

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ SAAD DAHLEB BLIDA 1



INSTITUT D'AERONAUTIQUE ET DES ETUDES SPATIALES

Département Construction Aéronautique

Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en

Aéronautique

Spécialité : Structures Aéronautiques

Thème

***Simulation fluide structure pour un calcul statique dans
un compresseur centrifuge***

Présenté par :

BAHI Abd el adim

AMZIANE Khalil

Dirigé par :

Mr. LAZEEB Sebaa

Mr. BEKHTI Ahmed

IAES

2023 - 2024

REMERCIEMENTS

*Avant tout nous remercions **ALLAH** tout-puissant pour nous avoir donné la santé, la volonté, le courage pour accomplir ce présent travail.*

Nous exprimons nos sincères remerciements et reconnaissances à nos enseignants LAZEEB Sebaa et M. BEKHTI Ahmed qui nous ont soutenu et merveilleusement encadré.

Que tout ce qui, de près ou de loin, ont contribué à notre formation, trouvent ici notre gratitude et nos remerciements.

*Merci aux parents et toute la famille et aux amis qui nous ont toujours soutenu,
Merci à toutes et à tous.*

Dédicaces

*Ce projet fin d'étude est dédié à mes chers parents, ma mère et mon père
source de tendresse et noblesse et d'affection*

*Ils m'ont toujours poussé et motivé dans mes études sans eux, je n'aurais
Certainement pas fait d'études longues*

*Ce projet fin d'étude représente donc l'aboutissement du soutien et des
Encouragements qu'ils m'ont prodigués tout au long de ma scolarité, qu'ils
en soient remerciés par cette trop modeste dédicace, Puisse Dieu, le tout
puissant, vous préserver et vous accorder santé, longue vie et bonheur.*

*C'est un moment de plaisir de dédier cet œuvre, à mes frères et ma sœur,
en signe d'amour, de reconnaissance et de gratitude pour le dévouement
et les sacrifices dont vous avez fait toujours preuve à mon égard et à tous
les membres de nos familles.*

*A mes amis et mes camarades qui m'ont vraiment aidé à tout qui
compulse ce modeste travail.*

*Et finalement à mon binôme KHALIL et à toute sa famille, à toutes les
personnes que j'aime et qui m'aiment*

A moi-même

ABD EL ADIM

Dédicaces

*Je dédie cet humble travail avec grand amour, sincérité et fierté
À ma très chère mère, « Tu m'as donné la vie, la tendresse et le
courage pour réussir. Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer
l'amour et la reconnaissance que je te porte.*

*En Témoignage, je t'offre ce modeste travail pour te remercier pour
tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours entourée ».*

*À mon cher père, « L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la
personne la plus digne de mon estime et de mon respect ».*

*À mes frères et sœurs. Merci d'être toujours là dans les moments de joie, de
tristesse et de folie. Que dieu vous protègent et vous gardent pour moi.*

*À mes tantes, mes oncles, et tous les membres de ma famille pour leurs
sacrifices, leurs encouragements et pour leur soutien matériel et moral
tout au long de mon projet.*

*À mes ami(e)s sans exception qui comptent vraiment pour moi qui n'ont
cessé de m'aider et de me conseiller pour accomplir mon travail.*

*À mon cher binôme ABD EL ADIM, qui a partagé avec moi tout ce
travail, trois années d'études, une complicité unique, la galère, folie et
réussites. Ainsi que toute sa famille.*

Et enfin, à tous ceux qui m'ont aidé de prêt ou de loin.

A Moi-Même

KHALIL

ABSTRACT

The use of computational fluid dynamics (CFD) has become essential in the design of centrifugal compressors, offering the ability to predict key performance metrics such as pressure ratio and efficiency with a reasonable degree of accuracy.

However, accurately predicting the detailed flow behavior within compressors remains a considerable challenge, largely due to the complexity of selecting an appropriate turbulence model.

In the iterative design and optimization process, the need for reliable and numerically stable turbulence models that deliver precise results in a short timeframe is increasingly critical.

This study focuses on the fluid-structure interaction (FSI) within a centrifugal compressor, exploring the complex interplay between aerodynamic forces and structural deformations under compressible flow conditions. The objective is to evaluate how structural deflections affect the compressor's performance and reliability, particularly in terms of blade deformation and stress distribution. Using ANSYS CFX for the CFD simulations and ANSYS Mechanical for structural analysis, we implemented a two-way coupling approach to model both the fluid and structural responses in a coupled simulation environment. By examining the flow characteristics alongside the induced structural stresses.

Key words : centrifugal compressor ; Fluid-Structure Interaction (FSI) ; turbulence ; simulation ; steady state ; Structural analysis ; compressible .

Résumé

L'utilisation de la dynamique des fluides numérique (CFD) est devenue indispensable dans la conception des compresseurs centrifuges, permettant de prédire avec précision les paramètres de performance globaux tels que le rapport de pression et le rendement.

Cependant, la prédiction précise des écoulements internes reste un défi majeur, principalement en raison de la complexité du choix d'un modèle de turbulence approprié.

Dans le processus itératif de conception et d'optimisation, il devient essentiel de disposer de modèles de turbulence fiables et numériquement stables, capables de fournir des résultats précis dans des délais réduits.

Cette étude se concentre sur l'interaction fluide-structure (IFS) au sein d'un compresseur centrifuge, en explorant l'interaction complexe entre les forces aérodynamiques et les déformations structurelles dans des conditions d'écoulement compressible. L'objectif est d'évaluer comment les déformations structurelles influencent la performance et la fiabilité du compresseur, notamment en termes de déformation des pales et de distribution des contraintes. En utilisant ANSYS CFX pour les simulations CFD et ANSYS Mechanical pour l'analyse structurelle, nous avons mis en œuvre une approche de couplage bidirectionnel afin de modéliser à la fois les réponses fluides et structurelles dans un environnement de simulation couplée. En examinant les caractéristiques de l'écoulement ainsi que les contraintes structurelles induites.

Mots clés : compresseur centrifuge ; Interaction fluide-structure (IFS) ; turbulence ; simulation ; régime stationnaire ; Analyse structurelle ; compressible.

ملخص

أصبح استخدام ديناميكيات الموائع الحسابية (CFD) أداة لا غنى عنها في تصميم الضواغط الطاردة المركزية، حيث يتيح التنبؤ بمعايير الأداء الرئيسية مثل نسبة الضغط والكفاءة بدقة معقولة.

ومع ذلك، لا يزال التنبؤ الدقيق بسلوك التدفق داخل الضواغط يشكل تحديًا كبيرًا، ويرجع ذلك بشكل أساسي إلى تعقيد اختيار نموذج اضطراب مناسب.

في عملية التصميم والتحسين التكرارية، تزداد الحاجة إلى نماذج اضطراب موثوقة ومستقرة عدديًا توفر نتائج دقيقة في وقت قصير.

تركز هذه الدراسة على التفاعل بين الموائع والهياكل (FSI) داخل ضاغط طرد مركزي، من خلال استكشاف التفاعل المعقد بين القوى الديناميكية الهوائية والتشوهات الهيكلية تحت ظروف تدفق قابل للانضغاط. الهدف هو تقييم تأثير التشوهات الهيكلية على أداء الضاغط وموثوقيته، وخاصة من حيث تشوه الشفرات وتوزيع الإجهادات باستخدام برنامج ANSYS CFX لمحاكاة الموائع وبرنامج ANSYS Mechanical للتحليل الهيكلي، قمنا بتطبيق نهج الربط ثنائي الاتجاه لنمذجة الاستجابات المتبادلة بين السائل والهيكلي في بيئة محاكاة متكاملة من خلال دراسة خصائص التدفق والإجهادات الهيكلية الناتجة.

الكلمات المفتاحية: ضاغط طرد مركزي؛ تفاعل السوائل والهياكل (FSI)؛ الاضطراب؛ المحاكاة؛ الحالة المستقرة؛ التحليل الهيكلي؛ قابل للانضغاط.

Table des Matières

REMERCIEMENTS	1
<i>Dédicaces</i>	2
ABSTRACT	4
<i>Résumé</i>	5
ملخص 6	
<i>Table des Matières</i>	7
<i>Listes des figures</i>	11
<i>Liste des tables</i>	14
<i>Introduction Générale</i>	15
ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE	17
I. CHAPITRE I :Introduction à l'interaction fluide-structure et Théorie des turbocompresseurs	21
I .1. L'interaction fluide-structure (IFS)	22
I .1.1 Introduction.....	22
I .1.2. Interaction fluide-structure Computationnel	22
I.1.4. Interaction fluide-structure (IFS) dans ANSYS.....	24
I.1.5. Applications de l'interaction fluide-structure	24
I.1.6. MÉTHODOLOGIE	26
I.2. Généralités sur les turbomachines :.....	30
I.2.1. Introduction.....	30
I.2.2. Turbomachine	30
I.2.3. Classification des turbomachines.....	31
I.2.4. Constitution des turbomachines	34
I.2.5. Fonctionnement et domaine d'application des turbomachines	34
I.2.6. Principes de base utilisés dans l'étude des turbomachines	35
I.2.7. Avantages et inconvénients.....	35
I.3. Compresseur	36
I.3.1. Objectif de la compression.....	36
I.3.2. Caractéristiques et différents types de compresseurs et leurs critères de classification.....	36
I .4. COMPRESSEUR CENTRIFUGE	38
I .4.1. Compresseur centrifuge	39
I .4.2. FONCTIONNEMENT DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE.....	39
I. 4.2.1. Principaux éléments d'un compresseur centrifuge.....	39
I. 4.2.2. Description générale du compresseur centrifuge.....	40

I 4.2.2.2. Principe de fonctionnement.....	41
I 4.2.3. Description d'un étage d'un compresseur centrifuge.....	42
I 4.2.3. 1.Canal d'aspiration	43
I 4.2.3. 2.Le rotor (roue)	44
I 4.2.3. 3.Types de l'aube d'un rotor du compresseur centrifuge	45
I 4.2.3.4. Récupérateur	46
I 4.2.3. 5.Triangle des vitesses d'UN étage du compresseur	49
II. CHAPITRE II :Modèle mathématique	51
II .1. Introduction.....	52
II .2. Équations gouvernantes du modèle CFD.....	52
II .3. Modélisation des écoulements turbulents	56
II .3.1. Simulation numérique directe (DNS)	57
II .3.2. Simulation des grandes structures (LES).....	57
II .3.3. Approche statistique RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)	57
II .3.4. Modèles à deux équations.....	62
II .4. Modèle mathématique de la structure.....	64
IV.4. 1.Hypothèses pour l'étude statique	64
IV.4. 2. Équations de la mécanique des milieux continus	64
II .4.3. Relations contrainte-déformation (Loi de Hooke généralisée pour les matériaux isotropes)	65
IV.4. 4. Relations déformation-déplacement.....	65
IV.4. 5. Équations d'éléments finis (FEM) pour la matrice de rigidité [K]	66
IV.4. 6. Énergie de déformation	67
III. CHAPITRE III :Présentation de logiciel et Simulation numérique.....	68
III.1. Introduction	69
III.2. Présentation du logiciel ANSYS-CFX 23	69
III.3. Applications d'ANSYS CFX 23	70
III.4. Étude des différentes parties de la turbomachine à l'aide du logiciel CFX-23.....	70
III.4.1. Description	72
III.4.2. Données techniques.....	73
III.5. Lancement du programme Ansys Workbench 23R2 et création d'un projet	74
III.5.1. Partie Aérodynamique	77
III.5.1.1. ANASYS CFX –BladeGen V-23	77
III.5.1.2. ANSYS CFX –Turbo Grid V-23	82
III.5.1.2.1. Définition de machine	83
III.5.1.2.2. Insertion des géométries des composantes du compresseur	84

III.5.1.2.3. Topologie de maillage	86
III.5.1.2.4. Statistique de maillage.....	89
III.5.1.3.ANSYS CFX	92
III.5.1.3.1.Le module Pré-Traitement (CFX –Pré-Processor) :	93
III.5.1.3.3. Le Module (Solver)	97
III.5.2. Partie Structure	99
III.5.2. 1.La méthode des éléments finis (FEM - Finite Element Method)	99
III.5.2. 1.2. Rôles des éléments finis dans ANSYS :	99
III.5.2. 1.3. Importance des éléments finis :	99
III.5.2.2. Étapes de préparation et d'analyse d'une aube avec la méthode des éléments finis dans ANSYS	100
III.5.2.2.1. Importer la géométrie dans ANSYS.....	100
III.5.2.2.2. Sélectionner les matériaux à partir de la bibliothèque.....	100
III.5.2.2.3. Définir les propriétés mécaniques et physiques du matériau.....	101
III.5.2.2.4. Affecter le matériau au modèle	102
III.5.2.2.5. Configurer l'analyse structurelle statique	102
III.5.2.2.6. Définir les charges et les conditions limites	103
III.5.2.2.7. Exécuter l'analyse et obtenir les résultats	104
IV. CHAPITRE IV :Résultats et discussions	105
IV.1. Introduction	106
IV. 2. Validation de résultats et sensibilité de maillage	106
IV.3. Validation de Y+	107
IV.4. Plan méridien	110
IV.4.1. Pressions statiques.....	110
IV.4.2. Pression totale	111
IV.4.3. Variation de pression totale (Pt) et statique (P) dans la roue du compresseur	112
IV.4.4. Distribution de la Pression à Différentes Portées	112
IV.4.5. Variation de Température statique (T) et total (Tt).....	113
IV.4.6. Nombre de Mach.....	114
IV.4.7. Variation de nombre de Mach relative (M rel) et absolue (M abs)	115
IV.4.8. Vitesse (Velocity).....	115
IV.4.9. Variation de vitesse Cm	116
IV. 5. Plan aube-à-aube	116
IV.5.1. Variation du Nombre relatif de Mach (M)	116
IV.5.2. Variation du l'entropie (S)	118
IV.5.3. Statique l'entropie	120

IV.6. Plan orthogonal.....	121
IV.6.1. Pressions statiques.....	121
IV.6.2. Nombre de Mach.....	122
IV.6.3. La Variation de nombre de Mach absolue (M abs).....	122
IV.6.4. La variation d'entropie dans le plan orthogonal.....	123
IV.6.5. Energie cinétique de turbulence.....	124
IV.6.6. La Force.....	124
IV.7. Le déplacement total.....	125
IV.8. La déformation élastique équivalente.....	126
IV.9. La Déformation élastique principale maximale.....	127
IV.10. Le déplacement directionnel.....	128
IV.11. La Déformation élastique principale intermédiaire.....	129
IV.12. La Déformation élastique principale minimale.....	130
IV.13. La Déformation élastique maximale de cisaillement.....	131
IV.14. La Déformation élastique de cisaillement (composante XY).....	131
IV.15. La contrainte principale maximale.....	132
IV.16. La contrainte principale minimale.....	133
IV.17. L'énergie de déformation.....	134
Conclusion Générale.....	136
Références bibliographiques.....	138

Listes des figures

FIGURE I.1. MÉTHODE D'APPROCHE 1	27
FIGURE I.2. ANALYSE STRUCTURALE	28
FIGURE I.3. ANALYSE DE LA DYNAMIQUE DES FLUIDES	29
FIGURE I.4. MÉTHODE DE COUPLAGE POUR L'INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE	29
FIGURE I.5. AXIAL TURBOMACHINE IMPELLER	31
FIGURE I.6. RADIAL, CENTRIFUGAL, AND CENTRIPETAL IMPELLERS	32
FIGURE I.7. MIXED FLOW IMPELLERS	32
FIGURE I.8. CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES.....	33
FIGURE I.9. CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES.....	38
FIGURE I.10. COMPRESSEUR CENTRIFUGE	40
FIGURE I.11. COMPRESSEUR CENTRIFUGE	41
FIGURE I.12. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	42
FIGURE I.13. VUE LATÉRALE DE LA ROUE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE.....	43
FIGURE I.14. ASPIRATION DU GAZ D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE	44
FIGURE I.15. FORMES GÉOMÉTRIQUES DE COMPRESSEURS CENTRIFUGES.....	44
FIGURE I.16. AUBES INCLINÉES EN AVANT	45
FIGURE I.17. AUBES RADIALES	45
FIGURE I.18. AUBES INCLINÉES EN ARRIÈRE.....	46
FIGURE I.19. DIFFUSEUR RADIAL D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE	47
FIGURE I.20. LES DIFFUSEURS TANGENTIELS.....	48
FIGURE I.21. LES DIFFUSEURS SPIRAUX.....	48
FIGURE I.22. LA VOLUTE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE.....	49
FIGURE I.23. ÉTAGE D'UN COMPRESSEUR 1	50
FIGURE I.24. TRIANGLE DES VITESSES À LA SORTIE DE LA ROUE DU COMPRESSEUR.....	50
FIGURE III.1. LES DIFFÉRENTS MODULES DANS CFX .23.	71
FIGURE III.2. ÉTAGE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE - PAROI FRONTALE ENLEVÉE. [1].....	72
FIGURE III.3. LA GÉOMÉTRIE DE L'IMPULSEUR.....	73
FIGURE III.4. FENÊTRE DU PROGRAMME ANSYS WORKBENCH.	74
FIGURE III.5. DIAGRAMME MNÉMONIQUE DANS ANSYS WORKBENCH.	75
FIGURE III.6. LA PRÉSENTATION DES ÉTAPES POUR LA CONCEPTION D'UNE ROUE PAR BLADGEN V-23.....	78
FIGURE III.7. LA PRÉSENTATION DE PLAN MÉRIDIENNE DE LA ROUE COMPRESSEUR CENTRIFUGE.	79
FIGURE III.8. L'ÉPAISSEUR DE L'AUBE EN FONCTION DE LA DISTANCE MÉRIDIENNE.....	81
FIGURE III.9. LA ROUE COMPRESSEUR CENTRIFUGE.....	82
FIGURE III.10. DÉTAILS DE MACHINE.....	83
FIGURE III.11. VUE 3D	84
FIGURE III.12. DÉTAILS DE MAILLAGE.	85
FIGURE III.13. DÉTAILS DE MAILLAGE.	86
FIGURE III.14. DÉTAILS DE TOPOLOGIE	86
FIGURE III.15. VUE 2D DE LA TOPOLOGIE DE MAILLAGE.	87
FIGURE III.16. PRÉSENTATION DE TOPOLOGIE DE MAILLAGE.....	88
FIGURE III.17. PALE INDIVIDUELLE DANS UN VUE 3 D	89

FIGURE III.18. TABLE DES SIX CONDITIONS REQUISES.	90
FIGURE III.19. SCHÉMA DE SIMULATION.	92
FIGURE III.20. PARAMÈTRE TURBO MODE.....	94
FIGURE III.21. DÉCLARATION DU JEU.	94
FIGURE III.22. DÉFINITION PHYSIQUE.....	95
FIGURE III.23. VUE DU MODÈLE DANS LE PROGRAMME ANSYS CFX – PRE APRÈS AVOIR TERMINÉ LE TRAVAIL AVEC LE MODÈLE TURBO.	96
FIGURE III.24. RÉGLAGE DES PARAMÈTRES DU SOLVEUR.....	97
FIGURE III.25. VUE DE LA FENÊTRE DU PROGRAMME ANSYS CFX SOLVER PENDANT LE PROCESSUS DE SOLUTION.	98
FIGURE III.26. MONTRE LA FORME GÉOMÉTRIQUE 3D DE L'AUBE À ANALYSER.	100
FIGURE III.27. AFFICHAGE DE LA BIBLIOTHÈQUE DE MATÉRIAUX DISPONIBLES, AVEC LE MATÉRIAU SÉLECTIONNÉ POUR L'ANALYSE	101
FIGURE III.28. MONTRE UN TABLEAU DES PROPRIÉTÉS PHYSIQUES ET MÉCANIQUES DE L'ALLIAGE DE TITANE SÉLECTIONNÉ.	101
FIGURE III.29. AFFICHE L'INTERFACE OÙ LE MATÉRIAU (ALLIAGE DE TITANE) EST ASSIGNÉ À LA GÉOMÉTRIE DE L'AUBE.....	102
FIGURE III.30. MONTRE LES PARAMÈTRES DE L'ANALYSE STATIQUE, Y COMPRIS LA TEMPÉRATURE AMBIANTE ET LE TYPE D'ANALYSE STRUCTURELLE.	103
FIGURE III.31. AFFICHE LES CHARGES ET CONTRAINTES APPLIQUÉES AU MODÈLE, Y COMPRIS LES RÉSUMÉS RELATIFS À LA CHARGE TRANSFÉRÉE ET À LA TEMPÉRATURE.....	103
FIGURE III.32. MONTRE LES RÉSULTATS DE L'ANALYSE, Y COMPRIS L'IMPACT DES CHARGES SUR LE MODÈLE AVEC L'AFFICHAGE DES DÉFORMATIONS.....	104
FIGURE IV.1. PRÉSENTE L'EFFET DU MAILLAGE SUR LA VARIATION DU RAPPORT DE PRESSION EN FONCTION DU DÉBIT CORRIGÉ.	107
FIGURE IV.2. DISTRIBUTION DE CHAMP Y+ SUR LA SURFACE DE MOYEU.....	108
FIGURE IV.3. DISTRIBUTION DE Y+ SUR LA SURFACE DE CARTER.	109
FIGURE IV.4. DISTRIBUTION DE CHAMP DE Y + SUR LES AUBES DE COMPRESSEUR.....	109
FIGURE IV.5. DISTRIBUTION DE LA PRESSION STATIQUE DANS LE PLAN MÉRIDIEN.	110
FIGURE IV.6. DISTRIBUTION DE LA PRESSION TOTALE DANS LE PLAN MÉRIDIEN.	111
FIGURE IV.7. COURBE DE VARIATION DE PRESSION TOTALE ET STATIQUE DANS LA ROUE DU COMPRESSEUR.....	112
FIGURE IV.8. DISTRIBUTION DE LA PRESSION À DIFFÉRENTES PORTÉES.....	113
FIGURE IV.9. COURBE DE VARIATION DE TEMPÉRATURE TOTALE ET STATIQUE DANS LA ROUE DU COMPRESSEUR.....	114
FIGURE IV.10. DISTRIBUTION DE NOMBRE DE MACH DANS LE PLAN MÉRIDIEN.....	114
FIGURE IV.11. COURBE DE VARIATION DE NOMBRE DE MACH RELATIVE ET ABSOLUE DANS LA ROUE DU COMPRESSEUR.	115
FIGURE IV.12. DISTRIBUTION DES VITESSES DES PARTICULES DANS LE PLAN MÉRIDIEN.	115
FIGURE IV.13. COURBE DE VARIATION DE VITESSE C _M	116
FIGURE IV.14. LA VARIATION DE NOMBRE RELATIF DE MACH PAR RAPPORT AU PLAN À 20% DE LA HAUTEUR DE L'AUBE.....	117
FIGURE IV.15. LA VARIATION DE NOMBRE RELATIF DE MACH PAR RAPPORT AU PLAN À 50% DE LA HAUTEUR DE L'AUBE.....	117
FIGURE IV.16. LA VARIATION DE NOMBRE RELATIF DE MACH PAR RAPPORT AU PLAN À 80% DE LA HAUTEUR DE L'AUBE.	118

FIGURE IV.17. LA VARIATION DE L'ENTROPIE (S) PAR RAPPORT AU PLAN À 20% DE LA HAUTEUR DE L'AUBE.....	119
FIGURE IV.18. LA VARIATION DE L'ENTROPIE (S) PAR RAPPORT AU PLAN À 50% DE LA HAUTEUR DE L'AUBE.....	119
FIGURE IV.19. LA VARIATION DE L'ENTROPIE (S) PAR RAPPORT AU PLAN À 80% DE LA HAUTEUR DE L'AUBE.....	120
FIGURE IV.20. L'ENTROPIE STATIQUE EN FONCTION DE LA POSITION LONGITUDINALE.....	120
FIGURE IV.21. LE CHAMP DE PRESSION STATIQUE DANS DES PLANS ORTHOGONAUX.....	121
FIGURE IV.22. LA DISTRIBUTION DU NOMBRE DE MACH SUR UNE AUBE DANS LE PLAN ORTHOGONAL.....	122
FIGURE IV.23. GRAPHIQUE SPANWISE DU NOMBRE DE MACH ABSOLU AU BORD DE FUITE DANS LE PLAN ORTHOGONAL.	123
FIGURE IV.24. LA VARIATION D'ENTROPIE DANS LE PLAN ORTHOGONAL À LA SORTIE DE LA ROUE	123
FIGURE IV.25. ÉNERGIE CINÉTIQUE DE TURBULENCE SUR UNE AUBE DANS LE PLAN ORTHOGONAL.....	124
FIGURE IV.26. LA DISTRIBUTION DES FORCES AGISSANT SUR UNE AUBE DANS LE PLAN ORTHOGONAL.....	125
FIGURE IV.27. DÉPLACEMENT TOTAL SUR UNE AUBE EN 3D.....	125
FIGURE IV.28. DÉFORMATION ÉLASTIQUE ÉQUIVALENTE SUR UNE AUBE EN 3D.	126
FIGURE IV.29. DÉFORMATION ÉLASTIQUE PRINCIPALE MAXIMALE SUR UNE AUBE EN 3D.....	127
FIGURE IV.30. DÉPLACEMENT DIRECTIONNEL SELON L'AXE X D'UNE AUBE EN 3D.	128
FIGURE IV.31. DÉFORMATION ÉLASTIQUE PRINCIPALE INTERMÉDIAIRE SUR UNE AUBE EN 3D.	129
FIGURE IV.32. DÉFORMATION ÉLASTIQUE PRINCIPALE MINIMALE SUR UNE AUBE EN 3D.....	130
FIGURE IV.33. DÉFORMATION ÉLASTIQUE MAXIMALE DE CISAILLEMENT SUR UNE AUBE EN 3D.	131
FIGURE IV.34. DÉFORMATION ÉLASTIQUE DE CISAILLEMENT (COMPOSANTE XY) SUR UNE AUBE EN 3D.....	132
FIGURE IV.35. CONTRAINTE PRINCIPALE MAXIMALE SUR UNE AUBE EN 3D.....	133
FIGURE IV.36. CONTRAINTE PRINCIPALE MINIMALE SUR UNE AUBE EN 3D.....	134
FIGURE IV.37. DISTRIBUTION DE L'ÉNERGIE DE DÉFORMATION SUR UNE AUBE EN 3D.....	135

Liste des tables

TABLE III.1. LES DONNÉES TECHNIQUES	73
TABLE III.2. TABLE DE « ORTHOGONAL QUALITÉ MESH METRICS SPECTRUM ».....	90
TABLE IV.1. CAS DE MAILLAGES.	106

Introduction Générale

L'interaction fluide-structure (FSI) dans un compresseur centrifuge est une analyse complexe des interactions mutuelles entre le fluide en mouvement (gaz ou liquide) et les composants solides du compresseur, comme les aubes et le rotor. Ces interactions sont fondamentales car elles affectent de nombreux aspects de la performance et de la durabilité du compresseur. Par exemple, les forces aérodynamiques exercées par le fluide en mouvement peuvent provoquer des déformations des aubes, modifiant ainsi la dynamique de l'écoulement et influençant l'efficacité globale de la machine. En outre, ces forces peuvent induire des vibrations et des contraintes mécaniques dans les composants structurels, ce qui peut conduire à des phénomènes comme le flutter (instabilité vibratoire) ou la résonance, augmentant les risques de défaillance.

Pour analyser ces interactions de manière précise, les ingénieurs utilisent des techniques de simulation avancées. La mécanique des fluides numérique (CFD) permet de modéliser le comportement du fluide, tandis que l'analyse par éléments finis (FEA) est utilisée pour évaluer les réponses structurelles des composants sous les charges dynamiques. Ces simulations couplées permettent de prédire comment les structures du compresseur vont se comporter sous l'influence des forces générées par le fluide.

Les défis de l'analyse FSI incluent la nécessité de gérer des modèles complexes et de réaliser des calculs intensifs, car la précision de ces simulations est cruciale pour capturer les interactions détaillées entre le fluide et la structure. La gestion des conditions limites, telles que les vitesses de rotation élevées et les variations de pression et de température, ajoute à la complexité de ces simulations.

Malgré ces défis, les avancées en matière de puissance de calcul, les méthodes de réduction de modèle et l'intégration de l'intelligence artificielle améliorent continuellement la précision et l'efficacité des analyses FSI. Ces technologies permettent non seulement de mieux comprendre les interactions dynamiques dans les compresseurs centrifuges, mais aussi de concevoir des machines plus robustes, efficaces et fiables, répondant aux exigences croissantes des industries aéronautique, énergétique et manufacturière.

Pour l'accomplissement de cette étude, les étapes successives suivantes ont été suivies :

Chapitre I : Introduction à l'interaction fluide-structure.

Le premier chapitre présente quelques initiations sur l'interaction fluide-structure, domaines d'applications, son importance dans le domaine aéronautique, Théorie des Turbomachines dans le compresseur centrifuge.

Chapitre II : Ce chapitre aborde les équations mathématiques qui régissent l'écoulement des fluides compressibles et les interactions avec la structure du compresseur. Nous y décrivons les équations gouvernantes utilisées en dynamique des fluides numérique (CFD) ainsi que les différents modèles de turbulence adoptés pour capturer les phénomènes d'écoulement. De plus, nous présentons le modèle mathématique de la structure, basé sur l'élasticité linéaire, ainsi que le couplage entre la partie fluide et la partie structurelle, permettant de mieux comprendre les interactions fluide-structure (IFS).

Chapitre III : Dans ce chapitre, nous décrivons les outils logiciels utilisés pour modéliser l'interaction fluide-structure dans un compresseur centrifuge. La simulation est réalisée à l'aide d'ANSYS CFX pour l'analyse fluide, et d'ANSYS Mechanical pour l'analyse structurelle. Les différentes étapes de la simulation numérique, de la création du maillage à la configuration des paramètres de simulation, sont détaillées pour illustrer comment les résultats sont obtenus à partir de cette modélisation couplée.

Chapitre IV : Ce chapitre présente les résultats des simulations effectuées et discute de leur validité par rapport aux données théoriques et expérimentales. Nous y analysons la sensibilité des résultats au maillage, la distribution des pressions, des températures, ainsi que le comportement des aubes sous les contraintes mécaniques. Ces résultats nous permettent d'évaluer les performances du compresseur et d'apporter des recommandations pour optimiser la conception en tenant compte des interactions entre le fluide et la structure.

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

Les compresseurs centrifuges sont largement utilisés dans divers secteurs industriels, tels que l'aérospatiale, la production d'énergie et la pétrochimie. Leur rôle est de comprimer les fluides, qu'il s'agisse de gaz ou de liquides, pour augmenter leur pression et leur densité. Dans ces machines, les interactions complexes entre les composants solides (rotors, stators, aubes) et les fluides (air, gaz, etc.) constituent des aspects cruciaux pour la performance, la durabilité et la stabilité.

L'étude des interactions fluide-structure (FSI - Fluid-Structure Interaction) est essentielle pour comprendre les phénomènes dynamiques qui peuvent affecter la durée de vie des composants, la stabilité vibratoire, et les performances globales du compresseur. Ce domaine recouvre plusieurs sous-thèmes, tels que les phénomènes d'aéroélasticité, les vibrations induites par les fluides, et les instabilités de flottement des aubes.

Dumont, F., et al. (2020). Numerical Investigation of Aeroelasticity in a Centrifugal Compressor. Journal of Turbomachinery.

Cet article explore en détail les phénomènes d'aéroélasticité dans les compresseurs centrifuges en se concentrant sur les mécanismes à l'origine des instabilités vibratoires, telles que le flutter. Les auteurs ont utilisé des simulations numériques couplées (CFD-FEM) pour analyser les interactions entre l'écoulement du fluide et les aubes du compresseur sous différentes conditions de charge. L'étude démontre que certaines fréquences de vibration propres des aubes peuvent entrer en résonance avec les fluctuations aérodynamiques, provoquant une amplification des vibrations. Les résultats de cette recherche fournissent des indications importantes pour la conception d'aubes plus résistantes aux phénomènes de résonance et de flutter, tout en améliorant la performance globale des compresseurs.

Srinivasan, K., & Hall, S. (2018). Fluid-Structure Interaction in Compressors: Mechanisms and Modeling Approaches. International Journal of Rotating Machinery.

Cet article fournit une vue d'ensemble des mécanismes fondamentaux derrière l'interaction fluide-structure (FSI) dans les compresseurs centrifuges et axiaux. Les auteurs décrivent les différentes approches de modélisation pour capturer ces interactions, notamment les modèles linéaires et non linéaires, ainsi que l'utilisation de la méthode des éléments finis (FEM) et des simulations de dynamique des fluides computationnelle (CFD). L'étude souligne l'importance du couplage bidirectionnel entre les forces aérodynamiques et les déformations

structurelles pour une prédiction précise des instabilités vibratoires. Les auteurs passent également en revue plusieurs études expérimentales qui ont validé les modèles numériques proposés.

Dixon, S., & Hall, C. (2014). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Butterworth-Heinemann.

Ce manuel est une référence incontournable pour les ingénieurs et chercheurs travaillant sur les turbomachines, y compris les compresseurs centrifuges. Les auteurs couvrent une large gamme de sujets relatifs à la mécanique des fluides et à la thermodynamique dans ces systèmes, en mettant l'accent sur la dynamique des écoulements internes, les transferts de chaleur et les pertes énergétiques. Une section du livre est dédiée aux interactions fluide-structure, expliquant comment les écoulements à grande vitesse autour des aubes peuvent générer des forces de traînée et des vibrations structurelles. Le livre offre des équations analytiques utiles pour prédire les comportements des compresseurs dans des conditions variées de charge et de régime de fonctionnement.

He, L., & Chen, X. (2016). Vibration Analysis in Compressors and Turbomachinery. ASME Conference Proceedings.

Dans cette étude, les auteurs se concentrent sur l'analyse des vibrations dans les compresseurs centrifuges et les turbomachines. Ils examinent les causes principales des vibrations, y compris les effets de l'interaction fluide-structure, les instabilités aéroélastiques et les résonances harmoniques. En utilisant des méthodes d'analyse modale et des simulations numériques, les auteurs identifient les modes de vibration les plus critiques dans les compresseurs et proposent des stratégies pour atténuer ces phénomènes. L'étude montre que les vibrations excessives, souvent induites par des interactions FSI mal comprises, peuvent entraîner des pannes matérielles importantes et des coûts de maintenance élevés, ce qui souligne la nécessité de mieux comprendre et maîtriser ces interactions.

Raj, V., & Behr, M. (2017). Coupled Fluid-Structure Interaction Simulations in Turbomachinery: Advances and Challenges. Journal of Fluids and Structures.

Cet article met en lumière les progrès récents et les défis dans les simulations d'interactions fluide-structure (FSI) pour les compresseurs et autres turbomachines. Les auteurs discutent des techniques numériques utilisées pour résoudre les équations couplées du fluide et de la structure, en particulier la méthode des volumes finis pour les fluides et la méthode des éléments finis pour les solides. Ils identifient également les principaux défis, tels que la

complexité des géométries et l'importance de la précision dans les conditions aux limites. En se basant sur des études de cas pratiques, ils démontrent comment les simulations FSI peuvent aider à prédire et à réduire les vibrations et les instabilités aéroélastiques, améliorant ainsi la fiabilité et l'efficacité des compresseurs.

Benedict, M., & Rao, S. (2019). Aeroelasticity and Fatigue Life Prediction in High-Speed Centrifugal Compressors. Aerospace Science and Technology.

Cet article se concentre sur l'étude de l'aéroélasticité et la prédiction de la durée de vie en fatigue dans les compresseurs centrifuges à haute vitesse. Les auteurs utilisent une approche FSI couplée pour analyser les interactions entre l'écoulement d'air à haute vitesse et les aubes du compresseur. Ils mettent en évidence les effets des déformations induites par les forces aérodynamiques sur la durée de vie des aubes, notamment la fatigue par vibrations cycliques. En combinant les résultats de simulations FSI avec des modèles de fatigue, les auteurs proposent des méthodes pour estimer de manière plus précise la durée de vie des aubes, en prenant en compte les conditions d'exploitation réelles, telles que les changements de charge et de température.

Mahmoudi, Y., & Patel, A. (2015). Influence of Structural Deformations on the Performance of Centrifugal Compressors. International Journal of Mechanical Sciences.

L'étude examine comment les déformations structurelles des aubes de compresseur, causées par les interactions FSI, influencent les performances des compresseurs centrifuges. En utilisant des simulations CFD et FEM couplées, les auteurs montrent que même de petites déformations peuvent avoir un impact significatif sur l'efficacité des compresseurs, notamment en augmentant les pertes énergétiques et en réduisant la pression de sortie. Ils discutent également de l'importance de prendre en compte les déformations non linéaires dans les conceptions d'aubes pour améliorer la robustesse et l'efficacité énergétique. Cette recherche fournit des bases solides pour le développement de nouvelles méthodes de conception, axées sur la minimisation des effets indésirables des interactions fluide-structure.

Li, Q., & Zhou, P. (2021). Experimental and Numerical Investigation of Fluid-Structure Interaction in Compressor Blades. Journal of Propulsion and Power.

Dans cet article, les auteurs présentent une étude expérimentale et numérique sur l'interaction fluide-structure (FSI) dans les aubes de compresseur. L'accent est mis sur l'analyse des forces aérodynamiques et des vibrations induites par le fluide sur les aubes. À l'aide de capteurs montés sur un banc d'essai de compresseur, les déformations réelles des aubes sous

diverses conditions d'écoulement ont été mesurées et comparées aux résultats des simulations FSI. L'étude conclut que les modèles numériques peuvent prédire avec précision les comportements vibratoires, mais nécessite une validation expérimentale pour ajuster certains paramètres, notamment les conditions limites et les coefficients de frottement. Ce travail souligne la complémentarité entre les simulations numériques et les essais expérimentaux dans le domaine FSI.

Fritz, D., & Spille-Kohoff, A. (2018). Computational Methods for Fluid-Structure Interaction in Rotating Machinery. Computers & Fluids.

Cet article est une revue des méthodes de calcul pour modéliser les interactions fluide-structure (FSI) dans les machines rotatives, en particulier les compresseurs centrifuges. Les auteurs passent en revue les différents algorithmes de couplage CFD-FEM utilisés pour capturer les effets FSI dans les turbomachines. Ils discutent des avantages et des inconvénients des approches partitionnées et monolithiques, en se concentrant sur leur application dans les compresseurs. Les auteurs soulignent que les méthodes monolithiques offrent généralement une meilleure précision, bien qu'elles soient plus coûteuses en termes de calculs. L'article propose également des améliorations pour accélérer les simulations, notamment en utilisant des techniques de réduction de modèle.

Wang, J., & Smith, R. (2020). Instability Mechanisms in Centrifugal Compressors: A Fluid-Structure Interaction Perspective. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.

Cet article examine les mécanismes d'instabilité dans les compresseurs centrifuges sous l'angle des interactions fluide-structure (FSI). Les auteurs mettent en avant les principales causes des instabilités, telles que les fluctuations de pression dans l'écoulement du fluide et leur interaction avec les modes de vibration des aubes. À l'aide d'une combinaison de simulations CFD et d'analyses modales, ils identifient les fréquences critiques de vibration et les régions du compresseur les plus sensibles aux instabilités. L'étude offre des recommandations pour améliorer la stabilité des compresseurs, en optimisant les géométries d'aube et en ajustant les conditions de fonctionnement pour éviter les régimes de résonance.

CHAPITRE I :Introduction à l'interaction fluide-structure et Théorie des turbocompresseurs

I.1. L'interaction fluide-structure (IFS)

I.1.1 Introduction

L'interaction fluide-structure (IFS) est un phénomène physique interdisciplinaire et multifacette qui se produit dans un système où l'écoulement du fluide impacte la déformation d'une structure solide, ce qui entraîne également des changements dans les conditions aux limites de l'écoulement du fluide. Un corps solide élastique en contact avec un fluide en mouvement est soumis à une pression due à l'écoulement, ce qui provoque une déformation de la structure. En raison de la structure déformée, l'écoulement initial est également affecté. Finalement, l'écoulement du fluide ainsi modifié exerce une autre pression sur la structure, et le processus se répète. Ce type d'interaction est appelé Interaction Fluide-Structure (IFS) [1].

Lors de telles interactions, les forces sur l'objet solide peuvent entraîner des déformations différentes. Ces déformations peuvent être très importantes ou très faibles et dépendent de la pression et de la vitesse de l'écoulement ainsi que des propriétés matérielles de la structure en question. L'IFS est d'une importance fondamentale et constitue un domaine de recherche majeur dans de nombreuses applications en ingénierie aérospatiale en raison de sa manifestation dans l'aéroélasticité, l'aérotherme élasticité et le transfert de chaleur [2], [3].

I.1.2. Interaction fluide-structure Computationnel

L'étude de l'interaction fluide-structure (IFS) est réalisée par diverses méthodes, et l'une des méthodes les plus courantes en ingénierie est la mécanique computationnelle. L'utilisation de simulations numériques peut réduire le temps et la main-d'œuvre nécessaires aux méthodes expérimentales pour évaluer un grand nombre d'alternatives de conception en fonction du problème. Une meilleure compréhension et une réalisation plus précise du problème et du concept peuvent être obtenues grâce aux méthodes computationnelles en raison de la grande quantité d'informations recueillies pendant le processus [4].

En particulier dans les cas d'IFS qui impliquent à la fois la mécanique des fluides et la mécanique des structures, les méthodes computationnelles utilisant à la fois la dynamique des fluides numérique (CFD) et la dynamique des structures numérique (CSD) présentent de

nombreux avantages pour l'étude par simulations numériques. Le CFD et le CSD sont les deux domaines de recherche les plus en vue dans les applications aérospatiales et, avec les avancées technologiques de la dernière décennie, ils ont atteint un niveau de maturité permettant de résoudre de grands problèmes industriels et académiques qui n'étaient pas envisageables auparavant. Avec la croissance technologique des dernières décennies, il est évident que les ordinateurs haute performance et divers algorithmes de couplage ont rendu l'étude de l'IFS par simulations numériques accessible et fiable. Il existe de nombreuses façons de résoudre les cas d'IFS avec diverses structures flexibles et des conditions d'écoulement adaptatives [5].

Il existe de nombreux solveurs pour réaliser de telles méthodes de couplage, et l'un de ces solveurs est ANSYS Workbench. Ce projet est basé sur la réalisation d'une méthode de couplage dans ce solveur. La solution de ces problèmes d'IFS couplés de manière dépendante est réalisée par couplage systématique, qui applique un couplage séquentiel implicite en employant une solution itérative entre les solveurs CFD et FEA. À chaque pas de temps de la solution d'IFS, il y a de nombreuses mises à jour de maillage et transferts de données entre les solveurs participants ainsi que de multiples itérations entre eux. La convergence pour le pas de temps n'est atteinte que lorsque les solveurs participants convergent individuellement[6].

I.1.3. Méthode de Couplage

Un système de couplage dans n'importe quel solveur relie un système de structure et d'écoulement de fluide pour résoudre l'IFS. Dans ANSYS Workbench, le couplage de système nous permet de coupler une structure transitoire ou statique et un écoulement de fluide dans Fluent ou CFX pour former un IFS transitoire ou en régime permanent. Les résultats peuvent être visualisés dans des composants individuels ou un système de post-traitement intégré est également disponible pour les résultats de CFD et de structure [7].

Les propriétés du fluide et les conditions structurelles sur la centrifugeuse compresseur sont mutuellement exclusives et un système de couplage est nécessaire pour déterminer les effets de l'un sur l'autre. La nouvelle frontière pour le couplage est obtenue en calculant les valeurs de force généralisée et la déformation de la centrifugeuse en équilibre statique. Les calculs fluides sont basés sur l'équation de Navier-Stokes. La déformation du maillage

structurel et du champ d'écoulement est réalisée par la méthode d'Interpolation Transfinie (TFI), et l'échange de données entre la structure et le fluide sur l'interface de couplage du système a été réalisé par la méthode de Transformation à Volume Constant (CVT) [8].

I.1.4. Interaction fluide-structure (IFS) dans ANSYS

L'objectif principal de ce projet est de mener une simulation numérique FSI sur ANSYS Workbench et d'étudier l'efficacité du solveur. La raison principale d'utiliser ce système de solveur est que ANSYS Fluent propose de nombreux schémas de déformation de maillage différents, notamment le layering, le lissage et le remaillage, qui tiennent compte des mises à jour significatives du domaine fluide pendant la solution FSI ou la méthode de couplage. Ces paramètres FSI nécessitent également les capacités structurelles avancées disponibles dans les composants ANSYS Mechanical tels que la structure transitoire et la structure statique, prenant en compte des effets géométriques non linéaires, tels que les grandes déformations et les grands déplacements, les comportements de matériaux non linéaires et les contacts non linéaires qui nécessitent une simulation précise pour comprendre leur comportement[9].

Le solveur de couplage de système ANSYS Workbench, qui est une conjonction à la fois d'ANSYS Fluent et d'ANSYS Mechanical, offre une plate-forme d'outils logiciels avancés qui nous aident à résoudre de manière robuste les défis d'interaction fluide-structure les plus complexes de l'industrie. La capacité à réaliser de telles applications FSI avancées avec un flux de travail efficace et intuitif permet aux ingénieurs de réaliser efficacement des simulations d'interaction fluide-structure. De telles pratiques permettent aux ingénieurs de prendre en compte les problèmes de multiphysique lors du développement de produits [10].

I.1.5. Applications de l'interaction fluide-structure

L'interaction fluide-structure existe sous de nombreuses formes, aussi bien dans les systèmes naturels que dans les objets fabriqués par l'homme. Il est également primordial de réaliser le degré de gravité de cette interaction entre les caractéristiques solides et fluides, car il varie d'un problème à l'autre [11] , [12] , [14] .

Les problèmes IFS les plus courants dans les applications aérospatiales sont les suivants :

Aéroélasticité:

- **L'aéroélasticité** est l'étude des interactions entre les forces aérodynamiques, les forces élastiques et les forces inertielles sur des structures flexibles comme les ailes d'avion.
- **Exemple :** Le flutter des ailes, qui est une instabilité aéroélastique pouvant entraîner des vibrations destructrices des ailes d'un avion. Lorsqu'un avion vole à certaines vitesses, les ailes peuvent commencer à vibrer de manière incontrôlable, menant potentiellement à une défaillance structurelle.

Hydroélasticité:

- **L'hydroélasticité** est similaire à l'aéroélasticité mais concerne les interactions entre les forces hydrodynamiques et les structures flexibles immergées dans un fluide.
- **Exemple :** Les vibrations des coques de sous-marins causées par les forces hydrodynamiques lors des manœuvres sous l'eau. Ces vibrations peuvent affecter la stabilité et la furtivité du sous-marin.

Vibrations induites par l'écoulement:

- **Les vibrations induites par l'écoulement** se produisent lorsque les forces dynamiques du fluide en mouvement causent des vibrations dans les structures immergées ou entourées par ce fluide.
- **Exemple :** Les vibrations des aubes de turbines dans les moteurs d'avion dues aux variations de pression et aux forces dynamiques du flux d'air. Ces vibrations peuvent entraîner une usure prématurée ou même la rupture des aubes.

Déformation thermique:

- **La déformation thermique** se produit lorsque les variations de température causent des expansions ou des contractions dans les matériaux, menant à des déformations structurelles.

-
- **Exemple** : La déformation des panneaux solaires des satellites provoquée par les variations de température extrêmes dans l'espace. Ces déformations peuvent affecter l'orientation et l'efficacité des panneaux solaires.

I.1.6. MÉTHODOLOGIE

I .1.6.1. Vue d'ensemble de la méthode d'approche

Ce diagramme illustre une approche méthodique pour l'analyse structurelle d'un design en utilisant la modélisation numérique. Le processus débute par la conception structurelle, aboutissant à la création d'un modèle numérique. Ce modèle est ensuite soumis à deux analyses distinctes :

L'analyse par éléments finis (FEA) et la dynamique des fluides numérique (CFD). L'analyse FEA implique la définition des conditions de chargement structurel et la configuration du modèle structurel. Parallèlement, l'analyse CFD s'occupe des conditions de chargement aérodynamique et de la configuration du domaine fluide. Les résultats de ces deux analyses sont ensuite couplés, permettant de prendre en compte l'interaction fluide-structure (FSI). Enfin, l'analyse des résultats couplés permet d'évaluer l'impact des chargements structurels et aérodynamiques sur la conception initiale.

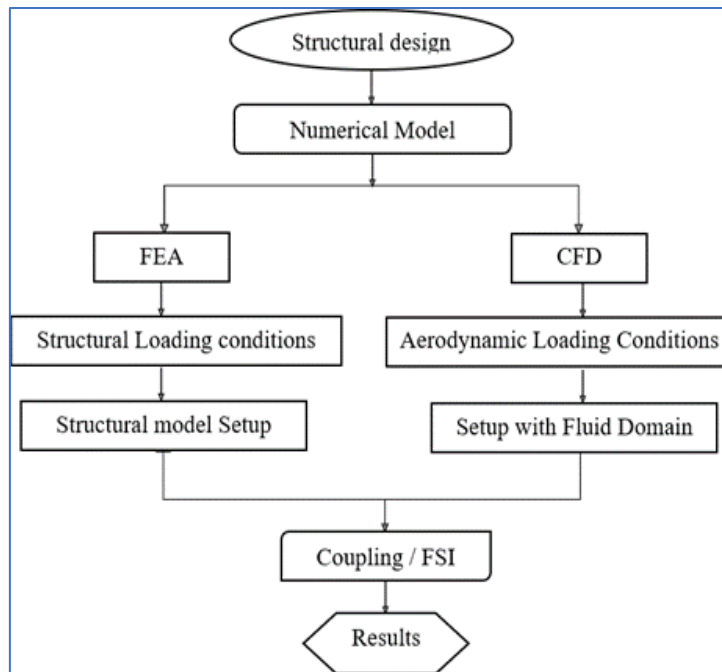


Figure I.1. Méthode d'approche 1

I.1.6.2. Analyse par éléments finis :

Ce diagramme présente les étapes clés d'un processus d'analyse structurelle utilisant des logiciels de simulation. La première étape consiste à créer un modèle structurel à l'aide d'un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO). Ensuite, le modèle structurel statique est configuré pour l'analyse des charges et des contraintes. Le modèle est ensuite discrétisé en éléments plus petits par le biais du maillage, facilitant ainsi l'analyse numérique. Les conditions aux limites inertielles influençant le modèle sont définies. Les interfaces entre le fluide et la surface sont ensuite assignées pour simuler l'interaction entre les fluides et la structure. Les paramètres du solveur sont ensuite définis pour guider les calculs numériques. Les résultats des analyses structurelles et de dynamique des fluides sont couplés pour former un système intégré. Enfin, les résultats finaux sont analysés pour extraire les données et informations pertinentes. Ce diagramme illustre une approche méthodique pour l'analyse numérique des conceptions structurelles à l'aide de logiciels spécialisés.

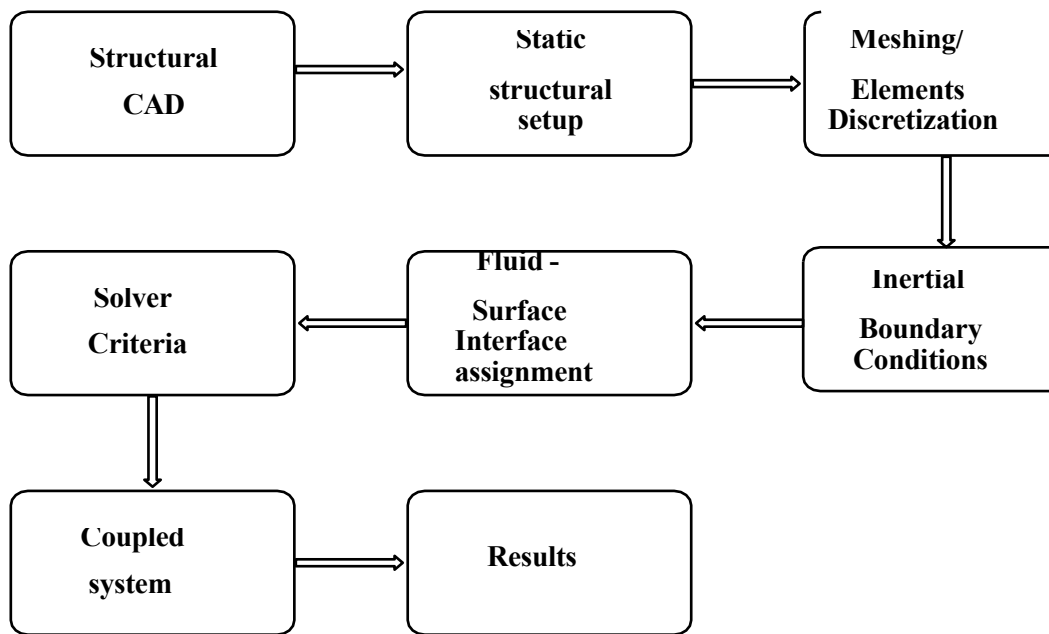


Figure I.2. Analyse structurale

I.1.6.3. Dynamique des fluides numériques

Le diagramme présente les étapes d'un processus d'analyse des fluides en utilisant des logiciels de simulation. Voici un paragraphe en français qui décrit ces étapes :

Le processus commence par la création d'un modèle de fluide. Ensuite, le domaine du fluide est configuré, permettant de définir l'environnement dans lequel le fluide sera analysé. Ce modèle est ensuite discrétisé en éléments plus petits à l'aide de la technique de maillage, ce qui facilite l'analyse numérique. Les conditions aux limites aérodynamiques sont ensuite définies pour simuler les interactions du fluide avec l'environnement. L'étape suivante consiste à assigner les contacts entre la surface et le fluide, précisant comment le fluide interagira avec les surfaces solides. Les critères du solveur sont alors établis pour guider les calculs numériques nécessaires à l'analyse. Les résultats des analyses sont ensuite couplés pour former un système intégré, permettant une analyse complète et cohérente. Enfin, les résultats finaux de cette analyse couplée sont examinés pour en extraire les données et les informations nécessaires. Ce diagramme illustre une méthode systématique pour l'analyse numérique des interactions fluides dans des conceptions complexes à l'aide de logiciels spécialisés.

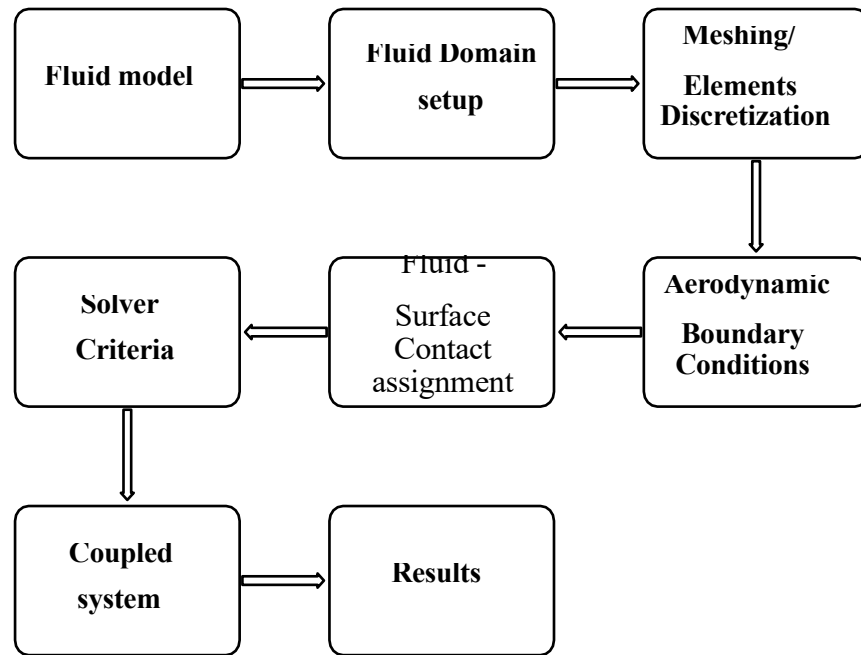


Figure I.3. Analyse de la dynamique des fluides

I.1.6.4. Interaction fluide-structure

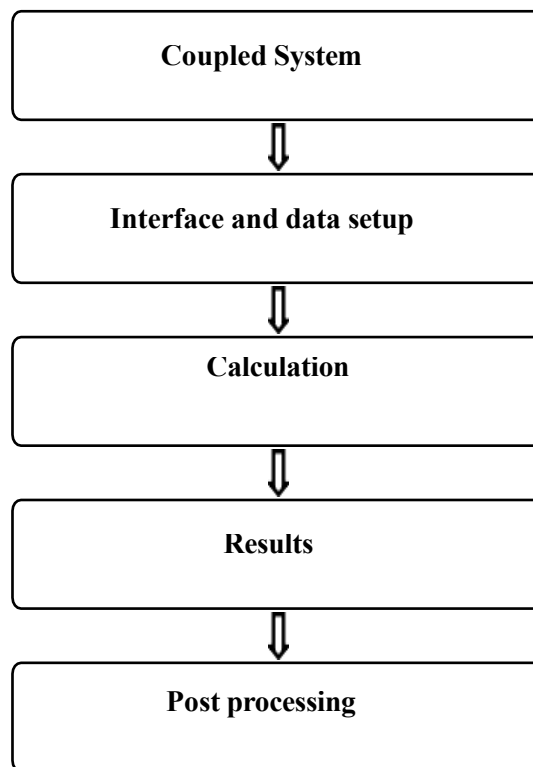


Figure I.4. Méthode de couplage pour l'interaction fluide-structure

I.2. Généralités sur les turbomachines :

I.2.1. Introduction

Les turbomachines et les compresseurs sont des composants essentiels de l'industrie moderne.

Les turbomachines forment une famille de machines caractérisées par un cycle thermodynamique continu. Cela les distingue des moteurs à combustion interne, dont le cycle est essentiellement cyclique et donc discontinu. Dans tous les cas, il s'agit de transformer l'énergie, généralement de nature fossile (paraffine, gaz), en énergie cinétique (éjection de gaz chauds à grande vitesse) ou en énergie mécanique (entraînement d'une hélice ou d'un arbre). Le préfixe "turbo" vient du latin "turbines" qui signifie tourner ou tourner en rond. Ce terme a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur des mines Claude Bourdin (1790-1873).

Les premières turbomachines sont très anciennes, les turbines à eau datant de l'Antiquité, et elles étaient alors uniquement intéressées par la récupération d'énergie. Les premières turbines à vapeur sont apparues beaucoup plus tard, au début de l'ère industrielle, pour transformer l'énergie de la vapeur en énergie mécanique : cette application est aujourd'hui à la base de la récupération d'énergie dans les centrales thermiques ou nucléaires.

I.2.2. Turbomachine

Est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie entre un fluide en écoulement et un rotor animé par un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe. Les turbomachines sont une famille de machines qui utilisent un fluide pour réaliser une conversion d'énergie. En termes généraux, une turbomachine se définit comme une machine qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé ROTOR. Une turbomachine est un ensemble mécanique statique et/ou mobile, composé d'une ou plusieurs roues mobiles (Rotors) équipées d'aubes (pales) qui créent entre elles des passages à travers lesquels le fluide s'écoule. L'échange d'énergie se produit dans le rotor et résulte du travail des forces Aérodynamiques sur les pales, produit par l'écoulement du fluide autour d'elles, résultant principalement de la différence de pression entre les deux faces des pales.

I.2.3. Classification des turbomachines

Il existe une énorme variété de turbomachines, classées selon divers critères :

1. La nature du fluide

- Fluide compressible ou incompressible, le trajet et le fonctionnement des machines diffèrent notablement.

2. Direction de l'échange d'énergie

- On distingue les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui fournissent du travail.

➤ Les machines motrices comprennent les turbines à vapeur, à gaz et hydrauliques. Elles détendent généralement un fluide pour récupérer un travail mécanique sur leur arbre.

➤ Les machines réceptrices comprennent les turbopompes, ventilateurs, surpresseurs et compresseurs turbo, ainsi que les hélices aériennes et marines. En cas de double transformation d'énergie, une machine motrice et une machine réceptrice sont couplées par le fluide circulant, comme dans les transmissions hydrauliques.

3. Le trajet du fluide par rapport à l'axe

➤ **Machines axiales** : les lignes de courant traversant la machine sont essentiellement parallèles à leur axe.

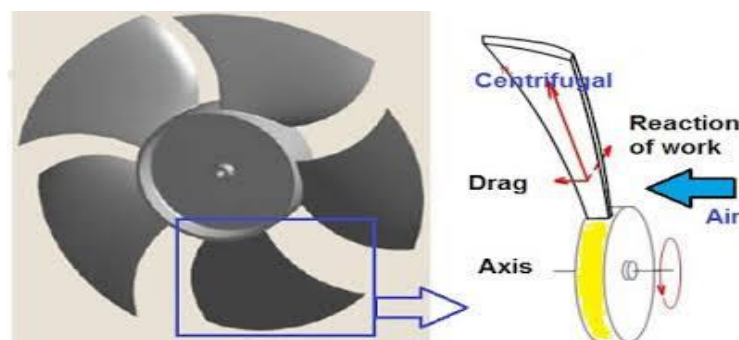


Figure I.5. Axial Turbomachine Impeller

-
- **Machines centrifuges (centrifugales ou centripètes) :** la trajectoire des particules de fluide traversant la machine est perpendiculaire à l'axe.

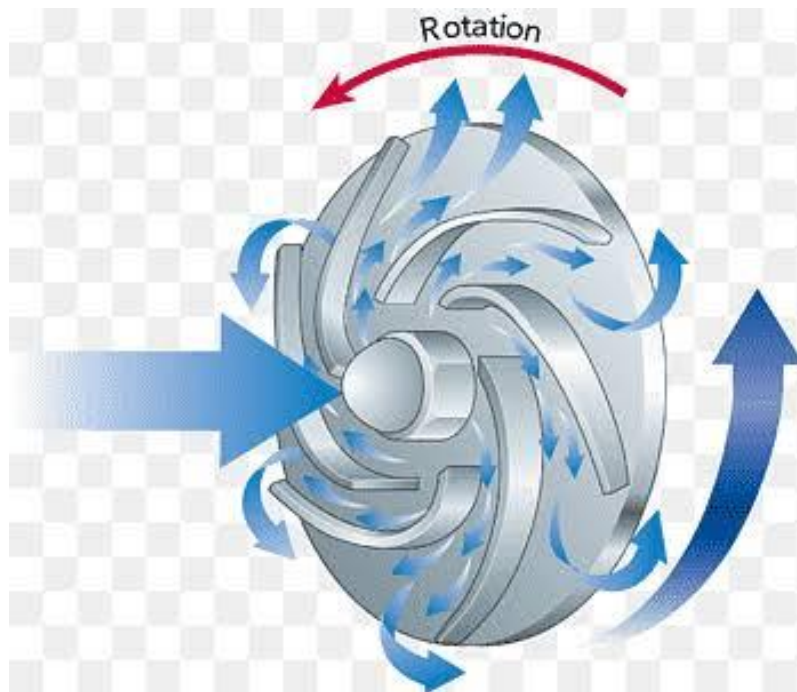


Figure I.6. Radial, Centrifugal, and Centripetal Impellers

- **Machines hélico-centrifuges ou hélico-centripètes :** rarement utilisées en pratique.

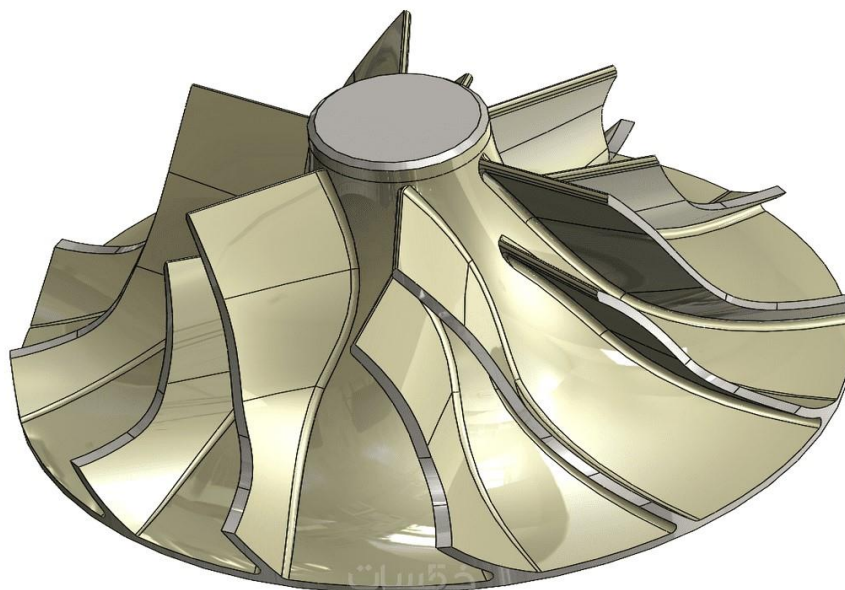


Figure I.7. Mixed Flow Impellers

4. Le mode d'action du fluide

- Machines d'action.
- Machines de réaction.

5. Le degré d'injection

- Machines à injection totale ou partielle, suivant que tous les canaux fluidiques sont remplis ou non.

6. Le nombre d'éléments disposés en série

- Machines mono-étagées (simple étage).
- Machines multi-étagées (multi-cellulaires).

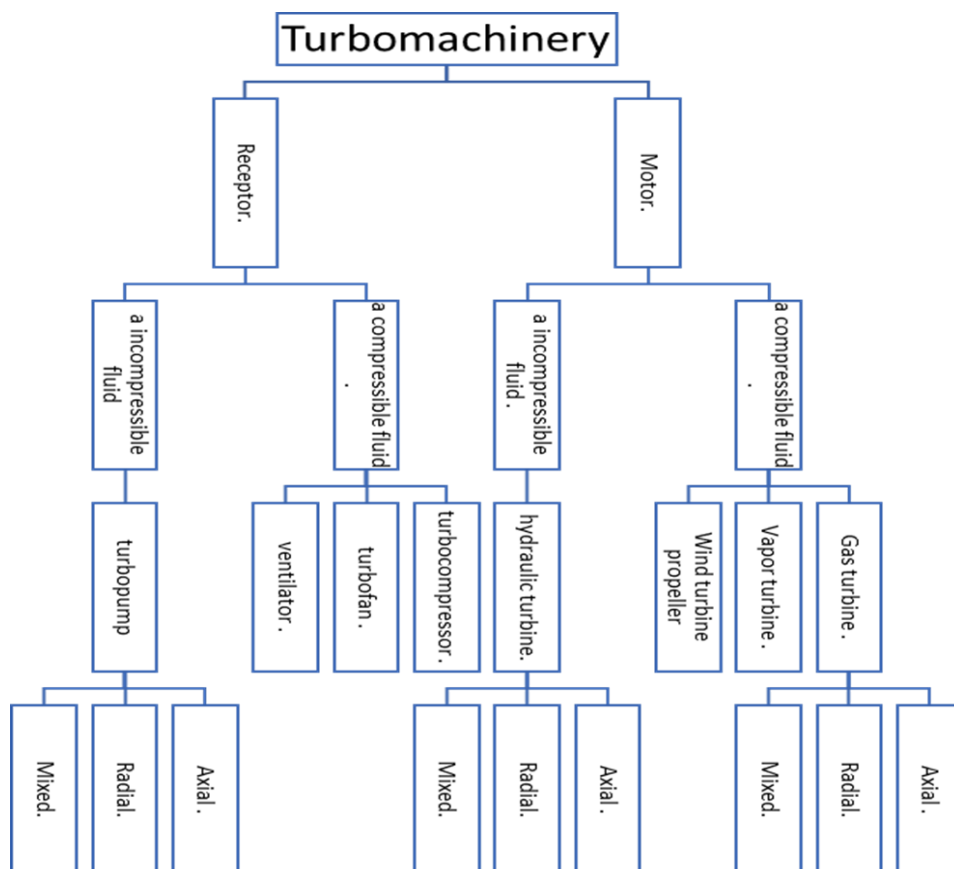


Figure I.8. Classification des Turbomachines

I.2.4. Constitution des turbomachines

Une turbomachine se compose essentiellement de :

- Un distributeur qui conduit le fluide de la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor, en lui donnant une vitesse et une direction appropriées.
- Une roue (impeller) qui permet l'échange d'énergie mécanique entre le fluide et l'arbre.
- Un stator (diffuseur) dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et de le conduire à la sortie de la machine.
- Des paliers qui soutiennent l'arbre de transmission.
- Des butées qui positionnent le rotor dans le stator et absorbent les forces axiales.
- Des dispositifs d'étanchéité qui limitent les fuites de fluide pendant le fonctionnement.

I.2.5. Fonctionnement et domaine d'application des turbomachines

1. Compression des gaz

Utilisée dans divers domaines : industrie chimique, industrie pétrolière, production d'air comprimé, etc.

2. Transport de fluides

- **Élévation** : fournir l'énergie pour surmonter le champ gravitationnel (pompes) et les pertes éventuelles.
- **Transport horizontal** : fournir périodiquement de l'énergie au fluide pour surmonter les pertes de pression.

3. Ventilation

Production d'air frais ou renouvellement de l'air pour le refroidissement.

4. Récupération d'énergie à partir d'un fluide (turbines)

- **Liquide** : récupération de l'énergie potentielle hydraulique (barrage).
- **Gaz** : turbine de dentiste, turbocompresseur, turbopompe, turbines associées à d'autres éléments (compresseur, chambre de combustion, etc.) pour la production d'énergie mécanique ou pour la propulsion en aéronautique.

I.2.6. Principes de base utilisés dans l'étude des turbomachines

L'écoulement des fluides gazeux est régi par quatre principes de base :

- Principe de conservation de la masse.
- Principe fondamental de la mécanique.
- Premier principe de la thermodynamique.
- Deuxième principe de la thermodynamique.

Ces quatre principes de base et le théorème de l'énergie cinétique sont les principaux outils pour étudier les turbomachines hydrauliques et thermiques.

I.2.7. Avantages et inconvénients

Même si les turbomachines ont l'avantage d'être utilisées dans de nombreux domaines sophistiqués, elles présentent également des inconvénients. Dans le contexte actuel de libéralisation du marché de l'énergie, qui impose leur fonctionnement en régime de charge partielle (non prévu lors de la conception des machines), elles rencontrent des problèmes de corrosion et des causes internes liées au comportement du fluide à travers les pales. Ces causes entraînent des fluctuations de pression/vitesse, un fonctionnement en mode cavitation et, par conséquent, des contraintes mécaniques élevées, conduisant à une fatigue prématurée du matériau, l'apparition de fissures et une réduction conséquente du temps de fonctionnement de la machine.

I.3. Compresseur

Un compresseur est un organe mécanique conçu pour augmenter la pression d'un gaz par un processus purement mécanique. Pour accomplir la même fonction sur un liquide, qui est presque incompressible, une pompe est utilisée.

Les fluides passant à travers les compresseurs peuvent être de diverses natures :

- Gaz pur.
- Mélange gazeux.
- Vapeur surchauffée ou saturée.

I.3.1. Objectif de la compression

La compression peut être nécessaire pour déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression vers un autre système à une pression plus élevée. L'objectif de cette opération est de :

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Envoyer un gaz dans une conduite du lieu de production à l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion de récupération du gaz.

I.3.2. Caractéristiques et différents types de compresseurs et leurs critères de classification

❖ Caractéristiques d'un compresseur d'air

Pour choisir le type de compresseur, il faut définir les besoins selon l'utilisation prévue, d'où la nécessité de connaître les caractéristiques du compresseur. Les compresseurs sont caractérisés par :

- Leur pression de fonctionnement (en bar ou Pa).
- Leur débit (volume de gaz comprimé en une unité de temps m³/h).
- La puissance mécanique du moteur thermique ou électrique.

➤ Le rapport de compression.

➤ L'efficacité volumétrique.

❖ Critères de classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon diverses caractéristiques :

➤ Le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique).

➤ Le mouvement des parties mobiles (linéaire, rotatif).

➤ Les compresseurs d'air.

➤ Les compresseurs de gaz.

❖ Différents types de compresseurs d'air

Les types de compresseurs sont généralement classés par rapport à une échelle cinématique en distinguant deux grands types :

➤ Compresseurs volumétriques

Un système mécanique isole le gaz dans une chambre de volume variable. Augmenter le volume de cette chambre crée une admission pour le gaz du côté aspiration. Réduire son volume augmente sa pression avant de l'expulser du côté refoulement.

• Compresseurs volumétriques alternatifs : à piston, à membrane.

• Compresseurs volumétriques rotatifs : à palettes, à lobes, à vis, à anneau liquide.

➤ Compresseurs dynamiques

Un impulsor tournant rapidement accélère le gaz à son contact. L'énergie due à la vitesse acquise par le gaz est ensuite convertie en pression lors de sa décélération.

• Compresseurs centrifuges.

• Compresseurs axiaux.

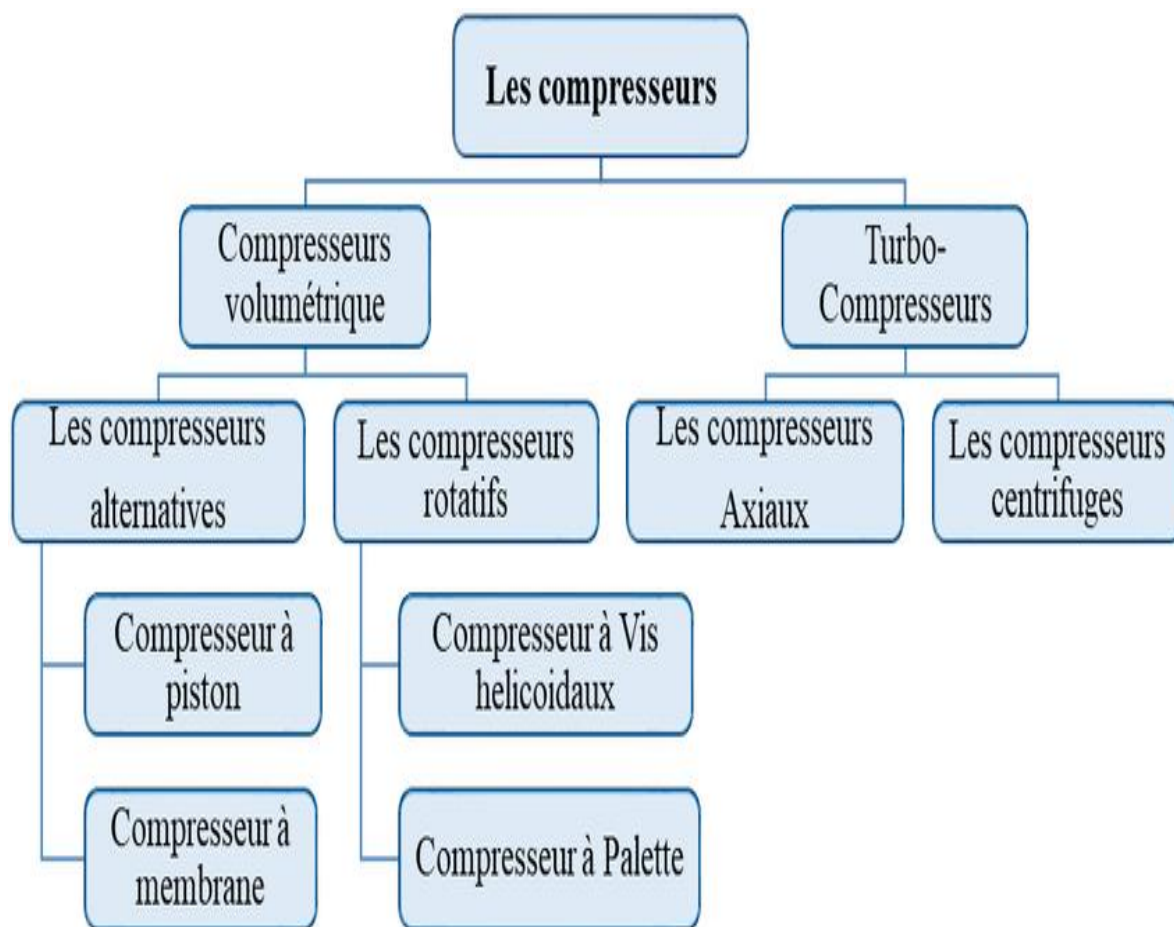


Figure I.9. Classification des Turbomachines

I .4. COMPRESSEUR CENTRIFUGE

Historique compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est apparu en 1902 en premier dans les turbocompresseurs pour la suralimentation des moteurs à combustion interne. Le premier turbocompresseur entraîné par des gaz d'échappement était conçu en 1905. La société Général électrique a repris le travail en 1914, pour la première fois a été exploiter par Renault pour le moteur d'avion, vingt ans plus tard au cours des années 1930-1940, les travaux s'intensifient en Europe et aux états unis. Ils sont développés pour les avions militaires pendant la guerre mondiale. En 1962, la société Chevrolet a commencé à les commercialiser, mais on a réalisé qu'utiliser un turbo compresseur augmentera la consommation du carburant.

Après la crise pétrolière en 1973 les turbocompresseurs deviennent plus commercialisés pour des engins diesel, ensuite un grand investissement s'est lancé. Le turbocompresseur a été d'abord utilisé sur les moteurs industriels et plus particulièrement sur les moteurs marins. La suralimentation des moteurs de véhicules routiers ne s'est imposée sur les moteurs de camion que depuis une cinquantaine d'années. Depuis 1980, le turbocompresseur a accompagné le développement des moteurs Diesel pour automobiles et devrait prochainement s'imposer de plus en plus sur les moteurs à allumage commandé, dans le cadre de la réduction de consommation de ces moteurs [16], [17]

I.4.1. Compresseur centrifuge

Est principalement une machine industrielle qui convertit l'énergie mécanique en pression et en énergie cinétique du fluide grâce à un impulsateur rotatif à haute vitesse. Un compresseur centrifuge est généralement composé d'un induit, d'un impulsateur, d'un diffuseur et d'une volute. La forme de la pale de l'impulsateur est un élément significatif affectant les performances aérodynamiques du compresseur centrifuge. Étant donné qu'un impulsateur reçoit la charge de pression du fluide et la force centrifuge pendant le fonctionnement, sa stabilité structurale doit être évaluée. Ainsi, les effets de la forme de la pale de l'impulsateur sur ses performances aérodynamiques et sa stabilité structurale doivent être analysés en utilisant l'interaction fluide-structure (IFS) [18].

I.4.2. FONCTIONNEMENT DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE

I.4.2.1. Principaux éléments d'un compresseur centrifuge

Comme tout système mécanique, le compresseur centrifuge se compose de certains éléments mécaniques pour achever sa tâche. Ces éléments sont généralement en alliage d'aluminium dans ce qui suit, il sera individuellement chacun de ces organes [19].

Ces organes de compresseur centrifuge :

- d'une partie amont.
- d'une roue.
- d'un diffuseur.
- d'une volute.

I. 4.2.2. Description générale du compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est apparu en 1902 en premier dans les turbocompresseurs pour la suralimentation des moteurs à combustion interne. 1 Dans un compresseur centrifuge c'est le nombre de roues à aubes qui détermine le nombre d'étages.

À chaque roue à aubes la pression du gaz est augmentée, dans les compresseurs centrifuges il y a des limitations de conception sur le nombre d'étages. Une des limitations principales est la température du gaz. A chaque passage du gaz dans un étage, sa pression, Donc sa température augmente. Le refroidissement entre les étages de compression réduit la température du gaz mais cela peut ne pas être suffisant pour un bon fonctionnement de l'étage de compression suivant [21] .

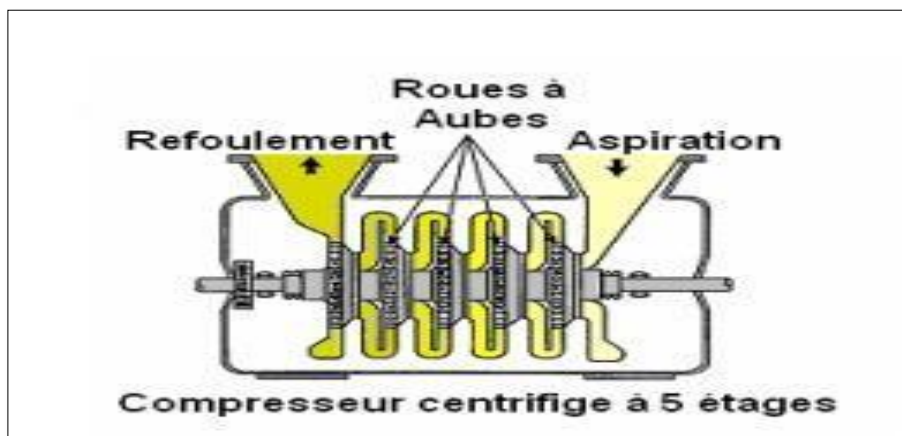


Figure I.10. Compresseur centrifuge

I .4.2.2.1. Présentation extérieure

Un compresseur centrifuge est composé principalement d'un ensemble rotatif et d'un ensemble fixe. L'élément rotatif se compose d'une roue et d'un arbre (rotor), il est soutenu par des roulements à billes lubrifiés par graisse. Le diamètre intérieur de l'arbre et l'ensemble fixe qui inclut les bâtis de roulement avant et arrière et le redresseur du moteur. Les compresseurs centrifuges peuvent être soit monoétages ou à plusieurs étages.

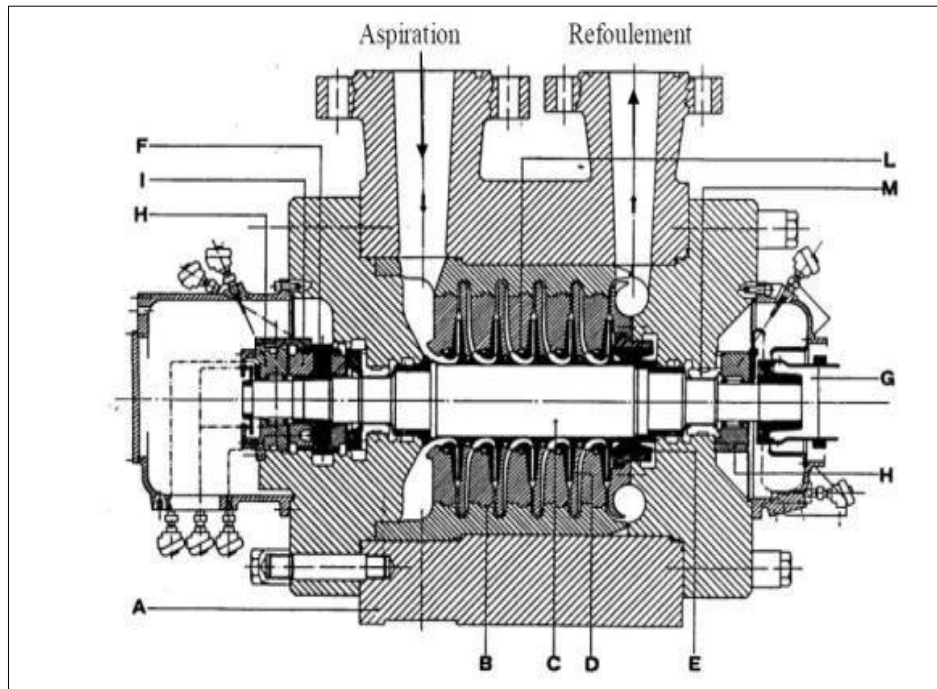


Figure I.11. Compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par l'ensemble d'équipements suivants :

Doté d'un corps extérieur (A) contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B), où un rotor formé d'une ou plusieurs roues (D) est introduit par un arbre(C), le tambour ou le piston d'équilibrage (E), le collet du palier de butée (F), le rotor est entraîné par la machine motrice tournant sur les paliers porteurs (H) est gardé dans sa position axiale par le palier de labutée (I) ainsi que des dispositifs d'étanchéité d'huile à labyrinthe (L) agissent sur le rotor **Figure. I.11.** [20] .

I .4.2.2.2. Principe de fonctionnement

Intérêt de l'écoulement radial

Les passages entre les aubes divergentes pour convertir la vitesse de pointe en pression intérieure des aubes sont en ligne avec la résultante de flux de l'impulseur, comme le montre la **Figure.I.12.** Fluide entre dans le compresseur en direction axiale et sort dans le sens radial vers un diffuseur [25].

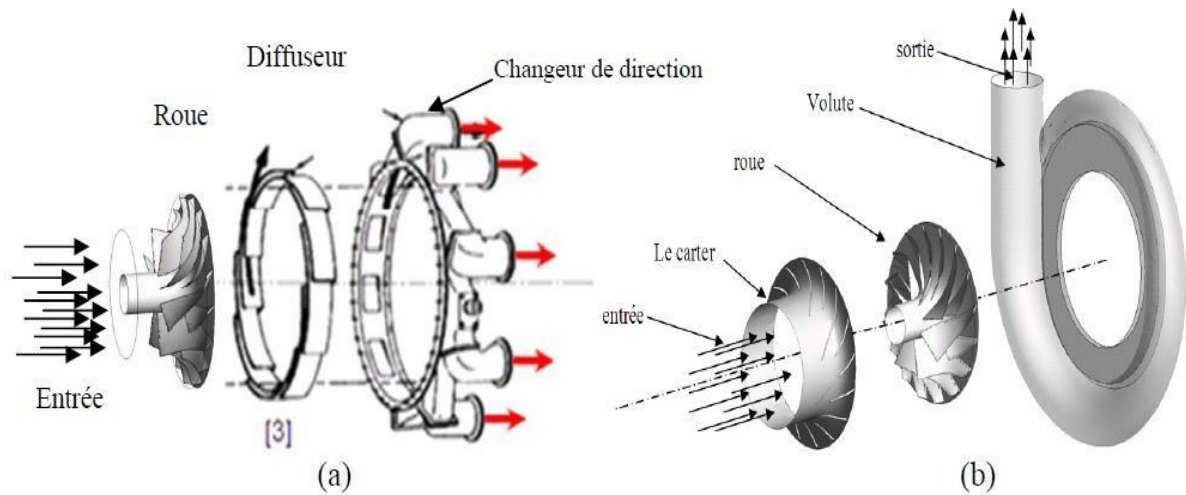


Figure I.12. Principe de fonctionnement

Parcours du gaz dans le compresseur

Le compresseur centrifuge produit de l'air comprimé pour la combustion, la climatisation, la propulsion...etc.

Dans le compresseur centrifuge, une haute pression est accomplie pour donner de l'énergie cinétique au fluide. Les vitesses sont relativement élevées et il arrive qu'à de telles vitesses ; le compresseur s'étouffe et arrive même jusqu'à la casse des aubes. Un autre phénomène se produit pour les faibles vitesses qu'il s'agit du pompage, l'effet de la compressibilité est pris en considération à chaque point du compresseur. Le fluide qui traverse la roue du compresseur, elle lui donne de l'énergie En lui communiquant une vitesse de sortie relativement élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché. Dans un compresseur centrifuge, un « rouet » composé d'aubes aspire l'air axialement et le refoule radialement après l'avoir accéléré et comprimé, grâce à l'effet de la force centrifuge et la vitesse de rotation. [19].

I .4.2.3. Description d'un étage d'un compresseur centrifuge

Extérieurement, cet appareil se présente comme une grosse capacité fermée avec deux brides extérieures

-L'une reliée à la tuyauterie d'aspiration et l'autre à la tuyauterie de refoulement.

-A l'intérieur de cet appareil se trouve un organe actif qui assure la compression du gaz de la pression

D'aspiration à la pression de refoulement et que nous allons présenter ci-après :

- Un compresseur centrifuge se compose essentiellement de :
- Une conduite d'admission, en liaison avec la bride d'aspiration de compresseur.
- Un rotor avec une ou plusieurs roues, ses paliers, ses garnitures d'étanchéité.
- Un diffuseur (corps interne fixe qui oriente le gaz d'une roue vers l'autre)
- Une volute (tuyauterie) de sortie [21].

I.4.2.3. 1. Canal d'aspiration

❖ Influence de l'admission

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelée volutes d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales. Dans la chambre annulaire du coté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz [18].

❖ Forme des conduits d'admission

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration **Figure (I.13)** et donc aspiré par la première roue. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

Puis le gaz parcourt le canal de retour, celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le **diaphragme intermédiaire Figure (I.13)** où se trouvent les aubes qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante. La disposition des aubes est telle qu'elle permet de redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante [18].

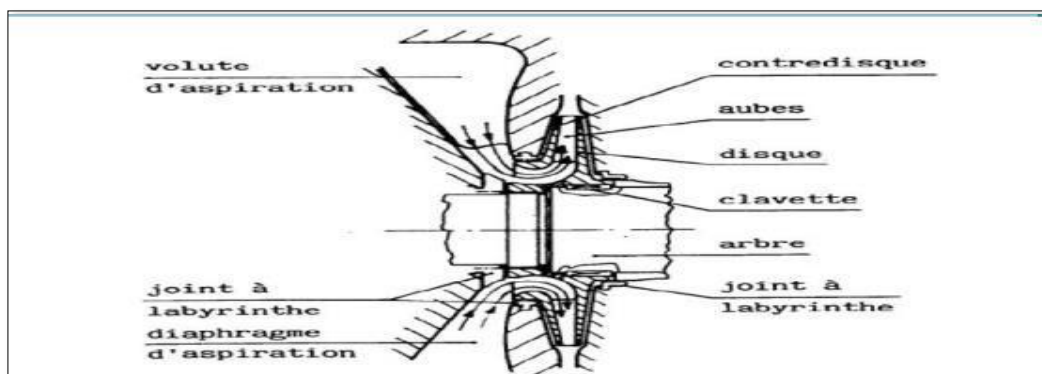


Figure I.13. Vue latérale de la roue d'u compresseur centrifuge

I .4.2.3. 2.Le rotor (roue)

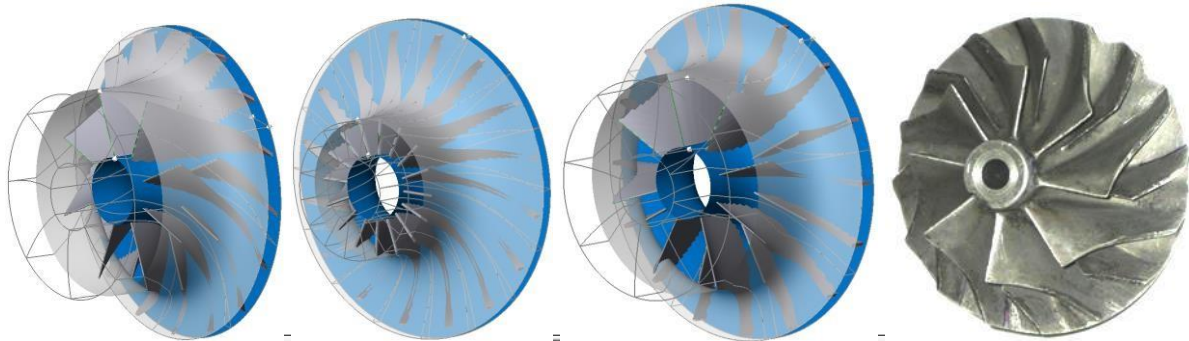


Figure I.15. Formes géométriques de compresseurs centrifuges.

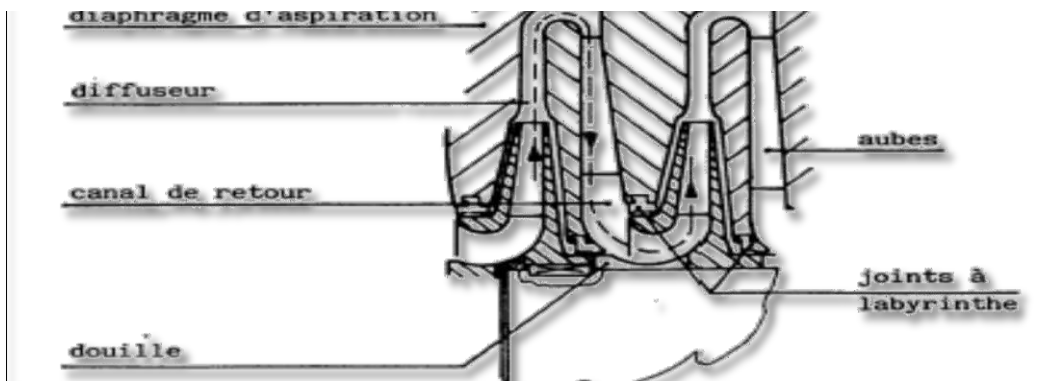


Figure I.14. Aspiration du gaz d'un compresseur centrifuge

La roue est l'élément fondamental du compresseur, car elle assure l'échange de travail, il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage. La roue de la **Figure (I.15)** comporte ce que l'on appelle une zone inductrice, c'est-à-dire que les pales commencent dans un sens axial et finissent par la direction radiale.

La **Figure (I.15)** présente diverses formes géométriques de roues de compresseurs centrifuges. On remarque notamment les différences entre ces roues en termes de nombre des aubes, de hauteur des aubages et d'angle de calage à la sortie. La complexité de ce type de géométrie pleinement tridimensionnelle nécessite l'introduction de surfaces de référence, qui rendent l'analyse des écoulements plus accessible. Les surfaces méridiennes sont obtenues par projection sur le plan générant le volume de la roue ; les surfaces aube-à-aube sont généralement représentées par une transformation conforme au plan moyen et les coupes orthogonales qui peuvent être considérées comme quasi-planes [19].

I.4.2.3. 3.Types de l'aube d'un rotor du compresseur centrifuge

Le compresseur d'une machine radiale est nettement affecte par l'angle physique (ou de construction)

β_{2g} à la sortie des aubes. Pour un compresseur radial, les profils peuvent être :

❖ Incliné vers l'avant par rapport au sens de rotation

Courbes en arrière [22].

($\beta_2 < 90^\circ$) fournissent le meilleur rendement

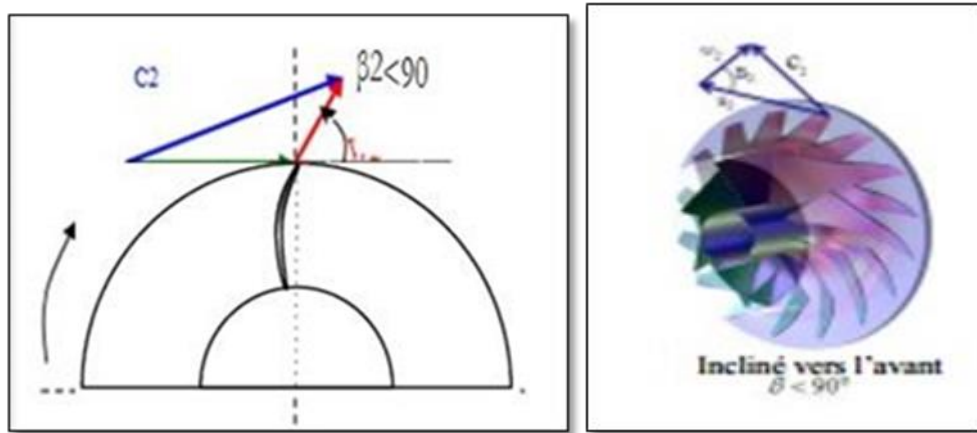


Figure I.16. Aubes inclinées en avant

❖ Radiales : ($\beta_2 = 90^\circ$) idéales du point de vue de la résistance mécanique [22].

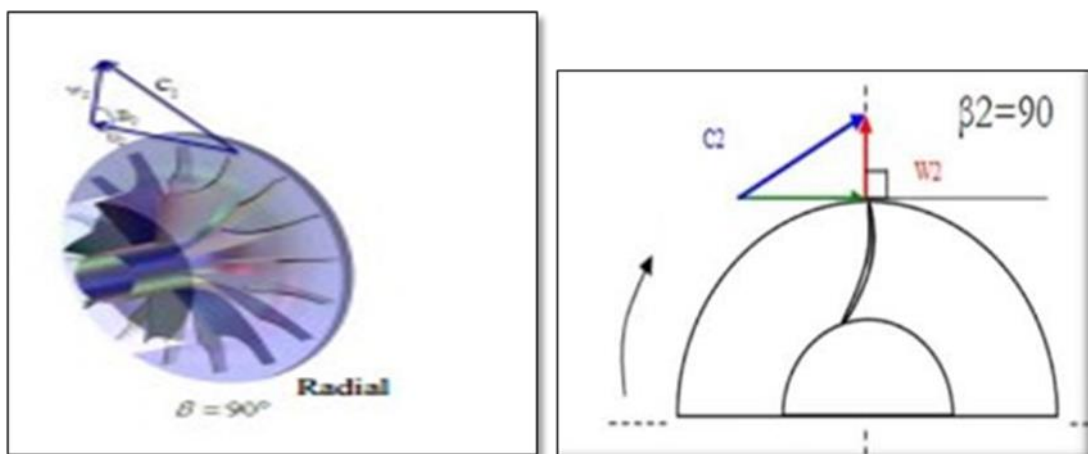


Figure I.17. Aubes radiales

❖ Inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation

Courbes en avant ($\beta_2 > 90^\circ$) employés pour des grands débits [22] .

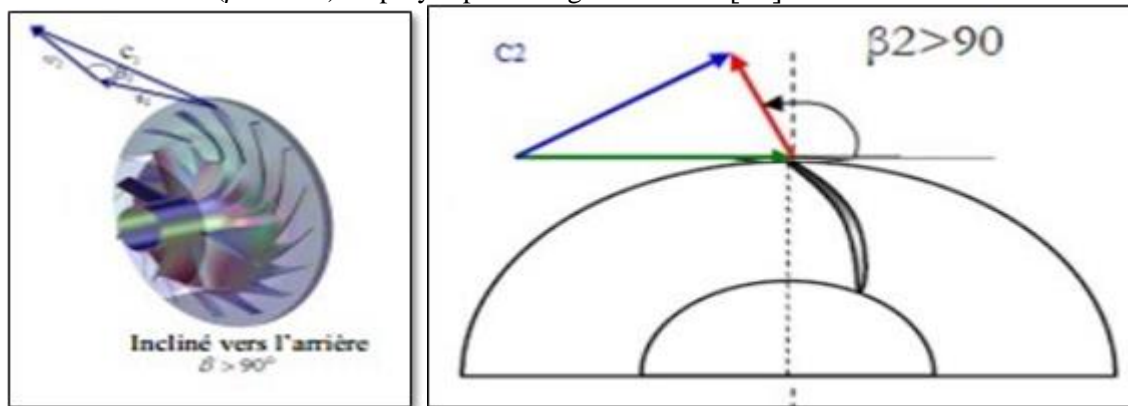


Figure I.18. Aubes inclinées en arrière

I .4.2.3.4. Récupérateur

Est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et le canalise vers la sortie de la pompe avec la vitesse désirée, durant cette opération une transformation pareille de l'énergie de pression tient lieu. Le récupérateur se compose en général de deux organes :

❖ Le diffuseur

Fonction du diffuseur

A la sortie du rotor, la pression statique de l'écoulement augmente, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présentée sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, **Figure (I.19)** car les pertes dans les conduits en aval dépendent fortement du nombre de mach de l'écoulement. Ce ralentissement permet aussi la conversion d'une partie de l'énergie cinétique en énergie pression statique. [23] .

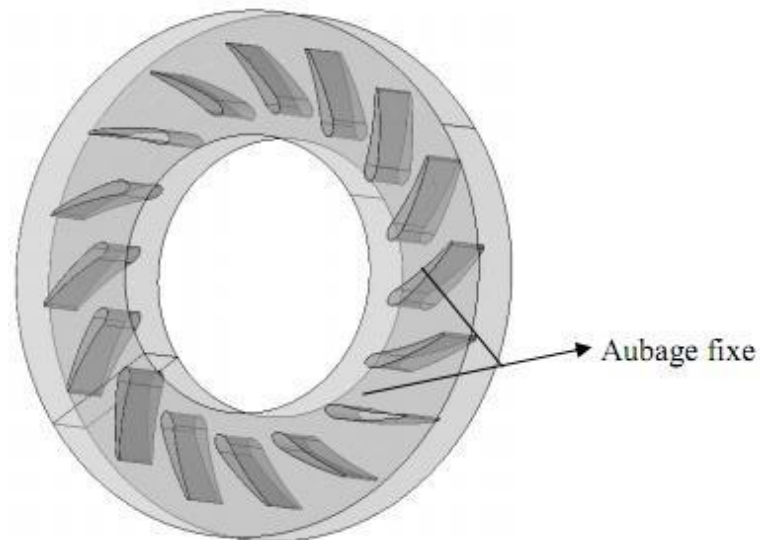


Figure I.19. Diffuseur radial d'un compresseur centrifuge

Diffuseur à flasques lisses

Les diffuseurs à flasques lisses, très utilisés, en particulier dans le domaine supersonique de l'écoulement à la sortie du rouet, ne présentent pas de difficulté de réalisation ; ils nécessitent seulement, s'ils sont à section évolutive, le respect du profil méridien imposé par le projeteur, et dans tous les cas un état de surface satisfaisant (poli) pour diminuer les pertes par frottement et les risques d'ondes de choc attachées aux aspérités pour les régimes supersoniques [24].

Les diffuseurs à ailettes

Les diffuseurs à ailettes sont moins faciles à réaliser ; on peut obtenir un état de surface satisfaisant grâce à un montage composite, en plaçant les ailettes entre flasques lisses.

On peut choisir l'orientation des ailettes afin de minimiser les pertes de diffusion pour un débit choisi, c'est-à-dire adapter le diffuseur à un rouet donné pour obtenir le rendement maximal de la machine dans des conditions de fonctionnement déterminées.

Notons que, du point de vue énergétique, cette adaptation n'a pas le même effet que celle de l'admission tangentielle, car elle ne modifie pas le travail fourni au fluide par le rouet pour un débit donné. Dans certains diffuseurs à ailettes, ces dernières sont même orientables, ce qui permet dans toute une gamme de régimes de fonctionnement d'obtenir l'adaptation optimale [24].

Les diffuseurs tangentiels séparés

Les diffuseurs tangentiels séparés coudés ou non **Figure (I.20)** jouissent en revanche d'une plus grande liberté de tracé, ce qui. Permet au projecteur de mieux tenir compte des contraintes d'encombrement tout en obtenant un rendement très acceptable [24].

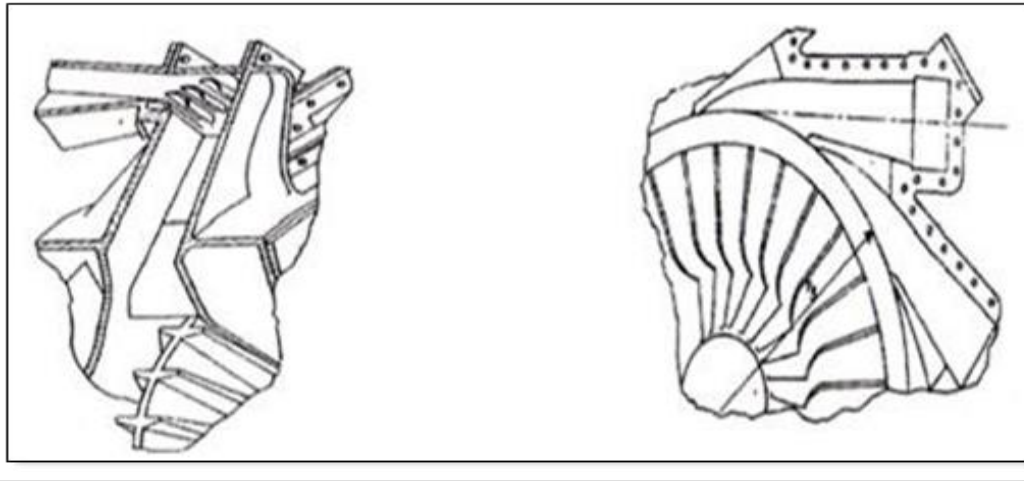


Figure I.20. Les diffuseurs tangentiels

Les diffuseurs spiraux

Ils peuvent être considérés comme des diffuseurs lisses divergents, auxquels on a donné en outre un rôle de collecteur. Si cette disposition est très fréquente pour les pompes centrifuges, elle est de moins en moins utilisée pour les compresseurs, surtout si l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la roue est importante [24].

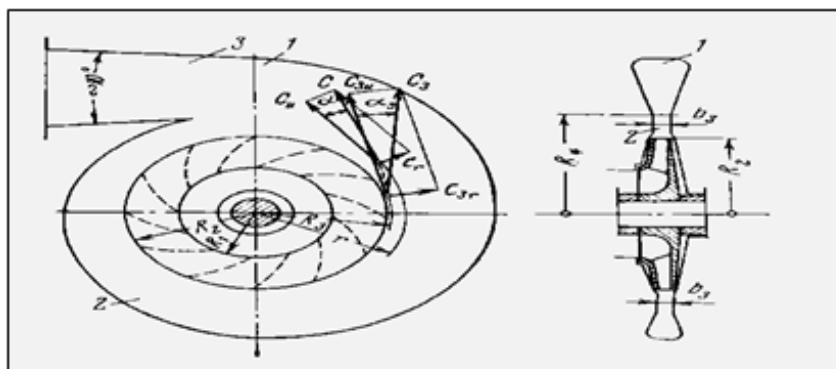


Figure I.21. Les diffuseurs spiraux.

❖ La volute

Le rôle principal de la volute est de collecter l'écoulement radial à la sortie du diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire, par le biais d'une évolution de la section de passage. L'écoulement dans la volute est souvent modélisé (hypothèse de fluide incompressible) par des spirales logarithmiques, mais une partie du fluide effectue la giration complète et se juxtapose à l'écoulement principal au niveau du bec (zone de commencement de la spirale). Figure (I.22) [23] .

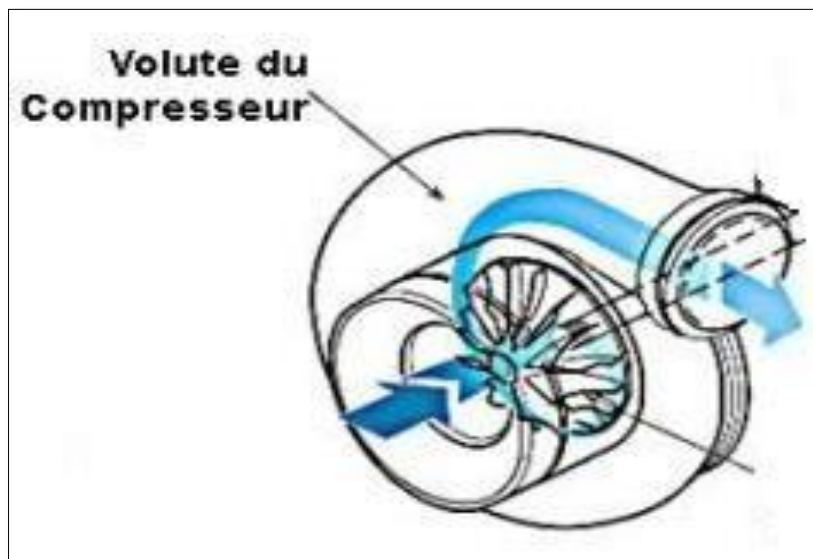


Figure I.22. La volute d'un compresseur centrifuge

I .4.2.3. 5. Triangle des vitesses d'UN étage du compresseur

Habituellement, pour les compresseurs l'étage est constitué d'un rotor suivi d'un stator. Dans ce cas, l'entrée du rotor est notée par l'indice 1 et la sortie par l'indice 2. Compte tenu que le domaine des turbomachines est assez vaste, la nomenclature varie légèrement d'un type d'application à un autre, dans ces notes, les symboles utilisés pour l'étude des turbomachines Sont :

- C vitesse absolue de l'écoulement
- W vitesse relative de l'écoulement
- C_u , C_m et C_x composantes tangentielle, radiales et axiales de la vitesse absolue
- W_u , W_m et W_x composantes tangentielle, radiales et axiales de la vitesse relative
- α angles des vitesses absolues
- β angles des vitesses relatives

Les angles de l'écoulement α et β sont mesurés par rapport à la direction axiale. La

forme des pales du rotor est donnée par les angles β [25].

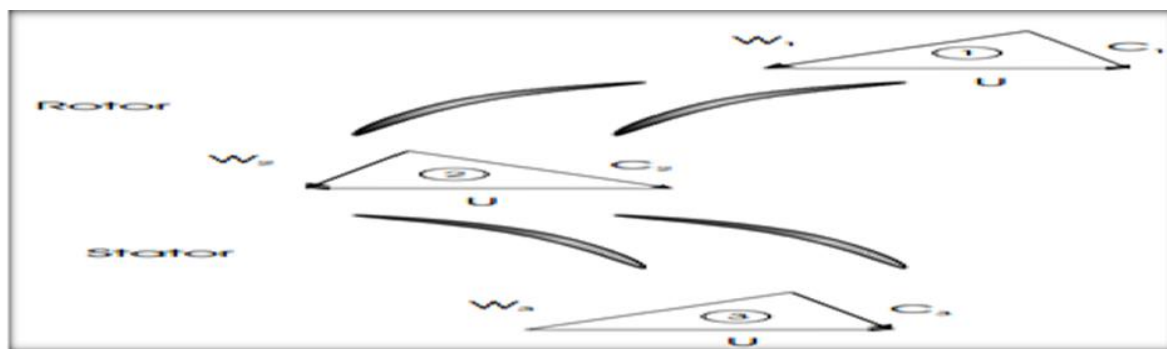


Figure I.23. Étage d'un compresseur 1

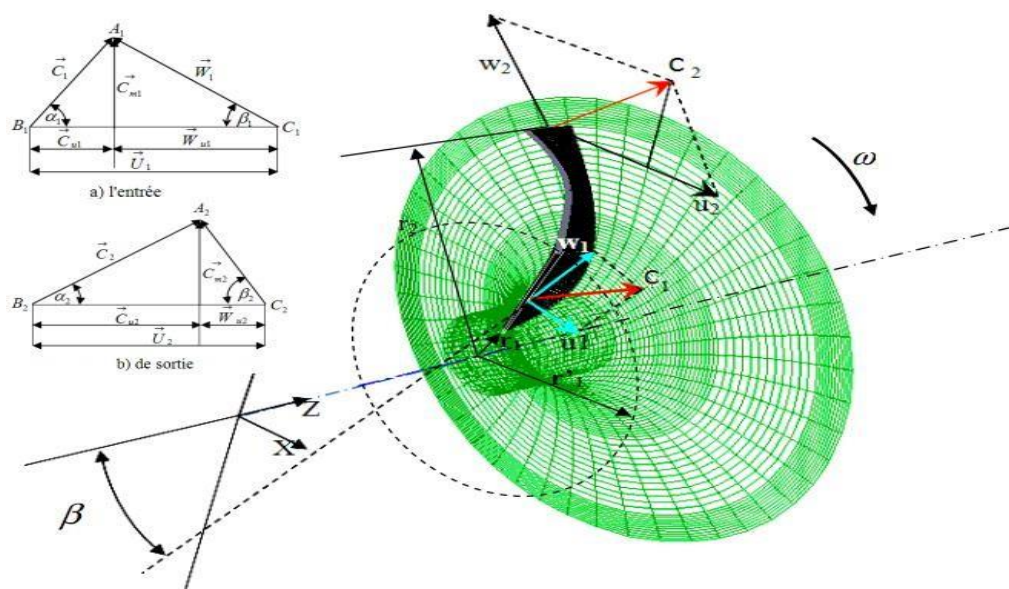


Figure I.24. Triangle des vitesses à la sortie de la roue du compresseur.

CHAPITRE II : Modèle **mathématique**

II .1. Introduction

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stokes, issues du domaine de l'aérodynamique, sont des équations différentielles tridimensionnelles qui gouvernent le mouvement des fluides. Elles constituent l'unique outil mathématique capable de décrire avec précision le comportement d'un fluide en mouvement. Cependant, leur résolution exige généralement une puissance de calcul considérable, ce qui représente souvent un défi important pour les simulations numériques.

Dans certains cas, les équations de Navier-Stokes peuvent être simplifiées à une dimension, donnant lieu à l'approche analytique. Cette simplification, bien que mathématiquement tractable, nécessite l'introduction de diverses hypothèses et suppositions pour tenir compte des complexités des écoulements fluides réels.

II .2. Équations gouvernantes du modèle CFD

Les équations de base de la mécanique des fluides, à savoir l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et l'équation de l'énergie, permettent de décrire le comportement des fluides dans divers contextes, qu'il s'agisse d'écoulements laminaires (ordres et réguliers) ou turbulents (chaotique et désordonnés).

La modélisation de la turbulence est un domaine crucial de la dynamique des fluides. Elle vise à représenter l'impact de la turbulence sur l'écoulement global d'un fluide lors de simulations numériques. La turbulence, caractérisée par des fluctuations aléatoires de vitesse et de pression, rend l'analyse directe des écoulements turbulents par les équations de base extrêmement complexe.

Les équations de bases

Les équations de conservation qui régissent un écoulement compressible d'un fluide se composent de trois lois fondamentales : l'équation de continuité, les équations de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie totale. Nous allons en présenter ici un bref aperçu de leur dérivation.

➤ L'équation de continuité

En se basant sur un volume de contrôle arbitraire V , dans le fluide considéré comme un milieu continu, la formulation de la conservation de la masse pour une particule de fluide dans un repère Lagrangien s'écrit comme suit :

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho dV = 0 \quad (\text{II} \cdot 1)$$

Grâce au théorème de transport de Reynolds, la dérivée Lagrangienne peut être transformée en dérivées Eulériennes de la manière suivante :

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) \right] dV = 0 \quad (\text{II} \cdot 2)$$

Puisque ce raisonnement est valable pour tout volume de contrôle arbitraire, l'intégrale elle-même doit être égale à zéro pour que l'égalité soit vraie. On obtient ainsi l'expression de la conservation de la masse (équation de continuité) sous sa forme différentielle.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{II} \cdot 3)$$

➤ L'équation de quantité de mouvements

Le principe de conservation de la quantité de mouvement, énoncé par la deuxième loi de Newton pour une particule de fluide, stipule que la variation de sa quantité de mouvement est égale à la somme des forces qui lui sont appliquées. Ces dernières se décomposent en deux types :

- Les forces de surface, résultant du produit du tenseur des contraintes par la normale sortante à la surface, exprimées par $F_i = \sigma_{ji} n_j$
- Un terme source de quantité de mouvement S_i^m , agissant sur un élément de volume du fluide.

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho u_i dV = \oint_S \sigma_{ji} n_j dS + \int_V S_i^m dV \quad (\text{II} \cdot 4)$$

Dans l'équation de la quantité de mouvement, le terme source de moment S_i^m , pour la i -ème composante du moment, peut représenter une force volumique classique comme la gravité ou un champ électromagnétique. Cependant, il peut également inclure des sources de moment spécifiques, comme c'est le cas pour les référentiels en rotation. Dans ce cas, les forces de Coriolis et centrifuge agissent comme des termes sources dans l'équation.

$$S_i^{m,rot} = S_i^{m,Cor} + S_i^{m,Cfg} = -2\epsilon_{ijk}\rho\omega_j u_k - \epsilon_{ijk}\epsilon_{klm}\rho\omega_j\omega_l r_m \quad (\text{II} \cdot 5)$$

En appliquant le théorème de transport de Reynolds au terme de gauche de l'équation et le théorème de divergence de Gauss au premier terme de droite, on obtient :

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) \right] dV = \int_V \left[\frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} + S_i^m \right] dV \quad (\text{II} \cdot 6)$$

Comme précédemment mentionné, on peut tirer parti du fait que le volume choisi est arbitraire. Ainsi, l'intégrale elle-même doit satisfaire l'égalité.

Par ailleurs, le tenseur des contraintes peut être décomposé en une partie due à la pression et une partie due aux efforts visqueux, où $\sigma_{ij} = -p\delta_{ji} + t_{ji}$.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ji}}{\partial x_j} + S_i^m \quad (\text{II} \cdot 7)$$

Où le tenseur des contraintes visqueuses est donné par

$$t_{ji} = \delta_{ij}\lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) = \delta_{ij}\lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + 2\mu s_{ij} \quad (\text{II} \cdot 8)$$

En se basant sur l'hypothèse de Stokes qui stipule que la viscosité volumique est nulle, $\kappa = \lambda + 2/3\mu = 0$, on obtient

$$t_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (\text{II} \cdot 9)$$

En substituant dans l'équation (II · 7),

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + S_i^m \quad (\text{II} \cdot 10)$$

L'équation de l'énergie totale

Pour un écoulement compressible, il est également nécessaire d'avoir une équation pour l'énergie totale contenue dans l'écoulement. Le taux net de variation d'énergie pour une particule de fluide donnée est :

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho E dV$$

Où $E = e + \frac{1}{2}u_i u_i$ avec e l'énergie interne et $\frac{1}{2}u_i u_i$ l'énergie cinétique .

Celui-ci est contrebalancé par le taux de conduction thermique à l'intérieur de la particule, $-\oint_S q_j n_j dS$, et le travail effectué par les forces de surface. La force exercée sur une surface élémentaire est donnée par $\sigma_{ji} n_i dS$. Le travail des forces de surface s'obtient par le produit scalaire de la force et du vecteur vitesse, soit $\oint_S \sigma_{ji} u_j n_i dS$. En conséquence, l'énoncé du principe de conservation de l'énergie s'écrit

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho E dV = - \oint_S q_j n_j dS + \oint_S \sigma_{ji} u_j n_i dS$$

En appliquant le théorème de divergence de Gauss et le théorème de transport de Reynolds, on obtient

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho E u_j) \right] dV = - \int_V \left[\frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\sigma_{ji} u_j) \right] dV$$

Puisque ce raisonnement a été établi pour un volume arbitraire, la relation est également valable en un point quelconque du fluide. En appliquant la règle de la chaîne aux termes de gauche et en éliminant des termes grâce à l'équation de continuité, on obtient

$$\rho \frac{DE}{Dt} = - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\sigma_{ji} u_j)$$

En remplaçant le tenseur des contraintes totales par la somme du terme de pression et du tenseur des contraintes visqueuses, puis en appliquant la loi de Fourier pour la conduction thermique, on obtient

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (p u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (t_{ji} u_j) \quad (\text{II} \cdot 11)$$

On peut maintenant utiliser l'équation de la quantité de mouvement pour remanier cette équation. En effectuant le produit scalaire de l'équation de la quantité de mouvement, l'équation (II · 7), avec le vecteur vitesse u_i , donne :

$$\rho u_i \frac{Du_i}{Dt} = \rho \frac{D}{Dt} \left(\frac{u_i u_i}{2} \right) = -u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + u_i \frac{\partial t_{ji}}{\partial x_j}$$

Soustrayant ceci de l'équation (II · 11),

$$\rho \frac{DE}{Dt} - \rho \frac{D}{Dt} \left(\frac{u_i u_i}{2} \right) = \rho \frac{De}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (p u_i) + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (t_{ji} u_j) - u_i \frac{\partial t_{ji}}{\partial x_j}$$

ou

$$\rho \frac{De}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + t_{ji} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{II} \cdot 12)$$

L'équation de l'énergie peut également s'exprimer en fonction de l'enthalpie totale, $h_0 = h + 1/2 u_i u_i = e + p/\rho + u_i u_i = E + p/\rho$. En manipulant algébriquement cette expression et en utilisant l'équation de continuité, on obtient

$$\rho \frac{DE}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} (p u_i) = \rho \frac{Dh_0}{Dt} - \frac{\partial p}{\partial t}$$

En substituant cette expression dans l'équation (II · 11),

$$\rho \frac{Dh_0}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} (t_{ji} u_j) \quad (\text{II} \cdot 13)$$

II .3. Modélisation des écoulements turbulents

La turbulence est une propriété intrinsèque de l'écoulement d'un fluide, liquide ou gaz, et ne dépend pas de la nature du fluide en soi. Elle se caractérise par des variations rapides et aléatoires des grandeurs physiques macroscopiques telles que la température, la vitesse et la pression, à la fois dans l'espace et dans le temps. Cette irrégularité s'accompagne d'une forte diffusion de la chaleur et de la quantité de mouvement.

Pour étudier les écoulements turbulents, qui sont omniprésents dans la nature et les applications industrielles, différentes approches de simulation numérique ont été développées. Elles se distinguent par leur niveau de détail et leur coût de calcul :

II .3.1. Simulation numérique directe (DNS)

La DNS représente l'approche la plus précise et consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes sans aucune modélisation de la turbulence. Elle permet de capturer toutes les échelles de la turbulence, mais exige une puissance de calcul considérable et n'est donc applicable qu'à des cas simples ou à des écoulements de faible volume.

II .3.2. Simulation des grandes structures (LES)

La LES vise à capturer les structures tourbillonnantes les plus grandes et énergétiques de l'écoulement turbulent, en modélisant les plus petites échelles. Cette approche offre un bon compromis entre précision et coût de calcul, mais nécessite des modèles de turbulence plus complexes que la DNS.

II .3.3. Approche statistique RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)

L'approche des équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds (RANS) repose sur un traitement statistique des équations de Navier-Stokes, utilisant la décomposition de Reynolds.

Lorsque l'écoulement est turbulent, il est possible de décomposer toute grandeur vectorielle ou scalaire en une partie moyenne et une partie fluctuante. La partie moyenne est généralement notée par $\overline{(\dots)}$, et le terme fluctuant par $(\dots)'$. En suivant les propriétés des moyennes statistiques, cette approche est valable pour tous les cas stationnaires ou transitoires.

Exemples de décomposition de Reynolds :

$$U(x, t) = \overline{u(x, t)} + u'(x, t) \quad (II \cdot 14)$$

$$\phi(x, t) = \overline{\phi(x, t)} + \phi'(x, t) \quad (II \cdot 15)$$

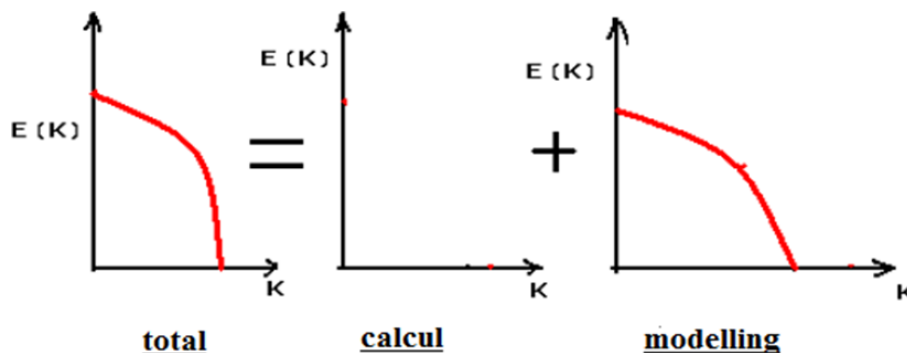


Figure II.1. La technique de simulation numérique RANS.

En appliquant la décomposition de Reynolds aux variables des équations de continuité et de Navier-Stokes, puis en moyennant les termes dans le temps, nous obtenons les expressions RANS.

En utilisant des outils mathématiques, la moyenne globale d'une grandeur est donnée par : (également appelée moyenne de Reynolds).

$$\overline{f(x, t)} = \lim_{N \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N f(x, t) \right) \quad (II \cdot 16)$$

Si la quantité statistique \bar{f} est indépendante du temps $\overline{f(x, t)} = \bar{f}(x)$ dans ce cas, la moyenne globale est équivalente à une moyenne temporelle :

$$\bar{f}(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(x, t) dt \quad (II \cdot 17)$$

L'opérateur moyen possède les caractéristiques suivantes :

$$\overline{c \cdot f} = c \cdot \bar{f} \quad (II \cdot 18)$$

Avec c constante

$$\overline{f + g} = \bar{f} + \bar{g} \quad (II \cdot 19)$$

$$\overline{\bar{f}} = \bar{f} \quad (II \cdot 20)$$

$$\overline{\bar{f}'} = 0 \quad (II \cdot 21)$$

$$\overline{f \cdot g} = \bar{f} \cdot \bar{g} \quad (II \cdot 22)$$

$$\frac{\partial \bar{f}}{\partial \xi} = \frac{\partial \bar{f}}{\partial \xi} \quad (II \cdot 23)$$

Cette composition est intégrée dans les équations de Navier-Stokes, qui sont moyennées en fonction de la densité et de la vitesse :

$$\rho = \bar{\rho} + \rho' \quad (II \cdot 24)$$

$$u = \bar{u} + u' \quad (II \cdot 25)$$

$$\rho \cdot u = \bar{\rho} \cdot \bar{u} + \bar{\rho} \cdot u' + \rho' \cdot u' \quad (II \cdot 26)$$

$$\overline{\rho \cdot u} = \bar{\rho} \cdot \bar{u} + \overline{\rho' \cdot u'} \quad (II \cdot 27)$$

Appliquer la décomposition de Reynolds aux équations de Navier-Stokes compressibles ne conduit donc pas à un système d'équations pour le champ moyen qui soit formellement

identique aux équations d'origine. Pour éviter ce problème, nous adoptons la décomposition de FAVRE, qui repose sur des moyennes pondérées par la densité.

$$\tilde{\varphi} = \frac{\overline{\rho \cdot \varphi}}{\bar{\rho}} \quad (II \cdot 28)$$

La décomposition s'écrit :

$$\varphi = \tilde{\varphi} + \varphi'' \quad (II \cdot 29)$$

$$\overline{\rho \cdot \varphi} = \bar{\rho} \cdot \tilde{\varphi} \quad (II \cdot 30)$$

$$\rho \cdot \varphi'' = 0 \quad (II \cdot 31)$$

$$\overline{\varphi''} \neq 0 \quad (II \cdot 32)$$

L'équation de continuité

Grâce à l'utilisation de la moyenne de FAVRE, la forme de l'équation de continuité reste inchangée. En effet, l'injection de la décomposition de Reynolds dans l'équation de continuité donnée (II.3). L'application de moyennage de Reynolds et des propriétés de linéarité de l'opérateur de moyennage sur l'équation (II.3)

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (II \cdot 33)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho \cdot u_i})}{\partial x_i} = 0 \quad (II \cdot 34)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{(\bar{\rho} + \rho') + (\bar{u}_i + u'')})}{\partial x_i} = 0 \quad (II \cdot 35)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho \cdot u_i})}{\partial x_i} + \frac{\partial(\overline{\rho' \cdot u''})}{\partial x_i} = 0 \quad (II \cdot 36)$$

D'après les propriétés de l'opérateur moyen de FAVRE :

$$\frac{\partial(\bar{\rho})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (II \cdot 37)$$

L'équation (II · 38) est de la même forme que l'équation (II · 3), et plus simple que l'équation de Reynolds moyenne.

L'équation du moment

La moyenne de l'équation du moment

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{t}_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (II \cdot 38)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{t}_{ij}}{\partial x_j} + \bar{S}_i \quad (II \cdot 39)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial((\tilde{u}_i + u_i'') \cdot (\bar{u}_i + u_j''))}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{t}_{ij}}{\partial x_j} + \bar{S}_i \quad (II \cdot 40)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i \cdot \tilde{u}_j)}{\partial t} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial(\bar{t}_{ij} - \overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''})}{\partial x_j} + \bar{S}_i \quad (II \cdot 41)$$

$$\bar{\rho} \cdot \tau_{ij} = -\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''} \quad (II \cdot 42)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i \cdot \tilde{u}_j)}{\partial t} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial(\bar{t}_{ij} + \overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''})}{\partial x_j} + \bar{S}_i \quad (II \cdot 43)$$

L'équation de l'énergie totale

Comme pour les équations précédentes, la décomposition de Reynolds est introduite dans l'équation de l'énergie, qui est ensuite moyennée :

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{h}_t)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot \tilde{h}_t \cdot \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{q}_j - \overline{\rho \cdot h_t'' \cdot u_j''} + \bar{t}_{ij} \cdot u_{ij}'' - \frac{1}{2} \cdot \overline{\rho \cdot u_i \cdot u_i'' \cdot u_j''} + (\bar{t}_{ij} + \bar{\rho} \cdot \tau_{ij}) \cdot \tilde{u}_j \right) + \bar{S}_E \quad (II \cdot 44)$$

Le vecteur de flux thermique suit la loi de Fourier :

$$\vec{q} = -\frac{C_p \cdot \mu}{P_r} \cdot \overrightarrow{grad} T \quad (II \cdot 45)$$

Avec : $P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$

P_r : Le nombre de PRANDTL.

μ : La viscosité du fluide

K : Le coefficient de conductivité thermique.

Où $-\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''}$ est le tenseur des contraintes de Reynolds, modélisé en utilisant l'hypothèse de Boussinesq.

L'approximation de Boussinesq : Le tenseur des contraintes de Reynolds correspond à un terme de diffusion dans la majorité des écoulements. Dans le modèle RANS, seules les grandeurs moyennes sont accessibles, les fluctuations u'' sont inconnues et il est nécessaire de fermer le système d'équations.

Dans la plupart des cas, l'hypothèse de Boussinesq est utilisée, correspondant à un alignement entre le tenseur des contraintes de Reynolds et le tenseur des déformations moyennes, donné par l'équation suivante :

$$\overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''} = \mu_t \cdot \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot k \cdot \delta_{ij} \quad (II \cdot 46)$$

Avec $k = \frac{1}{2} \cdot \overline{u_i'' \cdot u_j''}$ l'énergie turbulente.

μ_t : la viscosité turbulente.

$-\frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot k \cdot \delta_{ij}$: peut être assimilé à une force de pression supplémentaire ; en pratique, elle est négligeable par rapport à la force de pression.

Nous pouvons donc présenter le système des équations de Navier-Stokes moyennées sous une forme similaire à celle des équations de Navier-Stokes.

L'équation de continuité

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (II \cdot 47)$$

L'équation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i \cdot \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \quad (II \cdot 48)$$

L'équation de l'énergie totale

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{h}_t)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{h}_t \cdot \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \frac{\mu_T}{Pr_T} \cdot \frac{\partial \tilde{h}_t}{\partial x_j} + (\overline{t_{ij}} + \bar{\rho} \cdot \tau_{ij}) \tilde{u}_i \right] \quad (II \cdot 49)$$

L'équation des gaz parfaits

$$\bar{P} = \bar{\rho} \cdot R \cdot \bar{T} \quad (II \cdot 50)$$

La non-linéarité des équations conduit, dans ce modèle de traitement, à l'apparition de nouveaux termes inconnus appelés tensions de Reynolds. Ceux-ci introduisent six inconnues supplémentaires sans ajouter d'équations supplémentaires au système. On obtient donc un total de 4 équations pour 10 inconnues, autrement dit, le système d'équations devient ouvert (le nombre d'inconnues est supérieur au nombre d'équations). Pour résoudre ce système, il est donc nécessaire de le compléter avec des équations supplémentaires, appelées équations de fermeture.

La modélisation du terme de contrainte de Reynolds selon l'un des modèles de turbulence est basée sur l'hypothèse de Boussinesq, qui relie les contraintes de Reynolds au taux de déformation moyen de l'écoulement :

- En cette équation, nous observons la présence de deux nouvelles variables utilisées pour modéliser le tenseur de Reynolds, la viscosité turbulente μ_t et l'énergie cinétique k . Nous avons besoin de deux informations supplémentaires pour fermer le système d'équations RANS, mais elles doivent être utilisées pour déduire des informations sur la vitesse, la longueur et le temps caractéristique des fluctuations.
- Il existe plusieurs types de modèles de turbulence à deux équations largement utilisés dans les simulations CFD, car d'une part ils offrent un bon compromis entre l'effort et la précision du calcul numérique, et d'autre part ils sont beaucoup plus sophistiqués que les modèles à zéro équation.

II .3.4. Modèles à deux équations

➤ Le modèle de turbulence k-epsilon

Le modèle de turbulence k-epsilon est l'un des modèles les plus couramment utilisés en mécanique des fluides numérique (CFD) pour simuler les écoulements turbulents. Il s'agit d'un modèle à deux équations, ce qui signifie qu'il résout deux équations de transport supplémentaires pour décrire la turbulence :

k : représente l'énergie cinétique turbulente, c'est-à-dire l'énergie associée aux fluctuations aléatoires de la vitesse du fluide.

ε : représente la dissipation visqueuse de l'énergie turbulente, c'est-à-dire la vitesse à laquelle l'énergie turbulente est convertie en chaleur par les forces visqueuses.

➤ Le modèle de turbulence k- ω

Le modèle k-oméga est un modèle de turbulence largement utilisé en mécanique des fluides numérique (CFD) pour simuler des écoulements turbulents. Il s'agit d'une approche semi-empirique qui permet de modéliser les effets de la turbulence sur un écoulement moyen.

Les deux équations du modèle k-oméga représentent :

k : L'énergie cinétique turbulente : Cette variable quantifie l'énergie associée aux fluctuations aléatoires de la vitesse dans l'écoulement turbulent. Plus la valeur de k est élevée, plus l'écoulement est turbulent.

ω : Le taux spécifique de dissipation de l'énergie cinétique turbulente : Cette variable caractérise le taux auquel l'énergie turbulente est dissipée en chaleur. Elle est liée à l'échelle de longueur des structures turbulentes.

➤ Le modèle de turbulence k- ω SST (Shear Stress Transport)

Ce modèle a été choisi pour la présente étude. La turbulence peut être définie comme des irrégularités dans le mouvement d'un fluide et se caractérise par la formation de tourbillons de toutes tailles. Le mouvement des particules fluides est aléatoire et imprévisible.

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

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

$$\overline{-\rho u_i u_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\frac{2}{3} \mu_t \frac{U_m}{x_m} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (II \cdot 51)$$

x_j : Cordonnées généralisées

U_j : Composante de la vitesse dans la direction des coordonnées.

ρ : Densité

μ_t : La viscosité turbulente.

k : L'énergie cinétique turbulente.

Le modèle k-omega suppose que la viscosité turbulente est liée à l'énergie cinétique turbulente K et à la fréquence turbulente ω selon la relation suivante :

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{k}{\omega} \quad (II \cdot 52)$$

$$\overline{-\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (II \cdot 53)$$

$$k = \frac{1}{2} \cdot \overline{u_i u_i} \quad (II \cdot 54)$$

II .4. Modèle mathématique de la structure

II .4. 1.Hypothèses pour l'étude statique

- Forces extérieures : On considère seulement la pression statique du fluide sur la structure. Les effets dynamiques tels que les forces d'inertie et les vibrations sont négligés.
- Déformations élastiques : La structure suit un comportement élastique linéaire, ce qui signifie que les déformations sont réversibles et proportionnelles aux contraintes appliquées.
- Conditions aux limites : La structure est fixée aux extrémités appropriées, simulant les conditions réelles dans le compresseur.
- Couplage fluide-structure : Le couplage entre l'écoulement du fluide et la structure se fait à travers la pression statique, transférée comme charge sur la structure. Pas de transfert de force dynamique.

II .4.2. Équations de la mécanique des milieux continus

Équilibre statique :

$$\nabla \cdot \sigma + f = 0 \quad (II \cdot 55)$$

Où :

σ est le tenseur des contraintes.

f représente les forces volumiques appliquées (ici négligées dans le cadre statique).

II .4.3. Relations contrainte-déformation (Loi de Hooke généralisée pour les matériaux isotropes)

La relation entre les contraintes et les déformations dans un matériau isotrope suit la loi de Hooke

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} \quad (II \cdot 56)$$

Où

$\{\sigma\}$ est le vecteur des contraintes.

$[D]$ est la matrice constitutive (des propriétés élastiques).

$\{\varepsilon\}$ est le vecteur des déformations, donné par $\{\varepsilon\} = \nabla\{u\}$, où $\{u\}$ est le déplacement.

Matrice constitutive $[D]$ pour un matériau isotrope

La matrice $[D]$ est définie en fonction du module de Young E et du coefficient de Poisson ν comme suit

$$D = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \begin{bmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 - \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1 - \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (II \cdot 57)$$

II .4.4. Relations déformation-déplacement

Les déformations $\{\varepsilon\}$ sont reliées aux déplacements $\{u\}$ par les relations suivantes (équations de déformation linéaire)

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} \quad (II \cdot 58)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} \quad (II \cdot 59)$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (II \cdot 60)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \quad (II \cdot 61)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \quad (II \cdot 62)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \quad (II \cdot 63)$$

II .4.5. Équations d'éléments finis (FEM) pour la matrice de rigidité [K]

Dans la méthode des éléments finis, l'équation d'équilibre statique discrétisée est

$$[K] \cdot \{u\} = \{F\} \quad (II \cdot 64)$$

Où :

[K] est la matrice de rigidité.

{u} est le vecteur des déplacements nodaux.

{F} est le vecteur des forces nodales appliquées (ici, la pression statique).

Matrice de rigidité [K]

$$[K] = \int_V [B]^T \cdot [D] \cdot [B] dV \quad (II \cdot 65)$$

Où :

[B] est la matrice de déformation (liant les déplacements aux déformations).

[D] est la matrice constitutive décrite ci-dessus.

Matrice de déformation [B]

La matrice [B] relie les déformations aux déplacements à l'intérieur de chaque élément. Pour un élément 3D, elle prend la forme suivante

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \dots & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \dots \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & 0 & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \dots \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & 0 & \dots \end{bmatrix} \quad (II \cdot 66)$$

Où N_1, N_2, \dots sont les fonctions de forme associées aux nœuds de l'élément.

II .4.6. Énergie de déformation

L'énergie de déformation W par unité de volume dans un solide élastique est donnée par

$$W = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} \epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{xx} \epsilon_{xx} + \sigma_{yy} \epsilon_{yy} + \sigma_{zz} \epsilon_{zz} + 2(\tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{yz} \gamma_{yz} + \tau_{zx} \gamma_{zx}) \right) \quad (II \cdot 67)$$

CHAPITRE III :Présentation de logiciel et Simulation numérique

III.1. Introduction

L'essor de la simulation numérique et de la puissance informatique a propulsé le domaine de la mécanique des fluides et des turbomachines vers de nouveaux horizons. En effet, ces avancées technologiques ont permis le développement d'une multitude de codes de calcul dédiés au traitement de problèmes tridimensionnels complexes. Parmi les plus connus, on peut citer:

- **ANSYS CFX** : Un logiciel puissant pour la simulation d'écoulements fluides et thermiques, particulièrement adapté aux applications industrielles.
- **GAMBIT** : Un préprocesseur dédié à la création et à la préparation de maillages pour les simulations numériques.
- **FLUENT** : Un outil de référence pour la simulation d'écoulements fluides complexes, incluant la turbulence et la multi phase.
- **STAR-CD** : Un logiciel polyvalent pour la simulation d'écoulements fluides, de transferts thermiques et de combustion.
- **FEMLAB** : Un outil puissant pour la simulation de phénomènes multiphysiques, incluant la mécanique des fluides, l'électromagnétisme et la structure.
- **NUMECA** : Un ensemble de logiciels dédiés à la simulation d'écoulements fluides et de transferts thermiques dans les turbomachines.

Ces codes de calcul, dotés d'algorithmes sophistiqués et d'interfaces conviviales, permettent aux ingénieurs et chercheurs de modéliser et d'analyser une large gamme de phénomènes fluides avec une précision croissante. Ils jouent un rôle crucial dans la conception, l'optimisation et le développement de produits et de systèmes innovants dans divers domaines tels que l'aéronautique, l'automobile, l'énergie, l'environnement et la biomécanique.

Le logiciel utilisé dans le présent travail, pour modéliser numériquement l'écoulement compressible dans un compresseur centrifuge, est bien ANSYS-CFX 23.

III.2. Présentation du logiciel ANSYS-CFX 23

ANSYS CFX 23 est un logiciel de simulation numérique des écoulements de fluides (CFD) de pointe, développé par la société ANSYS. Il s'agit d'un outil puissant et polyvalent qui permet de modéliser et d'analyser une large gamme de phénomènes fluides, y compris les écoulements incompressibles et compressibles, les écoulements turbulents, les écoulements multiphasiques, les transferts thermiques et les réactions chimiques.

III.3. Applications d'ANSYS CFX 23

ANSYS CFX 23 est utilisé dans une large gamme d'industries pour concevoir, analyser et optimiser des produits et des systèmes impliquant des écoulements de fluides. Parmi les applications les plus courantes, on trouve :

- **Aéronautique et aérospatiale** : Conception d'avions, d'hélicoptères, de moteurs d'avions et de composants spatiaux.
- **Automobile** : Conception de moteurs, de systèmes de refroidissement et d'aérodynamique automobile.
- **Énergie** : Conception de turbines à gaz, de centrales électriques et d'éoliennes.
- **Environnement** : Étude de la pollution atmosphérique, de la dispersion des fluides et de la gestion des ressources en eau.
- **Biomécanique** : Étude de la circulation sanguine, de la respiration et des flux d'air dans les poumons.

Comme beaucoup de Logiciel, le CFX-23 comprend plusieurs outils et modules pour :

- Le dessin (création des géométries).
- La génération de maillage (stucateur ou non stucateur)
- Le calcul.

III.4. Étude des différentes parties de la turbomachine à l'aide du logiciel CFX-23

L'étude des différentes parties de la turbomachine à l'aide du logiciel CFX-23 se fait étape par étape. À chaque étape, le logiciel fait appel à certains de ses outils ou composants, comme l'illustre l'organigramme suivant :

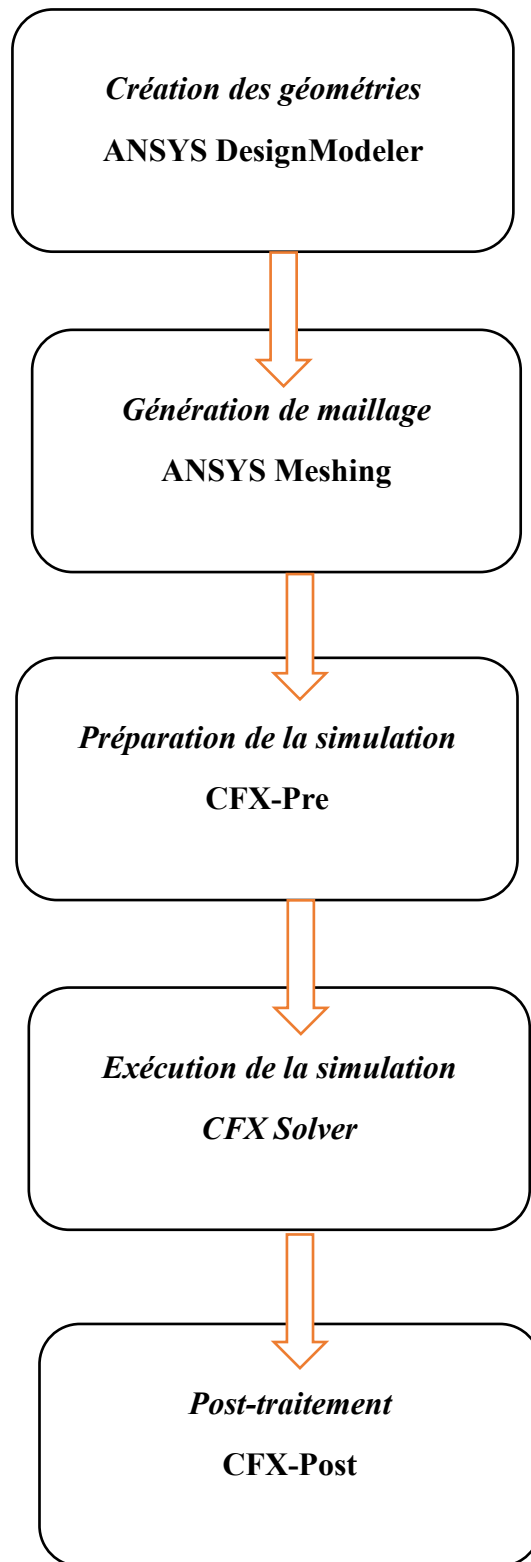


Figure III.1. Les différents modules dans CFX .23.

III.4.1. Description

La turbomachine étudiée est un compresseur radial avec Une similitude expérimentale a été réalisée avec une roue à pales “courbées vers l’arrière” suivie en aval d’un diffuseur à palettes “canal” pour lequel un cas de test est disponible, appelé Radiver et décrit par Ziegler et al. [1], [2].

Le stade du compresseur, illustré dans la figure 2, se compose d’une roue sans disque de recouvrement, “non enveloppé”, en aluminium avec 15 pales “inclinaées vers l’arrière”.



Figure III.2. Étage du compresseur centrifuge - paroi frontale enlevée. [1].

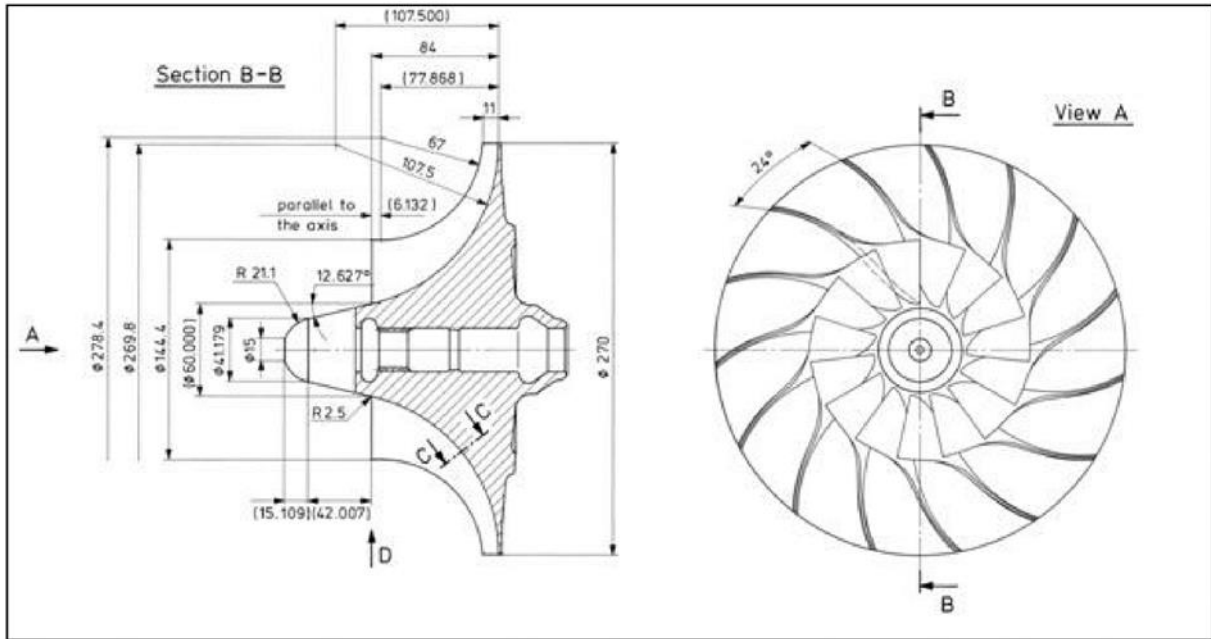


Figure III.3. La géométrie de l'impulseur

III.4.2. Données techniques

Les données techniques de la configuration sont présentées dans le tableau 1 ci-dessous :

Table III.1. Les données techniques

Shaft speed	28.541 rpm
Tip radius	135 mm
Number of impeller blades	15
Blade backsweep angle at impeller exit	38 °
Impeller leading edge tip clearance	0.70 mm
Impeller trailing edge tip clearance	0.48 mm

III.5. Lancement du programme Ansys Workbench 23R2 et création d'un projet

Le programme Workbench est conçu pour l'intégration de divers programmes d'entreprise Ansys.

Destiné à résoudre des tâches d'ingénierie et de recherche dans différents domaines, ainsi qu'à organiser un échange d'informations simple et efficace entre eux.

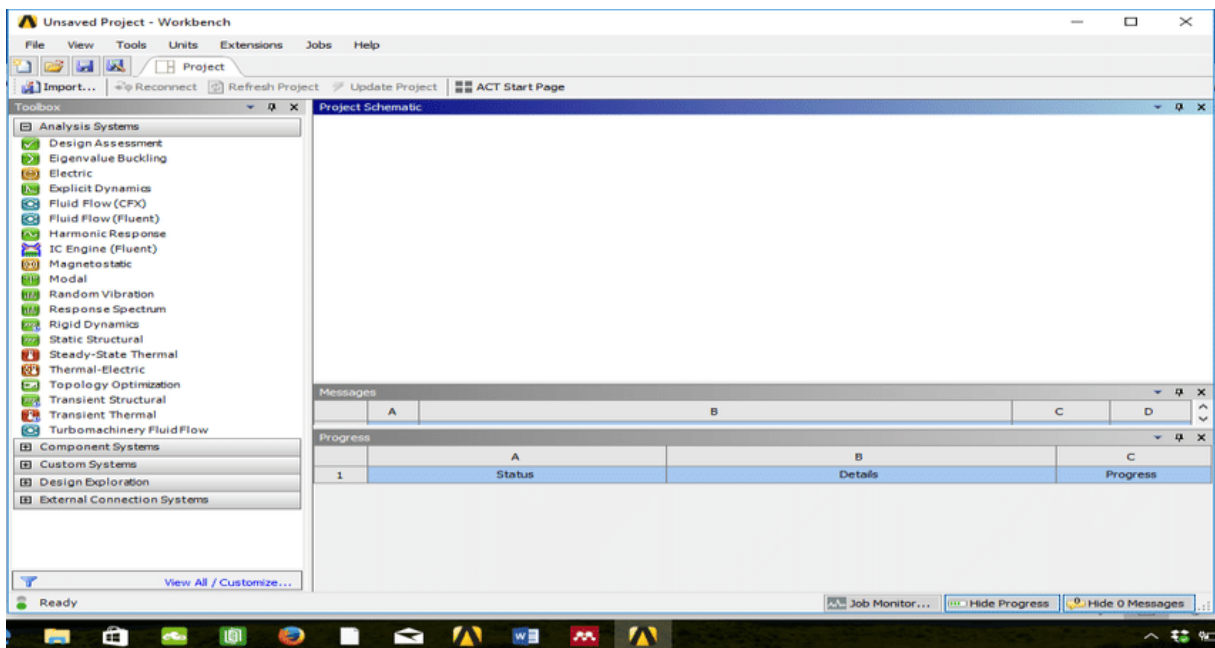


Figure III.4. Fenêtre du programme Ansys Workbench.

Comme on peut le voir sur la figure III.4, la fenêtre de travail de l'enveloppe de l'Ansys Workbench se compose de trois parties principales :

- Menu principal ;
- Fenêtre d'outils ;
- Fenêtre pour construire des diagrammes structurels de tâches de calcul.

Travailler avec des fichiers de projet (lecture, enregistrement, importation), en définissant l'apparence de la propriété

Workbench et le choix de la dimension dans laquelle le modèle de calcul sont tous créés dans le menu principal.

Les programmes sont désignés par des blocs et sont divisés en sous-blocs thématiques. Par exemple, résoudre un problème de dynamique des fluides numérique (CFD) dans le Fluent ou le CFX est divisé en sous-blocs correspondant aux étapes à résoudre à chaque fois lors de l'utilisation de ce programme. Par exemple : construction géométrique (Géométrie), grille de calcul création (Mesh), configuration du solveur (Setup), solution (Solution) et post-traitement (Résulta).

En établissant des connexions entre les blocs et les sous-blocs, il est facile de décrire le de problèmes interdisciplinaires complexes, ou d'impliquer divers programmes spécialisés dans la création du modèle

Dans cette fenêtre, les programmes qui seront utilisés pour résoudre la tâche définie sont placés, et le bouton

Les connexions et les flux d'informations entre eux sont affichés. Un exemple de mnémotechnique est illustré à la figure III.5.

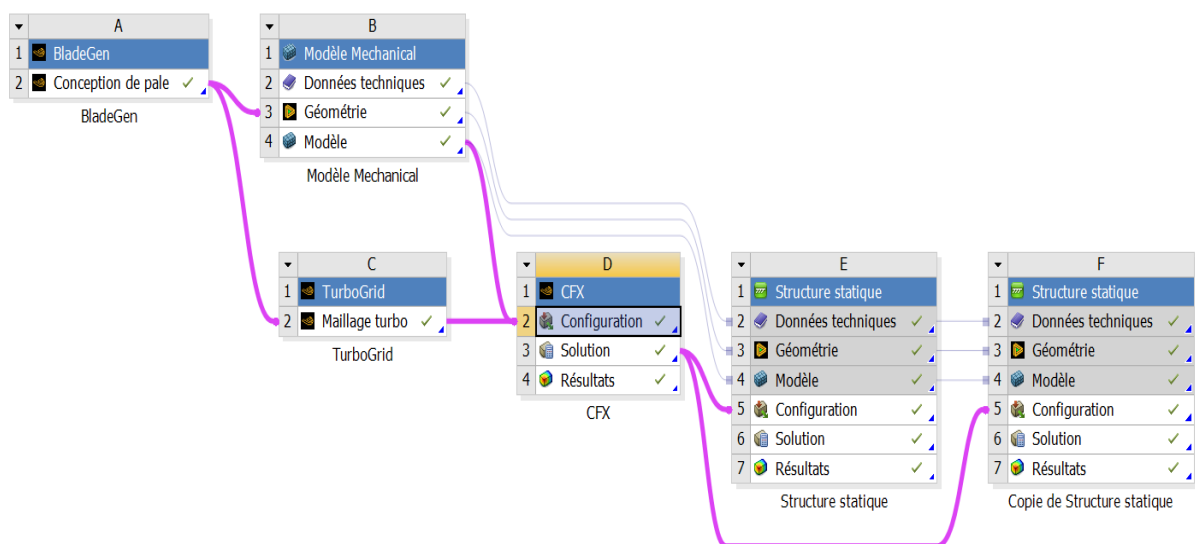


Figure III.5. Diagramme mnémotechnique dans Ansys Workbench.

L'organigramme présente un flux de travail qui intègre à la fois des analyses aérodynamiques et des analyses structurelles pour l'étude et l'optimisation d'une pale de turbine. Voici une explication détaillée des deux parties :

Partie Aérodynamique

Conception de la pale (BladeGen) → Maillage (TurboGrid) → Simulation CFD (CFX).

1. Bloc A (BladeGen)

- Conception de pale : Ici, la géométrie initiale de la pale est créée. Cette étape est cruciale pour définir la forme et les caractéristiques aérodynamiques de la pale.

2. Bloc C (TurboGrid)

- Maillage turbo : La géométrie de la pale conçue dans BladeGen est importée dans TurboGrid pour générer un maillage adapté aux simulations de fluides. Le maillage doit être suffisamment fin pour capturer les détails importants des écoulements autour de la pale.

3. Bloc D (CFX)

- Simulation CFD (CFX) : Le maillage généré dans TurboGrid est utilisé pour effectuer des simulations de dynamique des fluides (CFD) dans CFX. Cette étape permet d'analyser les performances aérodynamiques de la pale, y compris les forces de portance et de traînée, les écoulements de fluide et les performances globales sous différentes conditions d'exploitation.

Flux de données aérodynamiques

- De A à C : La géométrie de la pale est transférée de BladeGen à TurboGrid pour le maillage.

- De C à D : Le maillage de TurboGrid est utilisé dans CFX pour les simulations CFD.

Partie Structurelle

Modèle mécanique (Modèle Mechanical) → Analyse structurelle

1. Bloc B (Modèle Mechanical)

- Modèle mécanique : Utilise les données techniques et la géométrie de la pale pour créer un modèle mécanique détaillé. Cela inclut la définition des propriétés matérielles, des contraintes et des conditions aux limites.

2. Bloc E (Structure statique)

- Analyse structurelle statique : Le modèle mécanique de la pale est utilisé pour effectuer une analyse structurelle statique. Cette étape évalue les contraintes et les déformations de la pale sous des charges statiques. Les résultats de cette analyse déterminent si la pale peut supporter les charges sans défaillance structurale.

Flux de données structurelles

- De B à E : Le modèle mécanique est transféré à l'analyse structurelle pour évaluer les contraintes et les déformations.

Intégration des deux parties

Les résultats de la simulation CFD dans le Bloc D (CFX) peuvent fournir des charges aérodynamiques qui sont utilisées dans l'analyse structurelle (Bloc E). Cette intégration assure que les contraintes et les déformations évaluées dans l'analyse structurelle tiennent compte des forces aérodynamiques réelles exercées sur la pale.

III.5.1. Partie Aérodynamique

III.5.1.1. ANSYS CFX –BladeGen V-23

La première étape de résolution consiste à définir la géométrie de la roue de Compresseur Centrifuge par CFX –BladeGen. C'est un outil tridimensionnel, rapide à utiliser pour créer la géométrie, spécialisé dans le domaine des Turbomachines, à savoir :

Les compresseurs (centrifuge ou axial), les pompes, les ventilateurs, les turbines...etc.

Conception de la roue

La conception de la géométrie du compresseur centrifuge (roue), se déroule en quatre étapes, comme il est montré ci-dessous sur image de l'interface de logiciel ANSYS TurbGen destiné à la conception des pièces (voir Figure.III.6.) :

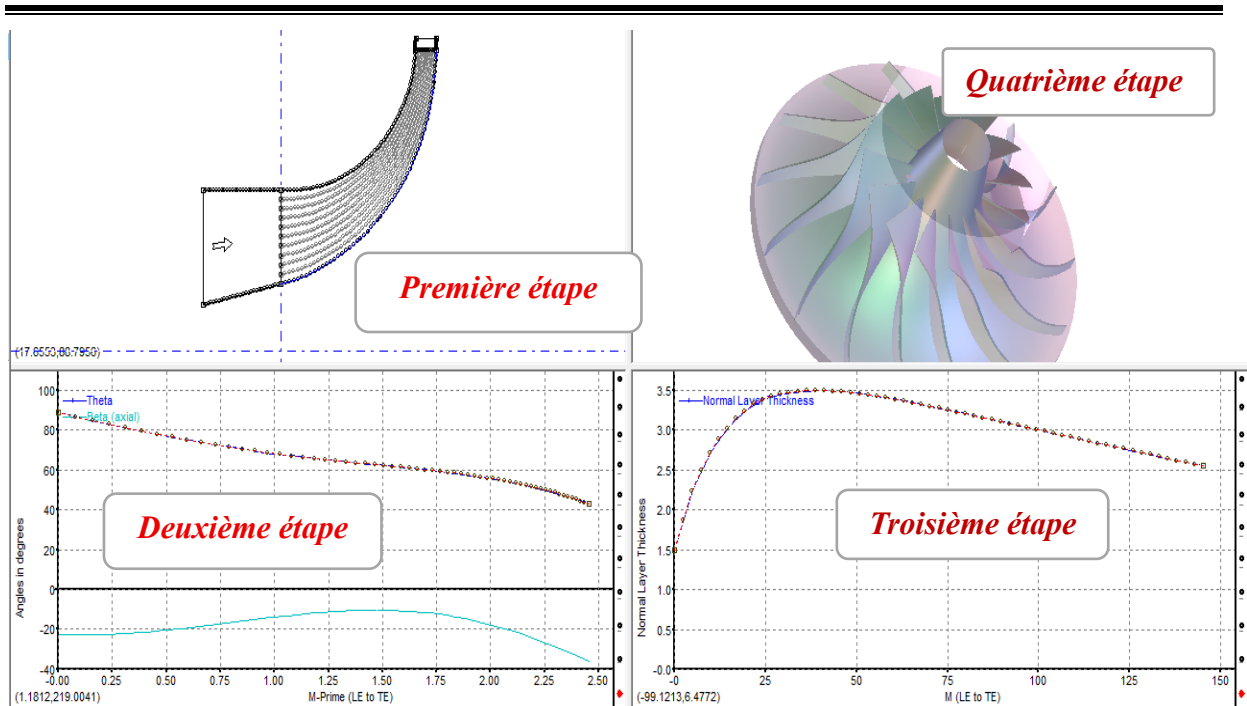


Figure III.6. La Présentation des étapes pour la conception d'une roue par BladGen V-23.

Première étape

Conception du conduit de flux central à l'aide d'un modèle prédéfini et spécifique aux roues radiales, aux surfaces des moyeux et aux carters.

Les surfaces sont définies par deux courbes dans le plan (z, r) où z et r sont respectivement les directions axiale et radiale.

Types de courbes utilisées :

- Courbe de Bézier avec quatre points de contrôle : Ce type est utilisé pour créer des courbes lisses avec un petit nombre de points de contrôle.
- Courbe de Bézier avec (N) points de contrôle : Ce type permet de créer des courbes plus complexes avec un contrôle accru de la forme.
- Courbe B-spline avec (N) points de contrôle : Ce type est utilisé pour créer des courbes très lisses avec la capacité de gérer des formes complexes.

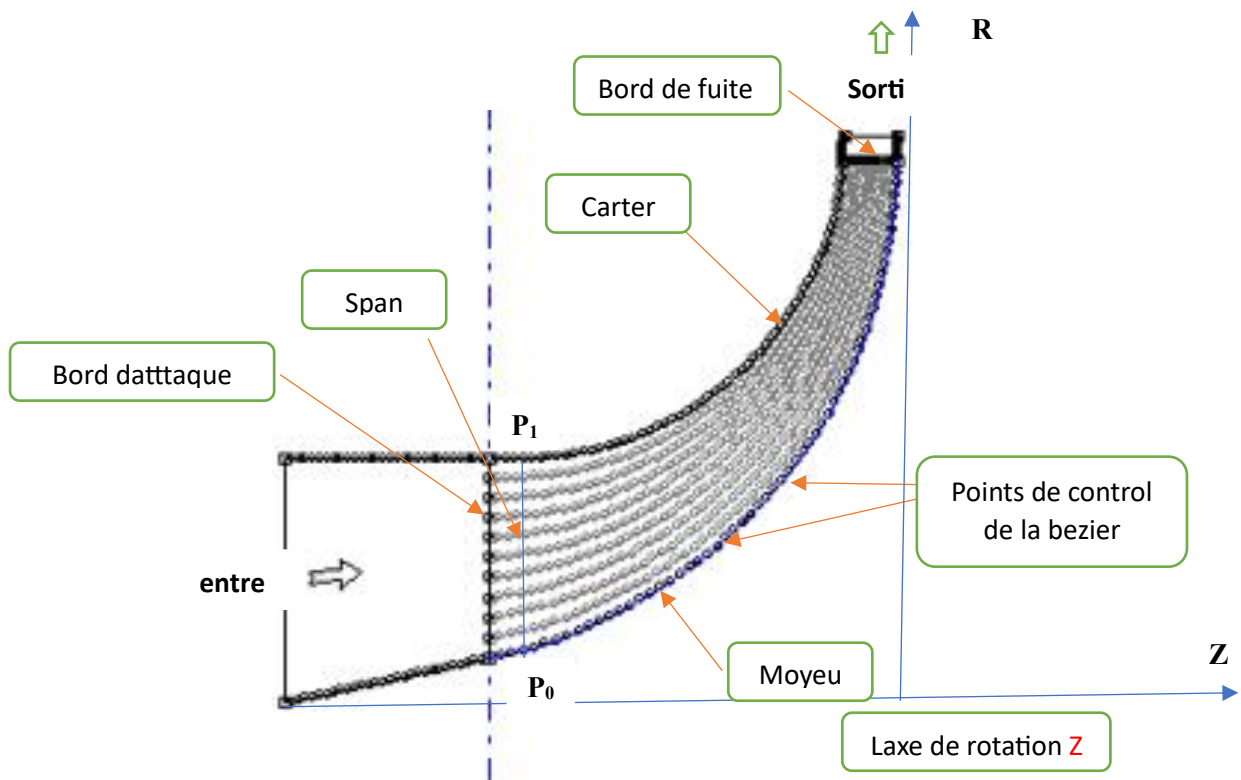


Figure III.7. La présentation de plan méridienne de la roue compresseur centrifuge.

Localisation des Lignes de Courant Méridien Les lignes de courant méridien représentent le chemin suivi par un fluide dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la turbine. Ces lignes de courant sont essentielles pour analyser le comportement du fluide dans une turbine.

Span (Envergure) Le “span” est la position normalisée entre le carter (la partie extérieure) et le moyeu (la partie centrale).

Il est souvent exprimé sous forme de pourcentage ou de fraction, allant de 0 (au niveau du moyeu) à 1 (au niveau du carter).

La surface de courant peut être déterminée par l'équation suivante :

$$P = \text{Span} \times P_1 + (1 - \text{Span}) \times P_0$$

Où:

- **(P₀)** : Position au niveau du moyeu.
- **(P₁)** : Position au niveau du carter
- **Span** : Position normalisée entre 0 (moyeu) et 1 (carter).

Deuxième étape

Pour déterminer les angles de calage β et l'angle de recouvrement θ en fonction de la distance méridienne M en utilisant une transformation conforme des coordonnées du repère dans le repère (R', M') et en se basant sur l'équation donnée :

$$\delta M = \sqrt{\delta R \cdot \delta R + \delta Z \cdot \delta Z}$$

Où M est la distance méridienne, R est le rayon, et Z est la position axiale, nous devons établir une relation entre ces variables pour obtenir les angles de calage et de recouvrement.

L'angle de calage β est défini comme l'angle entre la direction radiale et la direction méridienne dans le nouveau repère (R', M') .

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\delta Z}{\delta R} \right)$$

L'angle de recouvrement θ peut être défini en fonction de la distance méridienne transformée M' .

$$\theta = \theta(M')$$

Troisième étape

Définir l'épaisseur de l'aube en fonction de la distance méridienne M implique de choisir une fonction appropriée qui décrit comment cette épaisseur varie le long de la distance méridienne. (Voir figure. III .8).

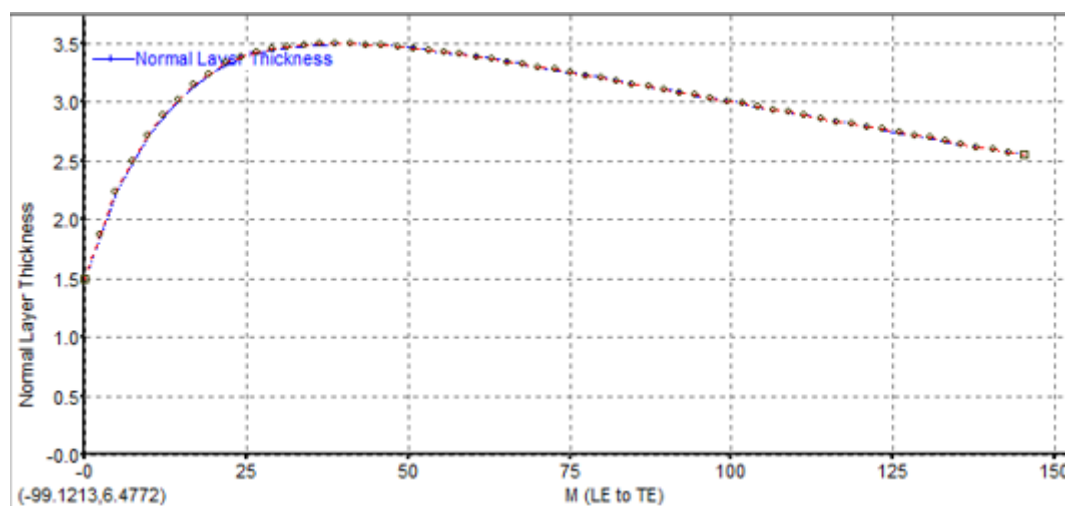


Figure III.8. L'épaisseur de l'aube en fonction de la distance méridienne.

Quatrième étape

Consiste à créer la forme géométrique en trois dimensions (3D) voir les deux figures suivantes :

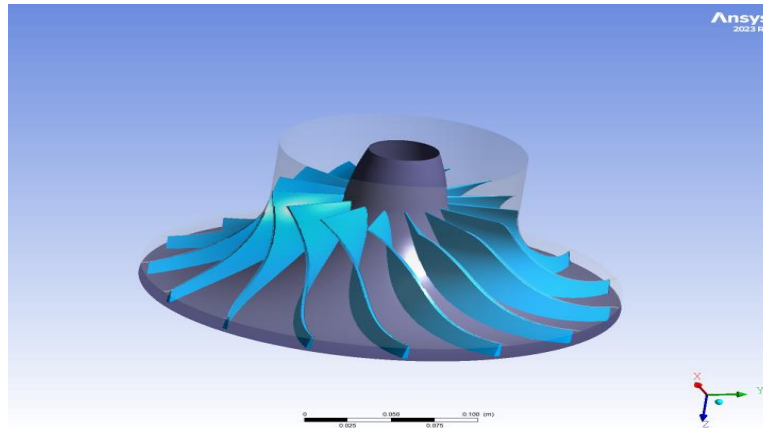


Figure III.9. La roue compresseur centrifuge.

Dans cette étape, on crée la géométrie dans un repère cartésien $R(x, y, z)$ ou cylindrique, on est amené à définir tous les composants du compresseur centrifuge à savoir le nombre d'aubes, le Carter, le moyeu, l'axe de rotation et les surfaces périodiques. Une fois la géométrie obtenue, on l'exporte vers le TurboGrid.

III.5.1.2. ANSYS CFX –Turbo Grid V-23

Cet outil permet de générer un maillage structuré adapté aux applications pour les différents types des machines. Mais il n'existe pas une règle précise pour obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines formes de géométries complexes telle que la roue du compresseur centrifuge. Le maillage d'une structure est plus facile à générer en utilisant une géométrie multi bloc, cette technique consiste à diviser les domaines de calcul en plusieurs compartiments de formes géométriques simples et les maillées séparément.

- Les avantages : Économique en nombre d'éléments et réduit les risques d'erreurs numériques et assurer une convergence relativement rapide dans les calculs.

- Les inconvénients : Dans le cas d'une géométrie complexe telle que la roue du compresseur centrifuge le maillage par cette technique est non seulement difficile à générer

mais encore sa qualité est mauvaise mauvaise Pour notre cas, la géométrie de la roue est assez simple et ne nécessite pas un maillage en bloc

III.5.1.2.1. Définition de machine

En ouvrant TurboGrid, ça c'est la première page dans l'interface ANSYS TurboGrid. Dans cette fenêtre en définit d'abord le nombre des aubes ainsi que le type de machine avec son axe de rotation et l'unité de distance de plus le sens de rotation de notre compresseur centrifuge, Voici dessous les informations à insérer dans la partie Machine Data.

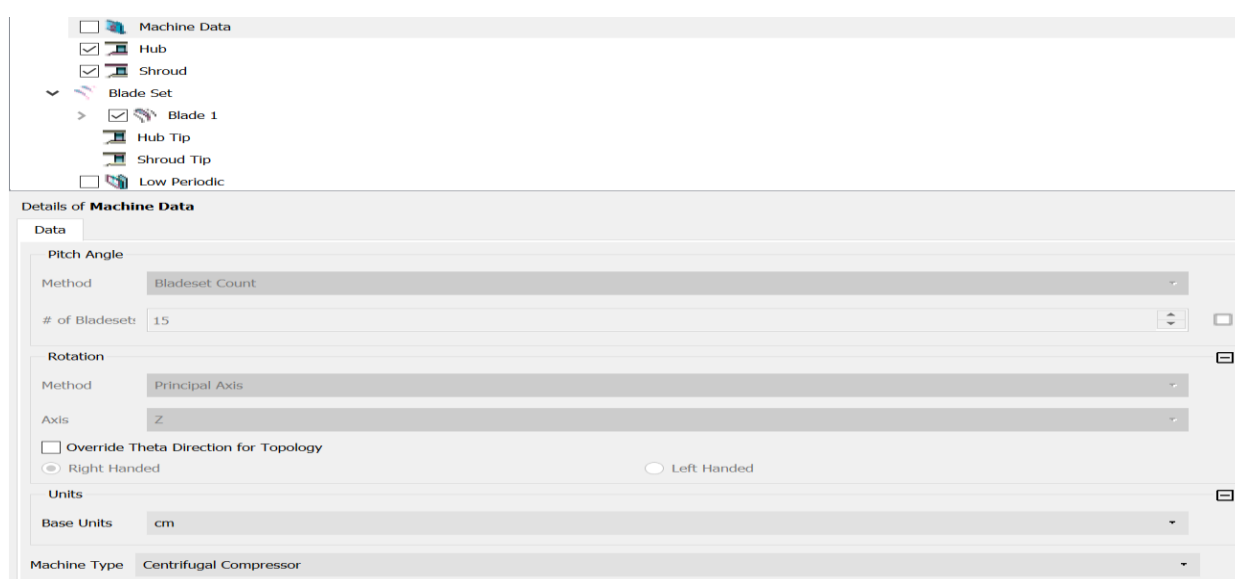


Figure III.10. Détails de machine.

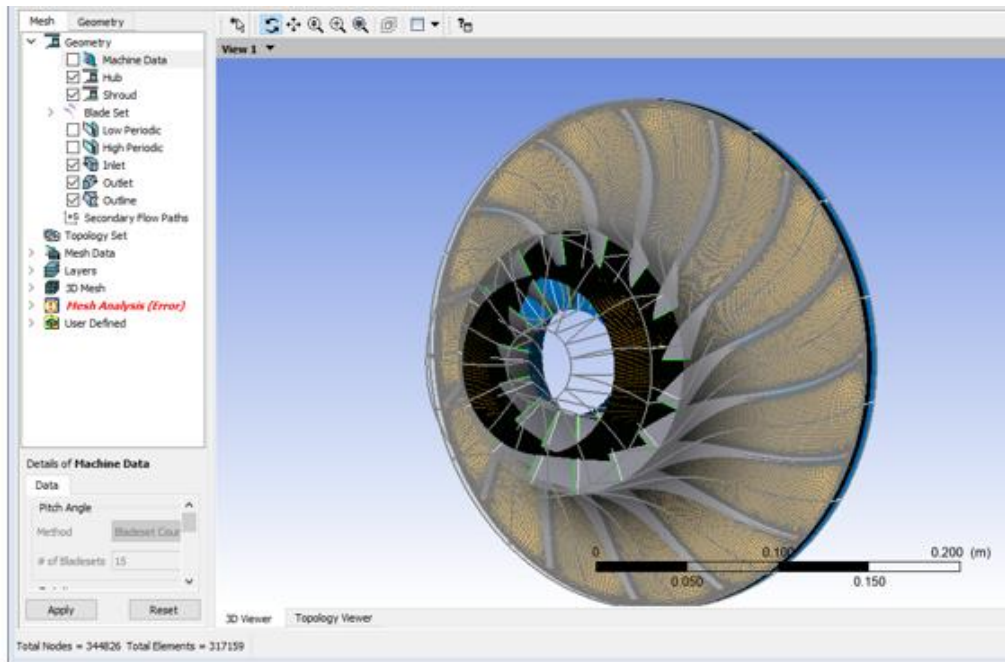


Figure III.11.Vue 3D

III.5.1.2.2. Insertion des géométries des composantes du compresseur

Une fois après la partie définition de la machine **Machine data**, en passe à la partie de définitions des éléments de compresseur tels que les géométries des aubes (Blades), Moyeu (Hub) et carter (Shroud), les géométries de ces derniers sont importées en format [.dat] .

Voici tous les facteurs qu'on à utiliser pour générer notre maillage :

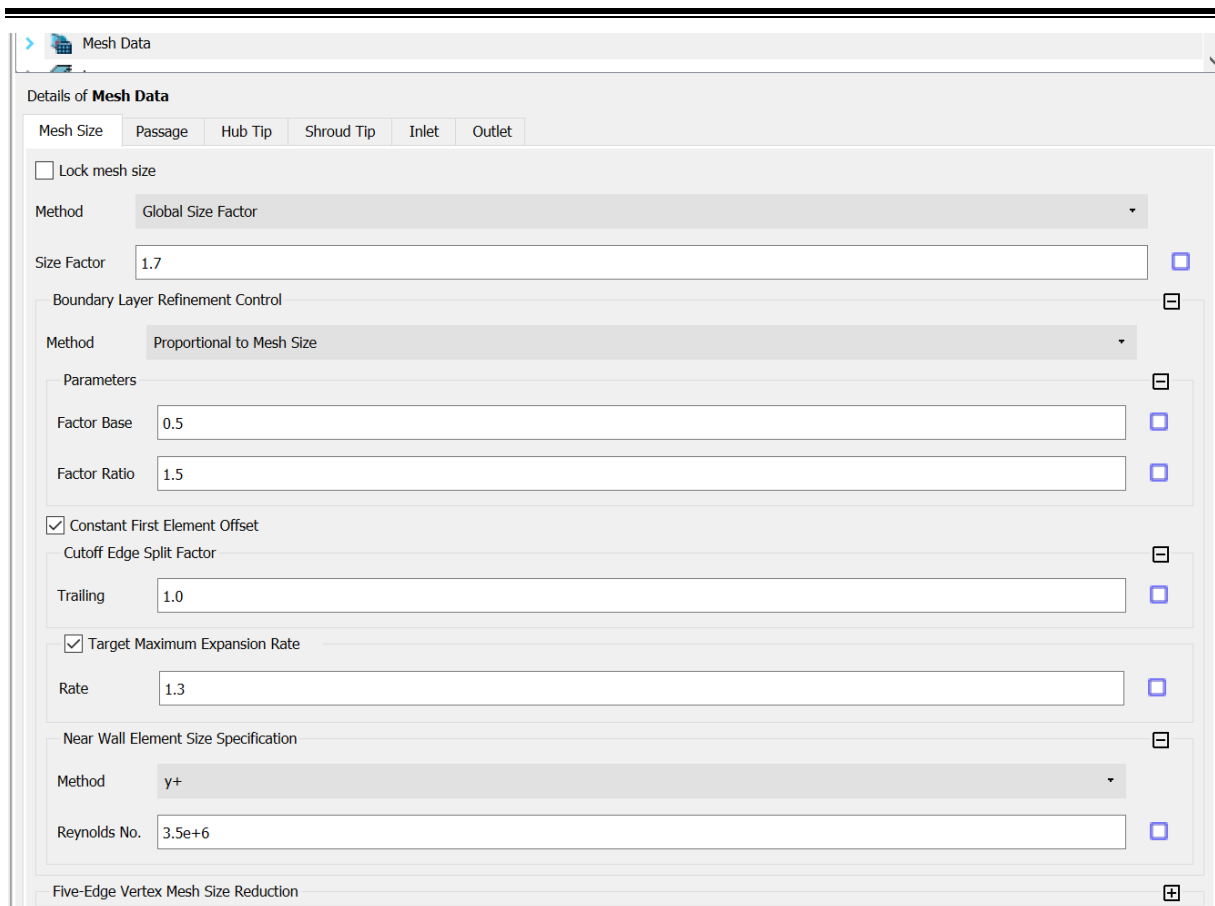


Figure III.12. Détails de maillage.

Dans la partie « Shroud détails » Nous avons introduit notre jeu comme distance constante normale à l'extrémité de l'aube, On coche sur l'option de définir ce dernier comme un paramètre Input pour l'utiliser ultérieurement dans la partie de l'optimisation.

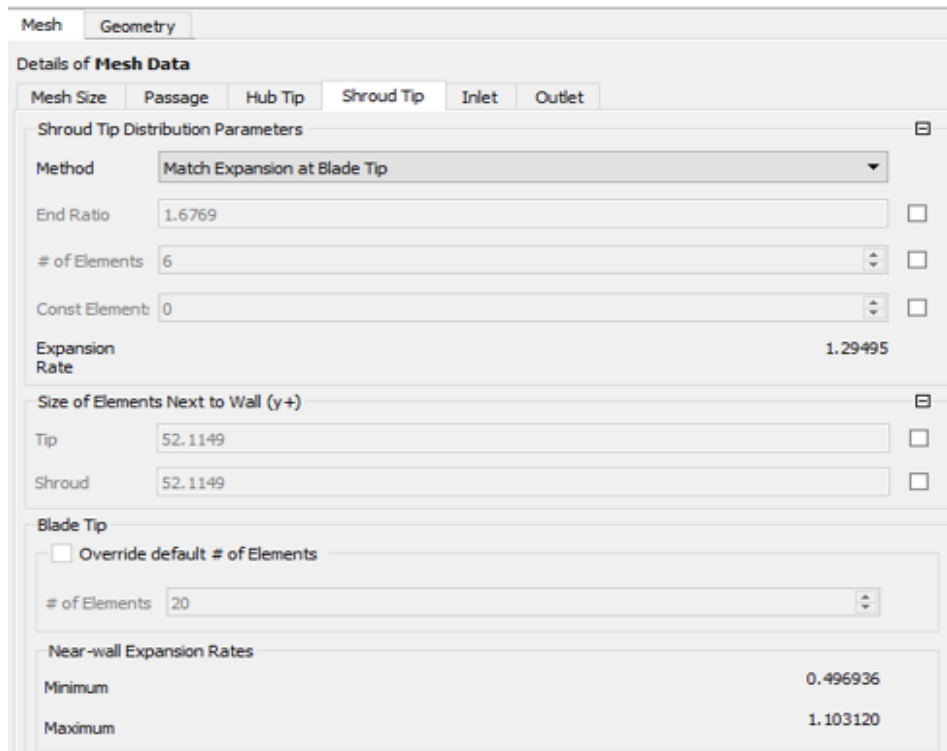


Figure III.13. Détails de maillage.

On utilise le paramètre “Match Expansion at Blade Tip pour raffiner le maillage au voisinage du carter du compresseur.

III.5.1.2.3. Topologie de maillage



Figure III.14. Détails de Topologie

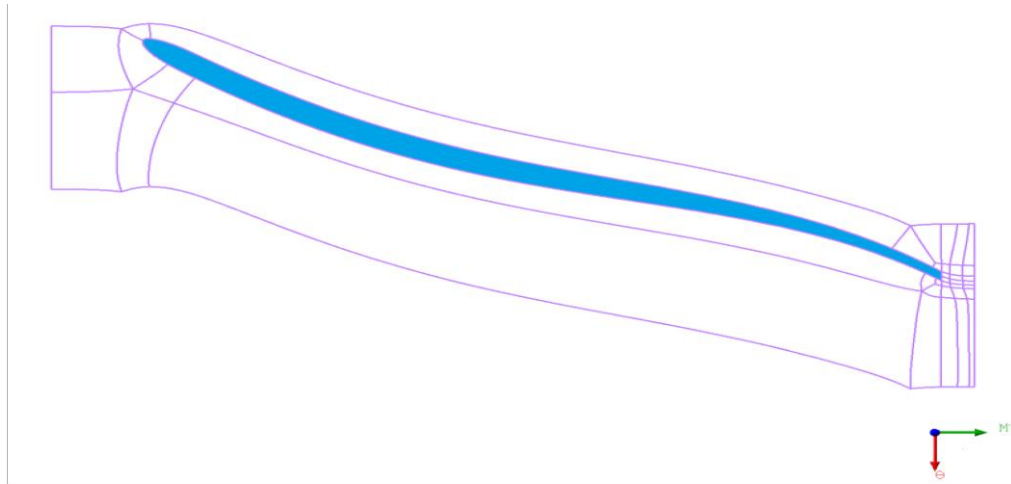


Figure III.15. Vue 2D de la topologie de maillage.

La modélisation de la partie mobile (rotor) et la prise en compte des différentes interactions mises en jeu (entre la roue mobile et Carter) requièrent l'utilisation d'un maillage non structuré, en effet la zone d'intersection des deux interfaces (les parties mobiles et la partie fixe) est à l'intérieure du domaine de calcul.

Pour la création de maillage il existe une topologie spéciale et du type H / J / C / L et du type ' O ' autour de l'aube et des parois voire figure III.16. ci-dessous :

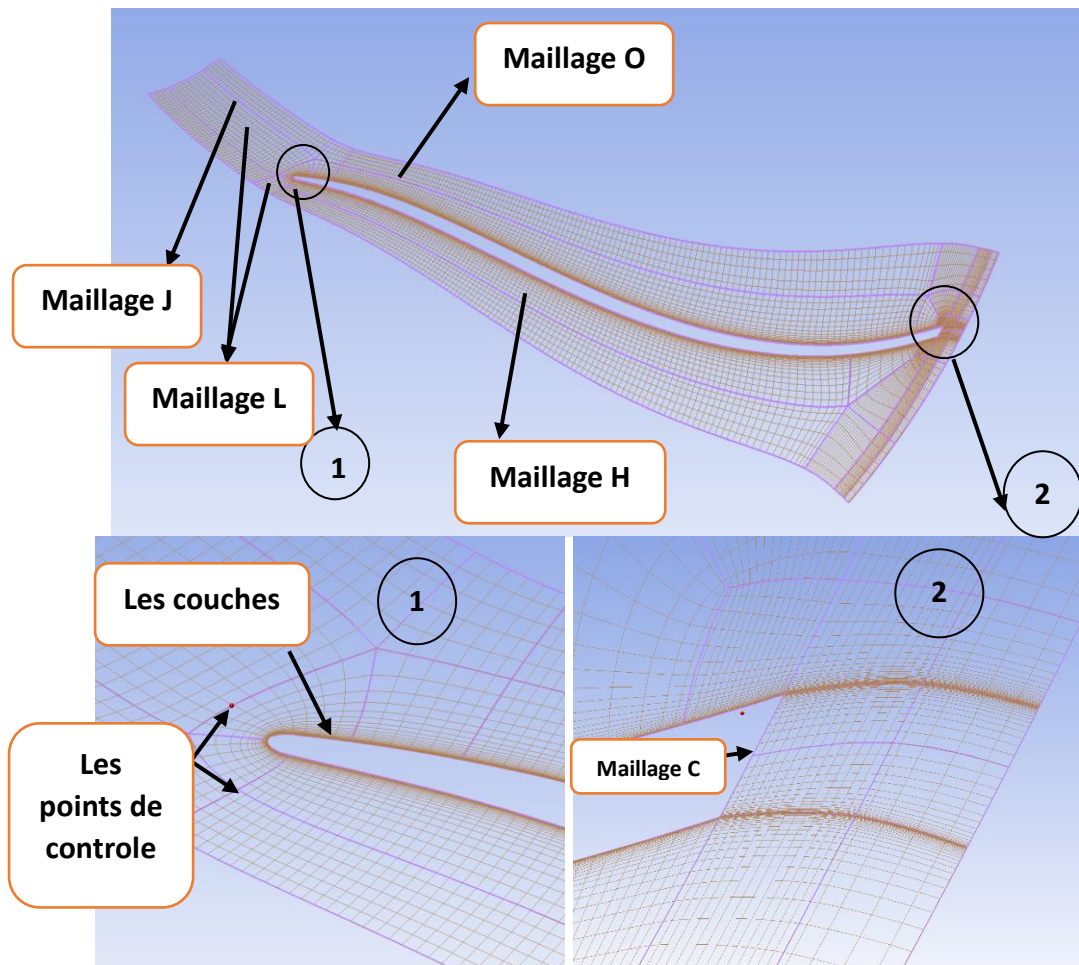


Figure III.16. Présentation de topologie de maillage.

Voici le raffinement qu'on fait dans la partie de bord de fuite de l'aube pour diminuer la valeur de Y^+ , En effectue ce raffinement comme : zoom dans la zone de bord de fuite, clic droit sur la frontière de maillage, sélectionner le paramètre Edge split control ».

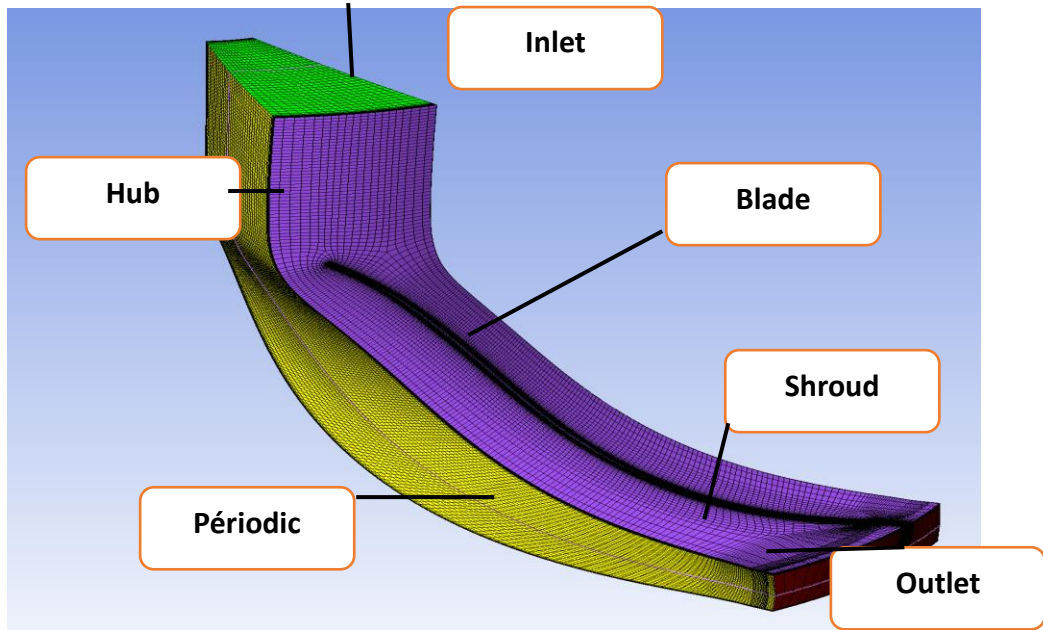


Figure III.17. Pale individuelle dans un vue 3 D

Chaque couleur représente une densité ou une configuration de maillage différente. Les variations de couleur indiquent comment le maillage est raffiné dans certaines zones pour capturer des détails importants, comme les bords de fuite et d'attaque, et les régions où des phénomènes complexes se produisent.

III.5.1.2.4. Statistique de maillage

Le maillage pour une turbomachine, il dépend des conditions suivantes :

- 1- **Maximum angle de face** : c'est le plus grand angle de toutes les faces touchant le nœud, il mesure la distorsion. La valeur de cet angle est de 151°
- 2- **Minimum angle de face** : c'est le plus petit angle entre deux arrêtes touchant le nœud, de la valeur de cet angle 28°
- 3- **Nombre de connectivite** : c'est le nombre d'éléments en liaison avec un nœud la valeur maximale 12 et la valeur minimale 0.
- 4- **Rapport d'élément d'un volume** : c'est le rapport entre le grand volume sur le petit volume associé à un nœud, ce rapport est positif.

- 5- **Rapport de la longueur de l'arrête** : c'est le rapport de la distance de la plus longue arrête sur la plus petite de la même face, la valeur maximale 10
- 6- **Minimum volume** : c'est le volume de la maille positif pour s'assurer qu'aucun volume négatif n'existe dans le passage du fluide.

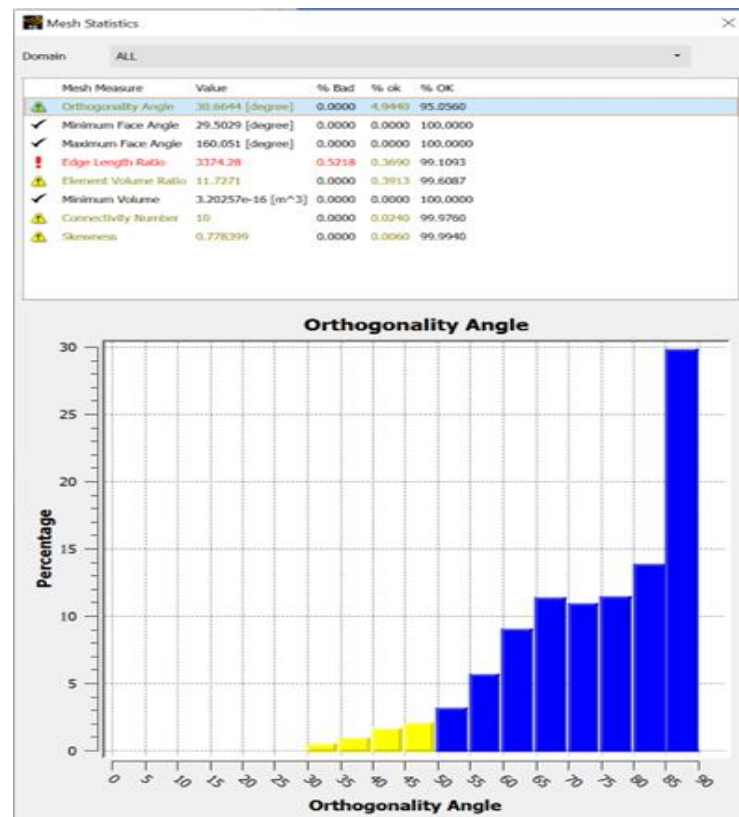


Figure III.18. Table des six conditions requises.

Remarque

Pour obtenir un maillage de très bonne qualité, il faut que les six conditions déjà évoquées soient réunies

Table III.2. Table de « Orthogonal qualité Mesh Metrics Spectrum ».

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

La qualité d'une grille de maillage affecte directement la stabilité et la précision des calculs, plus la qualité de maillage est bonne meilleur sera le résultat de calcul, plus précis et plus robuste.

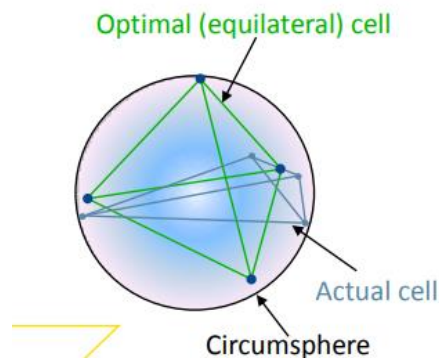
Il n'existe pas de règles précises pour obtenir une bonne qualité de maillage, cependant, il existe d'autres techniques qui nous permettent d'obtenir un maillage acceptable :

a) Absence de distorsion des éléments :

Pour cela on calcule le facteur de distorsion F_d de deux façons :

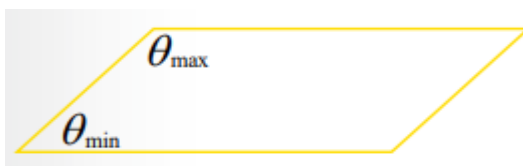
- Base sur la taille d'élément : valable pour les éléments triangulaires ou tétraédriques

$$F_d = \frac{\text{Taille}_{\text{elementoptimal}} - \text{Taille}_{\text{elementgenere}}}{\text{Taille}_{\text{elementoptimal}}}$$



- Base sur la Déviation angulaire :

$$F_d = \max \left[\frac{\theta_{\max} - 90}{90}, \frac{90 - \theta_{\min}}{90} \right]$$



b) Assure une bonne résolution dans la zone à fort gradient.

c) Assure un bon lissage dans les zones de transition entre le maillage fin et grossier.

III.5.1.3.ANSYS CFX

Ce composant du logiciel de CFX, permet la simulation des écoulements dans les géométries complexes comme dans le cas de l'assemblage de la roue de compresseur centrifuge et diffuseur radial. Il apporte au concepteur un outil robuste et précis pour analyser les écoulements internes qui peuvent être compressibles ou incompressibles, stationnaires ou non, laminaires ou turbulents, et l'écoulement peut être subsonique ou supersonique

Le système d'équations de départ est basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, pour constituer les équations de Navier-Stokes.

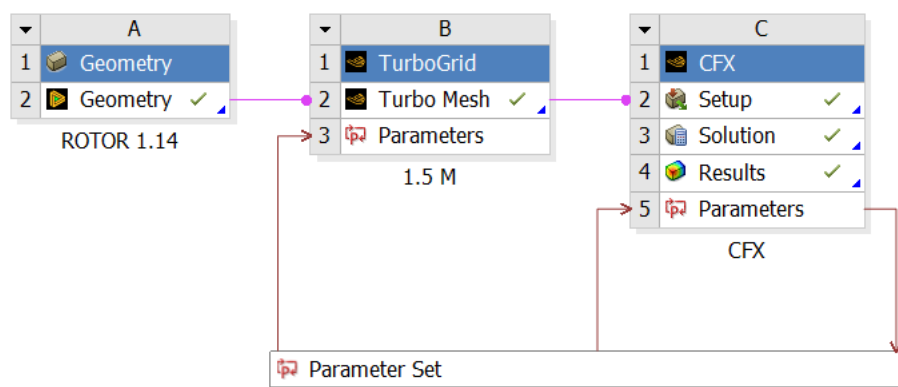


Figure III.19. Schéma de simulation.

Le logiciel CFX comporte trois modules :

- Le module Pré-Traitement (ANSYS CFX .22 Pre-Processor)
- Le module (Solver).
- Module Post-Traitement (ANSYS CFX .22 –Post-Processor)

III.5.1.3.1. Le module Pré-Traitement (CFX –Pré-Processor) :

Dans ce module, on définit les conditions aux limites et initiales correspondant aux régimes des écoulements, puis on choisit le schéma numérique tout en fixant le nombre d'itérations, ainsi que le critère de convergence et la nature du fluide. Le domaine de calcul est composé de deux maillages, celui de la roue et celui du diffuseur, l'interface roue/diffuseur est simulée par un diffuseur lisse attaché à la roue.

Sachant qu'il y a trois choix d'interfaces différentes disponibles dans ANSYS CFX–TASC flow:

- **Type frozen rotor:**

Il permet de modéliser l'écoulement pour une position relative donnée entre la roue et le diffuseur. Ce type utilisé dans le calcul quasistationnaire est justifié quand la vitesse de l'écoulement est relativement importante par rapport à la vitesse de la machine.

- **Type aube-à-aube (stage) :**

Le calcul est lancé pour deux rangées d'aubes simultanément, ainsi le passage du repère relatif vers le repère absolu se fait par le calcul de la moyenne circumférentielle de l'écoulement. Ce type est également utilisé lorsqu'on veut avoir la solution stationnaire dans chaque repère

- **Type périodique:**

Il est utilisé pour le calcul instationnaire d'une interface glissante, il permet de calculer l'écoulement dans des différentes positions de l'interface

III.5.1.3.2. Travail effectué dans la partie Le module Pré-Traitement :

D'abord on ouvre l'outil « Turbo Mode » et on appli les modifications suivantes: Premièrement, on ouvre le module ANSYS Setup en cliquant sur ce dernier dans l'écran d'accueil ANSYS.

Machine Type: Centrifugal Compressor

Axes

Coordinate Frame: Coord 0

Rotation Axis: Z

Axis Visibility

Analysis Type

Type: Steady State

Figure III.20. Paramètre turbo mode.

Dans cette partie on identifie de nouveau le type de machine ainsi que son axe de rotation avec le type de l'écoulement soit permanent ou bien transitoire.

Component Type

Type: Rotating

Value: 28541 [rev min⁻¹]

Mesh

File: C:\Users\sbaa\Desktop\italia\Design_of_Experiment_FINALE_Pronto_Response_Surface_ALL_PLANES_files\dp0\TS-1\TS\TS-1.gtm

Available Volumes: +

Passages and Alignment: +

Region Information: +

Wall Configuration: -

Tip Clearance at Shroud: Yes No

Tip Clearance at Hub: Yes No

Figure III.21. Déclaration du jeu.

Dans cette partie, on entre la vitesse de rotation avec définition de la position du jeu comme indiqué dans la capture d'écran dessus.

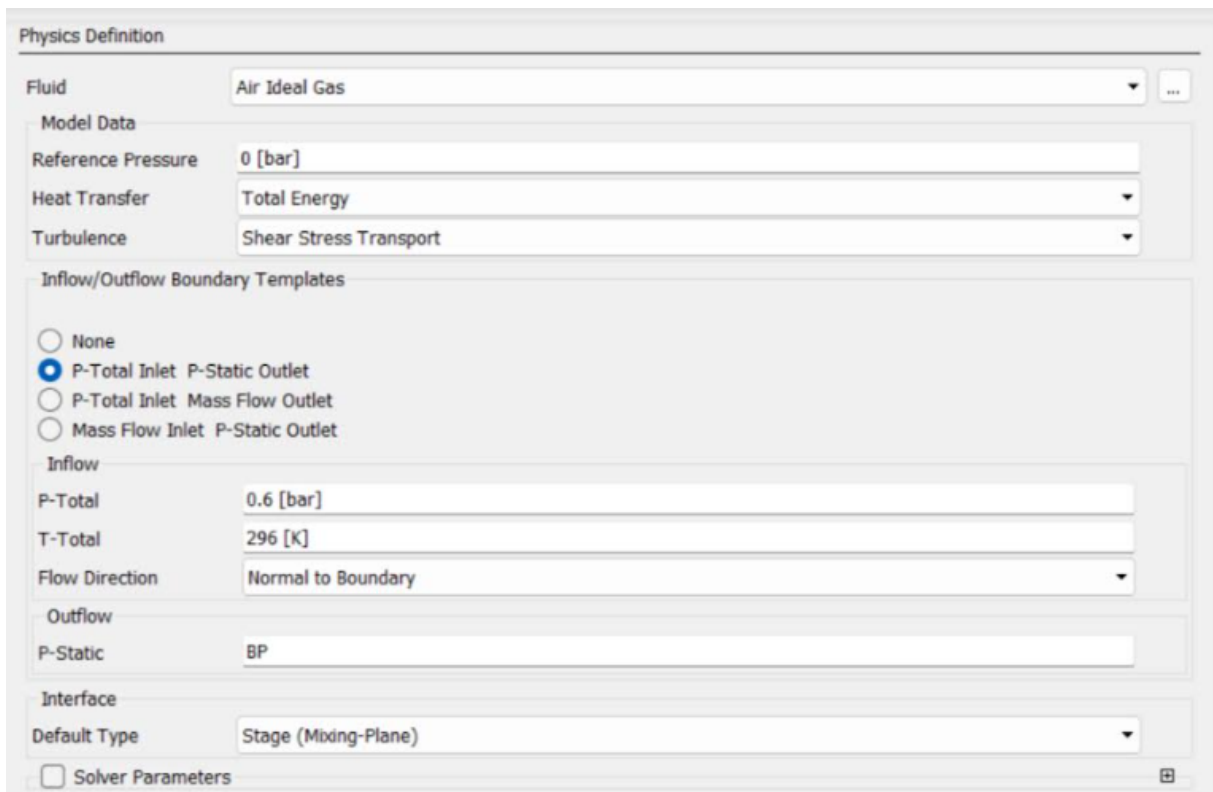


Figure III.22. Définition physique.

À cette étape, le travail de cet assistant est terminé, et vous retournez au menu habituel d'ANSYS CFX – Pre. Pour ce faire, dans l'onglet des opérations, vous devez sélectionner Entrer en mode général et appuyer sur le bouton Terminer. La vue standard de la fenêtre de travail du programme ANSYS CFX – Pre apparaîtra à l'écran

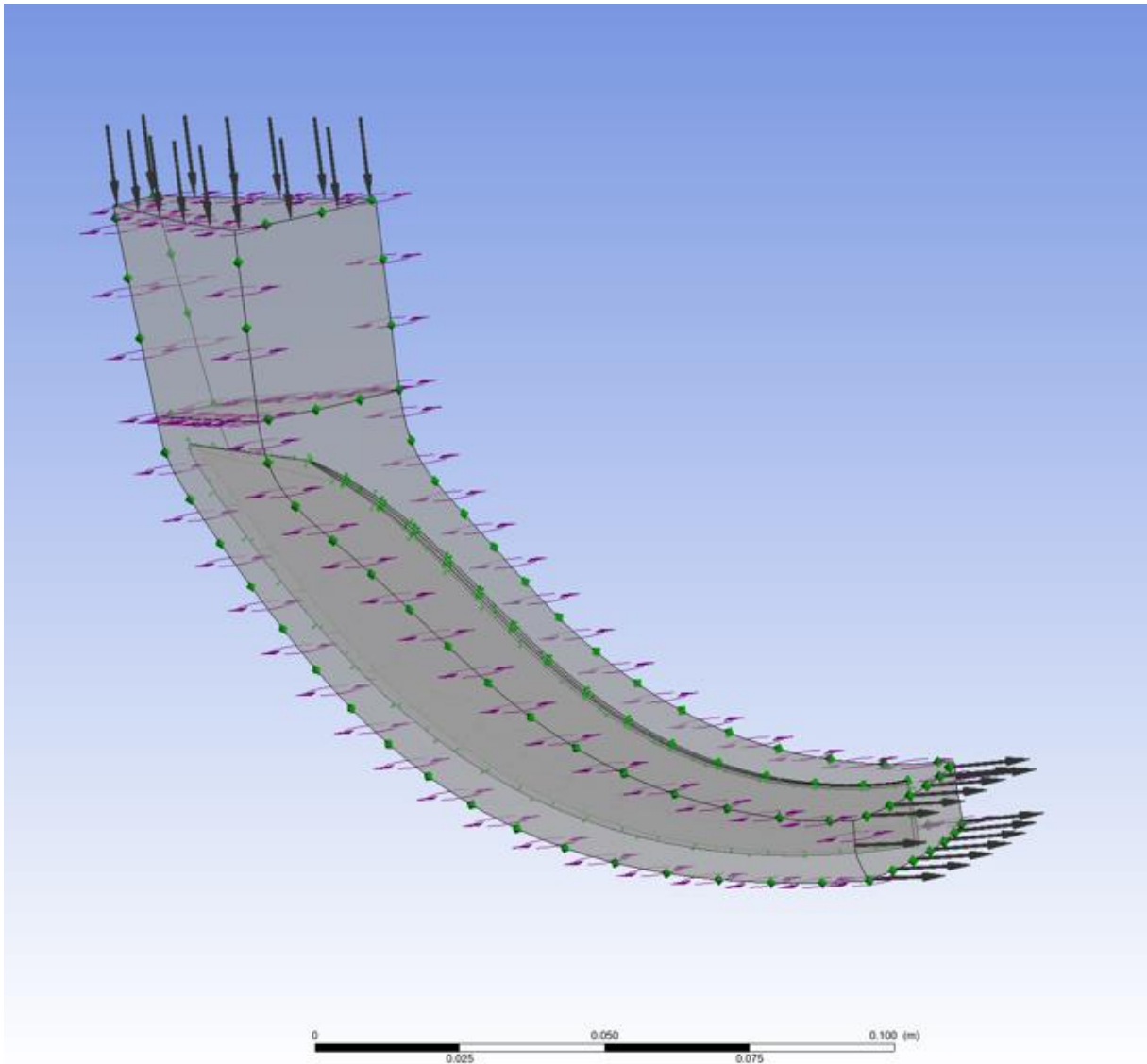


Figure III.23. Vue du modèle dans le programme ANSYS CFX – Pre après avoir terminé le travail avec le modèle turbo.

À ce stade, la création d'un modèle numérique du processus de travail dans le compresseur modèle est terminée.

III.5.1.3.3. Le Module (Solver)

Les paramètres effectués doivent être sauvegardés en appuyant sur le bouton Enregistrer. Après cela, la fenêtre du programme ANSYS CFX – Pre peut être fermée.

- Dans la liste Option d'initialisation, indiquez que la tâche sera résolue à partir de « zéro » (Condition initiale)
- Dans la liste Mode d'exécution, indiquez que la tâche sera résolue en utilisant plusieurs processeurs d'un seul ordinateur (si l'ordinateur utilisé en possède)

The image shows the 'Basic Settings' tab of the ANSYS CFX Solver Parameters dialog. The settings are as follows:

- Advection Scheme:** Option: High Resolution
- Turbulence Numerics:** Option: First Order
- Convergence Control:** Min. Iterations: 1, Max. Iterations: 1000
- Fluid Timescale Control:** Timescale Control: Auto Timescale, Length Scale Option: Conservative, Timescale Factor: 1.0, Maximum Timescale: unchecked
- Solid Timescale Control:** Solid Timescale: Auto Timescale, Solid Timescale Factor: unchecked
- Convergence Criteria:** Residual Type: RMS, Residual Target: 1.E-4

Figure III.24. Réglage des paramètres du solveur.

Après cela, le processus de résolution de la tâche commencera, et dans la fenêtre du programme Ansys CFX Solver, le changement des résidus sera affiché sous forme de fichier texte et de graphiques (Figure III.23.).

Le processus de résolution s'arrêtera automatiquement si le nombre maximum d'itérations spécifié lors du réglage des paramètres du solveur est atteint, ou si les résidus de toutes les équations sont inférieurs à la valeur spécifiée.

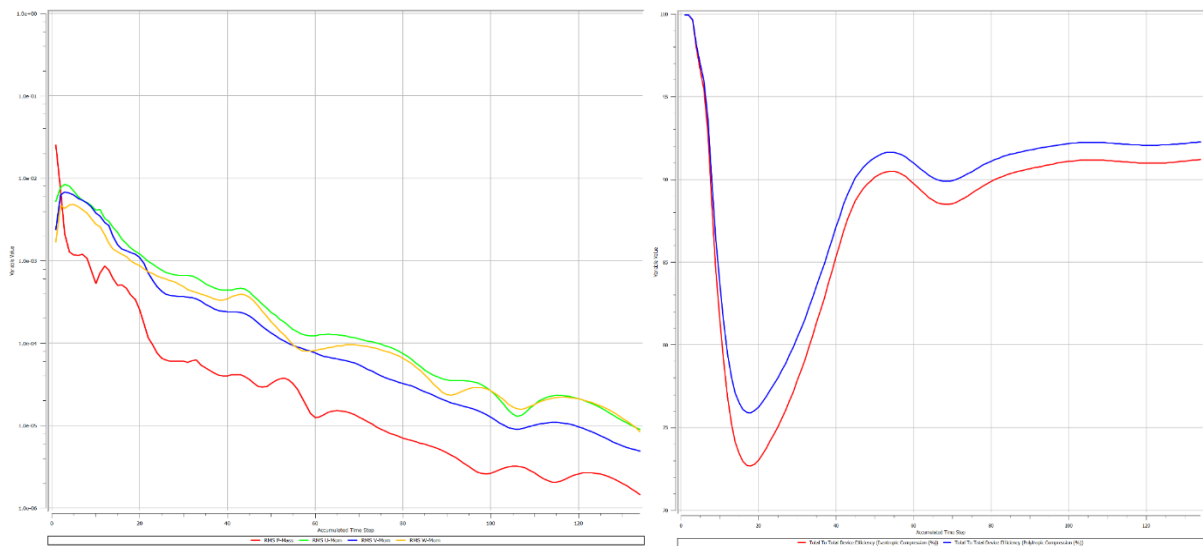


Figure III.25. Vue de la fenêtre du programme Ansys CFX Solver pendant le processus de solution.

III.5.1.3.4. Le module de Post-Traitement

C'est l'outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats, à savoir les contours des iso-surfaces, des lignes de courant, le champ de pression, etc. les résultats peuvent être exportés sous forme numérique, sous forme d'animation...etc.

Dans ce module on configure le rapport de pression ainsi que le rendement isentropique comme paramètres OUTPUT d'après les variables affichés dans le rapport.

III.5.2. Partie Structure

III.5.2. 1. La méthode des éléments finis (FEM - Finite Element Method)

Est une technique qui permet de diviser une structure complexe en petites parties appelées éléments finis, facilitant ainsi l'analyse du comportement mécanique, thermique ou physique des systèmes.

III.5.2. 1.2. Rôles des éléments finis dans ANSYS :

1. Diviser le modèle : Le modèle géométrique est divisé en un grand nombre de petits éléments connectés entre eux. Ce processus s'appelle le maillage. Chaque élément a une forme géométrique simple, comme des triangles ou des quadrilatères en deux dimensions, ou des cubes et des pyramides en trois dimensions.

2. Analyse locale : Une fois le modèle découpé, des équations physiques (telles que les équations de la force, de la chaleur ou du flux) sont appliquées à chaque élément individuel. Cela permet de calculer la réponse mécanique, thermique ou électrique au niveau local pour chaque partie du système.

3. Assemblage des résultats : Après avoir calculé la réponse pour chaque élément individuel, les résultats sont assemblés pour obtenir le comportement global du modèle. Le programme combine les résultats et résout les équations pour fournir une image complète des déformations, contraintes, contraintes thermiques ou autres résultats demandés.

4. Haute précision : L'analyse par éléments finis permet d'obtenir une grande précision dans la prédiction du comportement des matériaux et des structures sous différentes conditions, car chaque élément est traité indépendamment, ce qui permet de gérer les complexités locales du modèle.

III.5.2. 1.3. Importance des éléments finis :

- Permet d'analyser des systèmes complexes qui ne peuvent pas être résolus facilement avec des solutions analytiques traditionnelles.
- Utilisée dans de nombreuses applications telles que l'analyse structurelle, le transfert de chaleur, l'aérodynamique, les champs électromagnétiques, et bien d'autres.
- Améliore la précision des résultats en augmentant le nombre d'éléments, permettant ainsi aux ingénieurs de prendre des décisions basées sur des données fiables en matière de conception et d'optimisation.

III.5.2.2. Étapes de préparation et d'analyse d'une aube avec la méthode des éléments finis dans ANSYS

III.5.2.2.1. Importer la géométrie dans ANSYS

Étape 1 : Importer la géométrie de l'aube à partir du modèle mécanique dans ANSYS. Cette étape consiste à transférer la conception géométrique déjà créée dans le module mécanique d'ANSYS afin de l'utiliser pour les analyses ultérieures. Cela permet de s'assurer que la géométrie est prête pour le maillage et les analyses de contraintes, déformations et autres paramètres mécaniques.

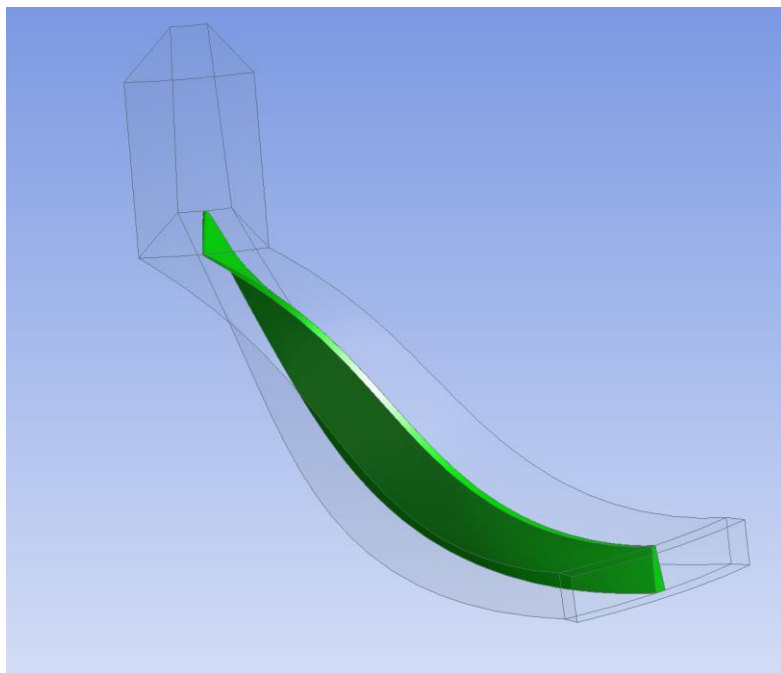


Figure III.26. Montre la forme géométrique 3D de l'aube à analyser.

III.5.2.2.2. Sélectionner les matériaux à partir de la bibliothèque

Étape 2 : Ouvrir la bibliothèque de matériaux dans ANSYS et choisir le matériau approprié (comme un alliage de titane) en fonction de ses propriétés telles que la densité, l'élasticité, la conductivité thermique, etc.

Filter Engineering Data Engineering Data Sources			
Engineering Data Sources			
A	B	C	D
Data Source		Location	Description
1	★ Favorites		Quick access list and default items
3	ANSYS GRANTA Materials Data for Simulation (Sample)		Sampling of ANSYS Granta material datasheets. Visit ANSYS GRANTA Materials Data for Simulation to learn about the full product with broader coverage of material data (e.g. linear, non-linear, temperature dependant, fatigue etc.) which includes more than 700 material datasheets.
4	General Materials		General use material samples for use in various analyses.
5	Additive Manufacturing Materials		Additive manufacturing material samples for use in additive manufacturing analyses.
6	Geomechanical Materials		General use material samples for use with geomechanical models.
7	Composite Materials		Material samples specific for composite structures.
8	General Non-linear Materials		General use material samples for use in non-linear analyses.
9	Explicit Materials		Material samples for use in an explicit analysis.
10	Hyperelastic Materials		Material stress-strain data samples for curve fitting.
11	Magnetic B-H Curves		B-H Curve samples specific for use in a magnetic analysis.
12	Thermal Materials		Material samples specific for use in a thermal analysis.
13	Fluid Materials		Material samples specific for use in a fluid analysis.
14	Piezoelectric Materials		Piezoelectric Material samples specific for use in a piezoelectric analysis.
*	Click here to add a new library		

Outline of General Materials				
A	B	C	D	E
Contents of General Materials	Add		Source	Description
Material				
Air			General_Materials.xml	General properties for air.
Aluminum Alloy			General_Materials.xml	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
Concrete			General_Materials.xml	
Copper Alloy			General_Materials.xml	
FR-4			General_Materials.xml	Sample FR-4 material, data is averaged from various sources and meant for illustrative purposes. It is assumed that the material x direction is the length-wise (LW), or warp yarn direction, while the material y direction is the cross-wise (CW), or fill yarn direction.
Gray Cast Iron			General_Materials.xml	
Magnesium Alloy			General_Materials.xml	
Polyethylene			General_Materials.xml	
Silicon Anisotropic			General_Materials.xml	
Stainless Steel			General_Materials.xml	
Structural Steel			General_Materials.xml	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
Titanium Alloy			General_Materials.xml	

Figure III.27. Affichage de la bibliothèque de matériaux disponibles, avec le matériau sélectionné pour l'analyse

III.5.2.2.3. Définir les propriétés mécaniques et physiques du matériau

Étape 3 : Après avoir choisi le matériau, examiner ses propriétés détaillées, telles que le module d'élasticité, la résistance à la traction, la conductivité thermique, et d'autres propriétés importantes pour l'analyse.

Properties of Outline Row 14: Titanium Alloy			
A	B	C	
Property	Value	Unit	
Density	4620	kg m ⁻³	
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
Isotropic Elasticity			
Tensile Yield Strength	9,3E+08	Pa	
Compressive Yield Strength	9,3E+08	Pa	
Tensile Ultimate Strength	1,07E+09	Pa	
Compressive Ultimate Strength	0	Pa	
Isotropic Thermal Conductivity	21,9	W m ⁻¹ C ⁻¹	
Specific Heat Constant Pressure, C _p	522	J kg ⁻¹ C ⁻¹	
Isotropic Relative Permeability	1		
Isotropic Resistivity	1,7E-06	ohm m	

Figure III.28. Montre un tableau des propriétés physiques et mécaniques de l'alliage de titane sélectionné.

III.5.2.2.4. Affecter le matériau au modèle

Étape 4 : Assigner le matériau sélectionné (comme l'alliage de titane) au modèle géométrique. Cela se fait à travers le menu des propriétés dans ANSYS, où l'on s'assure que le matériau est correctement assigné au modèle.

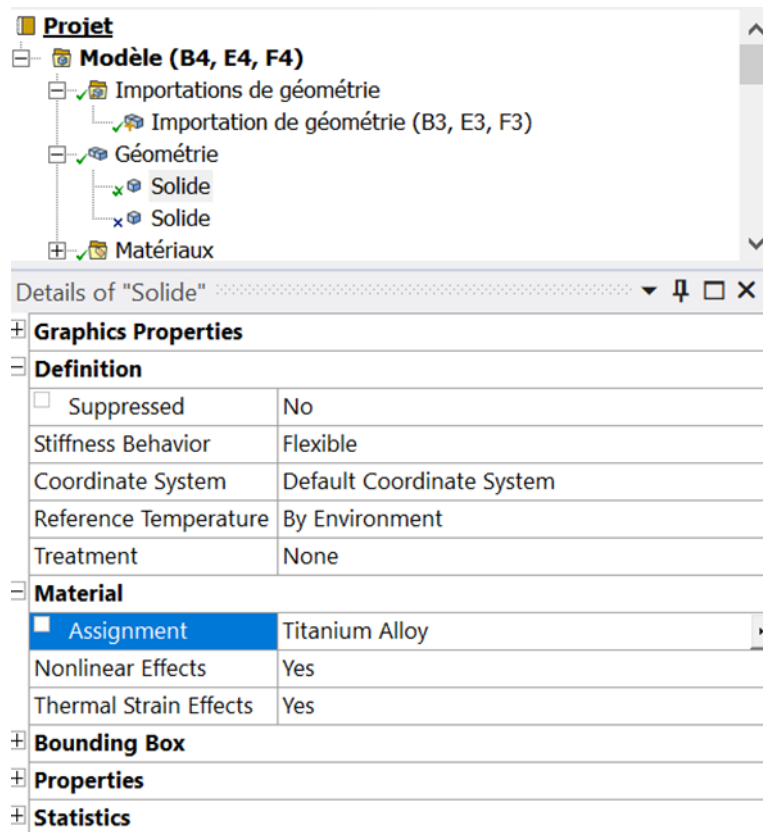


Figure III.29. Affiche l'interface où le matériau (alliage de titane) est assigné à la géométrie de l'aube.

III.5.2.2.5. Configurer l'analyse structurelle statique

Étape 5 : Choisir le type d'analyse à effectuer. Dans ce cas, une analyse structurelle statique est choisie (Static Structural), avec des paramètres tels que la température ambiante et d'autres conditions d'analyse.

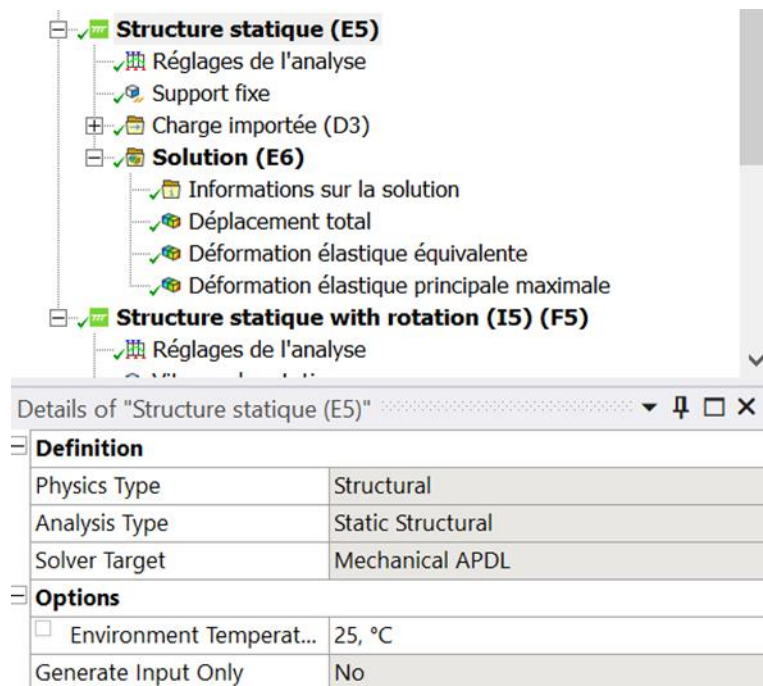


Figure III.30. Montre les paramètres de l'analyse statique, y compris la température ambiante et le type d'analyse structurelle.

III.5.2.2.6. Définir les charges et les conditions limites

Etape 6 : Définir les charges appliquées au modèle, telles que la pression ou la température. Cela se fait à travers l'interface utilisateur, où des contraintes mécaniques comme les supports fixes peuvent être ajoutées.

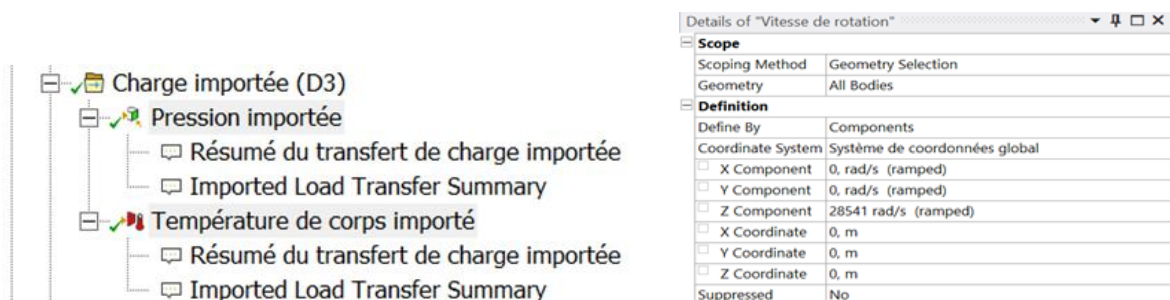


Figure III.31. Affiche les charges et contraintes appliquées au modèle, y compris les résumés relatifs à la charge transférée et à la température.

III.5.2.2.7. Exécuter l'analyse et obtenir les résultats

Étape 7 : Après avoir défini toutes les entrées, exécuter l'analyse pour obtenir les résultats tels que les déformations et les contraintes.

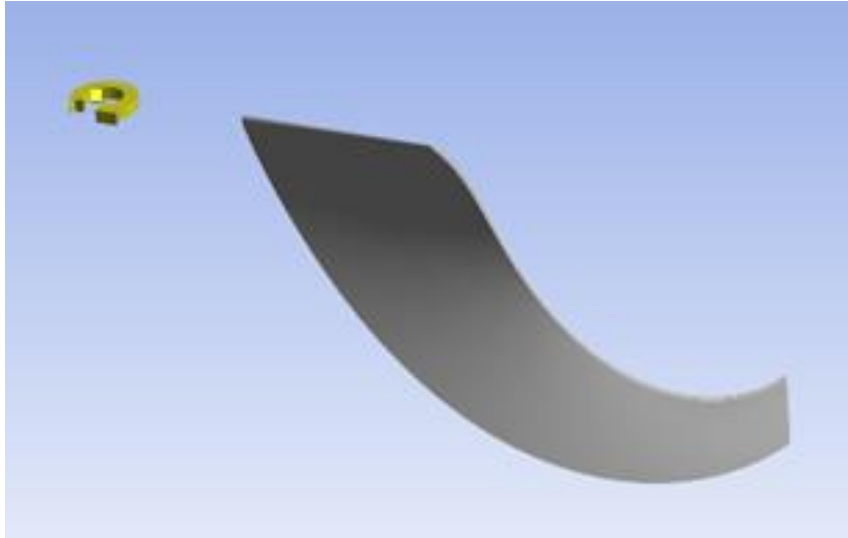


Figure III.32. Montre les résultats de l'analyse, y compris l'impact des charges sur le modèle avec l'affichage des déformations.

CHAPITRE IV : Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats obtenus par la simulation numérique et en comparant avec les résultats expérimentaux pour la roue du compresseur centrifuge, et aussi pour valider ces résultats avec d'autres travaux effectués dans le domaine du présent sujet.

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons obtenu les résultats par simulation numérique en utilisant le code ANSYS CFX pour la roue du compresseur isolé, et analyser ensuite les paramètres aérothermodynamiques en débit nominal. En plus, nous avons également étudié l'influence de ces paramètres sur la structure de la roue du compresseur centrifuge.

IV. 2. Validation de résultats et sensibilité de maillage

Afin de comparer les résultats expérimentaux avec ceux des résultats numériques obtenus pour la variation des paramètres suivants : le rapport de pression total, le rapport de Pression statique, le rendement iso-tropique total et la puissance, et ce pour les trois cas de maillages donnés dans le tableau :

Table IV.1. Cas de maillages.

Maillages	Nombres des éléments
1	0.8 x10e6
2	1.2 x10e6
3	1.5 x10e6

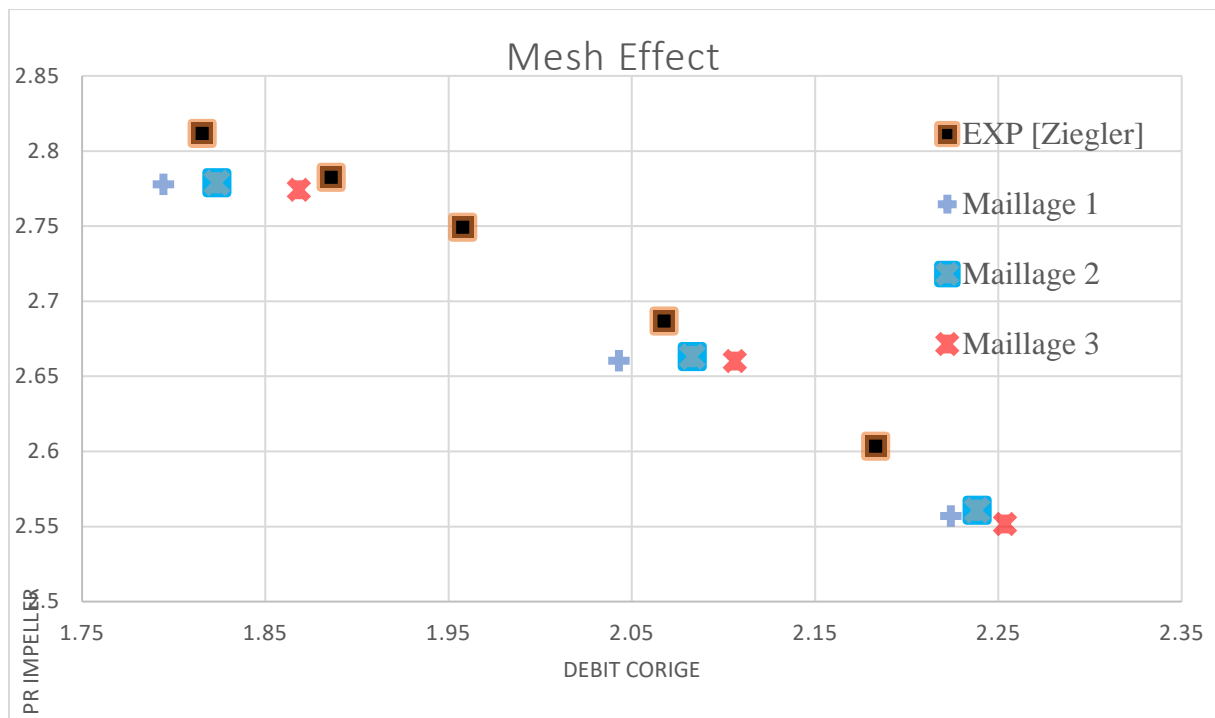


Figure IV.1. Présente l'effet du maillage sur la variation du rapport de pression en fonction du débit corrigé.

Maillage 2 semble être le meilleur maillage, car ses points sont les plus proches des données expérimentales (EXP[Ziegler]) pour une plus grande gamme de débit corrigés, cela indique maillage 2 offre une meilleure précision et une plus grande cohérence par rapport aux données expérimentales.

IV.3. Validation de Y^+

Y^+ est une distance non dimensionnelle. Il est souvent utilisé pour décrire à quel point un maillage est grossier ou fin pour un modèle d'écoulement particulier. Il est important dans la modélisation de la turbulence de déterminer la taille appropriée des cellules près des parois du domaine. Les lois de mur du modèle de turbulence ont des restrictions sur la valeur y^+ au mur. Le modèle SST nécessite une valeur de y^+ entre environ 0 et 5. Un écoulement plus rapide près du mur produira des valeurs plus élevées de y^+ , de sorte que la taille de la grille près du mur doit être réduite. La définition de y^+ pour le modèle SST est :

$$\Delta y = L \cdot \Delta y^+ \cdot \sqrt{80} \cdot R_{ex}^{1/4} \cdot \frac{1}{R_{eL}}$$

Le coefficient Y^+ est un paramètre très important dans la modélisation de l'écoulement des fluides par CFD (Computational Fluid Dynamics). Il est utilisé pour déterminer la précision des calculs numériques dans les simulations de fluides. Un Y^+ bien choisi donne des résultats plus précis et plus fiables, en particulier pour les écoulements turbulents. Le choix du coefficient Y^+ est donc crucial pour la précision des calculs numériques en CFD et doit être effectué avec soin pour garantir des résultats de simulation précis et fiables. Les captures suivantes montrent bien le champ de variation de Y^+ sur la surface de l'aube, le moyeu et le carter.

Cette figure nous montre la distribution de Y^+ sur la surface de moyeu

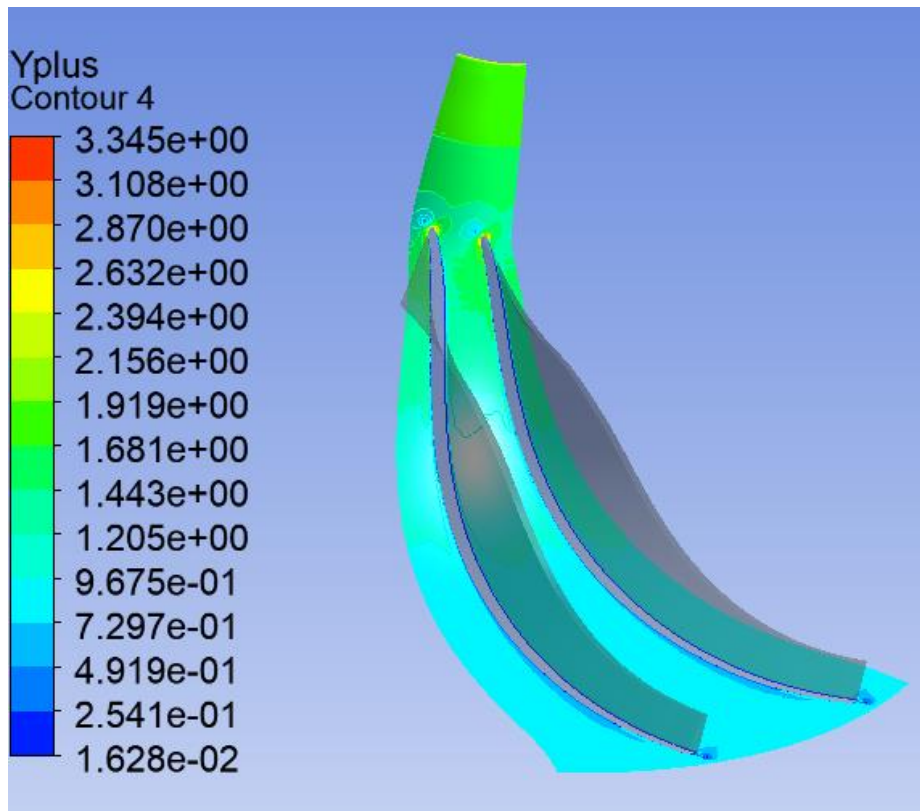


Figure IV.2. Distribution de champ Y^+ sur la surface de moyeu.

Cette figure montre le champ de variation de Y^+ sur la surface de carter

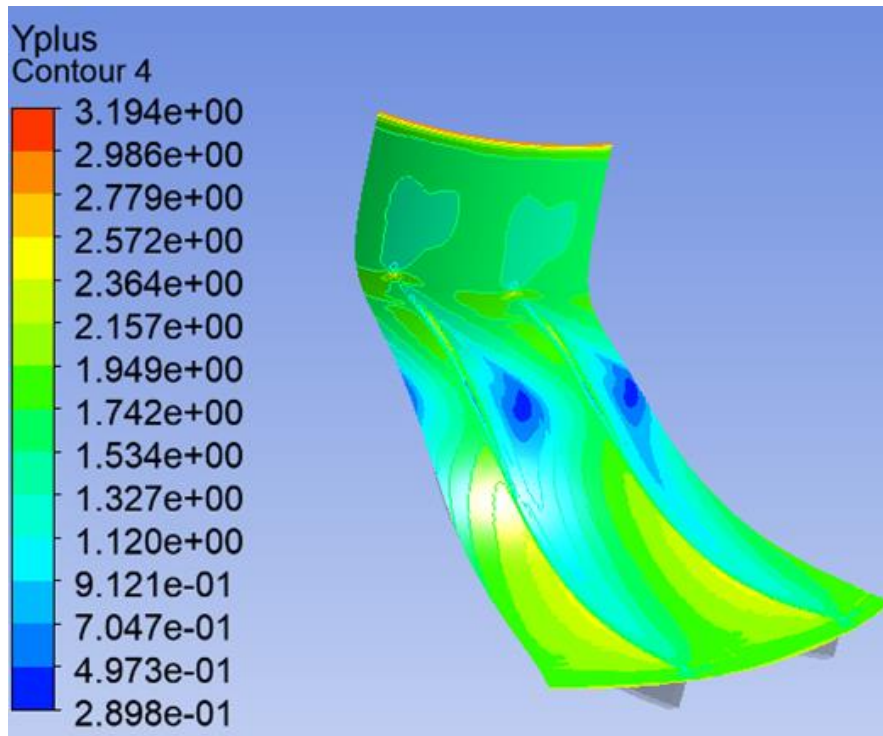


Figure IV.3. Distribution de Y^+ sur la surface de carter.

Cette figure montre le champ de variation de Y^+ sur les aubes du compresseur.

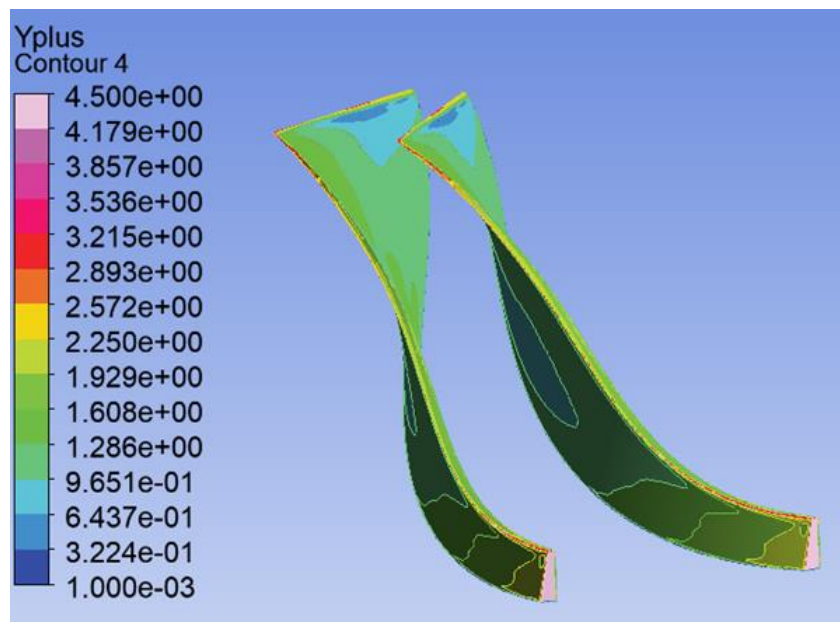


Figure IV.4. Distribution de champ de Y^+ sur les aubes de compresseur.

On distingue, une distribution de paramètres aérodynamiques sur trois plans :

IV.4. Plan méridien

IV.4.1. Pressions statiques

Cette figure nous montre la variation de pression statique sur une surface courbe de pale de turbine dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 18541 rpm.

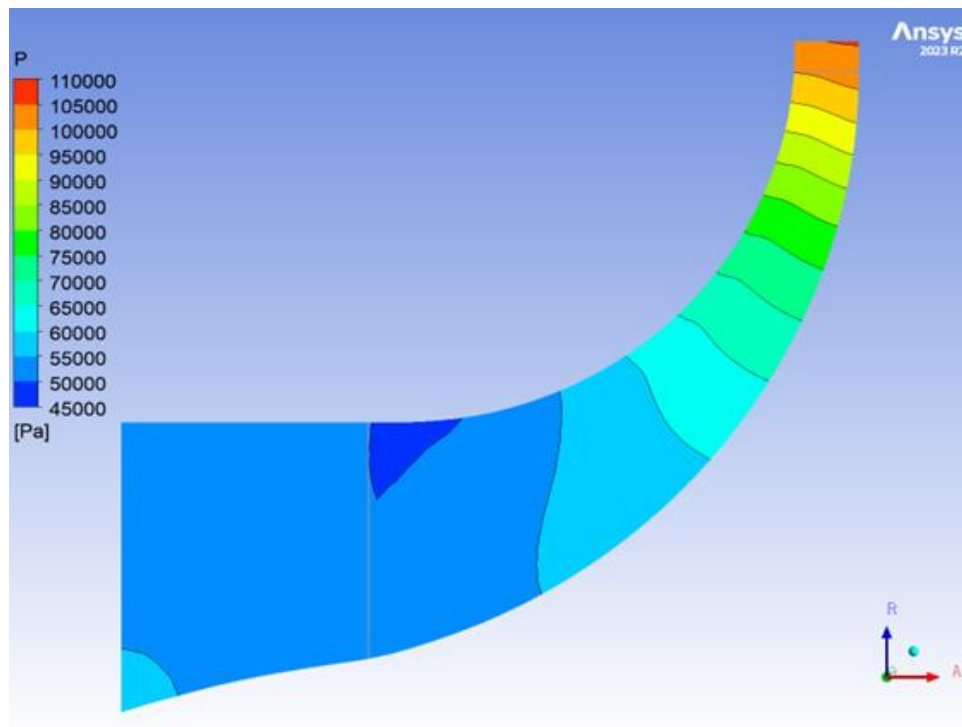


Figure IV.5. Distribution de la pression statique dans le plan méridien.

IV.4.2. Pression totale

Cette figure nous montre la variation de pression total sur une surface courbe de pale de turbine dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 18541 rpm.

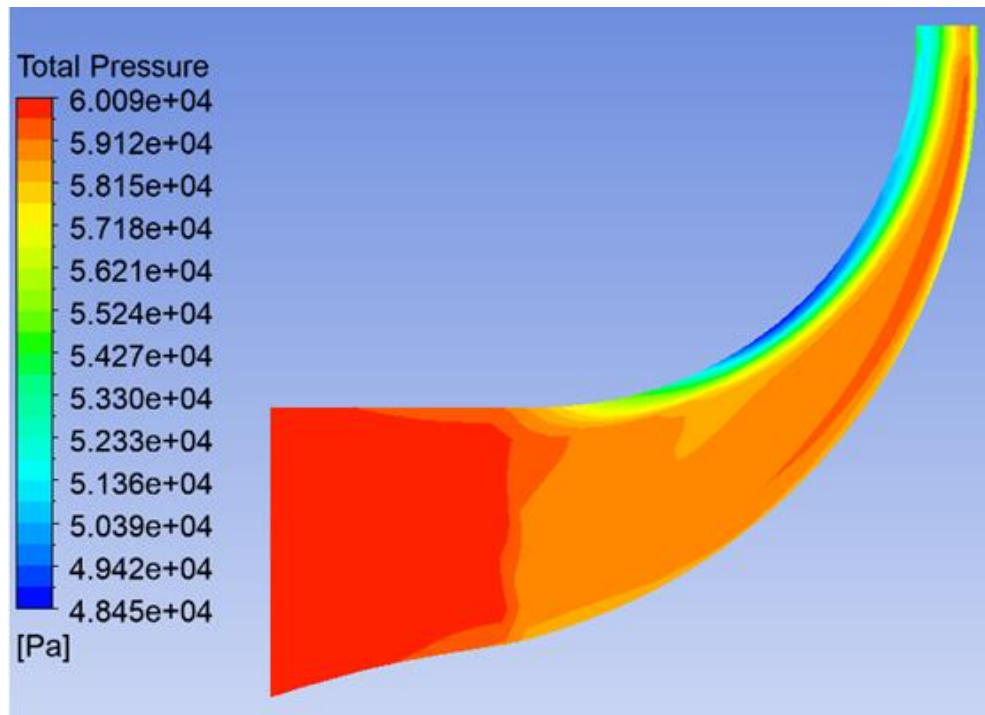


Figure IV.6. Distribution de la pression totale dans le plan méridien.

Les deux **figure (IV.5) (IV.6)** montrent clairement les distributions de la pression statique et totale sur une surface courbe. Les zones de haute pression statique et totale près du bord d'attaque indiquent l'impact direct du flux d'air, tandis que les zones de basse pression vers le bord de fuite indiquent une accélération du flux et possiblement des phénomènes de séparation ou de recirculation. Ces informations sont cruciales pour comprendre le comportement aérodynamique de la surface et optimiser la conception pour améliorer l'efficacité et la performance.

IV.4.3. Variation de pression totale (Pt) et statique (P) dans la roue du compresseur

Cette figure nous montre la variation de pression total et statique dans la roue du compresseur dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 18541 rpm .

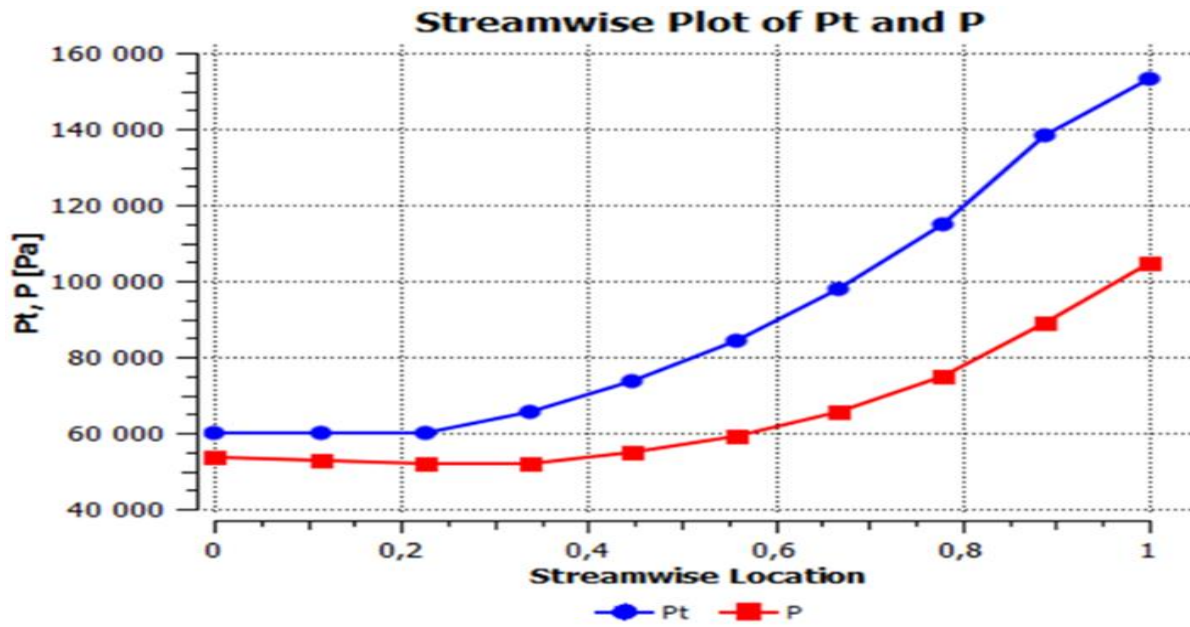


Figure IV.7. Courbe de variation de pression totale et statique dans la roue du compresseur.

La pression totale (Pt) et la pression statique (Ps) augmentent toutes deux le long de la position axiale, indiquant une variation de la dynamique du fluide en fonction de la distance parcourue.

La pression totale (Pt) est toujours plus élevée que la pression statique (Ps), ce qui est attendu car la pression totale comprend la pression dynamique (liée à la vitesse du fluide) en plus de la pression statique.

IV.4.4. Distribution de la Pression à Différentes Portées

Cette figure nous montre la Distribution de la Pression à Différentes Portées dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 18541 rpm

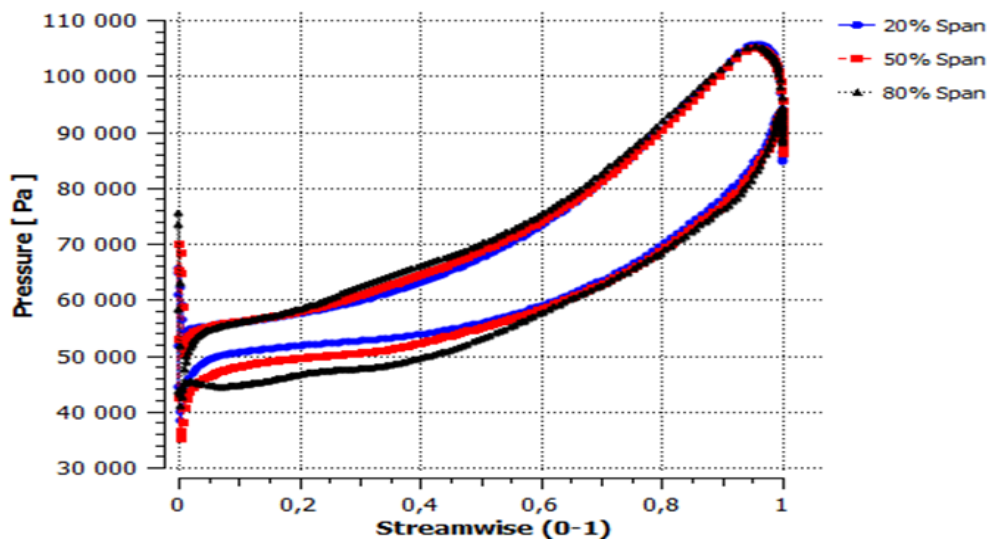


Figure IV.8. Distribution de la Pression à Différentes Portées

La pression varie différemment selon la position axiale pour les différentes portées (20%, 50%, et 80%).

Les courbes montrent des tendances similaires, mais avec des valeurs de pression légèrement différentes.

Les deux **figure (IV.7) (IV.8)** montrent des variations importantes de la pression statique et totale en fonction de la position axiale et de la portée. Ces informations sont cruciales pour comprendre la dynamique du fluide autour des surfaces aérodynamiques et peuvent aider à optimiser la conception pour améliorer les performances. Les résultats indiquent une augmentation de l'énergie dynamique du fluide le long de la position axiale et des variations de la pression selon la portée, ce qui peut être utilisé pour affiner les simulations CFD et les modèles de turbulence.

IV.4.5. Variation de Température statique (T) et total (Tt)

Cette figure nous montre la variation de température statique et totale sur l'aube de compresseur

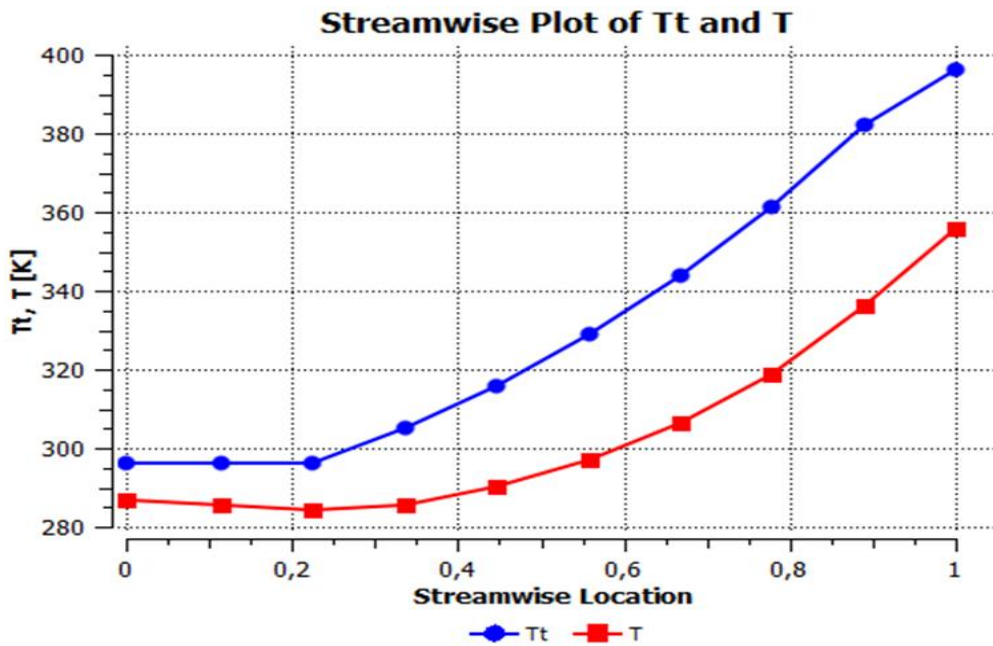


Figure IV.9. Courbe de variation de température totale et statique dans la roue du compresseur.

IV.4.6. Nombre de Mach

Figure montrant la Distribution de nombre de mach dans le plan méridien

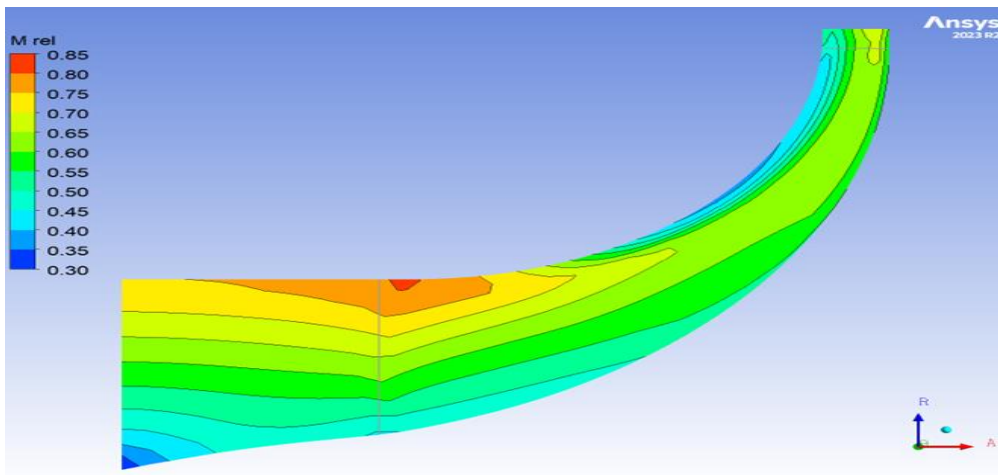


Figure IV.10. Distribution de nombre de mach dans le plan méridien.

IV.4.7. Variation de nombre de Mach relative (M_{rel}) et absolue (M_{abs})

Figure montrant la variation de nombre de Mach relative et absolue dans la roue du compresseur. Dans le plan méridien.

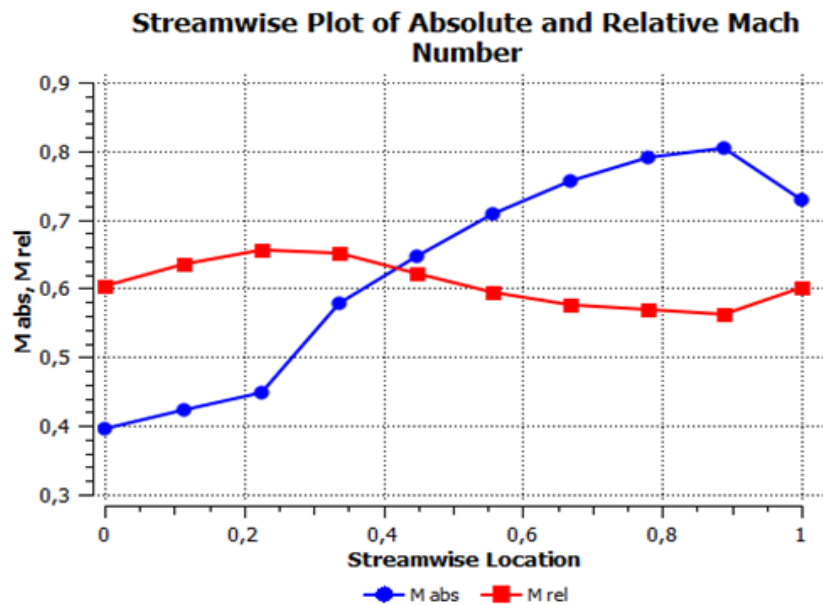


Figure IV.11. Courbe de variation de nombre de Mach relative et absolue dans la roue du compresseur.

IV.4.8. Vitesse (Velocity)

Figure montrant la Distribution des vitesses des particules dans le plan méridien

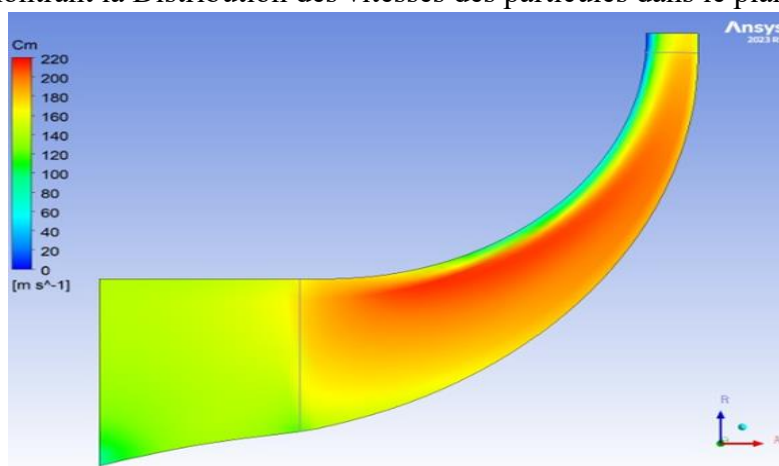


Figure IV.12. Distribution des vitesses des particules dans le plan méridien.

IV.4.9. Variation de vitesse C_m

Figure montrant la variation de vitesse C_m . Dans le plan méridien.

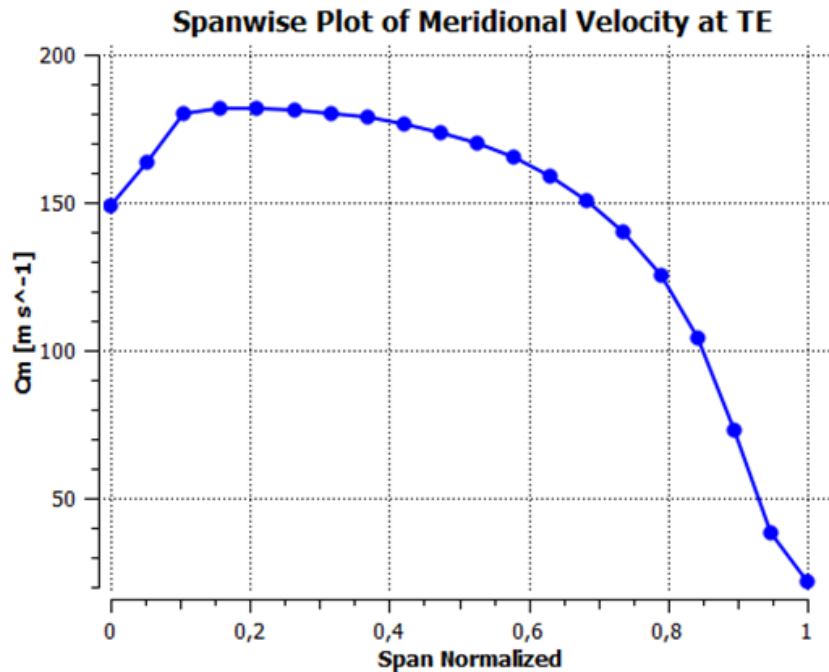


Figure IV.13. Courbe de variation de vitesse C_m .

IV.5. Plan aube-à-aube

IV.5.1. Variation du Nombre relatif de Mach (M)

Figures IV.14, IV.15 et IV.16 ci-dessous représente la variation de Mach dans les plans d'aube-à-aube par rapport aux positions 20%, 50% et 80% de la travée (Span).

Span 20 %

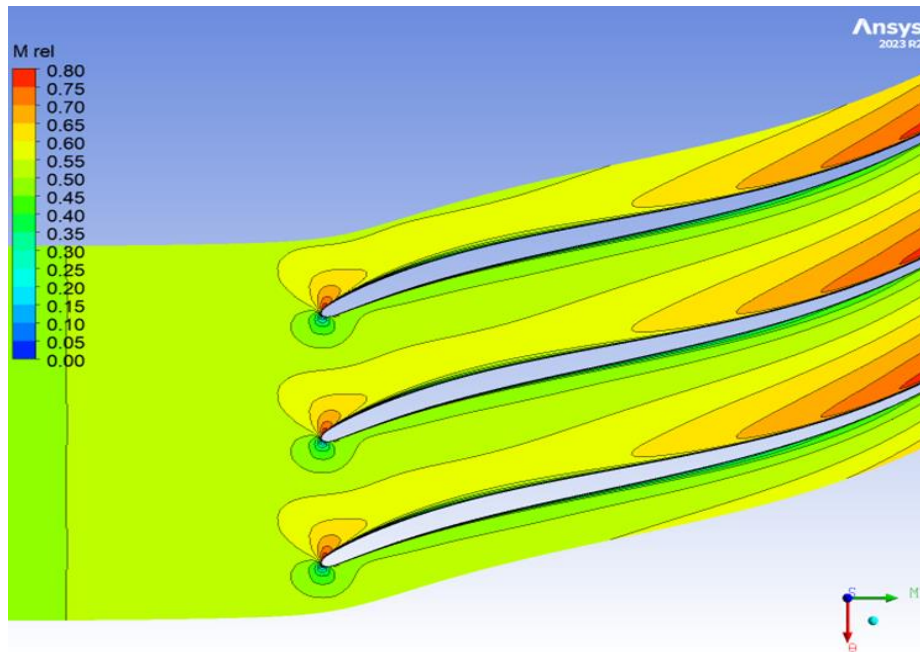


Figure IV.14. La variation de nombre relatif de Mach par rapport au plan à 20% de la hauteur de l'aube

Span 50 %

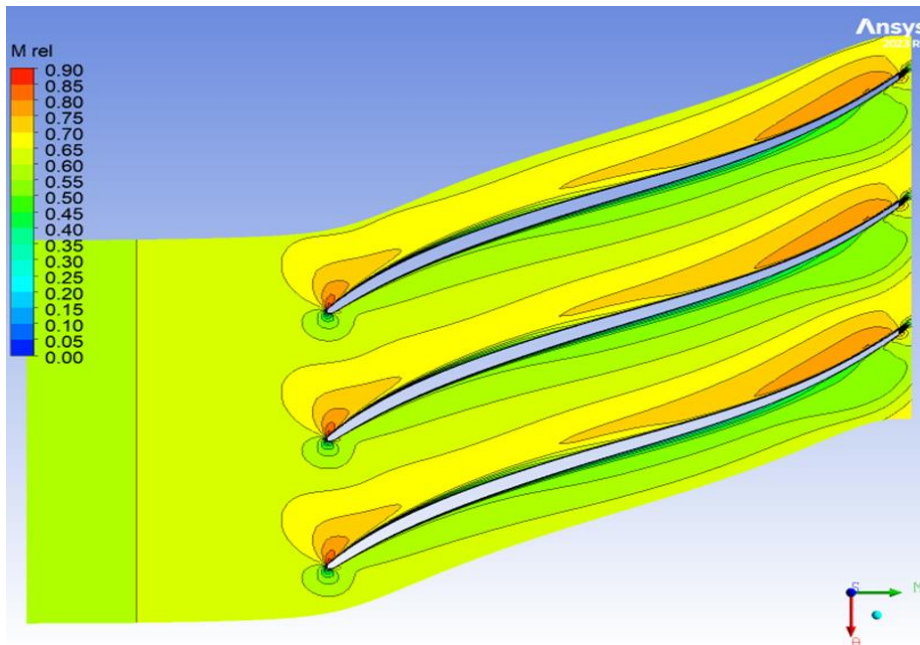


Figure IV.15. La variation de nombre relatif de Mach par rapport au plan à 50% de la hauteur de l'aube

Span 80 %

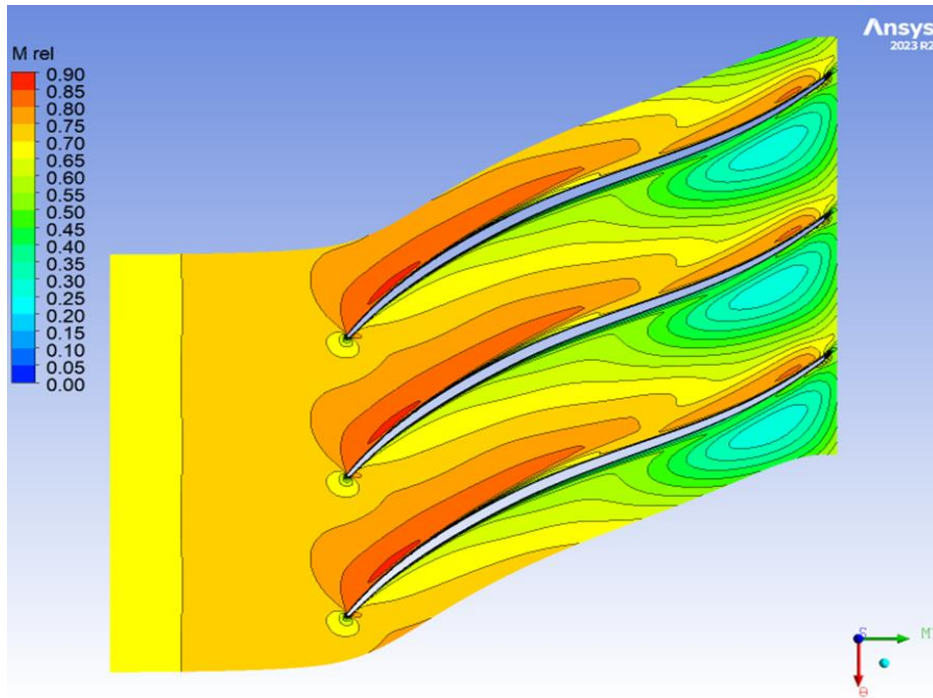


Figure IV.16. La variation de nombre relatif de Mach par rapport au plan à 80% de la hauteur de l'aube.

IV.5.2. Variation de l'entropie (S)

Figures IV.17, IV.18 et IV.19 ci-dessous représente la variation de l'entropie dans les plans d'aube-à-aube par rapport aux positions 20%, 50% et 80% de la travée (Span).

À partir de ces figures, nous observons de grandes zones d'énergie d'entropie sur le côté extrados des aubes principales et intercalaires.

Pour les figures IV.17 et IV.18, les valeurs d'entropie sur le côté extrados sont plus élevées, car il y a création de zones de détachement et de recirculation du flux.

De plus, dans le plan à 80%, les valeurs d'entropie sont plus importantes par rapport aux autres plans, car l'interaction du flux entre la roue et le carter est plus significative et crée des zones de détachement.

L'entropie représente les pertes d'énergie dans la roue mobile.

Span 20 %

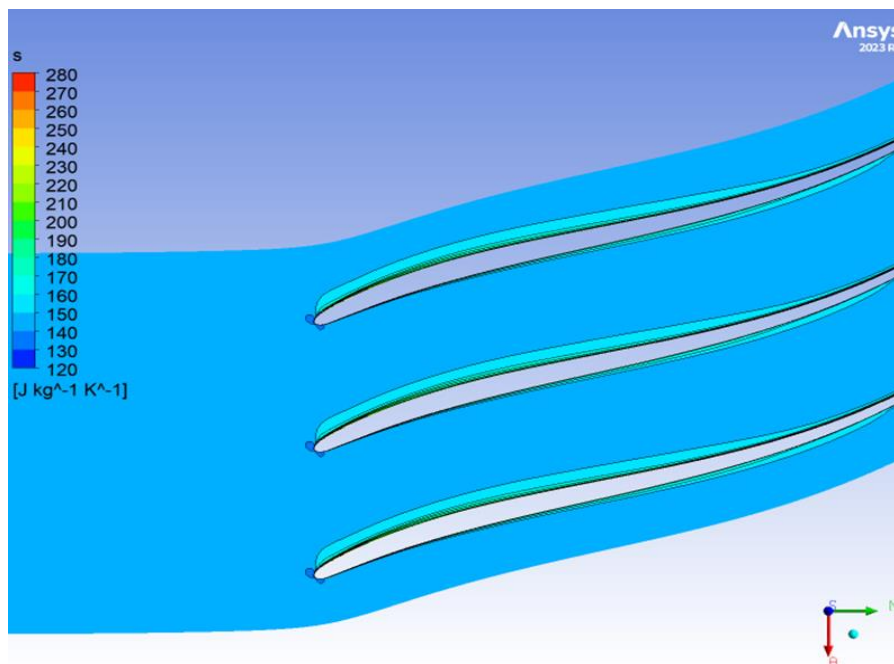


Figure IV.17. La variation de l'entropie (S) par rapport au plan à 20% de la hauteur de l'aube.

Span 50 %

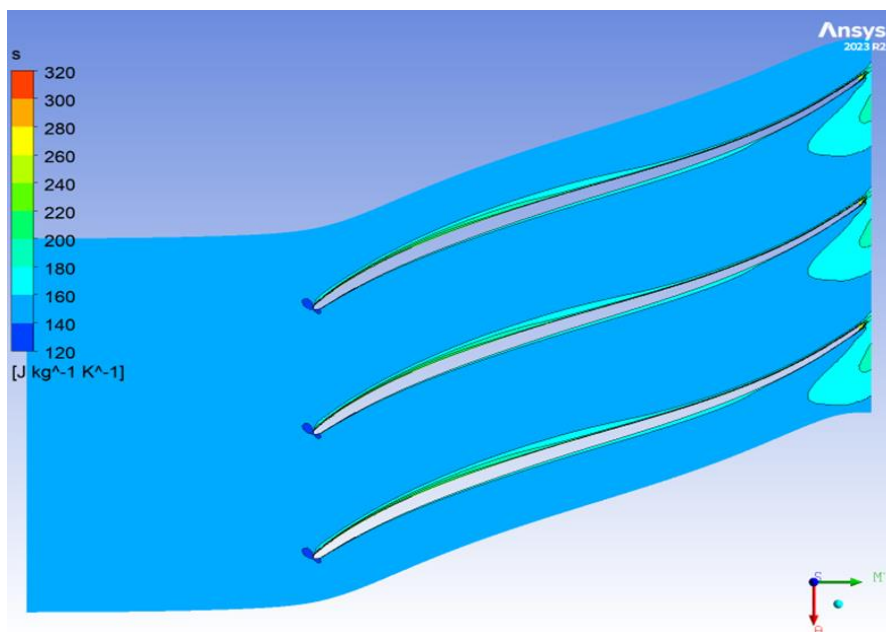


Figure IV.18. La variation de l'entropie (S) par rapport au plan à 50% de la hauteur de l'aube.

Span 80 %

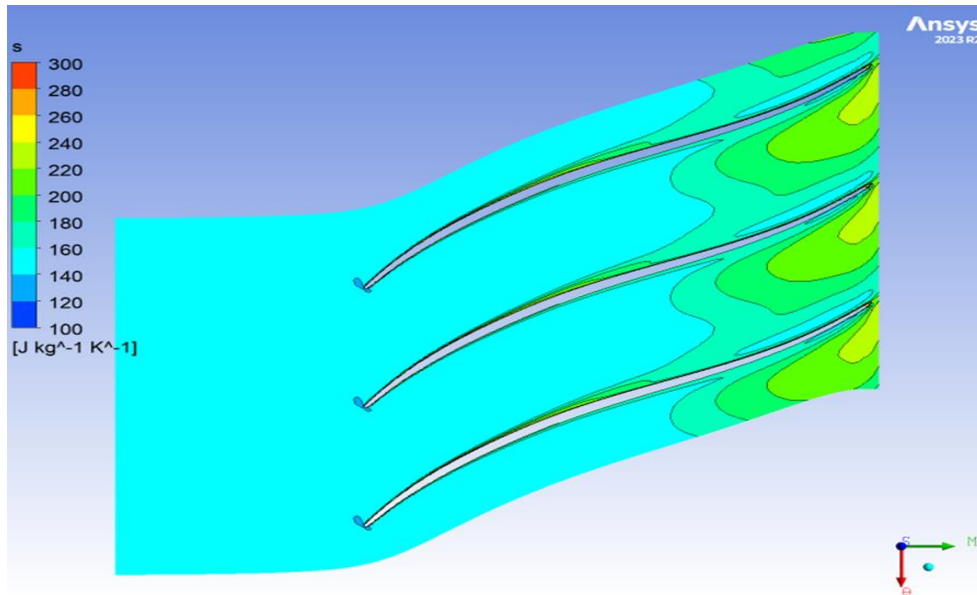


Figure IV.19. La variation de l'entropie (S) par rapport au plan à 80% de la hauteur de l'aube.

IV.5.3. Statique l'entropie

Cette figure montre un graphique de l'entropie statique en fonction de la position longitudinale (streamwise location) le long d'une ligne de l'entrée à la sortie.

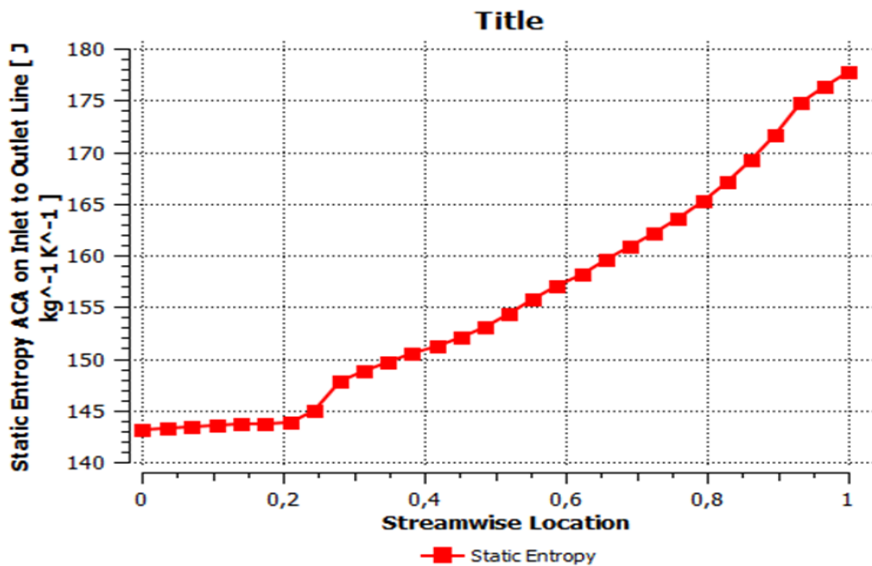


Figure IV.20. L'entropie statique en fonction de la position longitudinale.

Ce graphique illustre comment l'entropie statique augmente le long de la trajectoire du fluide à travers le système.

L'augmentation de l'entropie statique indique des pertes énergétiques croissantes, ce qui est typique dans des systèmes comme les turbines où l'énergie mécanique est convertie en énergie thermique et est dissipée en chaleur.

IV.6. Plan orthogonal

IV.6.1. Pressions statiques

La figure ci-dessous représente l'évolution de la pression statique dans des plans orthogonaux. Dans les plans orthogonaux, le gradient de pression est positif de l'extrados d'une pale vers l'intrados de la pale suivante, en raison de l'influence de la force de Coriolis et de la force due à la courbure

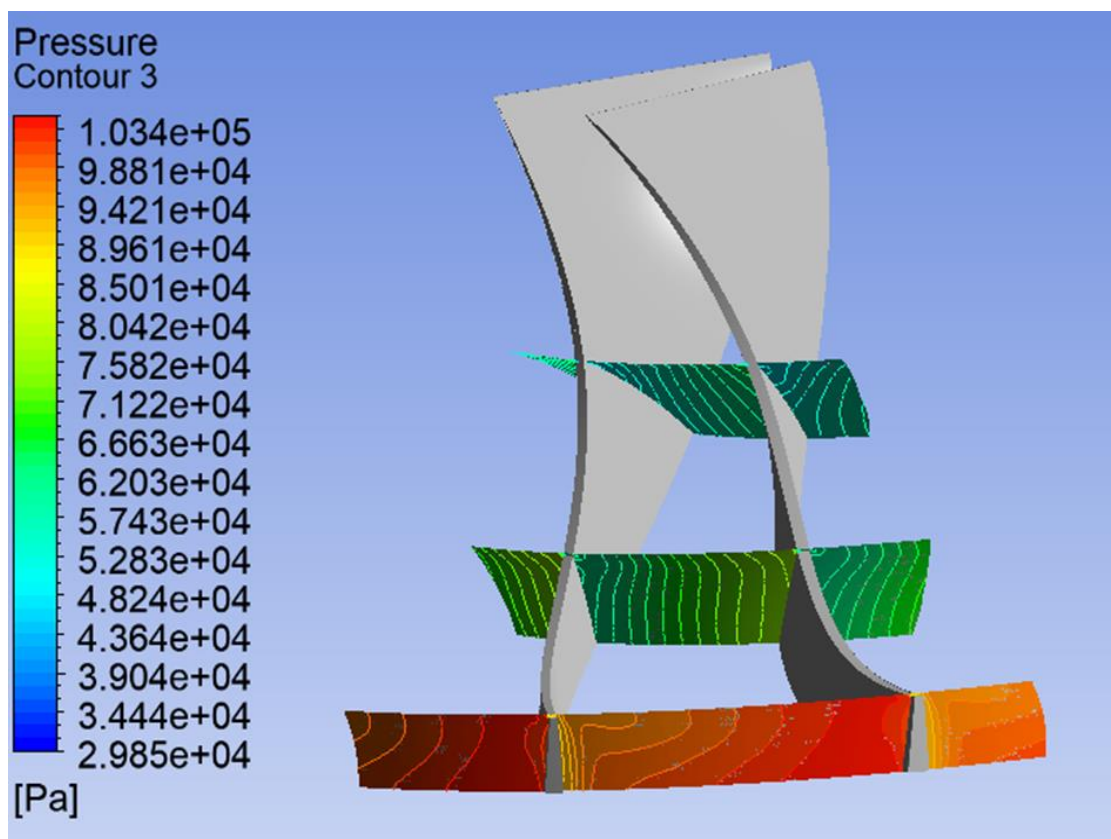


Figure IV.21. Le champ de pression statique dans des plans orthogonaux.

IV.6.2. Nombre de Mach

Cette figure montre la distribution du nombre de Mach sur une aube dans le plan orthogonal.

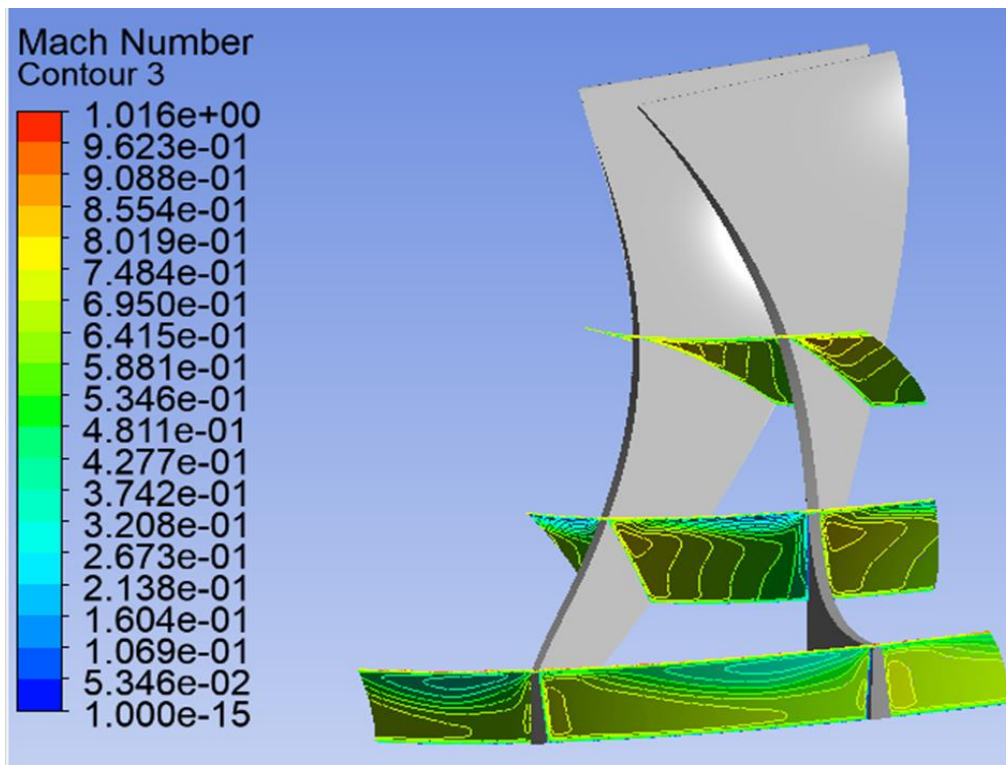


Figure IV.22. La distribution du nombre de Mach sur une aube dans le plan orthogonal.

Le nombre de Mach représente la vitesse de l'air par rapport à la vitesse du son.

Les couleurs indiquent les différentes vitesses avec des zones de hautes vitesses (en rouge) et de basses vitesses (en bleu).

IV.6.3. La Variation de nombre de Mach absolue (M_{abs})

Cette Figure montre la variation du nombre de Mach le long de la longueur de l'aube (spanwise) au niveau du bord de fuite. On peut observer comment la vitesse de l'air change de la base au sommet de l'aube, avec une chute notable près du sommet.

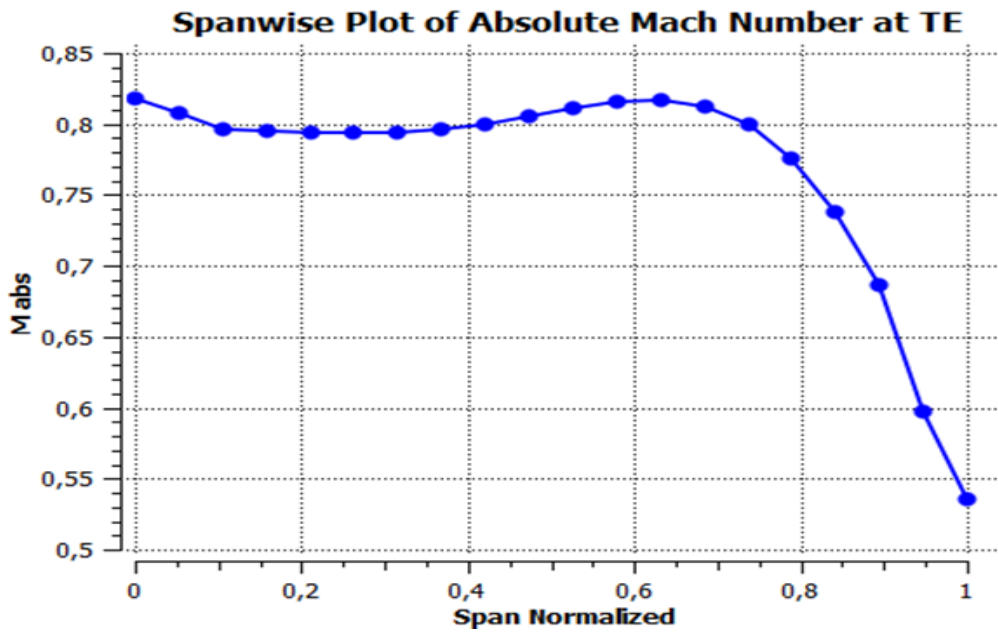


Figure IV.23. Graphique Spanwise du Nombre de Mach Absolu au Bord de Fuite dans le plan orthogonal.

IV.6.4. La variation d'entropie dans le plan orthogonal

La figure IV.24. Représente la variation d'entropie dans le plan orthogonal à la sortie de la roue. Nous remarquons sur cette figure qu'à la sortie de la roue, l'entropie devient plus élevée du côté extrados, mais aussi plus basse du côté intrados de la même pale

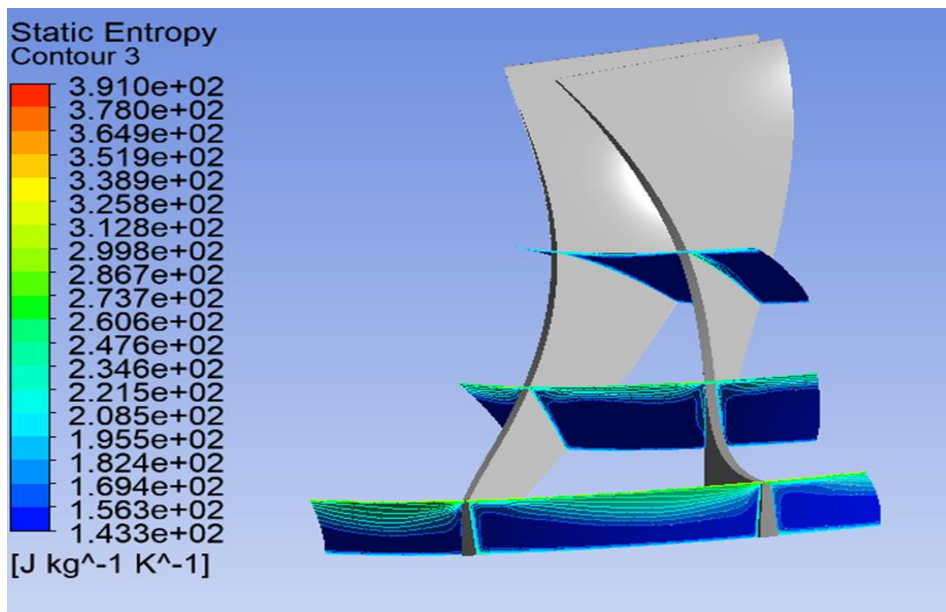


Figure IV.24. La variation d'entropie dans le plan orthogonal à la sortie de la roue

IV.6.5. Energie cinétique de turbulence

Cette figure présente la distribution de l'énergie cinétique de la turbulence sur une aube dans le plan orthogonal.

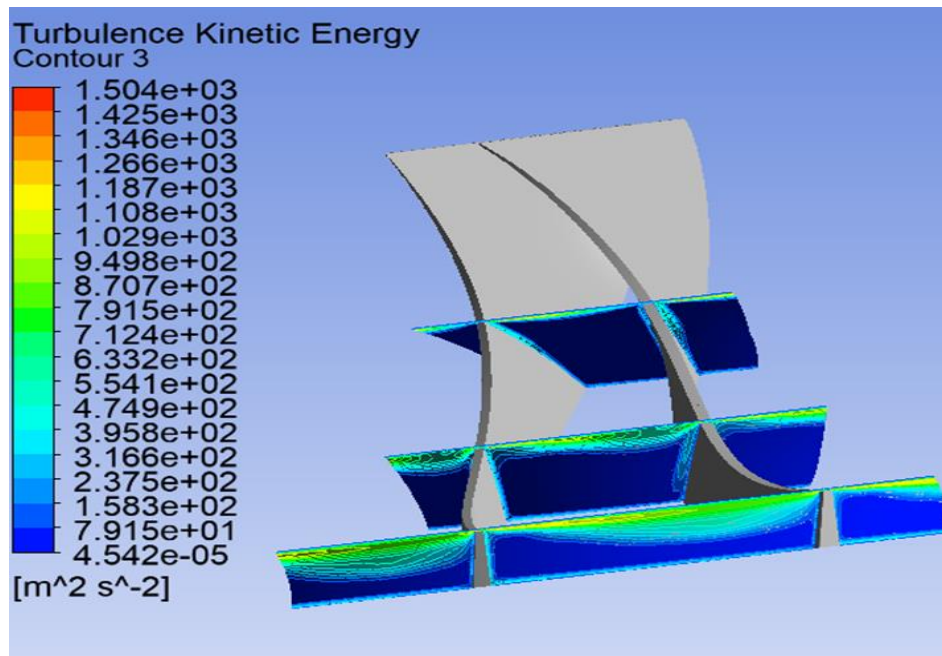


Figure IV.25. Énergie Cinétique de Turbulence sur une Aube dans le plan orthogonal.

Les couleurs montrent les niveaux d'énergie cinétique turbulente, avec des zones de haute turbulence (en rouge) et de basse turbulence (en bleu).

IV.6.6. La Force

Cette figure montre la distribution des forces agissant sur une aube dans le plan orthogonal.

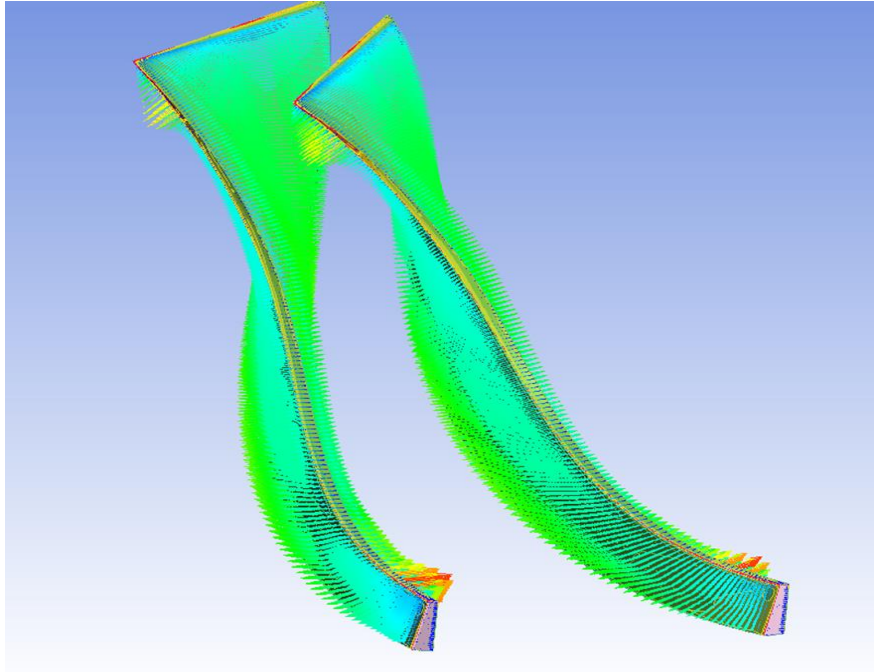


Figure IV.26. La distribution des forces agissant sur une aube dans le plan orthogonal.

Les différentes couleurs indiquent les zones où les forces sont les plus élevées (en rouge) et les plus faibles (en bleu).

IV.7. Le déplacement total

Cette figure montre l'analyse de déplacement total sur une aube en 3D.

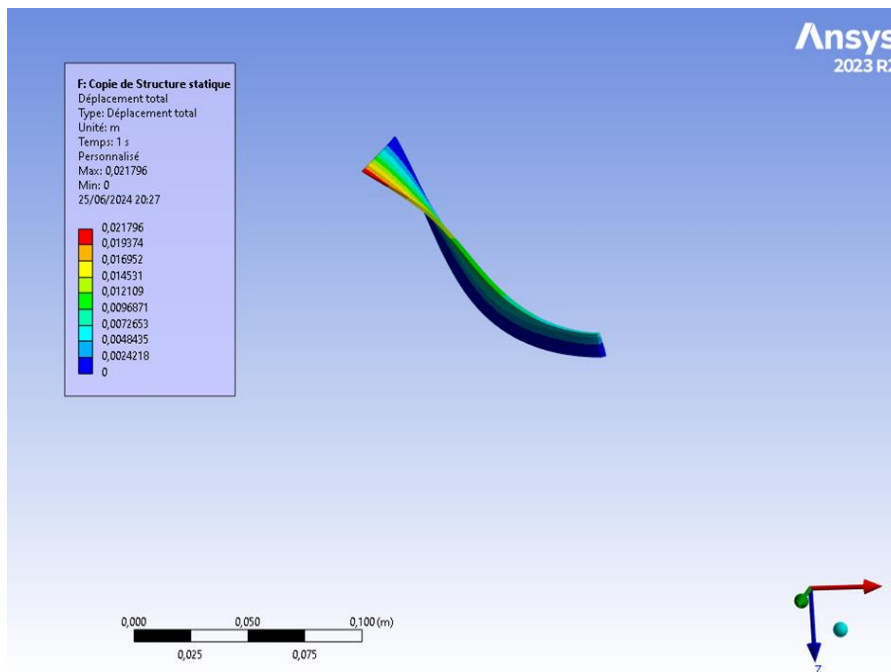


Figure IV.27. Déplacement total sur une aube en 3D.

Cette simulation montre la manière dont l'aube du compresseur centrifuge se déforme sous contraintes. Les zones rouges représentent les régions de l'aube soumises aux plus grandes déformations, ce qui peut indiquer des zones de faiblesse ou des régions nécessitant un renforcement. Les parties bleues subissent peu ou pas de déplacement, ce qui signifie qu'elles sont moins affectées par les contraintes.

IV.8. La déformation élastique équivalente

Cette figure montre l'analyse de la déformation élastique équivalente sur une aube en 3D.

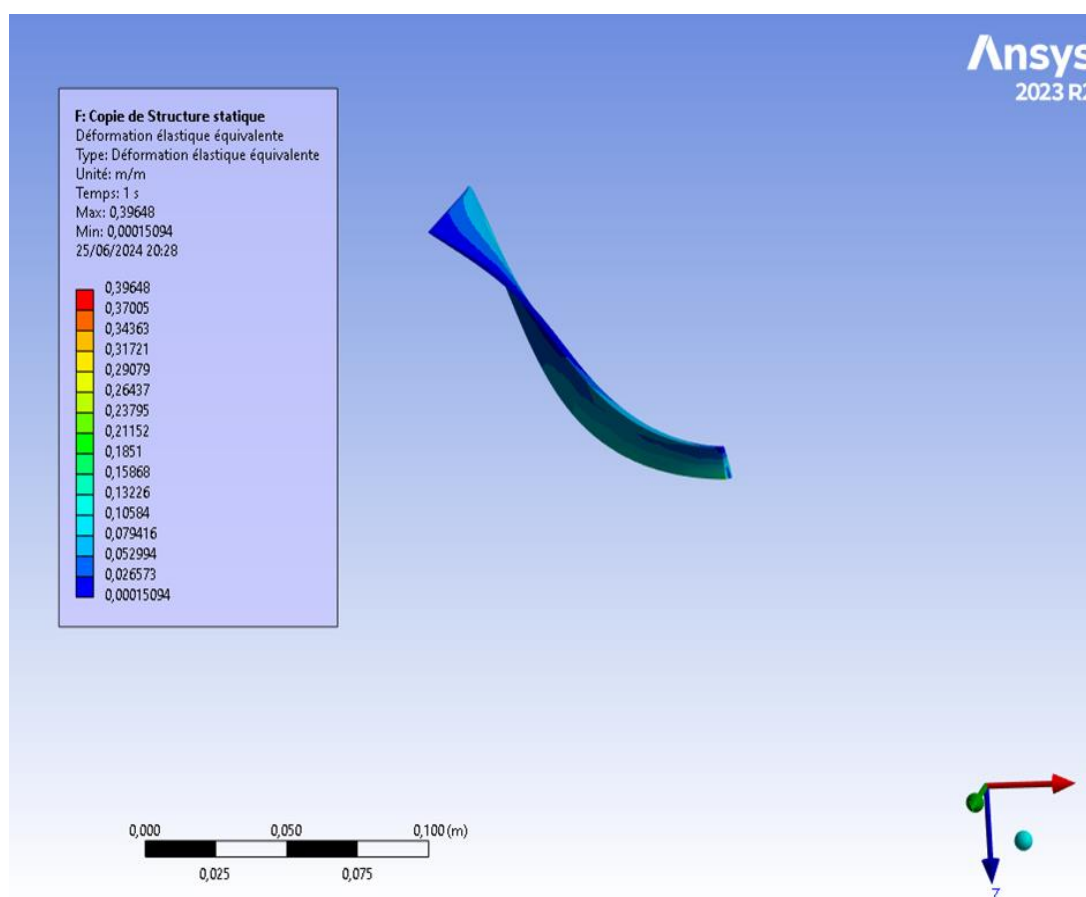


Figure IV.28. Déformation élastique équivalente sur une aube en 3D.

Cette simulation met en évidence les zones critiques de l'aube du compresseur centrifuge où la déformation élastique est la plus importante, ce qui pourrait indiquer des endroits où la contrainte mécanique est concentrée. Les zones en rouge sont les plus

susceptibles de subir une déformation importante, ce qui pourrait, à long terme, mener à des problèmes de fatigue ou de rupture. Les zones bleues, avec une faible déformation, sont moins sollicitées et risquent moins d'être affectées par les forces appliquées.

IV.9. La Déformation élastique principale maximale

Cette figure montre l'analyse de la déformation élastique principale maximale sur une aube en 3D.

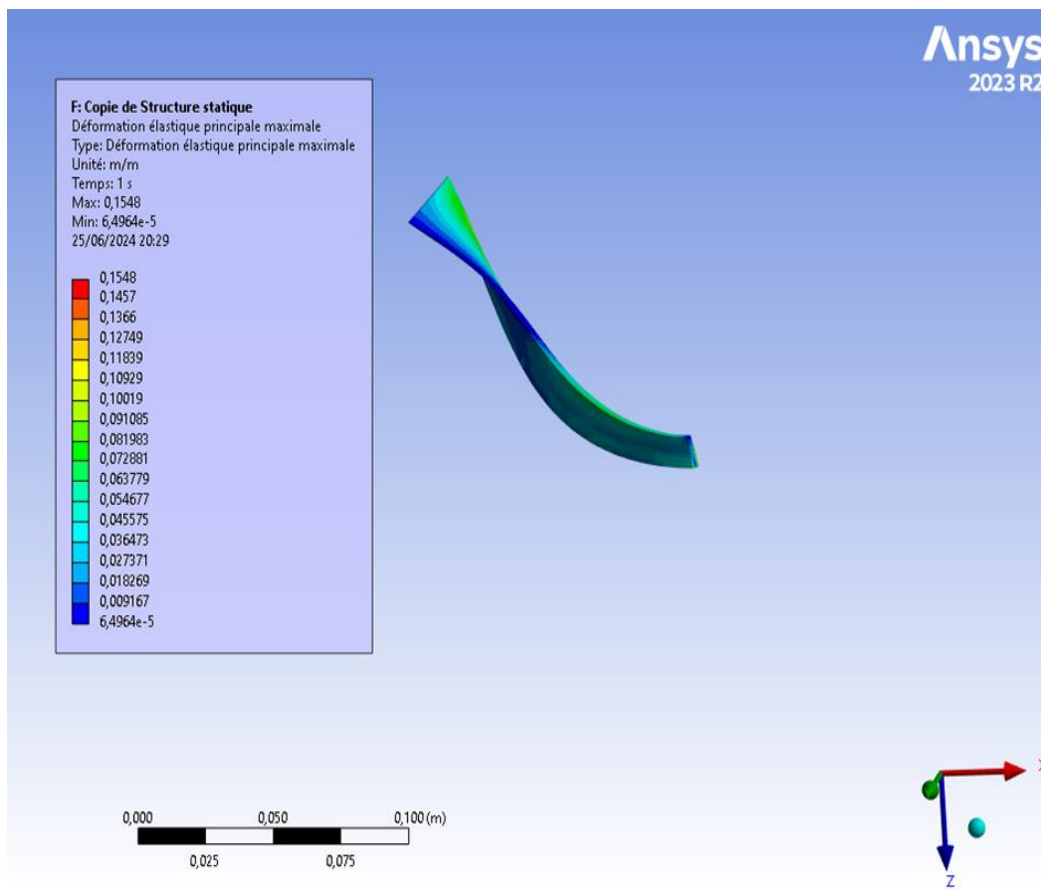


Figure IV.29. Déformation élastique principale maximale sur une aube en 3D.

Les différentes couleurs, allant du bleu au rouge, représentent les niveaux de déformation, où le bleu indique les zones de moindre déformation et le rouge les zones de déformation maximale. La déformation maximale enregistrée est de 0,1548 m/m, ce qui signifie que certaines parties de la structure sont soumises à des étirements significatifs. Cette distribution des déformations peut indiquer des points critiques où la structure est susceptible de céder sous la charge. L'analyse montre que les parties rouges nécessitent une attention

particulière pour éviter des risques potentiels de rupture, tandis que les zones bleues sont plus stables.

IV.10. Le déplacement directionnel

Cette figure montre le déplacement directionnel selon l'axe X d'une aube en 3D.

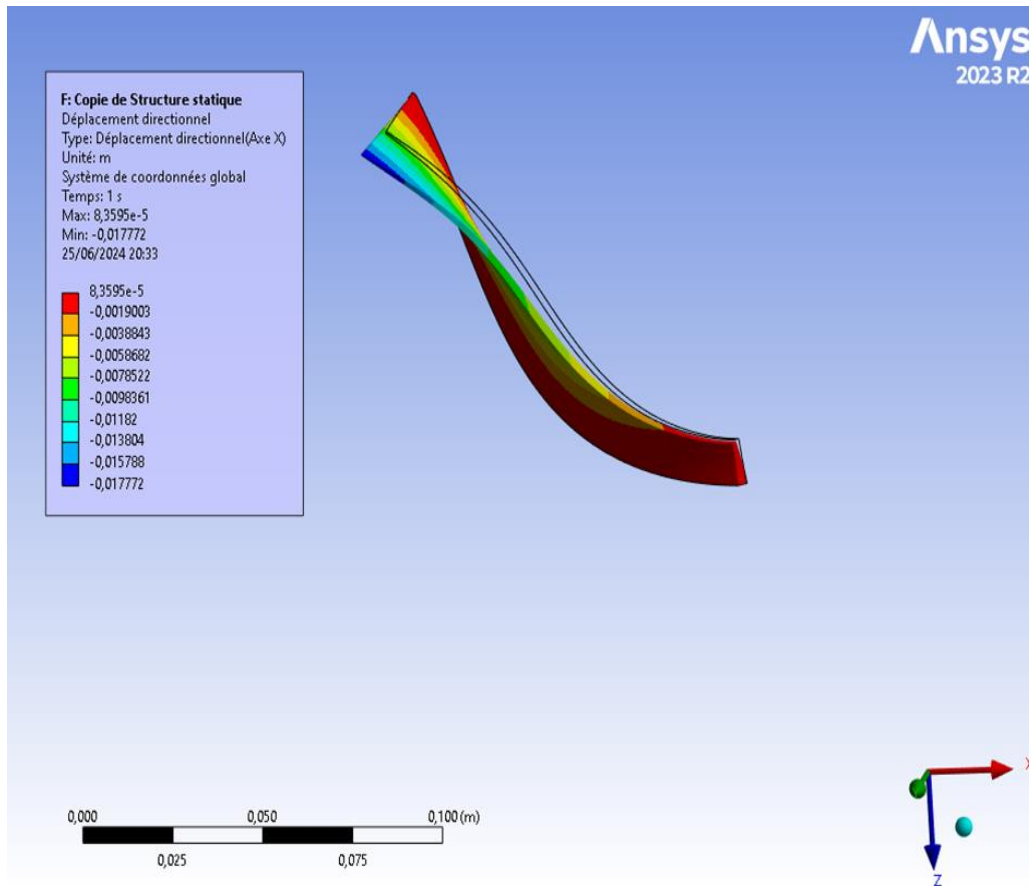


Figure IV.30. Déplacement directionnel selon l'axe X d'une aube en 3D.

Cette image illustre le déplacement directionnel de la structure le long de l'axe X sous l'effet des contraintes appliquées, avec une répartition colorée indiquant l'intensité et la direction du déplacement. Les zones en bleu montrent les déplacements les plus négatifs, atteignant jusqu'à $-0,017772$ m, ce qui indique une déformation importante dans cette direction. En revanche, les zones en rouge signalent des déplacements proches de zéro, reflétant une plus grande rigidité ou une moindre sollicitation de ces parties de la structure. Le déplacement

maximal reste faible, ce qui pourrait indiquer que la structure, dans son ensemble, conserve une certaine stabilité

IV.11. La Déformation élastique principale intermédiaire

Cette figure montre l'analyse de la déformation élastique principale intermédiaire sur une aube en 3D.

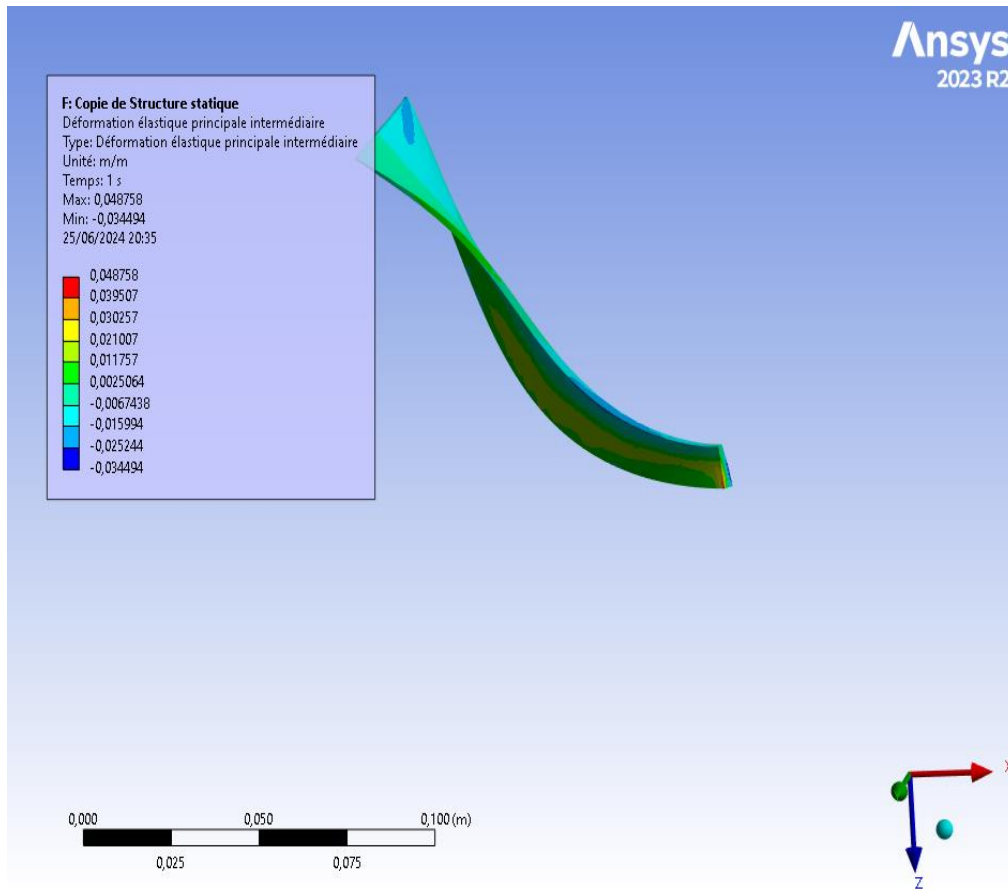


Figure IV.31. Déformation élastique principale intermédiaire sur une aube en 3D.

Cette simulation montre la distribution de la déformation élastique intermédiaire dans la structure. Les régions rouges subissent une déformation maximale positive de 0,048758 m/m, ce qui indique des zones soumises à des contraintes de traction, tandis que les régions bleues affichent une déformation négative allant jusqu'à -0,034494 m/m, caractérisant des zones en compression. Les zones vertes et jaunes montrent des déformations modérées. Cette répartition

des déformations aide à identifier les parties de la structure les plus vulnérables et celles qui restent stables sous l'effet des charges.

IV.12. La Déformation élastique principale minimale

Cette figure montre l'analyse de la déformation élastique principale minimale sur en 3D.

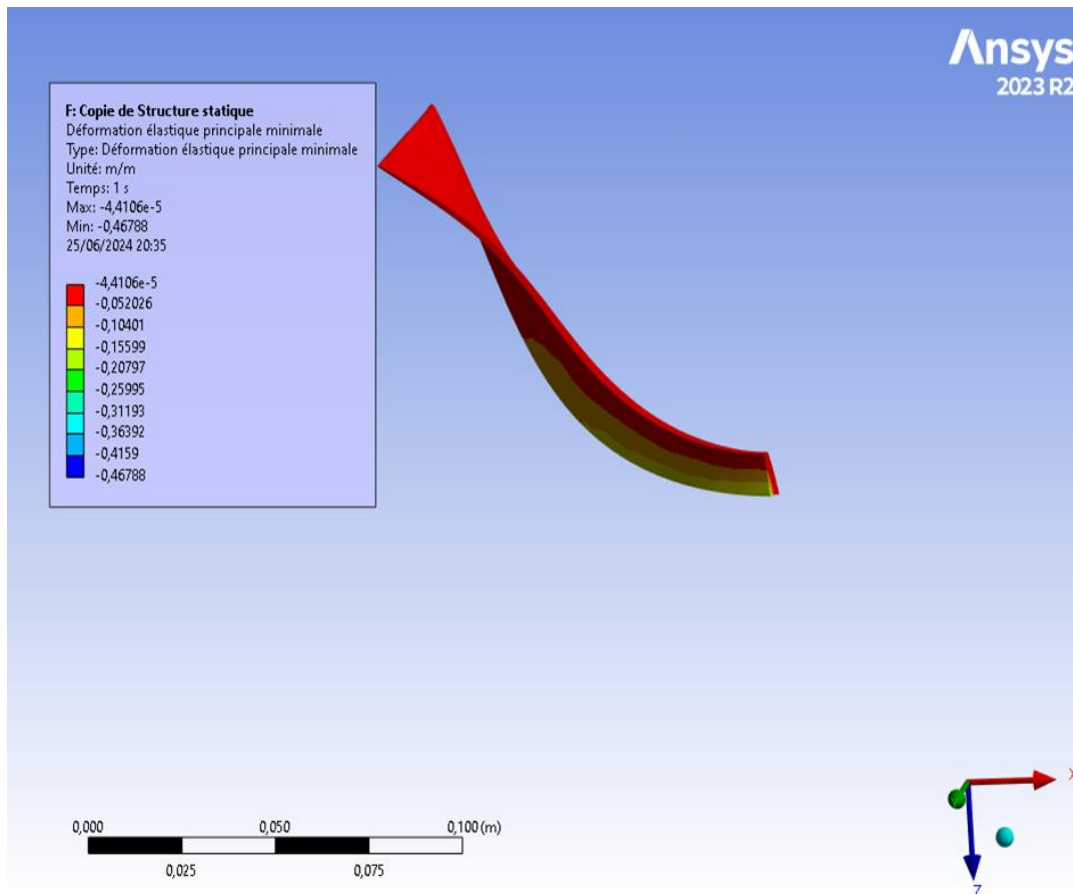


Figure IV.32. Déformation élastique principale minimale sur une aube en 3D.

L'image montre que la déformation est répartie de manière inégale sur la structure. Les régions en rouge, jaune et vert représentent les zones où la déformation est moins importante, tandis que les zones en bleu et vert foncé sont les plus déformées, atteignant des valeurs proches de -0,46788 m/m. Cela indique une compression importante ou un étirement négatif dans ces régions. Ces résultats peuvent être utilisés pour identifier les points critiques où des

modifications structurelles ou un renforcement peuvent être nécessaires afin de prévenir la défaillance structurelle

IV.13. La Déformation élastique maximale de cisaillement

Cette figure montre l'analyse de la déformation élastique maximale de cisaillement sur une aube en 3D.

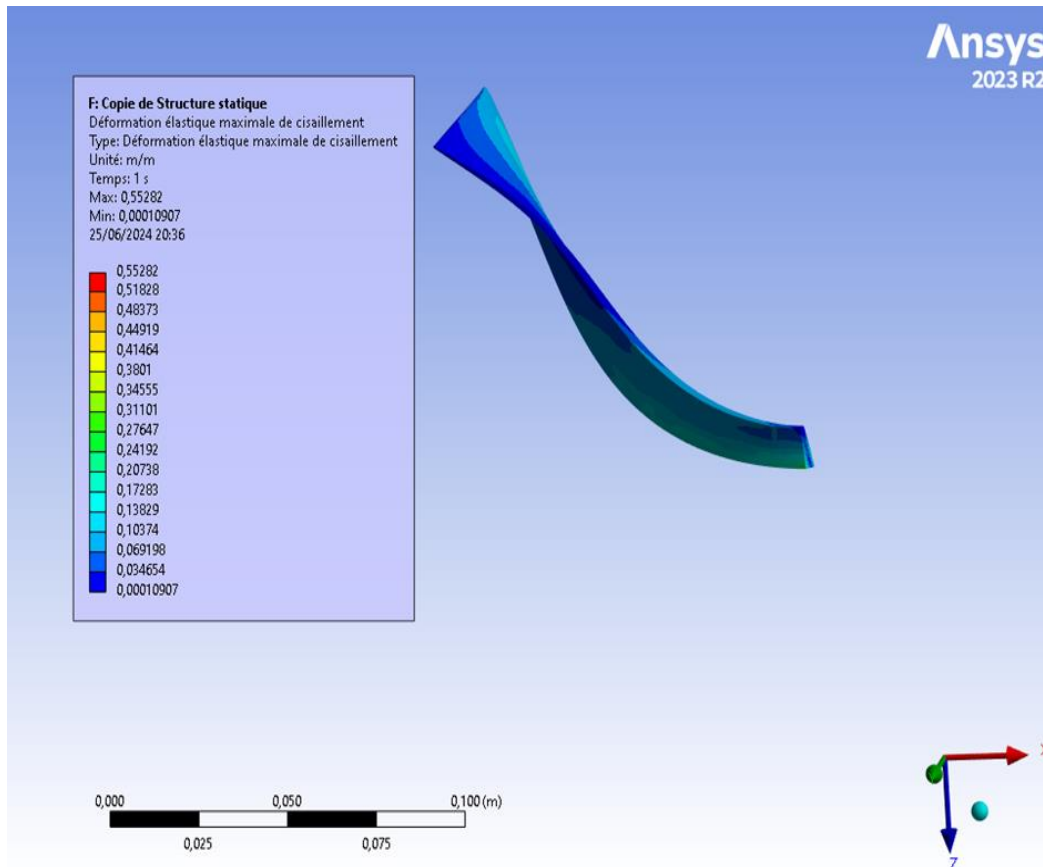


Figure IV.33. Déformation élastique maximale de cisaillement sur une aube en 3D.

Les zones rouges et oranges (proche de la couche limite) indiquent les régions où les forces de cisaillement sont les plus élevées, atteignant jusqu'à 0,55282 m/m, tandis que les zones bleues (loin de la couche limite) montrent les régions avec des valeurs beaucoup plus faibles (près de 0,0001 m/m). Cela indique que la structure subit une plus grande déformation de cisaillement dans certaines régions critiques.

IV.14. La Déformation élastique de cisaillement (composante XY)

Cette figure montre la répartition de la déformation élastique de cisaillement, spécifiquement dans la composante XY dans une aube en 3D.

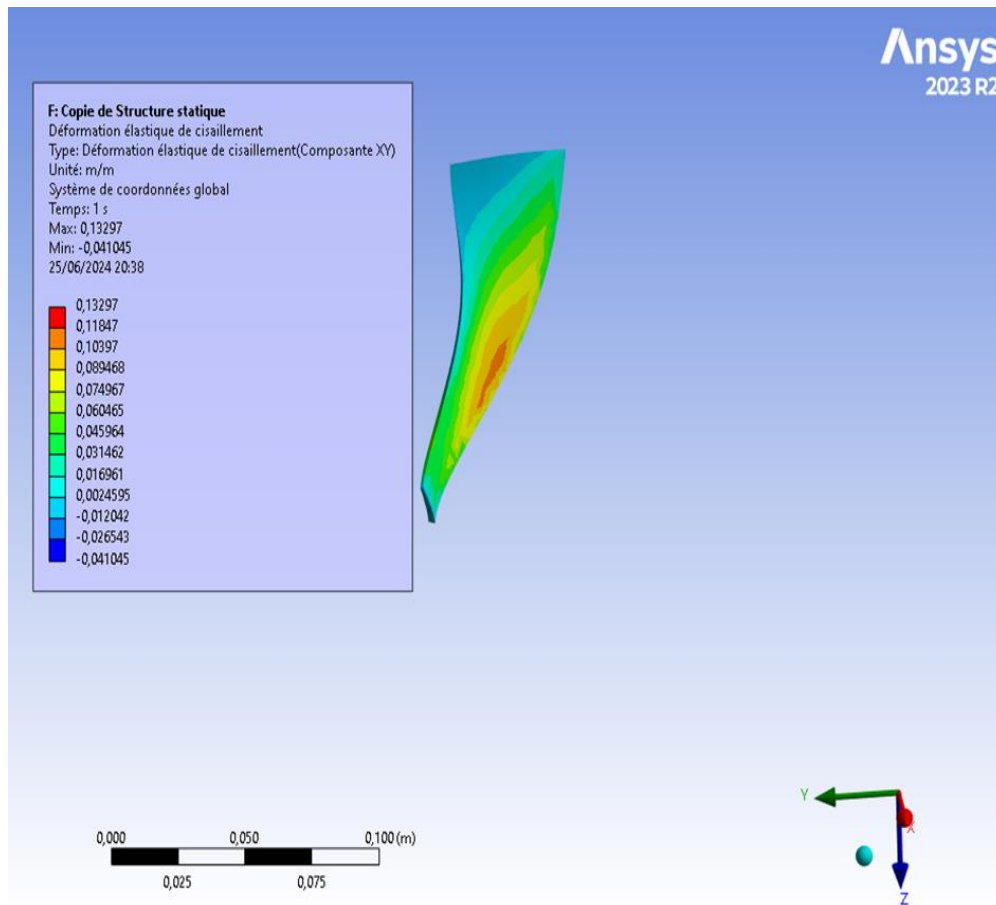


Figure IV.34. Déformation élastique de cisaillement (composante XY) sur une aube en 3D

Les zones en rouge et orange indiquent les points où la déformation de cisaillement est la plus élevée, atteignant jusqu'à 0,13297 m/m. Cela signifie que ces régions subissent des contraintes importantes qui peuvent poser un risque de rupture ou de fatigue sous l'effet de charges prolongées. Les zones en bleu et vert montrent des déformations beaucoup plus faibles, indiquant une sollicitation moindre dans ces parties de la structure.

IV.15. La contrainte principale maximale

Cette figure montre l'analyse de la contrainte principale maximale sur une aube en 3D.

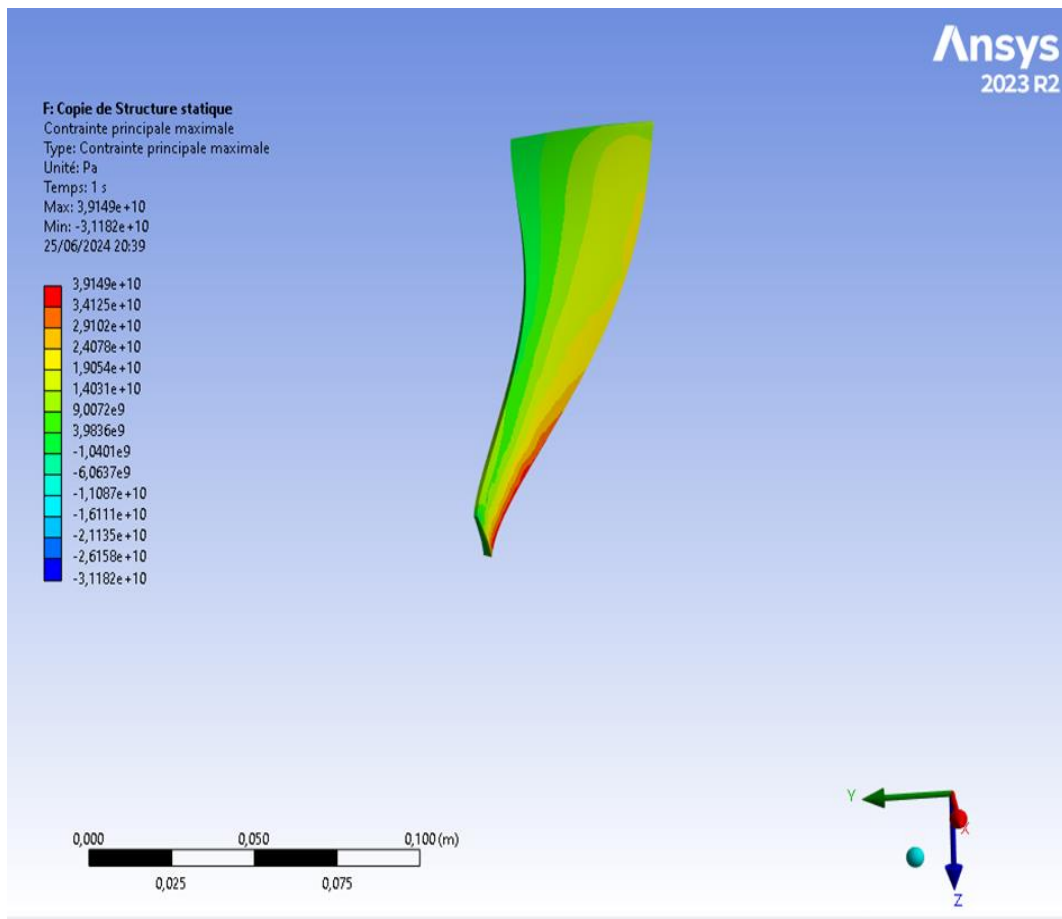


Figure IV.35. Contrainte principale maximale sur une aube en 3D.

Les différentes couleurs représentent les niveaux de contrainte, où le rouge indique les zones de contrainte maximale (environ $3,9149 \times 10^{10}$ Pa), et le bleu les zones de contrainte minimale ($-3,1182 \times 10^{10}$ Pa). Les zones rouges, situées principalement sur les bords et les extrémités de l'aube, révèlent les endroits les plus sollicités et donc les plus susceptibles de subir des déformations ou des dommages sous forte charge. À l'inverse, les zones bleues, concentrées à la base et sur certaines parties centrales, montrent des régions soumises à des compressions ou des charges moindres. Les régions vertes et jaunes, quant à elles, indiquent des contraintes modérées.

IV.16. La contrainte principale minimale

Cette figure montre l'analyse de la contrainte principale minimale sur une aube en 3D.

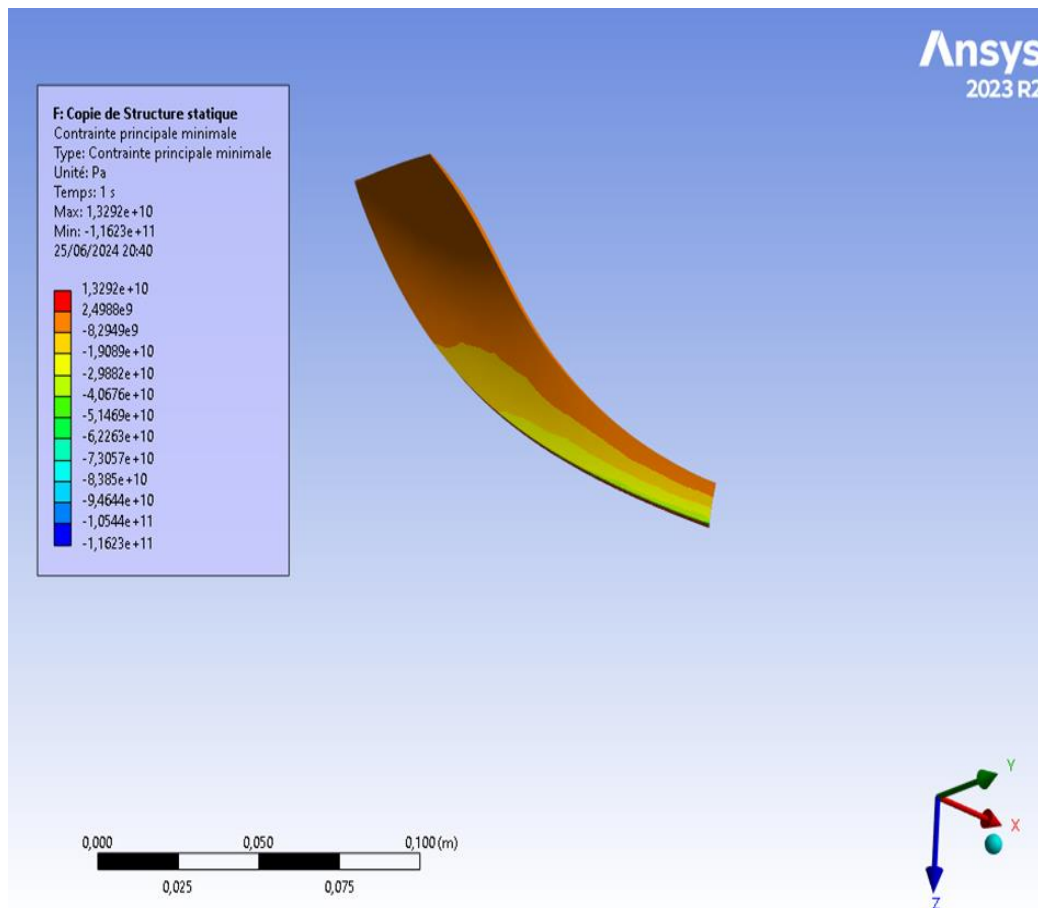


Figure IV.36. Contrainte principale minimale sur une aube en 3D.

Les zones bleues et cyan, situées majoritairement sur les bords et les extrémités, montrent des zones où les contraintes sont les plus compressives, avec des valeurs allant jusqu'à $-1,1623 \times 10^{11}$ Pa, ce qui peut correspondre à des charges compressives élevées susceptibles d'entraîner des déformations dans ces régions. Les régions oranges et jaunes, présentant des valeurs de contrainte plus faibles (autour de $-2,9882 \times 10^{10}$ Pa à $1,3292 \times 10^{10}$ Pa), suggèrent des zones où l'aube subit moins de compression et plus de tension.

IV.17. L'énergie de déformation

Cette figure montre la distribution de l'énergie de déformation sur une aube en 3D.

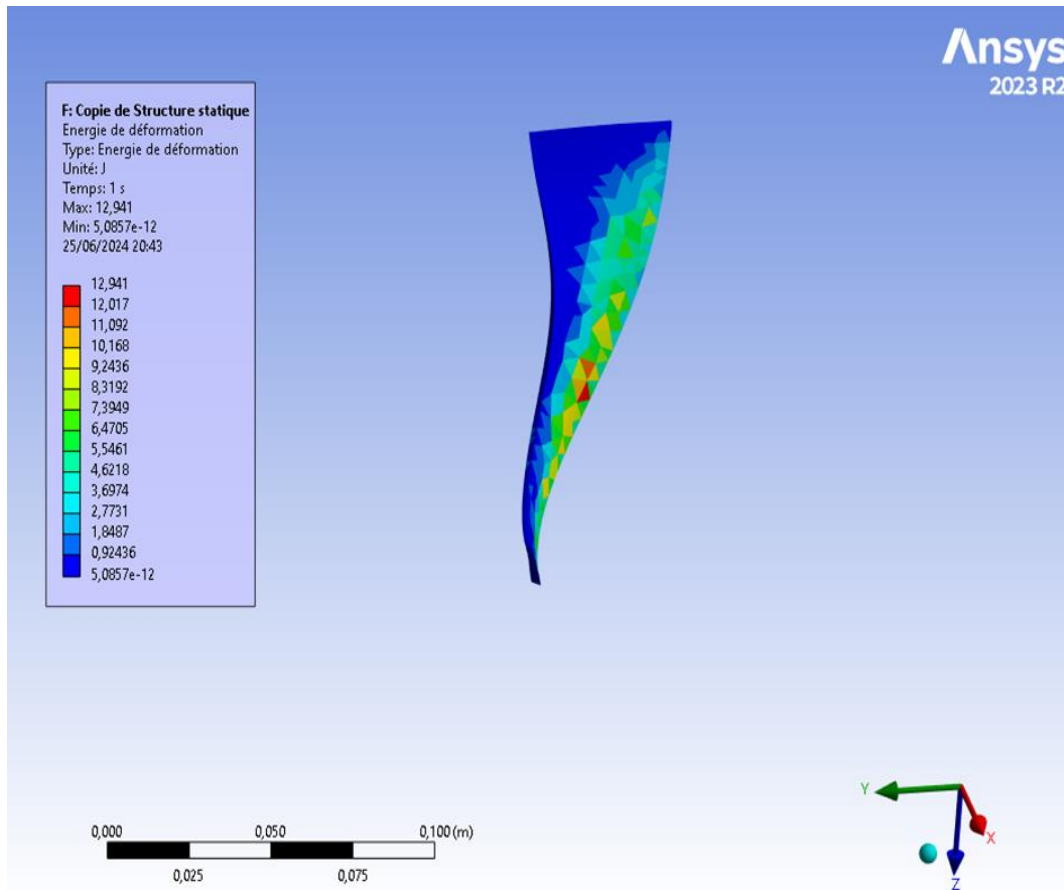


Figure IV.37. Distribution de l'énergie de déformation sur une aube en 3D.

L'énergie de déformation représente la quantité d'énergie emmagasinée dans l'aube lorsqu'elle est soumise à des forces externes. Les zones rouges, qui se concentrent sur une partie spécifique de l'aube, indiquent les régions où l'énergie de déformation est la plus élevée (jusqu'à 12,941 J), signifiant que ces zones subissent les plus grandes déformations sous charge. Les zones bleues, en revanche, montrent des parties de l'aube avec une énergie de déformation minimale ($5,0857e-12$ J), suggérant qu'elles sont peu affectées par les forces appliquées.

Les couleurs intermédiaires (jaune, vert, cyan) représentent des niveaux modérés d'énergie de déformation, montrant que ces régions subissent des déformations moindres mais significatives.

Conclusion Générale

Cette étude a permis d'analyser l'interaction fluide-structure dans un compresseur centrifuge en utilisant des simulations numériques réalisées sur ANSYS CFX. L'objectif était de mieux comprendre le comportement aérodynamique et structurel de la roue du compresseur sous différentes conditions de fonctionnement.

En termes de performances aérodynamiques, les simulations ont révélé des variations significatives de la pression totale et statique sur les pales du compresseur, notamment dans le plan méridien. Ces variations mettent en évidence des zones de haute et basse pression, qui sont essentielles pour l'analyse des phénomènes de recirculation et de détachement d'écoulement. Le maillage utilisé, composé de $1,2 \times 10^6$ éléments, a été validé comme offrant une meilleure précision par rapport aux résultats expérimentaux, avec une bonne corrélation observée entre les données de simulation et celles de Ziegler.

Sur le plan structurel, les simulations ont mis en lumière des zones critiques soumises à des contraintes élevées et des déformations importantes. Ces résultats montrent la nécessité de renforcer certaines parties de la structure pour améliorer la durabilité et prévenir les défaillances potentielles liées à la fatigue.

Les résultats finaux montrent une pression totale variant de 1.2 à 2.5 bars, avec des zones de détachement d'écoulement observées aux vitesses proches du débit nominal.

En conclusion, cette étude fournit une analyse approfondie des performances aérodynamiques et structurelles d'un compresseur centrifuge, avec des résultats qui contribuent à l'amélioration de la conception et de la performance de ces machines. Des ajustements structurels devront être pris en compte pour renforcer les zones les plus sollicitées, afin d'augmenter la durée de vie et la fiabilité du compresseur.

Références bibliographiques

- [1] **Ferziger, J. H., & Peric, M. (2002).** "Computatiothods for Fluid Dynamics." Springer.
- [2] **Fung, Y. C. (2008).** "An Introduction to the Theory of Aeroelasticity." Dover Publications.
- [3] **Paidoussis, M. P. (2014).** "Fluid-Structure Interactions: Slender Structures and Axial Flow." Academic
- [4] **Bathe, K. J. (1996).** "Finite Element Procedures." Prentice Hall.
- [5] **Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., & Zhu, J. Z. (2005).** "The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals." Elsevier.
- [6] **Blazek, J. (2015).** "Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications." Elsevier.
- [7] **Farhat, C., & Lesoinne, M. (2000).** "Two-Level Domain Decomposition Methods for the Iterative Solution of Coupled Structural-Acoustic Problems." Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering.
- [8] **Kleinstreuer, C. (2003).** "Two-Phase Flow: Theory and Applications." CRC Press.
- [9] **ANSYS Inc. (2020).** "ANSYS Workbench User's Guide." ANSYS Inc.
- [10] **Kuethe, A. M., & Chow, C. Y. (1998).** "Foundations of Aerodynamics: Bases of Aerodynamic Design." John Wiley & Sons.
- [11] **Fung, Y. C. (2008).** "An Introduction to the Theory of Aeroelasticity." Dover Publications.
- [12] **Bisplinghoff, R. L., Ashley, H., & Halfman, R. L. (1996).** "Aeroelasticity." Dover Publications.

[13] **Sarpkaya, T., & Isaacson, M. (1981).** "Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures." Van Nostrand Reinhold.

[14] **Blevins, R. D. (2001).** "Flow-Induced Vibration." Krieger Publishing Company.

[15] **Zohuri, B. (2017).** "Thermal Effects of Radiation." Springer.

[16] www.utahstangs.com.

[17] **Pierre PODEVIN,** ""techniques avancées de suralimentation"", conservatoire national des Arts et métiers, **Paris, 2004.**

[18] **R. Hadjab.** Étude technologique et énergétique d'un compresseur centrifuge BCL606. 2015-2016. université kasdi merbah Ouargla.P25-27

[19] **Maammeur .M.** Simulation de l'écoulement de l'air dans la roue d'un compresseur centrifuge .2010-2011. Université Hassiba Ben Bouali de Chleff. **P 10 .jusqu'à P18**

[20] **CHABBI. A.** Conception d'un contrôleur flou anti-pompage d'un système De compression de gaz. **2015/2016. P6.17**

[21] **Khechana .I. Lebsaira. KH.** Etude, modélisation et supervision de la séquence de start up d'un Turbocompresseur Heavy Duty 5002C dans le champ Siemens. **06 Juin 2012. P15 .**

[22] **M. Reggio. J-Y.** trepanier. Théories des turbomachines. École polytechnique Montréal .**P19.20.21.46.47**

[23] **KHEDIM .A.** calcul de la station de pompage de dessalement d'eau de mer de Chleff de mostaganem.**2013/2014.** Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen **P62.63**

[24] **ABASSI .A. BEHLOUL. B. CHENOUN. M.** Etude d'un compresseur centrifuge. **2013-2014.** Université des Sciences & de la technologie d'Oran « Mohamed Boudiaf »

USTO /IGCMO.P8-9 .

[25] **ABAOUZ.J.** Les compresseurs à gaz à bord des navires menthaniers. **2012.** Ecol
nationale superieur maritim