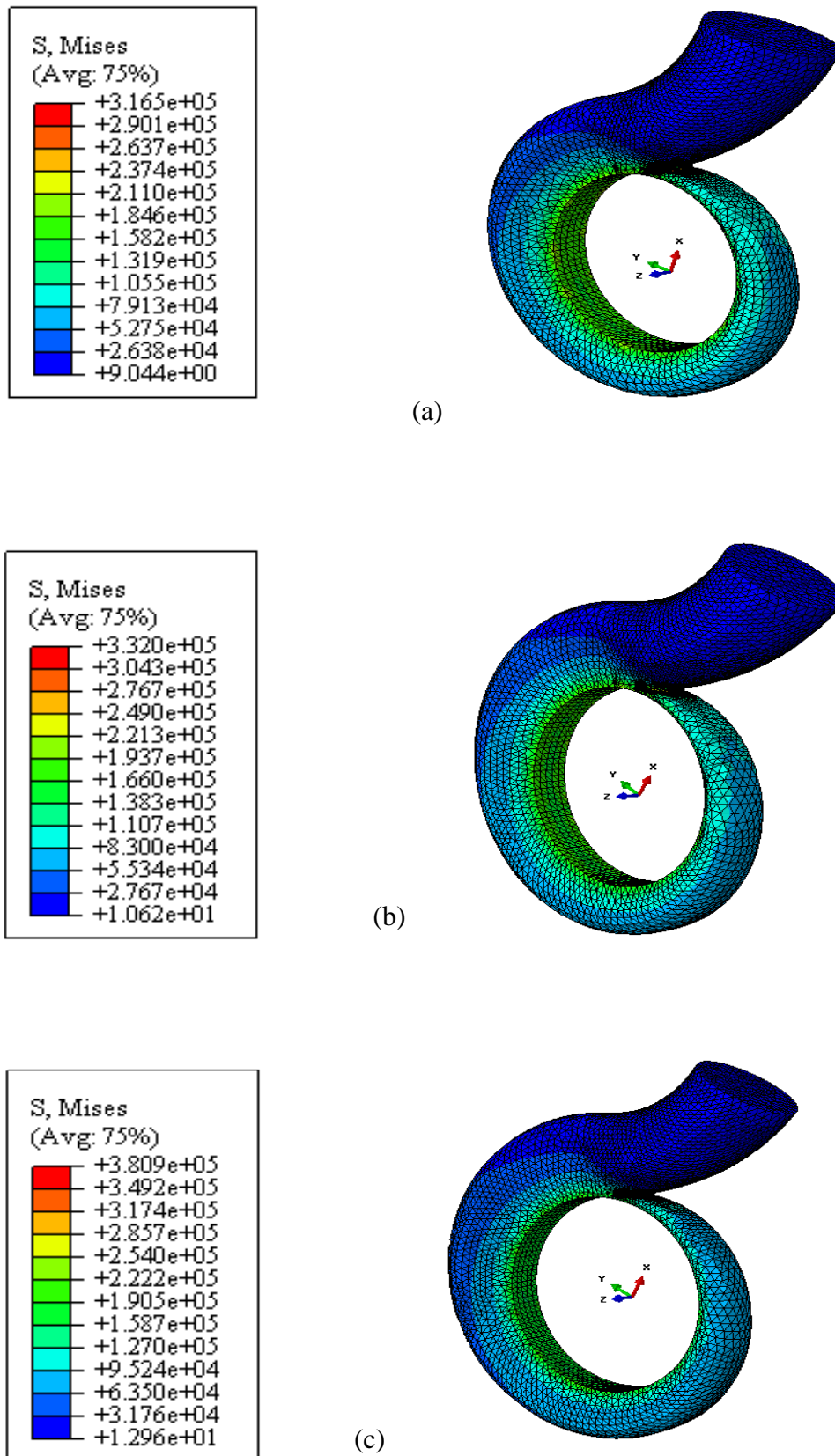
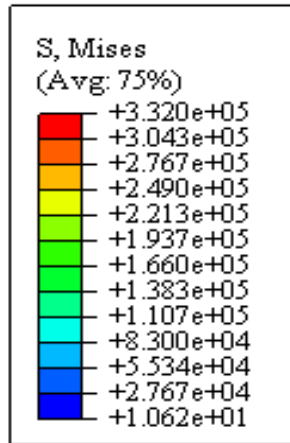
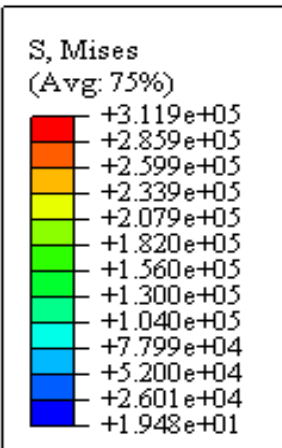
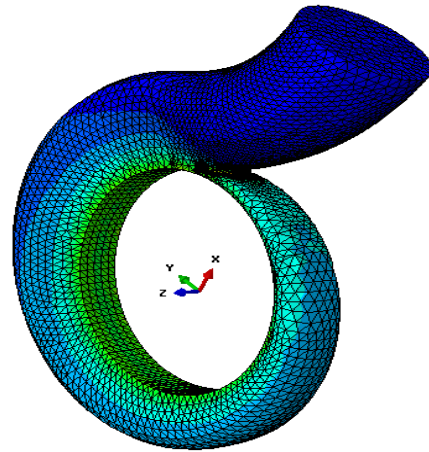


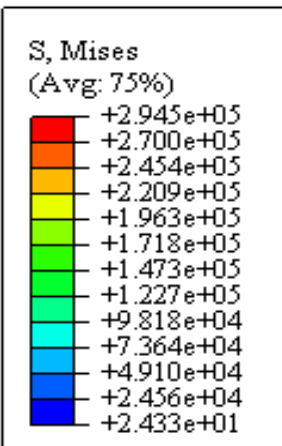
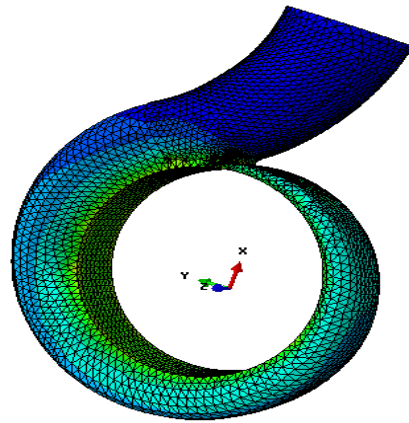
Figure IV.24 : Contours des contraintes de Von Mises : a - diamètre $D_1 = 112$ mm; b - diamètre $D_2 = 120$ mm; c - diamètre $D_3 = 130$ mm



(a)



(b)



(c)

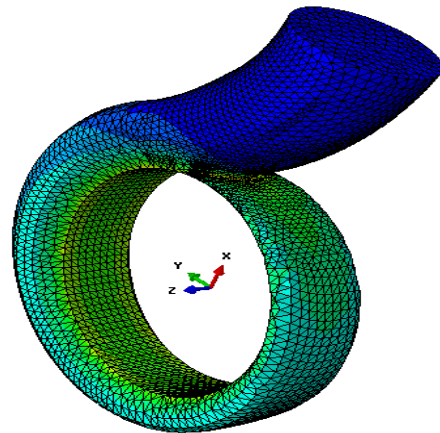


Figure IV.25 : Contours des contraintes de Von Mises : a - largeur $b_1 = 25$ mm; b - largeur $b_2 = 30$ mm; c - largeur $b_3 = 35$ mm

B) Les contours de distribution des déplacements

De la même façon les déplacements, dus au chargement de pression, ont été examinés en changeant le diamètre et la largeur de la volute. Les contours de distribution des déplacements pour les trois diamètres permettent de montrer qu'au fur et à mesure que le diamètre augmente passant de $D_1=112\text{mm}$ à $D_3=130\text{mm}$, les déplacements maximaux accroît passant de $U=9,752 \times 10^{-5}$ à $U=1,059 \times 10^{-4}$ et inversement pour le cas de la largeur de la volute figures IV.26 et IV.27. Le maximum des déplacements est observé à la sortie de la volute. Ceci va avoir une répercussion directe sur le jeu au niveau du bec de la volute qui dépend à la fois du diamètre du cercle base de la volute, diamètre extérieur de la roue et de l'angle de volute.

D'après ces résultats de simulation, on peut toucher d'une façon indirecte au jeu au niveau du bec. Dans le cas où ce jeu est trop réduit ceci conduit, à un fonctionnement bruyant du fait des interférences trop importantes de la roue avec la volute au voisinage du bec. Et par opposition, un jeu trop important cause une chute de rendement due à la circulation du fluide dans le passage entre le bec et la roue. D'un autre côté, toute modification géométrique de la volute est impérativement dépendante de la bonne adaptation de celle-ci à des roues de divers diamètres et de diverses largeurs, d'où la nécessité d'un jeu fonctionnel.

En pratique, il faut assurer le rapport entre la largeur à l'entrée de la volute et la largeur de sortie de la roue égale 1,4 à 1,8. Un jeu trop important tend à favoriser l'augmentation des fuites internes ce qui influence le rendement de la pompe.

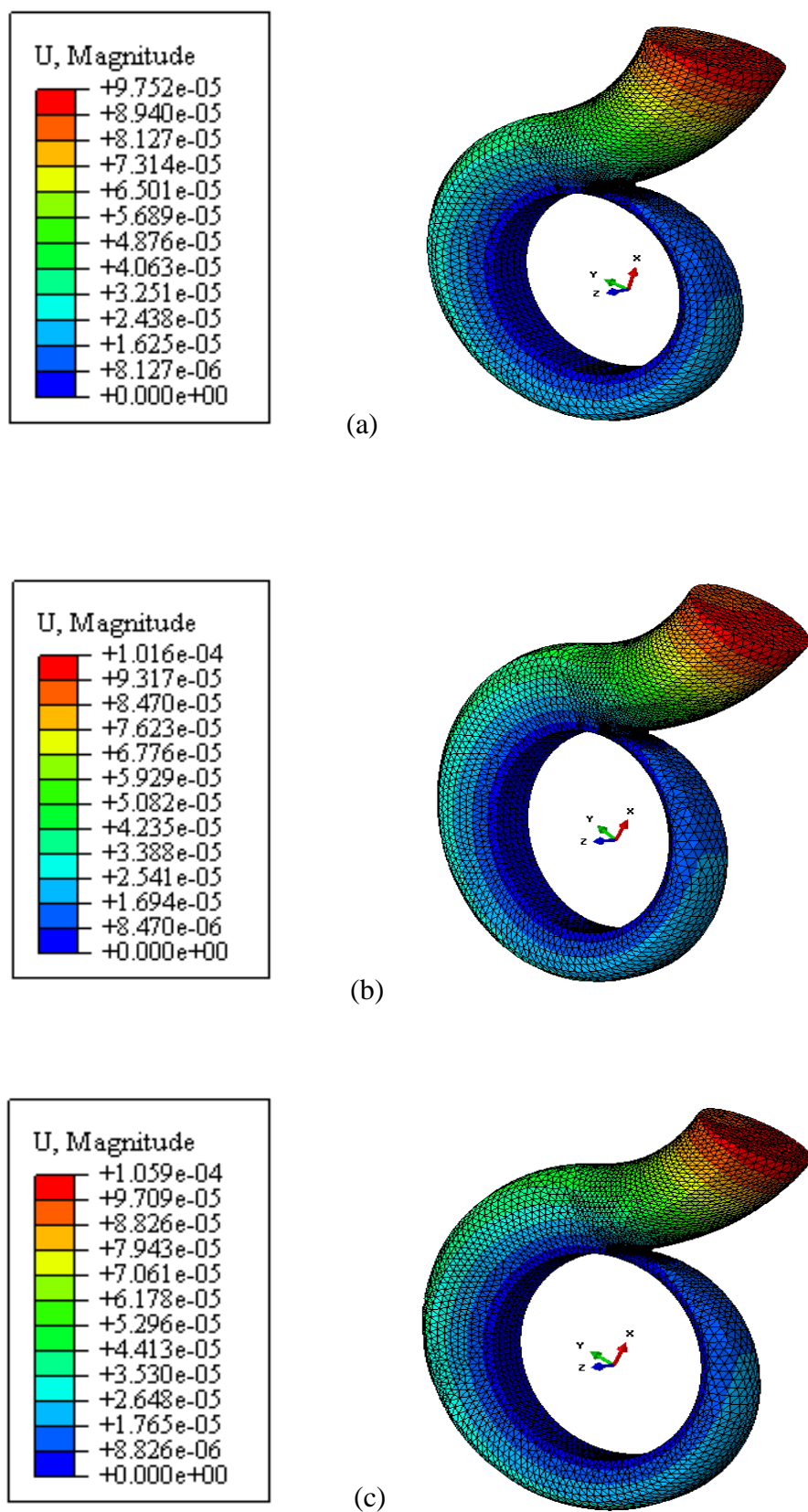


Figure IV.26 : Contours des déplacements : a – diamètre $D_1 = 112$ mm; b - diamètre $D_2 = 120$ mm; c - diamètre $D_3 = 130$ mm

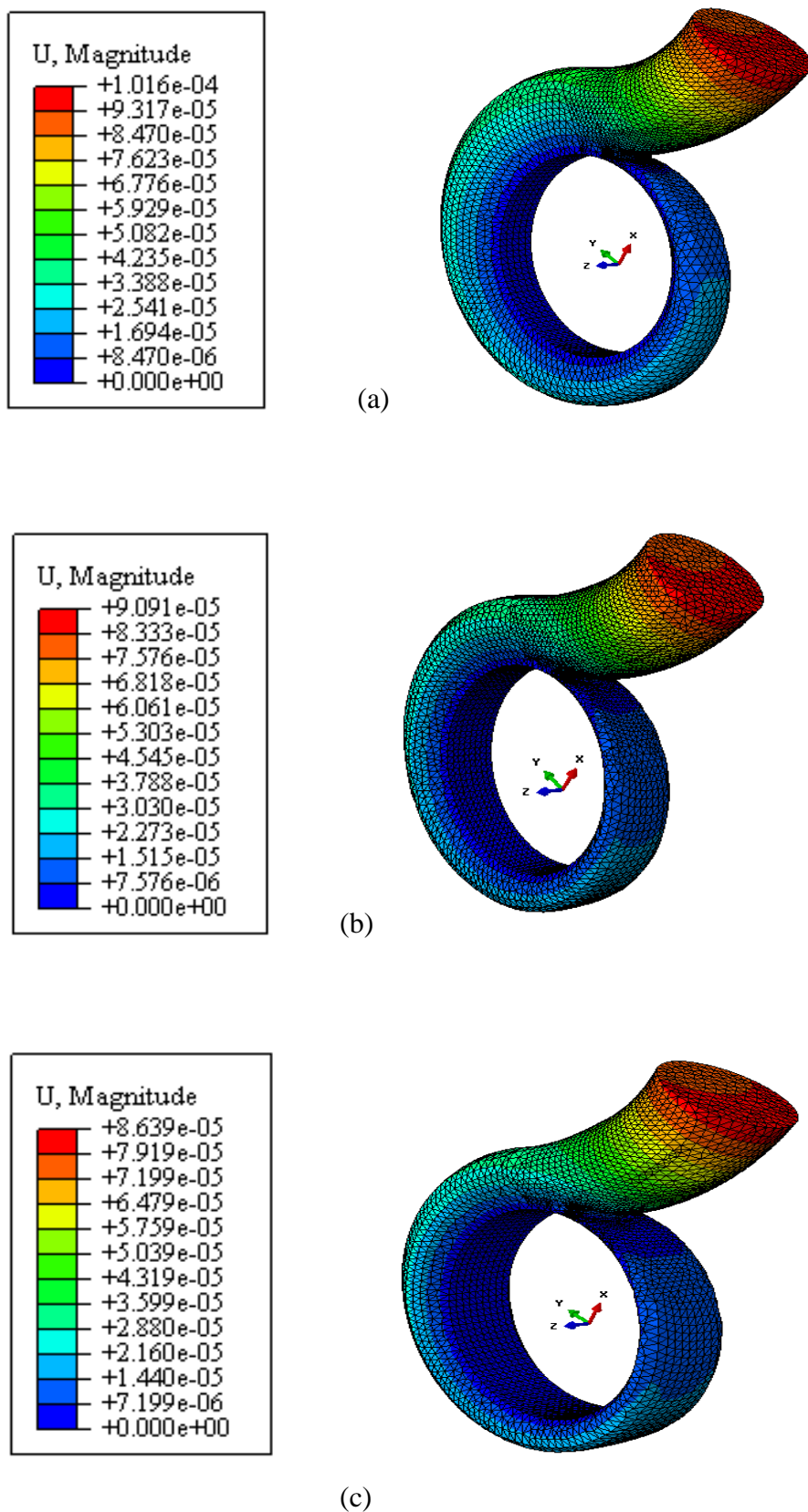


Figure IV.27 : Contours des déplacements : a - largeur $b_1 = 25$ mm; b - largeur $b_2 = 30$ mm; c - largeur $b_3 = 35$ mm

IV.3.2 Application au rotor

La conception d'un rotor en polymère d'une pompe centrifuge a été proposée dans ce travail.

IV.3.2.1 Configuration étudiée

Le comportement élastoplastique d'un rotor en polyéthylène PE à un nombre différent d'aube (5 aubes, 6 aubes et 8 aubes) a été étudié par les configurations données par la figure IV.28, afin de voir l'effet de ce paramètre sur l'évolution des contraintes de Von mises et la répartition des déplacements. Ces configurations sont constituées chacune d'un ensemble de roue, des aubes et couvercle de roue.

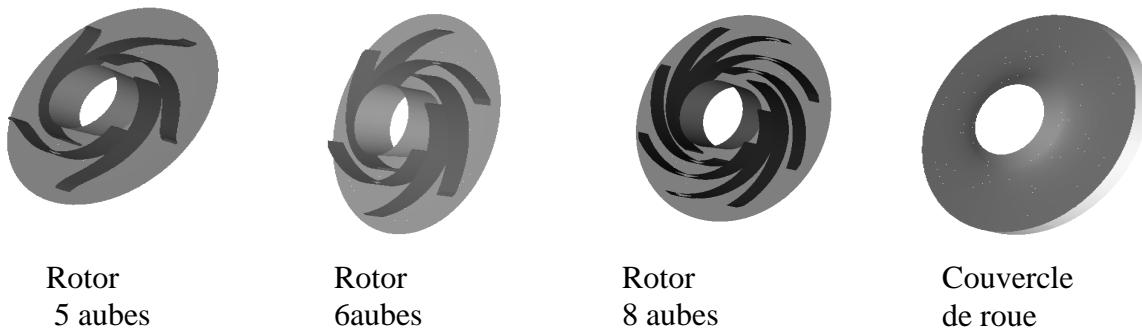


Figure IV.28 : Configurations étudiées

IV.3.2.2 Elaboration du Maillage de la pompe

Le maillage de rotor a été construit par le logiciel ABAQUS. C'est un maillage de type tétraèdres structuré figure IV.29.

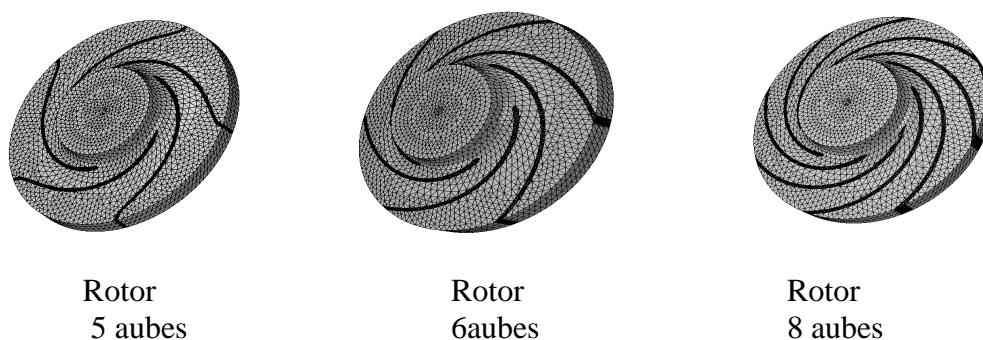


Figure IV.29 : Maillage de rotor

IV.3.2.3 Conditions de simulation

A l'aide du module ABAQUS, on a introduit les conditions de simulation qui sont récapitulées dans le tableau suivant :

Caractéristiques	ABAQUS
Comportement	élastoplastique
Domaine de simulation (1)	Roue complète=5 canaux
Domaine de simulation (2)	Roue complète=6 canaux
Domaine de simulation (3)	Roue complète=8 canaux
Maillage de rotor	Structuré
Module de young	127660000 Pa
Coefficient de poisson	0.46
Condition d'entrée	Encastrement
Charge intérieure du rotor	Pression = 300000 Pa

Le chargement a été modélisé comme montre la figure IV.30 :

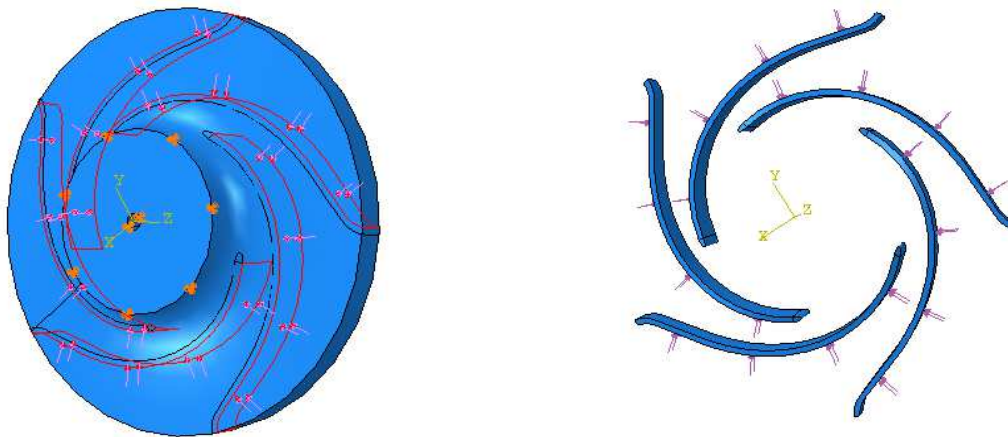


Figure IV.30: Répartition des charges de pression

Les données de la réponse élastoplastique du PE ont été prélevées à partir de la courbe obtenue par essai de traction contrainte – déformation à température ambiante figure IV.31.

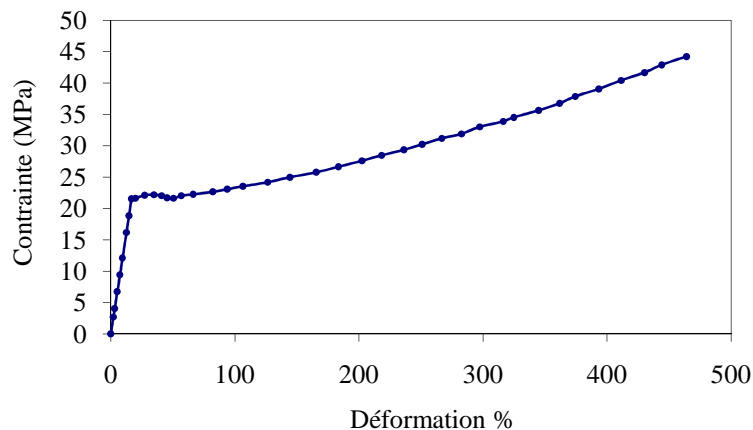


Figure IV.31 : Courbe de traction contrainte - déformation

IV.3.2.4 Résultats et discussions

Les résultats concernant les évolutions des contraintes de Von mises et les contours des déplacements ont été rassemblés afin d'obtenir une comparaison dans chaque rotor.

IV.3.2.4.1 Effet de variation du nombre d'aube de la roue

A) Evolution de la contrainte de Von Mises

Pour examiner l'effet de la variation du nombre des aubes de la roue sur l'évolution des contraintes de Von mises et la répartition des déplacements, une étude a été réalisée avec trois cas différent (5 aubes, 6 aubes et 8 aubes) en gardant les autres paramètres de la roue.

Les travaux de recherche dans ce domaine ont montrés que les rendements les plus faibles se produisent avec de faible nombre d'aube. Il a été clairement constaté que la différence de pression entre l'entrée de la roue et la sortie de la volute augmente avec le nombre d'aube. Il en ressort que la vitesse moyenne à la sortie de la roue diminue en augmentant ce paramètre. Ce qui explique d'avantage l'accroissement de la différence des pressions.

La figure IV.32 représente les courbes caractéristiques de la contrainte de Von Mises en fonction de la distance. Il a été constaté un accroissement de contrainte là ou le nombre des aubes est égale à huit aubes de la roue.

Par contre dans la pompe centrifuge, il y' aura une augmentation considérable du couple qui est due au poids de la roue qui deviens plus lourd avec l'agrandissement de son nombre d'aube et ainsi s'explique l'accroissement de la puissance et de la hauteur manométrique.

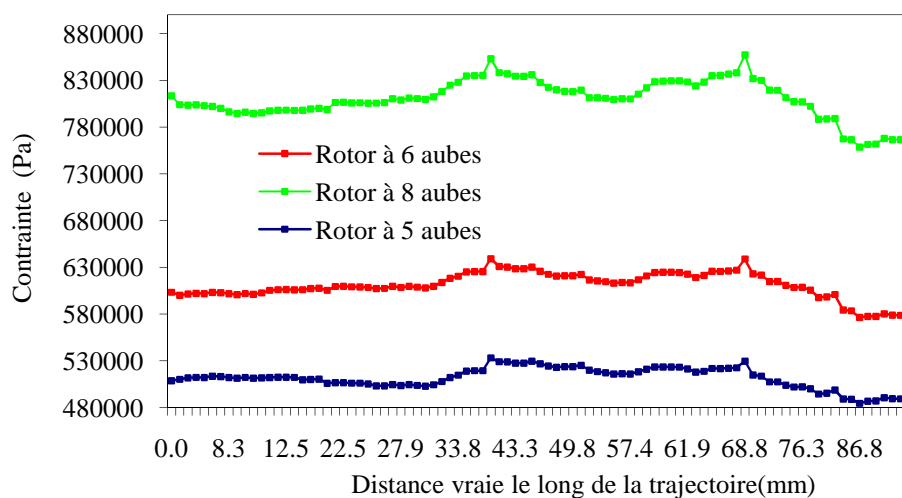


Figure IV.32 : Contrainte en fonction de la distance

B) Contour des déplacements

Les contours des déplacements sont illustrés dans la figure IV.33 dans trois rotors, pour pouvoir montrer leur répartition dans la roue de pompe centrifuge. Les déplacements, dus au chargement de pression, ont été examinés en changeant le nombre d'aube de la roue. Généralement, la répartition des déplacements n'est pas uniforme.

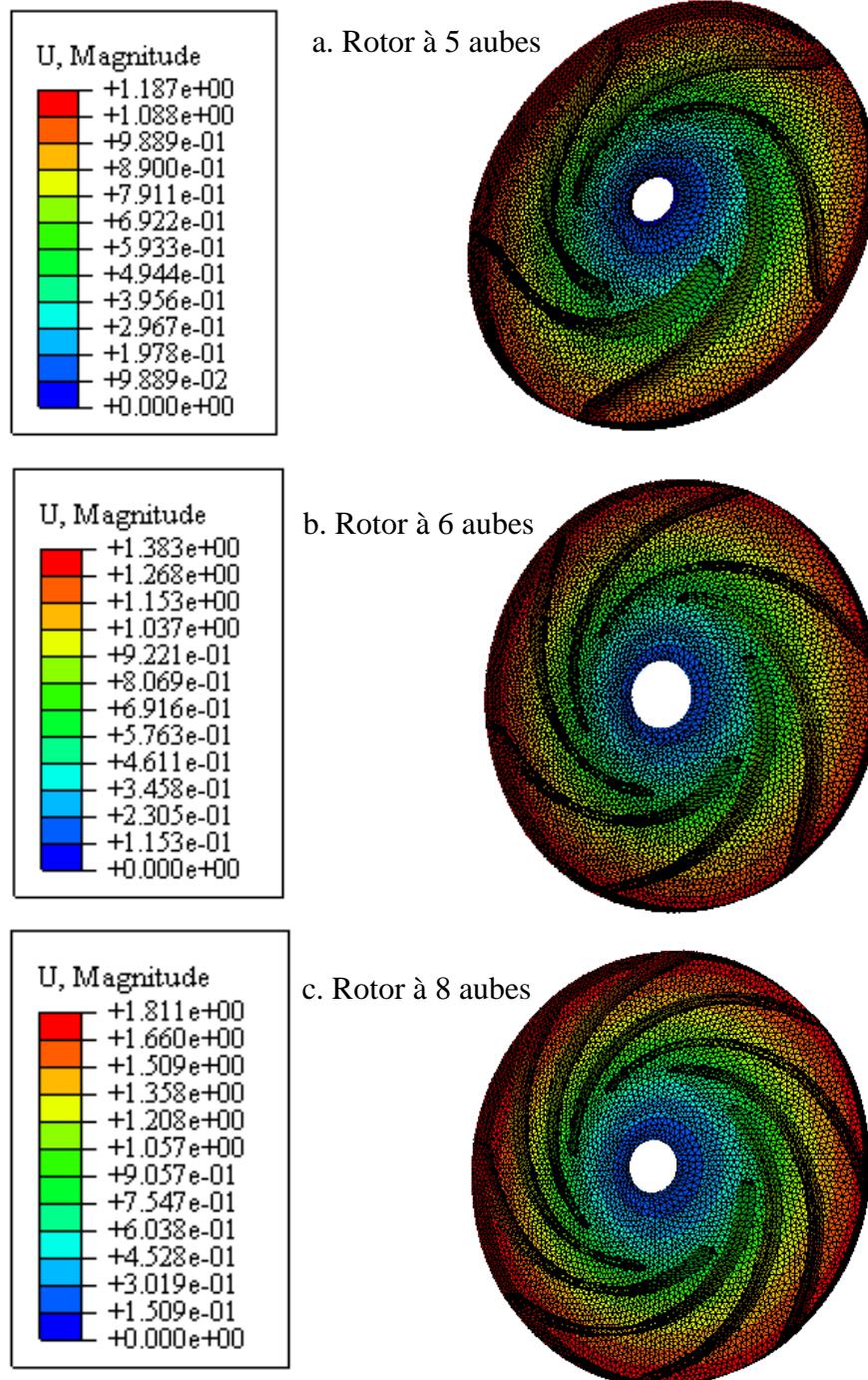


Figure IV.33 : Les contours des déplacements

Les valeurs de ces déplacements à la sortie de la roue sont plus grandes que celles de la partie restante en raison de la distribution de la charge et de l'encastrement. Les contours de la répartition de déplacement pour les trois rotors à nombre d'aube différents sont quasiment similaires. Le déplacement de la roue de nombre d'aube $N=8$ est globalement grand que ceux suivant les nombres d'aube $N=6$ et le nombre d'aube $N=5$. Ceci provoque une dilatation volumique de la roue sous chargement de pression. Par conséquent, il va y avoir suite à cette dilatation volumique de la roue une création du phénomène d'usure de matière par frottement s'il y a un petit jeu entre le rotor et la volute. Ce qui est à éviter dans ce cas.

IV.3.2.4.2 Effet de variation de la largeur des aubes à la sortie de la roue

A) Evolution de la contrainte de Von Mises

Pour analyser l'effet de variation de la largeur des aubes à la sortie de la roue, les valeurs de 15mm, 21 mm et 27 mm ont été sélectionnées, les autres paramètres de la roue sont maintenus constants. A partir des travaux réalisés dans ce domaine, il a été constaté que l'augmentation de la largeur de la roue entraîne une augmentation de la hauteur manométrique. Ceci est expliqué par l'agrandissement de la section qui provoque une diminution des pertes de charge qui est due à l'augmentation de la vitesse d'écoulement. Aussi, il a été observé que la puissance augmente avec l'accroissement de la largeur des aubes, ceci est dû à l'élévation de l'effort en rotation appliqué à l'axe de la roue (couple). Il en ressort qu'à grand débit le rendement diminue en réduisant la largeur des aubes. Il a été aperçu que l'augmentation de la largeur entraîne une augmentation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la roue. D'après ce travail réalisé figure IV.34, il a été constaté que plus la largeur de la roue augmente plus la contrainte de Von Mises augmente entre l'entrée et la sortie de la roue.

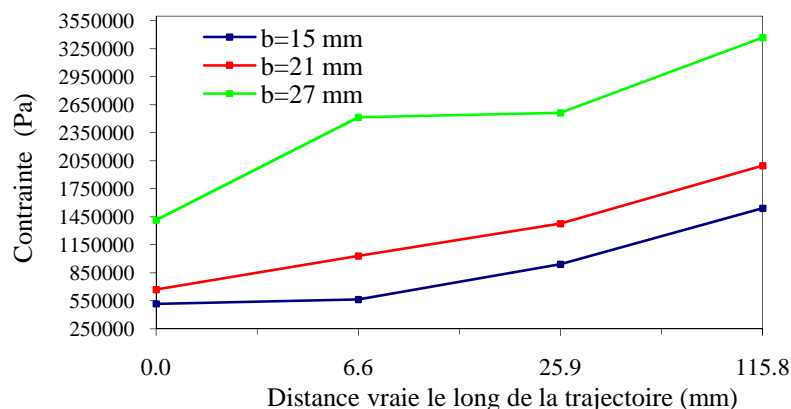
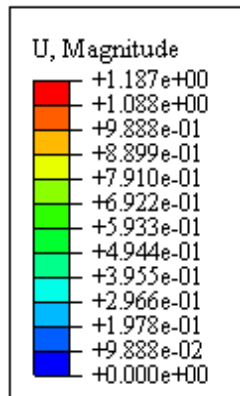


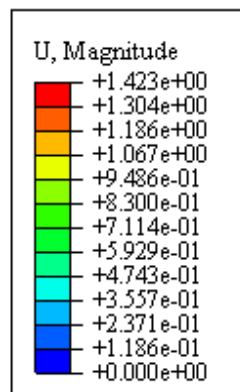
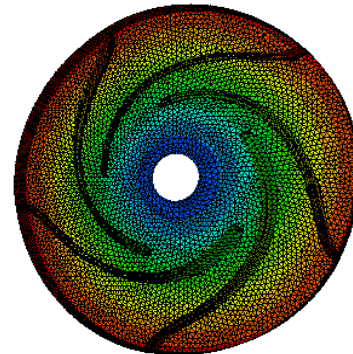
Figure IV.34 : Contrainte en fonction de la distance

B) Contour des déplacements

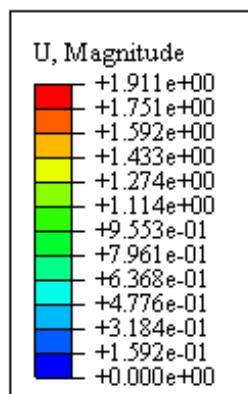
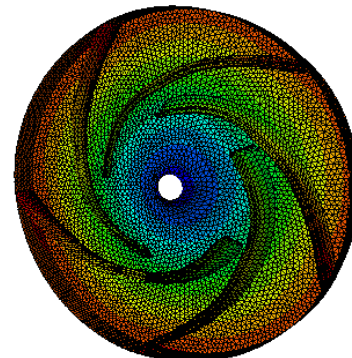
Les déplacements ont été examinés en changeant la largeur d'aube de la roue $b=15\text{mm}$, 21 mm et 27 mm . Entre l'entrée et la sortie de la roue, une augmentation des déplacements a été visualisée figure IV.35. Plus la largeur augmente de la roue plus les valeurs des déplacements augmentent. Ceci est dû à la distribution de pression qui est de plus en plus concentrée au niveau de l'extrémité extérieure d'aube.



a. Largeur $b=15\text{mm}$



b. Largeur $b=21\text{mm}$



c. Largeur $b=27\text{mm}$

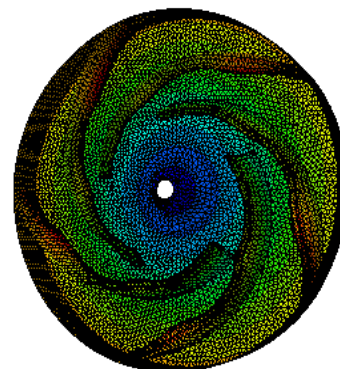


Figure IV.35 : Contour des déplacements

IV.3.2.4.2 Effet de variation du diamètre externe de la roue

A) Evolution de la contrainte de Von Mises

Les diamètres externes de la roue de $d=212\text{ mm}$, 220 et 230 mm ont été sélectionnés pour analyser leur effet sur la contrainte de Von Mises. De la même façon, d'après des recherches récentes, il a été constaté un accroissement de la hauteur en augmentant le diamètre externe de la roue. Ceci s'explique comme précédemment par l'agrandissement de la section de la roue ce qui entraîne une diminution des pertes de charges. Par contre, il y' aura une augmentation considérable du couple qui est due au poids de la roue qui deviens plus lourde avec l'agrandissement de son diamètre et ainsi s'explique l'accroissement de la puissance.

Il en ressort que la pression à la sortie de la volute augmente avec l'agrandissement du diamètre externe de la roue. En l'occurrence les vitesses d'écoulement moyennes diminuent à la sortie des roues.

Ce travail montre l'évolution des contraintes de Von Mises en fonction de distance vraie. A partir de la figure IV.36, on remarque que plus le diamètre de la roue augmente plus les valeurs des contraintes de Von Mises diminuent.

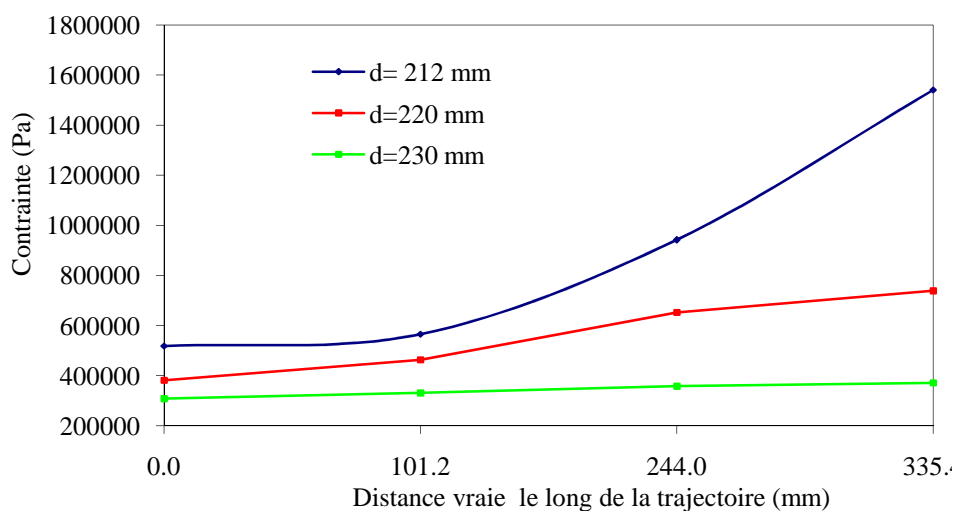
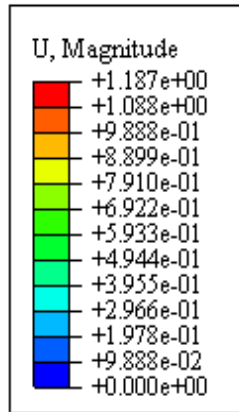


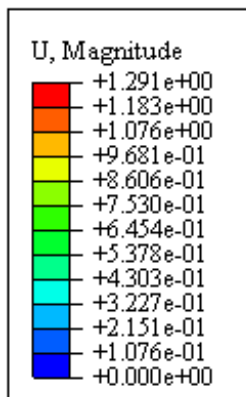
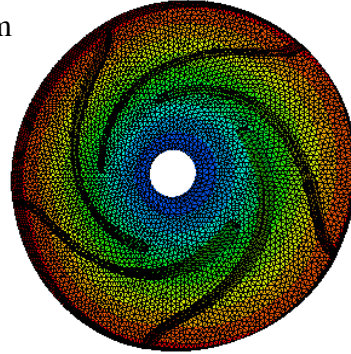
Figure IV.36 : Contrainte en fonction de la distance

B) Contour des déplacements

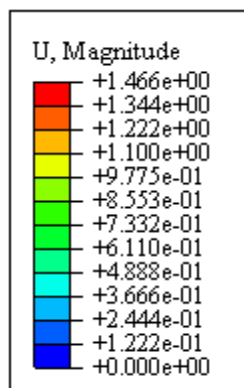
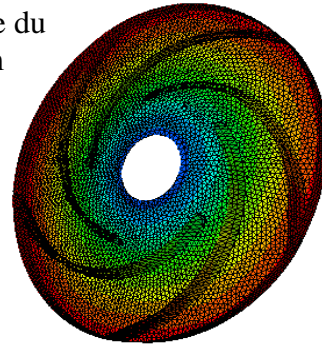
Les déplacements ont été examinés en changeant le diamètre externe de la roue de 212, 220 et 230 mm. Plus le diamètre externe de la roue augmente plus les valeurs des déplacements augmentent figure IV.37.



a. Diamètre externe du rotor D=212mm



b. Diamètre externe du rotor D=220mm



c. Diamètre externe du rotor D=230mm

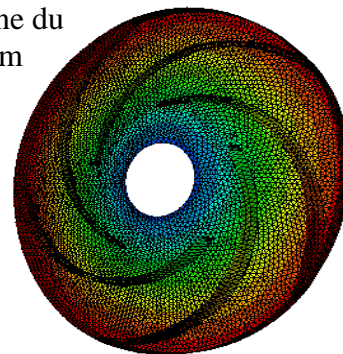


Figure IV.37 : Contour des déplacements

IV.4 Conclusion

Le travail effectué dans ce chapitre est une contribution à la conception d'un canal interaubage, d'un rotor et d'une volute d'une pompe centrifuge. Dans un premier temps, l'étude a été concentrée sur le changement géométrique du canal interaubage ainsi que le type de fluide (Newtonien et non Newtonien) qui s'écoule à travers ce dernier. Les résultats ont eu pour objectif de voir l'évolution du gradient de pression, du module de vitesse et des contraintes de cisaillement. D'autre part, l'étude numérique a montré l'influence du changement de formes de volute et l'impact du changement de type de fluide sur les paramètres de l'écoulement. Enfin, on a mis le point sur la réponse mécanique suite aux sollicitations imposées d'une volute puis l'utilisation du polymère comme matière de construction d'un rotor. Tout en faisant apparaître l'effet de la variation du nombre d'aube de la roue, de la largeur des aubes à la sortie de la roue et du diamètre externe de la roue sur les contraintes de Von Mises et les déplacements induits dans la roue. Dans l'ensemble, les résultats des simulations peuvent fournir des renseignements nécessaires pour la mise en place ou l'amélioration des géométries pour la conception, l'analyse et l'optimisation des performances des turbomachines à fluide incompressible.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le travail présenté dans cette thèse consiste à apporter une contribution à la conception d'une pompe centrifuge.

Dans ce contexte, la première contribution s'est attachée à la forme de la volute. Les cas de fluide Newtonien (eau) et non Newtonien (en utilisant le modèle la loi de puissance) sont examinés afin de voir leur effet sur les paramètres et les propriétés de l'écoulement interne dans les différentes formes de volutes (Bézier, circulaire et trapézoïdale). Les simulations numériques ont été effectuées à l'aide du code de calcul ANSYS. On a pu conclure que le paramètre (vitesse) de l'écoulement interne est sensible à la variation de la forme géométrique de la volute et à la nature de fluide contrairement aux contraintes de cisaillement. Le fluide non Newtonien est plus résistant à la formation de zones de recirculation générées par la présence de coudes dans les volutes étudiées. Ceci montre que plus le taux de viscosité est élevé dans le fluide plus ces zones sont moins importantes.

La deuxième contribution s'est orientée vers l'étude par simulation numérique du comportement en élasticité d'une volute radiale en aluminium d'une pompe centrifuge soumise à un chargement mécanique. La problématique posée a été l'étude comparative entre la réponse mécanique de forme compliquée de la volute pour des valeurs différentes de diamètre du cercle de base et de la largeur de la volute. En consultant les contours des contraintes de Von Mises, il a été constaté que la zone qui voit les plus fortes contraintes se situe à l'entrée de la volute dans les endroits très proche du bec, où l'on a un changement de la section de la volute. En revanche, les déplacements sont maximaux au niveau de la sortie de la volute. Aussi, il en ressort des résultats trouvés que suite à une modification de diamètre et de la largeur de la volute, qu'il y a un effet sur le jeu au niveau du bec de la volute qui a un rôle déterminant afin d'éviter leur impact sur le bon fonctionnement de la pompe centrifuge et en particulier sur ses caractéristiques vibratoires et sonores.

Enfin une troisième contribution consiste à concevoir le rotor de la pompe centrifuge du côté structure. Dans ce travail numérique le comportement mécanique élastoplastique d'un rotor fabriqué en polymère (PE) a été proposé pour identifier les paramètres clés qui améliorent les performances d'une pompe centrifuge, tels que le nombre d'aubes et la largeur d'aube ainsi que le diamètre externe du rotor. Les données géométriques du rotor ont été basées sur une pompe centrifuge existante et la théorie des turbomachines. L'influence de ces paramètres sur le déplacement et la contrainte de Von mises a été étudiée et analysée. Les calculs sont effectués en se basant sur la méthode des éléments finis à l'aide du code de calcul

Conclusion Générale

ABAQUS. Il en ressort des résultats des simulations numériques que ces paramètres ont un effet sensible sur le déplacement et la contrainte de Von mises.

Dans l'ensemble, les résultats obtenus mettent en lumière l'intérêt de l'utilisation des approches numériques pour mieux concevoir, caractériser et analyser des pompes centrifuges. Il faut noter que les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans l'industrie. Elles sont menacées de pannes occasionnées par le mauvais choix des paramètres géométriques et l'adaptation de ces pompes à des conditions de fonctionnement par rapport aux conditions de conception.

Références bibliographiques

- [1] **Fisher, K.; Thoma, D.** 1932. Investigation of the flow conditions in a centrifugal pump, Trans. ASME HYD-54-8: 141-155.
- [2] **Rai, M.M., Madavan, N.K.** 1990. Multi-airfoil Navier-Stokes simulations of turbine rotor-stator interaction, J. Turbom. 112: 377-384. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2927670>
- [3] **Bakir, F.; Kouidri, S.; Noguera, R.; Rey, R.** 2003. Experimental analysis of an axial inducer: influence of the shape of the blade leading edge on the performances in cavitating regime, ASME Journal of Fluids Engineering 125: 293-301. <http://dx.doi.org/10.1112/1.1539872>.
- [4] **Arnone, A.; Bonicelli, P.; Munari, A.; Spano, E.** 1999. Application of CFD Techniques to the design of the Ariane 5 Turbopump, 14th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, 1087-1097. <http://dx.doi.org/10.2514/6.1999-3380>.
- [5] **Aghaali, H.; Benisi, A.H.** 2007. Experimental and theoretical investigation of twin-entry radial inflow gas turbine with unsymmetrical volute under full and partial admission conditions, Proceeding of GT 2007 ASME Turbo Expo 2007, Power for Land ,Sea and Air <http://dx.doi.org/10.1115/GT2007-27807>.
- [6] **Sloteman, D.; Saad, A.; Cooper, P.** 2001. Designing custom pump hydraulics using traditional methods, Proceedings of ASME FEDSM01, paper FEDSM2001-18067, New Orleans, Louisiana, USA, 2: 205-214.
- [7] **Cravero, C.** 2001. A design methodology for radial turbomachinery. Application to turbines and compressors, Proceedings of ASME FEDSM02, paper FEDSM2002 - 31335, Montreal, Quebec, Canada. <http://dx.doi.org/10.1115/FEDSM2002-31335>.
- [8] **Goto, A.; Zahgen, M.** 2002. Hydrodynamic design of pump diffuser using inverse design method and CFD, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering 124: 319-328. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1467599>.
- [9] **Chiong, M.S.; Rajoo, S.; Botas, M.; Costallca, A.W.** 2012. Engine turbocharger performance prediction: one-dimensional modelling of a twin entry turbine energy conversion and management 57: 68-78. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2011.12.001>.
- [10] **Paßruker, H.; Van den Braembussche, R.A.** 2000. Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour, in Proceedings of the 45th ASME International Gas Turbine & Aeroengine Congress, Munich, Germany. <http://dx.doi.org/10.1115/2000-GT-0457>.

- [11] **Ergin. A.**, 2011. Étude des volutes spirales des pompes centrifuges, en tenant compte de la répartition des pressions statiques. *La Houille Blanche*, Novembre 1958, n°6, Pages 639-660. <http://dx.doi.org/10.1051/lhb/1958052>.
- [12] **Bowerman R.D. et al.**, 1957. Effect of the volute on performance of a centrifugal pump impeller. *Transactions ASME, USA* (1957)- 79, 4, Pages 1057-1069.
- [13] **S. Lazarkiewicz et al.**, 1965. *Impeller Pumps*. Pergamon Press.
- [14] **Fahua Gu**, 2001. A numerical investigation on the volute/impeller steady-state interaction due to circumferential distortion. Paper N° 2001-GT-0328, pp. V001T03A030; 8 pages doi:10.1115/2001-GT-0328
- [15] **D. Hagelstein.**, 1999. Experimental and numerical analysis of the flow in centrifugal compressor volute. *J. Turbomach* 122(1), (Feb 01, 1999), Pages 22-31. doi:10.1115/1.555423
- [16] **Chang Ho Son et al.**, 2014. Spiral casing of a volute centrifugal pump Effects of varying the cross-sectional area. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, Issue 7, July 2014, Pages 2697-2706. doi: 10.1007/s12206-014-0626-0
- [17] **D.O. Baun.**, 2003. Effects of volute design and number of impeller blades on lateral impeller forces and hydraulic performance. *International journal of rotating machinery*, 9(2), 2003, Pages 145–152. doi: 10.1080/10236210390147461
- [18] **Wen-Guang Li, Fa-Zhang Su and Cong Xiao.**, 2002. Influence of the number of impeller blades on the performance of centrifugal oil pumps. *World Pumps*, Volume 2002, Issue 427, Pages 32-35.
- [19] **Weidong Zhou, Zhimei Zhao, T. S. Lee, and S. H. Winoto .**, 2003. Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics. *Intern. Journal of Rotating Machinery*’. 9(1), 49-61.
- [20] **John S. Anagnostopoulos .**, 2009. A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers. *Computers & Fluids* 38, 284-289.
- [21] **CUI Baoling, Z.H U Zuchao, HANG Jianci, CHEN Ying .**, 2006. The Flow Simulation and Experimental Study of Low-Specific-Speed High-speed Complex Centrifugal Impellers. *Chinese J. Chern. Eng.*, 14 (4) 435-441.
- [22] **M. H. Shojae Fard and F.A. Boyaghchi .**, 2007. Studies on the Influence of Various Blade Outlet Angles in a Centrifugal Pump when Handling Viscous Fluids. *American Journal of Applied Sciences* 4 (9): 718-724.

Références Bibliographiques

- [23] **E.C. Bacharoudis, A.E. Filios, M.D. Mentzos and D.P. Margaritis .**, 2008. Parametric Study of a Centrifugai Pump Impeller by V arying the Outlet Blade Angle. The Open Mechanical Engineering Journal, 2, 75-83.
- [24] **M. H. ShojaeeFard, F. A. Boyaghchi and M. B. Ehghaghi .**, 2006. Experimental Study and Three-Dimensional Numerical Flow Simulation in a Centrifugai Pump wh en Handling Viscous Fluids. IUST International Journal of Engineering Science, Vol. 17, No.3-4, 53-60.
- [25] **Mustafa Gôlcü, Yasar Paucar.,** September 2005. Investigation of performauce characteristics in a pump impeller with low blade discharge augle. World Pumps, Volume 2005, Issue 468,Pages 32-40.
- [26] **J. Gonzalez, J. Fern, andez-Francos, E. Blauco, aud C. Santolaria-Morros .**, 2002. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump. Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, vol. 124, no. 2, pp.348-35.
- [27] **Miguel asuaje.,** 2003. Methodology and optimisation in the design and analysis of turbomachinery performance with incompressible fluid. Doctorate thesis: ENSAM-Paris.
- [28] **Rabeh Haoui,** 2009. Turbomachines hydrauliques et thermiques. Edition Essabil.
- [29] **Jean Poulain,** 1996. Technique de l'ingénieur, traité de génie mécanique: pompes roto-dynamiques. Problèmes mécaniques particuliers.
- [30] **Lemasson G.,** 1982. Les machines transformatatrices d'énergie. Tome 2, Delagrave.
- [31] **Meiczylaw S.,** 1985. Pompy, Edition Warszawa.
- [32] **Noguera R.,** 1987. Contribution à la maîtrise du dimensionnement des turbomachines axiales. Etude des débits partiels et de la cavitation. Th. d'Etat. Paris-VI.
- [33] **Lewis R. I.,** Turbomachinery Performance Analysis, ARNOLD, Great Britain,1996.
- [34] **Enganda A.,** 1998. Eray historical development of the centrifugal impeller. International Gas et Turbine & Aeroengine& exhibition.jun 2-5 Stockholm Sweden.
- [35] **Wislicenus G. F.,** 1965. Fluid Mechanics of Turbomachinery, Dover, New York.
- [36] **Moisés Salvador SOLIS COAGUILA,** 2011. Fluctuations de pression dans les pompes centrifuges. Thèse de doctorat. Institut des sciences et technologie, Parie.
- [37] **Nicolas la Roche-Carrier,** 2014. Développement d'un outil améliorant la conception et les performances des pompes centrifuges multi-étages. Université Québec en ABITIBI-TÉMISCAMINGUE.

Références Bibliographiques

- [38] **Adam T. Troskolanski**, 1977. Les turbopompes (théorie, tracé, construction). Édition EYROLES 61, boulevard Saint- Germain, 75005 Paris.
- [39] **Allali Ahmed**, 2011. Etude de l'écoulement sanguin dans une fistule artério- Veineuse. Mémoire de Magiter, université SBA.
- [40] **Daniel Choi LMNO**, 2010. Méthode des éléments-finis par l'exemple. Groupe Mécanique Modélisation Mathématique et Numérique. Université de Caen, Bld Maréchal Juin, 14032 Caen Cedex, France.
- [41] **Hervé Oudin**, 2008. Méthode des éléments finis. ECN, Centrale Nantes.
- [42] **L. PENAZZI**, 1999. Calcul de structures présentation de la méthode des éléments finis. Premiers pas d'un utilisateur ABAQUS.