

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Saad Dahlab Blida 1
Institut d'Aéronautique et des Études Spatiales
Département Construction Aéronautique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de

Master en Aéronautique

Option : Propulsion Avions

THEME

Optimisation du jeu entre roue/carter d'un compresseur centrifuge et
l'influence sur les paramètres aérodynamique.

Proposé et dirigé par :

Dr. Laazab Sbaa

Réalisé par :

Mr.Ammi Said Mounir

Mr Zergoun Mounir

Soutenue devant le jure composer de :

Pr. Rezzoug Tahar

Professeur

Président

Dr. Azzazen Mohamed

MCA

Examineur

Promotion : 2022 / 2023

REMERCIEMENT

Nous tenons à remercier ALLAH, le tout puissant de nous avoir donné courage et volonté pour accomplir ce modeste travail.

Nous tenons à présenter nos vifs remerciements à notre promoteur "LAAZAB Sbaa" pour leurs patiences, leurs remarques et conseils, leurs disponibilité et bienveillance.

Nous remercions les membres du jury qui ont bien voulu être présents aujourd'hui.

Nos remerciements vont également à l'ensemble de nos enseignants de la spécialité Propulsion Avions à notre formation.

Et à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Merci à vous tous

DEDICACE

On dédie ce modeste travail à nos très chers parents pour leur encouragement et soutien et pour leur patience

A nos frères et sœurs

A nos familles : AMMI SAID, ZERGOUN, BOUKRAA, BABAALI

A toute nos frères et amis de la résidence universitaire SOUMAA 2 et 3 pour tous les inoubliables moments passés ensemble et pour leur soutien chacune par son nom.

Table des matières

Table des matières	3
Listes des figures.....	7
Liste des tables.....	13
Summary.....	18
Résumé	18
ملخص.....	19
Introduction	20
Analyse bibliographique.....	21
CHAPITRE I GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES	24
I.1.Introduction.....	24
I.2. Classification des turbomachines	25
I.2.1. Selon la nature du fluide.....	25
I.2.2. Selon la fonction de la machine	25
I.3. Historique.....	28
I.4. Le compresseur centrifuge.....	29
I.5. Les organes mécaniques d'un compresseur centrifuge	30
I.5.1. La partie amont d'un compresseur.....	30
I.5.2. Le rotor (roue).....	30
I.5.3. Le diffuseur.....	31
I.5.4. La volute.....	32
I.6. Triangle des vitesses	33
I.7. Degré de réaction.....	34
I.8. Courbes caractéristiques et limite d'utilisation d'un compresseur centrifuge....	37
I.9. Limites d'utilisation d'un compresseur	38

CHAPITRE II	ETUDE AEROTHERMODYNAMIQUE	40
II.1.	Aérodynamique des compresseurs centrifuges	40
II.2.	L'écoulement principal.....	40
II.2.1.	Bilan non-visqueux des forces en jeu	40
II.2.2.	Analyse dans une projection méridienne.....	43
II.2.3.	Analyse dans une projection aube-à-aube	44
II.3.	L'écoulement secondaire.....	46
II.3.1.	Approche théorique.....	47
II.3.2.	Structures tourbillonnaires élémentaires	48
II.3.3.	Effet de courbure dans le plan méridien.....	50
II.4.	Comparaison des contributions.....	51
II.4.1.	Cas de l'écoulement de jeu de bout de pale.....	52
II.4.2.	Le glissement	54
II.4.3.	La configuration jet/sillage.....	55
II.5.	Les pertes.....	56
II.5.1.	Les pertes par effets visqueux directs.....	56
II.5.2.	Les pertes par mélange.....	57
II.5.3.	Les pertes par effet de jeu	57
CHAPITRE III	ANALYSE NUMERIQUE ET SIMULATION.....	58
III.1.	introduction	58
III .2.	Les equations de base.....	59
III .3.	Modélisation des écoulements turbulents	60
III .4.	Présentation des modèles de turbulence.....	62
III.5.	Introduction	66
III.6.	Présentation du logiciel ANSYS CFX.....	66
III.6.1.	ANSYS CFX –BladeGen.....	67

III.6.2. ANSYS CFX –TurboGrid	67
III.6.3. ANSYS CFX	76
III.7. Présentation du compresseur centrifuge étudié	81
CHAPITRE IV OPTIMISATION.....	83
IV.1.Introduction.....	83
IV.2.Histoire et évolution de l'optimisation	83
IV.3. Énoncé d'un problème d'optimisation	84
IV.4. Classification des problèmes d'optimisation.....	85
IV.5. Méthodes d'optimisation.....	88
IV.6. Optimisation dans ANSYS	89
IV.6.1.Module DesignXplorer	90
IV.6.2.Méthodes d'optimisation mises en œuvre	91
IV.7. Le travail effectué dans la partie Optimisation Mono-objectif.....	94
IV.8. Résolution de problèmes multi-objectifs à l'aide d'une méthode d'optimisation scalaire.....	97
IV.8.1.La méthode de somme pondérée	97
CHAPITRE V RESULTATS ET DISCUSIONS	99
V.1 .Introduction.....	99
V.2.Validation de résultats et sensibilité de maillage.....	99
V.3.Validation de Y+.....	101
V.4. Plan méridien	104
V.5. Plan aube-à-aube	114
V.6. Plan orthogonal	119
V.7.L’effet de la variation de la vitesse de rotation	124
V.8.L’effet de la variation du débit massique.....	128
V.9.Optimisation mono objective manuelle	133

V.10.Résultats de l'optimisation mono objective	140
V.11.Résultats de l'optimisation multi-objectif.....	143
V.12.Résultats de simulation pour le jeu optimale	144
V.13. L'influence du jeu sur la génération du bruit	147
V.13.1. Source monopole.....	149
V.13.2. Source Dipôles	150
V.13.3. Source quadripôle	151
V.13.4. Puissance sonore générée	151
Conclusion générale	153

Listes des figures

Figure I-1 : Roue motrice radiale.....	26
Figure I-2 : Roue motrice axiale.	26
Figure I-3 : Roue motrice hélicoïdale.	26
Figure I-4 : Type de compresseur en fonction de débit et de la pression [2].....	28
Figure I-5 : Prototype du turbocompresseur date de 1905 [3].....	29
Figure I-6 : Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge.	31
Figure I-7 : Présentation des formes de diffuseurs radiaux.	32
Figure I-8 : Le compresseur centrifuge en éléments séparés.....	33
Figure I-9 : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur. ..	34
Figure I-10 : triangles de vitesse à la sortie de la roue.....	35
Figure I-11 : L'influence de la réaction sur le triangle de vitesses [5].....	36
Figure I-12 : Carte d'un compresseur centrifuge [5].	37
Figure I-13 : Limites d'utilisation d'un compresseur [6].....	39
Figure II-1 : Vue méridienne : représentation des forces projetées sur la normale à la trajectoire.	43
Figure II-2 : Représentation des forces en présence dans le plan aube-à-aube.	46
Figure II-3 : Représentation élémentaire de la formation de l'écoulement secondaire.	47
Figure II-4 : Représentation schématique des structure élémentaires de l'écoulement secondaire.	49
Figure II-5 : Structures tourbillonnaires : lignes d'écoulement secondaire sur des coupes orthogonales.	52
Figure II-6 : Représentations schématiques de l'écoulement de jeu, d'après Lakshminarayana (1996).	53

Figure II-7 : Jet/sillage en sortie roue : représentation schématique de la contribution des écoulements secondaires et de jeu à la formation du sillage, d'après Eckardt (1976).55

Figure III-1 : Le schéma de différentes méthodes numérique dans ANSYS CFX.60

Figure III-2 : La description statistique d'un écoulement turbulent.62

Figure III-3 : Détaille de machine.68

Figure III-4 : Détaille de carter.68

Figure III-5 : Détaille de moyau.69

Figure III-6 : Détaille de l'aube.69

Figure III-7 : Paramètre de Cut-off.69

Figure III-8 : Détaille de maillage.70

Figure III-9 : Détaille de jeu.70

Figure III-10 : Détaille de maillage.71

Figure III-11 : Les types de maillage.72

Figure III-12 : Les zones de raffinage de maillage.73

Figure III-13 : Maillage 2D au bord de fuit de l'aube.74

Figure III-14 : Schéma de simulation.76

Figure III-15 : Paramètre turbo mode.77

Figure III-16 : Déclaration du jeu.78

Figure III-17 : Définition physique.78

Figure III-18 : Graphe des résidus de calcul.80

Figure III-19 : Graphe de convergence de résidus RMS-H Energy.80

Figure III-20 : Compresseur NASA LSCC.82

Figure IV-1 : Illustration d'un problème d'optimisation.85

Figure IV-2 : Schéma représente la procédure de l'optimisation [11].90

Figure IV-3 : Les outils mis en œuvre dans Design Xplorer.	91
Figure IV-4 : Flux de travail de la méthode d'optimisation MOGA.	93
Figure IV-5 : Schéma de l'optimisation.	94
Figure V-1 : graphe montre la variation de rapport de pression expérimentale et numérique en fonction nombres des éléments.	100
Figure V-2 : Distribution de champ Y^+ sur la surface de moyeu.	102
Figure V-3 : Distribution de Y^+ sur la surface de carter.	102
Figure V-4 : Distribution de champ de Y^+ sur les aubes de compresseur.	103
Figure V-5 : Distribution de pression statique dans le plan méridien.	104
Figure V-6 : Distribution de pression totale dans le plan méridien.	105
Figure V-7 : Courbe de variation de pression totale et statique dans la roue du compresseur.	106
Figure V-8 : Distribution de température statique dans le plan méridien.	107
Figure V-9 : Distribution de température totale dans le plan méridien.	108
Figure V-10 : Courbe de variation de température totale et statique dans la roue du compresseur.	108
Figure V-11 : Distribution de nombre de mach dans le plan méridien.	109
Figure V-12 : Courbe de variation de nombre de Mach relative et absolue dans la roue du compresseur.	110
Figure V-13 : Distribution de vecteur vitesse dans le plan méridien.	110
Figure V-14 : Courbe de variation de Coefficient de vitesse C_m	111
Figure V-15 : La charge sur l'aube à 50% de Span.	111
Figure V-16 : La charge sur l'aube à 90% de Span.	112
Figure V-17 : La charge sur l'aube à 10% ,50% ,90% de Span.	112
Figure V-18 : Distribution de l'entropie statique dans le plan méridien.	113
Figure V-19 : Distribution de pression statique dans le plan aube à aube.	114

Figure V-20 : Distribution pression totale dans le plan aube à aube.	115
Figure V-21 : Distribution de champ de vitesse à 50% de la hauteur de l'aube dans le plan aube à aube.	115
Figure V-22 : Distribution de champ de vitesse à 97% de la hauteur de l'aube dans le plan aube à aube.	116
Figure V-23 : Distribution de vecteurs vitesses dans le plan aube à aube.	117
Figure V-24 : Distribution de l'entropie statique dans le plan aube à aube.	118
Figure V-25 : Différents positions plan orthogonale de la roue du compresseur.	119
Figure V-26 : Distribution de l'entropie statique à position 10% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.	120
Figure V-27 : Distribution de l'entropie statique à position 50% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.	120
Figure V-28 : Distribution de l'entropie statique à position 80% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.	121
Figure V-29 : Distribution de l'entropie statique à position 98% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.	121
Figure V-30 : Distribution de la pression statique à l'entrée de la roue du compresseur centrifuge.	122
Figure V -31 : Distribution de la pression statique à l'entrée de la roue du compresseur centrifuge.	123
Figure V-32 : Courbe de variation de pression totale pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.	124
Figure V-33 : Courbe de variation de pression statique pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.	125
Figure V-34 : Courbe de variation de température totale pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.	126
Figure V-35 : Courbe de variation de température statique pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.	126

Figure V-36 : Courbe de variation de nombre de Mach relative pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.	127
Figure V-37 : Courbe de variation de nombre de Mach absolue pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.	128
Figure V-38 : Courbe de variation de pression totale pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.	129
Figure V-39 : Courbe de variation de pression statique pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.	129
Figure V-40 : Courbe de variation de température totale pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.	130
Figure V-41 : Courbe de variation de température statique pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.	131
Figure V-42 : Courbe de variation de nombre de Mach relative pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.	132
Figure V-43 : Courbe de variation de nombre de Mach absolue pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.	132
Figure V-44 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 50% du jeu dans le plan aube à aube.	134
Figure V-45 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 100% du jeu dans le plan aube à aube.	135
Figure V-46 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 200% du jeu dans le plan aube à aube.	135
Figure V-47 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 100% du jeu dans le plan méridien.	137
Figure V-48 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 50% du jeu dans le plan méridien.	138
Figure V-49 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 150% du jeu dans le plan méridien.	139
Figure V-50 : Diagramme représente l'optimisation dans une vue 2D(Jeu , Taux de compression, rendement).	140

Figure V-51 : Diagramme représente l'optimisation dans une vue 3D(Jeu , Taux de compression, rendement).....	141
Figure V-52 : Diagramme montre le critère de convergence en optimisation.	142
Figure V-53 : Diagramme montre La liaison entre le jeu et le rapport de pression ainsi que l'efficacité.....	142
Figure V-54 : Diagramme montre La liaison entre le jeu et le rapport de pression ainsi que l'efficacité pour les 3 meilleur points.....	143
Figure V-55 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour 50% Span pour le jeu optimal dans le plan aube à aube.	144
Figure V-56 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour 98% Span pour le jeu optimale dans le plan aube à aube.....	145
Figure V-57 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour 80% Span pour le jeu optimale dans le plan aube à aube.....	145
Figure V-58 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour le jeu optimale dans le plan méridien.	146
Figure V-59 : Contour de la source monopole pour le jeu 2.54mm.	149
Figure V-60 : Contour de la source monopole pour le jeu optimal 1,0153mm.	149
Figure V-61 : Contour de la source dipôle pour le jeu 2.54mm.	150
Figure V-62 : Contour de la source dipôle pour le jeu optimal 1,0153mm.	150

Liste des tables

Tableau III-1 : Les Constantes de modèle Standard dans ANSYS CFX.....	63
Tableau III-2 : Les Constantes de modèle K- ω dans ANSYS CFX.	64
Tableau III-3 : Les Constantes de modèle K - ω dans ANSYS CFX.....	65
Tableau III-4 : Les Constantes de modèle K - ε dans ANSYS CFX.....	65
Tableau III-5 : Table des six conditions requises.....	75
Tableau III-6 : Paramètre du compresseur centrifuge à basse vitesse NASA LSCC.	81
Tableau IV-1 : Tableau représente les méthodes de l'optimisation.....	88
Tableau IV-2 : Paramètre de l'optimisation.....	95
Tableau IV-3 : Schéma de l'optimisation.	96
Tableau IV-4 : Intervalle de jeu.....	96
Tableau V-1 : Résultats de calculs.....	100
Tableau V-2 : : les positions des plans orthogonales.....	119
Tableau V-3 : Résultats des calculs pour le jeu 50%.....	133
Tableau V-4 : Résultats des calculs pour le jeu 100%.....	133
Tableau V-5 : Résultats des calculs pour le jeu 50%.....	134
Tableau V-6 : Les résultats de l'optimisation mono-objective.	140
Tableau V-7 : Les résultats de l'optimisation multi-objective.	143
Tableau V-8 : Les résultats de simulation du jeu optimale.	144
Tableau V-9 : L'intensité de la source quadripolaire du jeu optimale 1,0153mm.	151
Tableau V-10 : L'intensité de la source quadripolaire du jeu 2,54mm.	151

NOMENCLATURE DES SYMBOLES

Latins

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Unité</i>
A	Section de passage	[m ²]
b	Largeurs respectivement à la sortie de l'aube	[m]
C	Vitesses absolues	[m/s]
C_f	Coefficient de frottement	-
Cou	Couple mécanique	[N.m]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[j/kg°k]
D, d	Diamètre	[m]
Ec	Energie cinétique	[J]
F	Force	[N]
Fd	Facteur de distorsion	-
H	hauteur	[m]
Δs	Entropie	
Δh	Enthalpie	[J]
K_f	Coefficient de frottement	-
L	Longueur	[m]
l_m	Longueur de mélange	[m]
\dot{m}	Débit massique	[Kg/s]
M	Nombre de Mach	-
Z	Nombre d'aubes	-
n	Normale de surface	-
N°	Nombre d'éléments dans la couche limite	-
P	Pression	[Pa]
P	Puissance	[W]
P_t	Pression totale	[Pa]
Q	Quantité de chaleur	[j]
q_v	Débit volumique	[m ³ /s]
r	Rayon	[m]
Re	Nombre de Reynolds	-
Rs	Rapport de section	-

T	Température	[K°]
t	Temps	[s]
u	Composante de vitesse suivant x	[m/s]
U	Vitesses périphériques	[m/s]
ΔU	Energie interne	-
V	Vitesses absolues	[m/s]
v	Composante de vitesse suivant y	[m/s]
v	Volume	[m ³]
W	Vitesse relative	[m/s]
w	Composante de vitesse suivant z	[m/s]
W	Travail échangé	[W]
Δy^+	Critère de cohérence du maillage avec l'écoulement	-
Δy	Taille du premier élément dans la couche limite	[m]

Grecque

Symbole	Définition	Unité
α	Angle de la vitesse absolue	[°]
β	Angle de la vitesse relative	[°]
δ	Epaisseur de la couche limite	[m]
Δ	Laplacien	-
ε	Taux de dissipation dans le modèle de la turbulence	[m ² /s ³]
η	Rendement	-
λ	Conductivité thermique	[W/m.k°]
μ_{eff}	Viscosité effective	[Pa.s]
μ	Viscosité dynamique	[kg/ms]
ρ	Masse volumique	[kg / m ³]
σ	Degré de réaction	-
τ	Taux de compression	-
τ_{ij}	Tenseur	-
φ	Grandeur physique réelle	-
ϕ	Grandeur physique moyennée	-
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
Ω	Taux de dissipation dans le modèle de la turbulence	[m ² /s ³]
Ω	Domaine du calcul	-

Indices

Symbole	Désignation
1	Conditions d'entrée
2	Conditions de sortie
$i, j, k,$	Paramètres discrétisés suivant les axes x, y, z .

Exposants

Symbole	Désignation
'	Composante fluctuante

Abréviations

<i>Abréviation</i>	<i>Définition</i>
<i>RANS</i>	Equations moyennées de Navies-stokes
<i>LES</i>	Simulation numérique à grande échelle
<i>DNS</i>	Simulation numérique directe
<i>RMS</i>	modèle des tensions de Reynolds
<i>CAD</i>	Conception assistée par ordinateur
<i>CFD</i>	Calcul numérique des fluides

Summary

In this thesis, the performance and fluid parameters of a centrifugal compressor were analyzed using ANSYS CFX. Optimization was initiated on the basis of blade-to-hub clearance using ANSYS Design Optimization. The aim of the study was to examine the effect of tip clearance on compressor performance. The analysis was carried out using the ANSYS CFX 22.0 commercial flow solver based on finite volume techniques. Optimization of the centrifugal compressor was carried out using the Design of Experiment (DOE) technique. Parameters studied included meridional geometry and blade tip clearance. The results of the study showed that single- and multi-objective optimization of blade tip clearance had a significant impact on compressor performance. The use of ANSYS CFX and ANSYS Design Optimization enabled a more efficient and accurate analysis of compressor performance, leading to the identification of the optimum blade tip clearance distance and the study of the compressor performance at this value.

Keywords: Optimization, Compressor, Tip clearance, ANSYS, CFX, DOE.

Résumé

Le présent travail de thèse a pour objectif des performances et les paramètres fluidiques d'un compresseur centrifuge ont été analysés à l'aide d'ANSYS CFX. L'optimisation a été lancée sur la base de la distance de jeu entre les pales et le moyeu à l'aide d'ANSYS Design Optimization. L'étude visait à examiner l'effet du jeu d'extrémité sur les performances du compresseur. L'analyse a été réalisée à l'aide du solveur d'écoulement commercial ANSYS CFX 22.0 basé sur des techniques de volumes finis. L'optimisation du compresseur centrifuge a été réalisée à l'aide de la technique du plan d'expérience (DOE). Les paramètres étudiés comprenaient la géométrie méridienne\ la distance de dégagement en bout des pales. Les résultats de l'étude ont montré que l'optimisation mono et multi-objective de la distance de jeu en bout de pales avait un impact significatif sur les performances du compresseur. L'utilisation d'ANSYS CFX et d'ANSYS Design Optimization a permis une analyse plus efficace et plus précise des

performances du compresseur, ce qui a conduit à l'identification de la distance optimale de jeu en bout de pale et étudier les performances de compresseur au sein de cette valeur.

Mots clés : Optimisation, Compresseur, Jeu, ANSYS, CFX, DOE

ملخص

في هذه الأطروحة ، تم تحليل الأداء لضغط الطرد المركزي باستخدام برنامج المحاكاة ANSYS CFX. بدأ التحسين على أساس المسافة بين الشفرات و الاطار الخارجي للضاغط باستخدام ANSYS Design optimization. كان الهدف من الدراسة هو فحص تأثير المسافة بين الشفرات و الاطار الخارجي على أداء الضاغط. تم إجراء التحليل باستخدام المحلل التجاري ANSYS CFX 22.0 بناءً على تقنيات الحجم المتناهي. تم تحسين ضاغط الطرد المركزي باستخدام تقنية تصميم التجربة (DOE). وشملت المعلمات المدروسة الهندسة الزوال وتخليص طرف الشفرة بعد دراسة تغيير بعض من الخصائص الايروترموديناميكية مثل معدل تدفق الهواء داخل الضاغط مع تغيير سرعة الدوران. أظهرت نتائج الدراسة أن التحسين الفردي والمتعدد الأهداف لخواص طرف الشفرة كان له تأثير كبير على أداء الضاغط. أتاح استخدام ANSYS CFX و ANSYS Design Optimization تحليلاً أكثر كفاءة ودقة لأداء الضاغط ، مما أدى إلى تحديد المسافة المثلى لإزالة طرف الشفرة لتحسين الأداء مع دراسة أداء الضاغط في المسافة المتحصل عليها بعد دراسة التحسين.

كلمات مفتاحية : Optimization, شفرات, ضاغط مركزي, ANSYS , CFX, DOE .

Introduction

Optimisation du jeu d'embout d'un compresseur centrifuge à l'aide d'ANSYS CFX, TurboGrid et Design Optimisation.

Les compresseurs centrifuges sont largement utilisés dans les applications industrielles en raison de leur conception simple, de leur robustesse et de leur efficacité. Cependant, il est important de minimiser le jeu entre les pales de la roue et le carénage afin d'optimiser les performances du compresseur. Un jeu d'extrémité excessif peut entraîner une réduction de l'efficacité, une augmentation des vibrations et des instabilités de fonctionnement.

Cette thèse vise à optimiser le jeu d'extrémité d'une roue de compresseur centrifuge à l'aide d'outils de simulation numérique. ANSYS CFX a été utilisé comme solveur de dynamique des fluides numérique (CFD) pour modéliser le compresseur. TurboGrid a été utilisé pour générer le maillage de calcul et Design Optimisation a été employé comme cadre d'optimisation. La fonction objective a été fixée de manière à maximiser le rapport de pression du compresseur.

Le flux de travail de la simulation a d'abord consisté à générer la géométrie de la roue à l'aide de TurboGrid a ensuite été utilisé pour mailler la géométrie et générer un maillage à dominante hexaédrique. ANSYS CFX a été utilisé pour simuler les performances du compresseur à différents dégagements en bout de pale. Les résultats ont été transmis à Design optimisation , qui a optimisé le dégagement à l'extrémité en effectuant des simulations CFX itératives pour maximiser le rapport de pression.

Les résultats de l'optimisation ont montré que le rapport de pression du compresseur pouvait être augmenté en optimisant le jeu d'extrémité à partir d'une valeur initiale de 0 mm jusqu' au 0.512 mm . Une analyse plus poussée du champ d'écoulement a révélé que la réduction du jeu d'extrémité minimisait le débit de fuite et améliorait les performances de la roue.

En résumé, cette thèse a démontré que les outils d'optimisation numérique peuvent être utilisés efficacement pour optimiser le jeu d'extrémité des compresseurs centrifuges et améliorer leurs performances. La méthodologie développée ici peut être étendue à l'optimisation d'autres paramètres de conception de composants de turbomachines.

Analyse bibliographique

L'écoulement dans un compresseur centrifuge est généralement visqueux et turbulent, tridimensionnel, in stationnaire et fluide compressible.

Pour l'étude et analyse de l'écoulement dans ce compresseur on peut se faire suivant par deux méthodes, la méthode numérique et la méthode expérimentale.

La méthode numérique base sur la discrétisation des équations de base en mécanique de fluide pour résoudre le problème, il exige un certain nombre de simplification sur le system d'équations.

La méthode de expérimentale que demande plusieurs des systèmes pour les mesures (la pression, la vitesse, température,...etc.).Utilisation techniques de visualisation pour l'analyse de différentes structures de l'écoulement.

Beaucoup de chercheurs ont déjà fait l'étude de l'optimisation et analyse l'écoulement dans un compresseur centrifuge. Parmi les chercheurs :

F. Chen, Y. Cao, H. Zhang (2017) [12]: Cette étude présente une méthode de simulation numérique pour modéliser l'interaction entre la roue et le carter d'un compresseur centrifuge NASA LSCC. Les résultats montrent que la géométrie du carter a un impact significatif sur les performances du compresseur. Les auteurs ont également utilisé une méthode d'optimisation pour trouver la géométrie de carter optimale qui permet d'augmenter le rendement du compresseur.

Y. Gao, M. Hu, Y. Liu (2018) [13] : Cette étude utilise une méthode de simulation numérique pour modéliser l'interaction entre l'impeller et le carter d'un compresseur centrifuge. Les auteurs ont également utilisé une méthode d'optimisation pour trouver la géométrie de carter optimale qui permet d'augmenter le rendement du compresseur. Les résultats montrent que la géométrie du carter a un impact significatif sur les performances du compresseur.

M. Arabloo, A. M. Sarreshtedari, R. R. Nourani (2018) [14] : Cette étude présente une méthode d'optimisation de l'interaction entre la roue et le carter d'un compresseur centrifuge en utilisant une combinaison de la méthode de surface de réponse et de la simulation CFD. Les résultats montrent que la géométrie du carter a un impact significatif sur les performances du compresseur, et que la méthode d'optimisation proposée permet d'améliorer le rendement du compresseur.

R. Tian, Q. Cheng, W. Yang (2014) [15] : Cette étude utilise une méthode de simulation numérique pour modéliser l'interaction entre l'impeller et le carter d'un compresseur centrifuge. Les auteurs ont étudié l'impact de la géométrie du carter sur les performances du compresseur.

M. Beale (2009) [16]: Cette étude utilise des simulations numériques pour étudier les effets de l'espace annulaire et du jeu sur les performances d'un compresseur centrifuge NASA LSCC. Les résultats montrent que le jeu et l'espace annulaire peuvent affecter significativement l'efficacité du compresseur.

K. Wang (2014) [17]: Cette étude utilise des simulations numériques pour étudier les effets des lames de séparation sur la performance d'un compresseur centrifuge NASA LSCC. Les résultats montrent que les lames de séparation peuvent améliorer l'efficacité du compresseur.

J. Zhou(2017) [18]: Cette étude utilise des simulations numériques pour étudier la dynamique des écoulements dans un compresseur centrifuge NASA LSCC. Les résultats montrent que les simulations numériques peuvent aider à comprendre les phénomènes complexes dans un compresseur centrifuge.

S. Xia (2019) [19]: Cette étude utilise des simulations numériques pour étudier l'effet des lames de séparation et de la cavité de l'inducteur sur la performance d'un compresseur centrifuge NASA LSCC. Les résultats montrent que les lames de séparation et la cavité de l'inducteur peuvent améliorer l'efficacité du compresseur.

En somme, ces études soulignent l'importance de la simulation numérique dans la conception et l'optimisation des compresseurs centrifuges NASA LSCC. Les résultats suggèrent que les simulations numériques peuvent aider à comprendre les phénomènes complexes dans un compresseur centrifuge et à améliorer l'efficacité de celui-ci. Les études mettent également en évidence l'impact significatif du jeu et de l'espace annulaire sur les performances d'un compresseur centrifuge et l'intérêt de prendre en compte ces effets dans la modélisation numérique.

CHAPITRE I GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

I.1.Introduction

D'une manière générale, les turbomachines peuvent être définies de la manière suivant : une turbomachine est une machine tournante qui réalise un transfert d'énergie entre son arbre propre et un fluide en mouvement. Ce transfert s'effectue par :

- Une augmentation de l'énergie du fluide dans le compresseur fournie par la turbine,
- Une diminution de l'énergie du fluide lors de son passage dans la turbine.

I.2. Classification des turbomachines

De nombreux critères servent à classer les turbomachines, les plus importants sont les suivants [1]:

- la nature du fluide,
- la fonction de la machine,
- le trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine.

I.2.1. Selon la nature du fluide

Le fluide peut être compressible ou incompressible , Le fluide compressible subit des variations dans sa masse volumique dont il faut tenir compte surtout si elles sont importantes. Le fluide incompressible ne subit presque aucune variation dans sa masse volumique .

I.2.2. Selon la fonction de la machine

Il s'agit de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique ou réciproquement. Si la transformation se fait de l'énergie mécanique en énergie hydraulique (énergie fluide), la machine est dite motrice. Une pompe, un ventilateur, un compresseur,..., font partie de ce type de machine. Si la transformation se fait de l'énergie hydraulique en énergie mécanique, la machine est dite réceptrice. Une turbine hydraulique, éolienne,...sont des exemples de ce type de machine. Dans le cas d'une double transformation d'énergie, une machine motrice et une réceptrice sont couplées par le fluide circulant, telles que les transmissions hydraulique (coupleur hydraulique, transformateur hydraulique de couple).

Selon le trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine, en général, on distingue :

- **Les machines radiales (centrifuges) :**

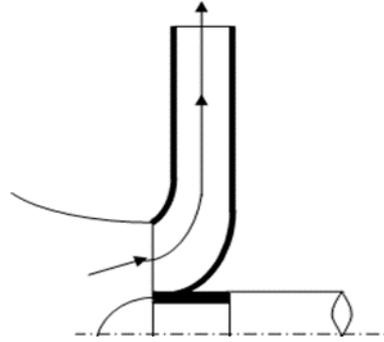


Figure I-1 : Roue motrice radiale.

Le filet de courant traversant la machine est perpendiculaire à l'axe.

- Les machines axiales :

Le filet de courant traversant la machine est parallèle à l'axe de la machine.

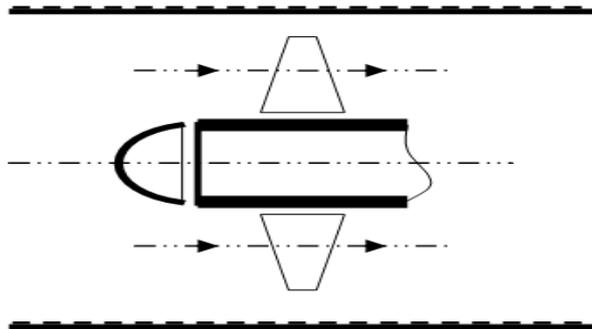


Figure I-2 : Roue motrice axiale.

- Les machines hélico centrifuges ou hélicoïdales :

Les filets de courant sont situés sur des surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée par rapport à l'axe.

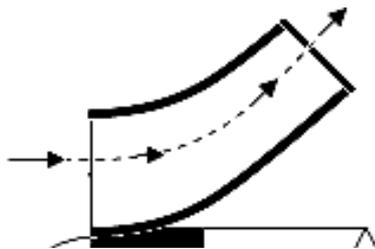


Figure I-3 : Roue motrice hélicoïdale.

Une turbomachine est constituée essentiellement [1]:

- D'une roue qui permet l'échange d'énergie mécanique entre le fluide et l'arbre.
- D'un stator qui comprend les brides d'aspiration et de refoulement; il englobe la roue.
- De paliers qui supportent l'arbre de transmission.
- De butées contre-butée assurant le positionnement du rotor dans le stator et encaissent les forces axiales.
- Des dispositifs d'étanchéité qui limitent les fuites du fluide pendant le travail.

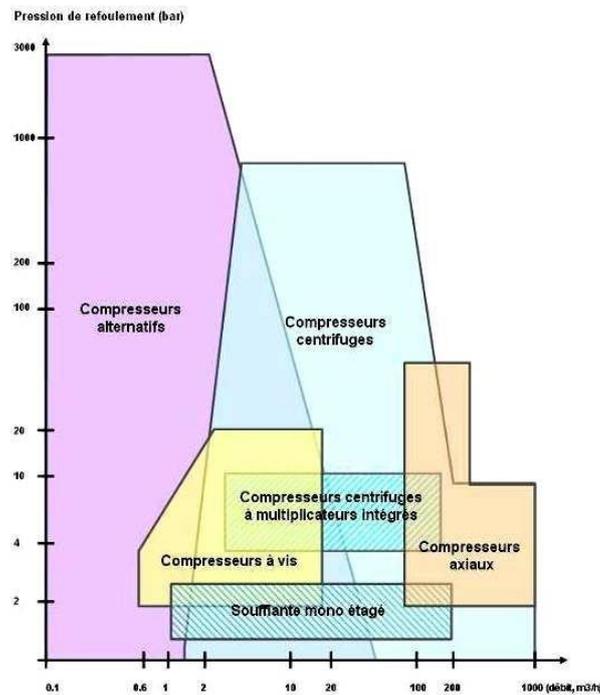


Figure I-4 : Type de compresseur en fonction de débit et de la pression [2].

I.3. Historique

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 figure (I.5) représente un prototype de turbocompresseur proposé par J.Buchi en 1915 pour les engins diesel. La société Général électrique a repris le travail en 1914, pour la première fois a été exploiter par Renault pour les 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

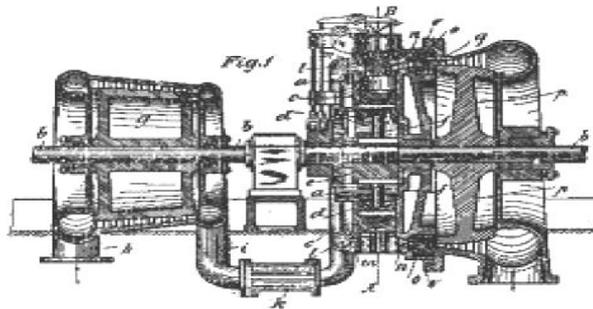


Figure I-5 : Prototype du turbocompresseur date de 1905 [3].

I.4. Le compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge peut être centrifuge ou axial ensuite centrifuge ; il 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, ceci dû au nombre de Mack (l'onde de choc), quand il approche l'unité, c'est une zone à éviter.

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'aubages (voir figure (I.6)) 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. Cet air est ensuite redressé dans un aubage fixe qui transforme une partie de l'énergie cinétique en pression. Un collecteur récupère cet air comprimé figure.

Le compresseur présente l'avantage de fournir un taux de compression, en un étage supérieur à celui d'un compresseur axial à 5 étages, de l'autre côté son encombrement radial est important.

Les compresseurs centrifuges sont capables de fournir de 900 à 35 000 m³/h de débit. On les retrouve dès que la capacité nécessaire dépasse 7000 m³/h. Au-delà de 35 000 m³/h, ce sont les compresseurs à flux axiaux qui prennent le relais.

- Ils sont particulièrement adaptés et efficaces énergétiquement lorsque la demande est relativement constante et élevée, figure. (I.4).

- Leur consommation spécifique à pleine charge oscille entre 100 et 125 h/m³. Entre ces concurrents, les compresseurs axiaux, les compresseurs alternatifs, les compresseurs à vis, le compresseur centrifuge est la solution dans de nombreuses situations.

I.5. Les organes mécaniques 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 représenté individuellement chacun de ces organes.

I.5.1. La partie amont d'un compresseur

La partie amont a pour rôle d'amener l'écoulement jusqu'à la roue. On distingue en générale des éléments aussi divers telle que : les vannes de prérotation axial à l'entrée, un plenum d'alimentation.

I.5.2. Le rotor (roue)

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.6) 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.6) présente diverses formes géométriques de roues de compresseurs centrifuges. On remarque notamment les différences entre ces roues en terme de nombre de 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.

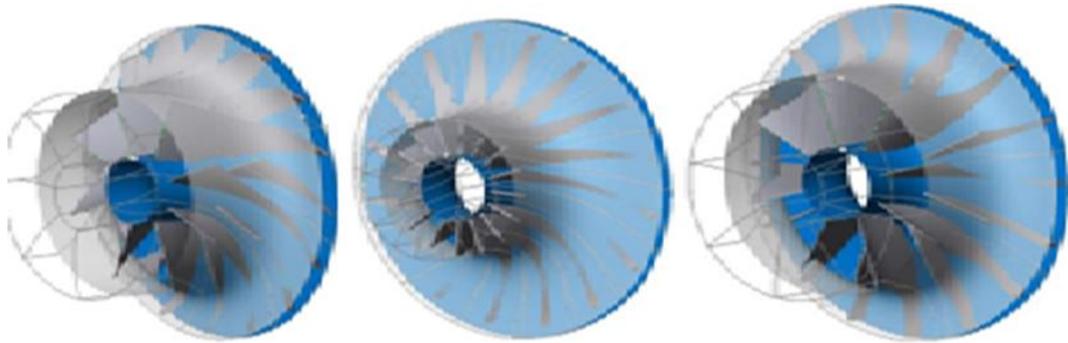


Figure I-6 : Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge.

I.5.3. Le 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 présente sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, figure (I.7), 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 [4].

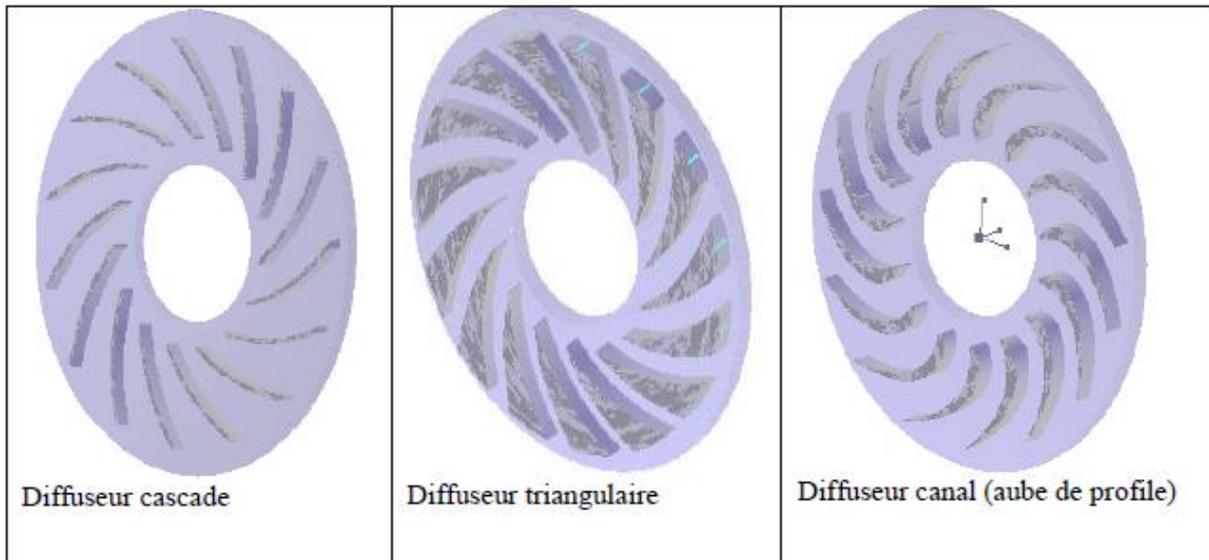


Figure I-7 : Présentation des formes de diffuseurs radiaux.

I .5.4. 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).

Si la roue se met en rotation, elle donne un débit à la sortie, l'air est ensuite collecté par la volute figure (I.8.b), ou bien par un système qui change la direction suivant l'axe de rotation pour le cas des turboréacteurs, figure (I.8.a).

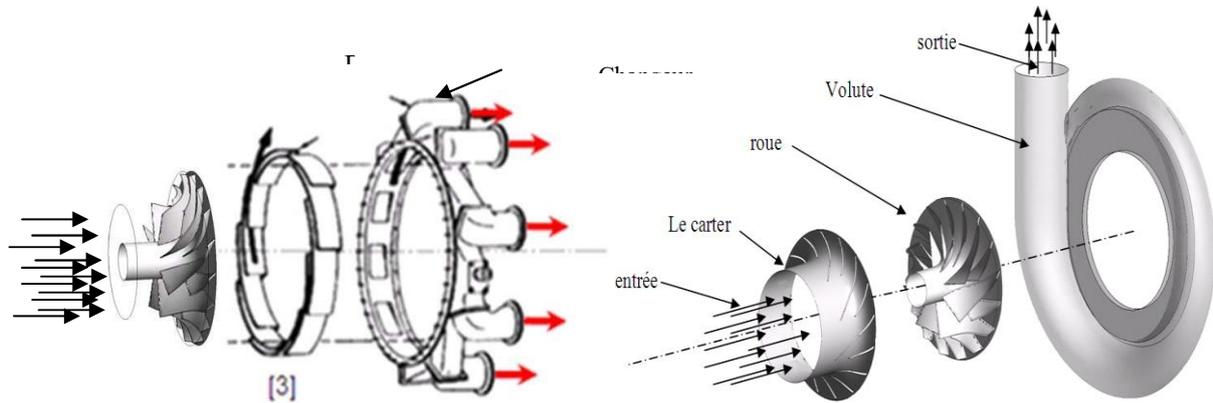


Figure I-8 : Le compresseur centrifuge en éléments séparés.

(a)

(b)

I.6. Triangle des vitesses

Les particules fluides pénètrent dans la roue, par un passage axial de la section définie par $(Sr_1' - Sr_1)$ ensuite radial, avec une vitesse \vec{C}_1 inclinée d'un angle α_1 par rapport à la vitesse périphérique \vec{U}_1 et en sortent par une surface cylindrique de rayon r_2 avec une vitesse absolue C_2 inclinée d'un angle α_2 par rapport à la vitesse périphérique U_2 .

Les états du mouvement à l'entrée et la sortie de la roue tournant à une vitesse angulaire constante, sont représentés par les triangles des vitesses. Nous décomposons la vitesse absolue \vec{C}_1 sur le bord d'attaque en vitesse périphérique \vec{U}_1 et r_1 et en vitesse relative \vec{W}_1 tangente au premier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue \vec{C}_1 sera désignée par le symbole \vec{C}_{m1} et la composante périphérique par \vec{C}_{U1} . De la même façon, nous décomposons la vitesse absolue \vec{C}_2 à la sortie de la roue, pour obtenir les vitesses \vec{U}_2 , r_2 , \vec{W}_2 tangente au dernier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue à la sortie sera désignée par \vec{C}_{m2} et la composante périphérique par \vec{C}_{U2} .

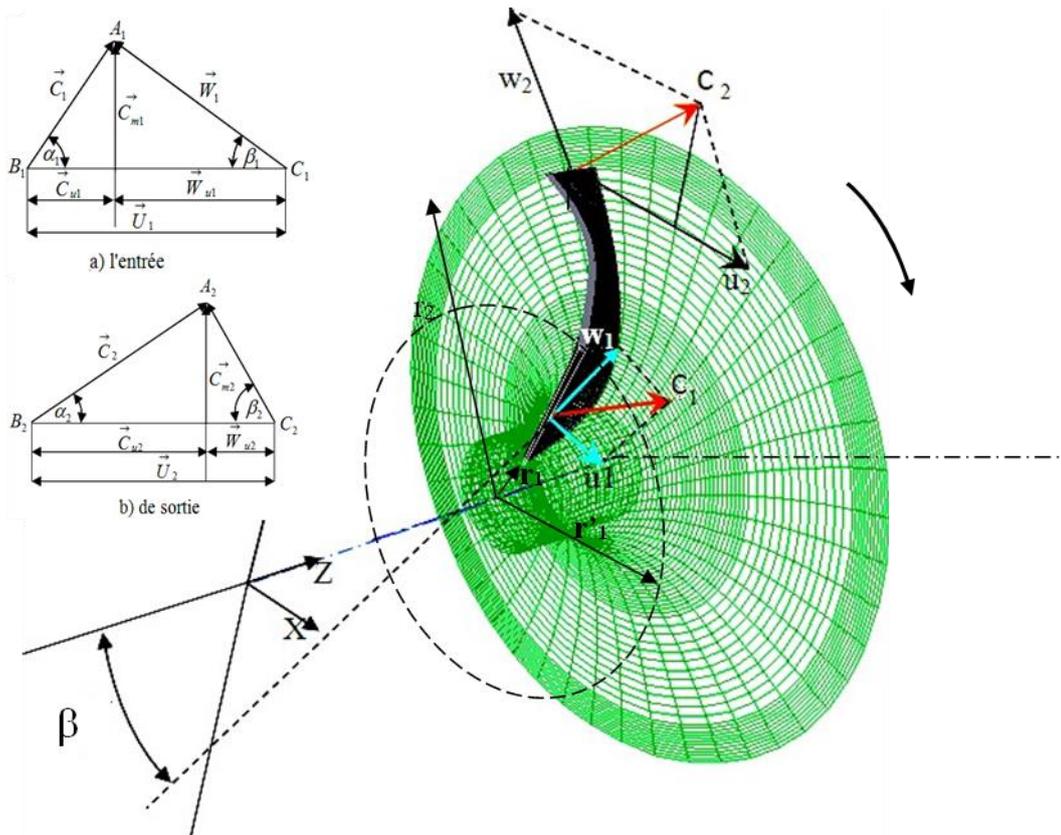


Figure I-9 : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur.

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{C}_1 \text{ et } \vec{U}_1)$, $(\vec{C}_2 \text{ et } \vec{U}_2)$ sont appelés angles des vitesses absolues respectivement à l'entrée et à la sortie, tandis que les angles β_1 et β_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{W}_1 \text{ et } \vec{U}_1)$ et $(\vec{W}_2 \text{ et } \vec{U}_2)$, sont les angles des vitesses relatives respectivement d'entrée et de sortie de la roue. Les angles α_1 et α_2 constituent en même temps les angles de l'aube, que l'on appelle habituellement angle à l'entrée de l'aube et angle à la sortie de l'aube respectivement.

I.7. Degré de réaction

Ce phénomène se passe dans toutes les turbomachines, il est défini par la réaction des aubes sur le fluide, réellement qu'il ne quitte jamais l'aube selon l'angle du calage, on appelle ça le degré de réaction et cela concerne la vitesse relative et la vitesse de rotation. On définit le degré de réaction par :

$$R = \frac{C_{U2}}{U_2} \tag{I.1}$$

La figure (I.10) montre l'influence du phénomène de la réaction en changeant l'angle β_2 , le de degré de réaction est toujours inférieur à l'unité, selon d'autres relations il est fortement reliée au nombre des aubes, les recherche théoriques et expérimentale amènent nous amener a la formule de Stanitz pour les turbomachines centrifuges [5]. On écrit :

Le triangle de vitesse indique :

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi}{Z} \tag{I.2}$$

que C_{w2} s'approche de U_2 au fur et à mesure que le degré de réaction s'approche de l'unité. Augmenter le nombre d'aubes, ça aussi augmente aussi le degré de réaction ; un degré de rection de 0.9 pour un compresseur centrifuge correspond à 19 à 21 aubes.

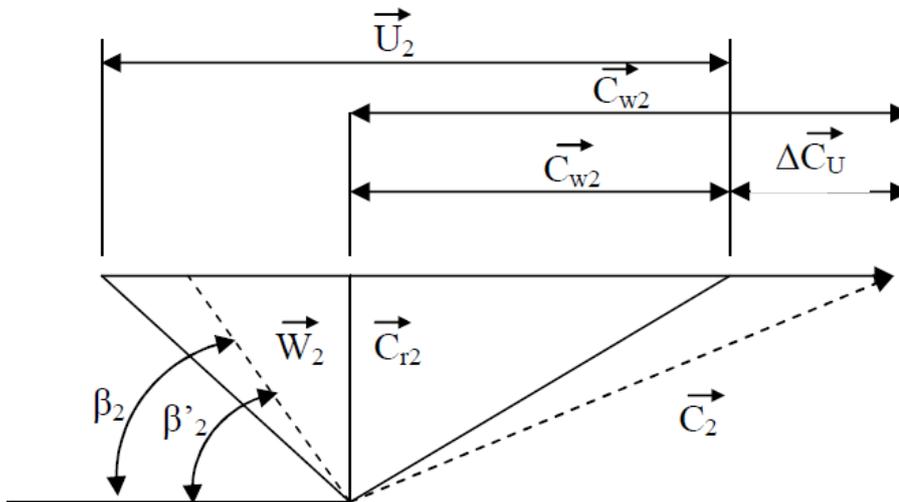


Figure I-10 : triangles de vitesse à la sortie de la roue.

L'évaluation de la performance d'un compresseur ne se limite généralement pas à un seul point de fonctionnement, on la caractérise au travers une cartographie figure (I.11) du compresseur figure des caractéristiques taux de compression en fonction du débit corrigé à vitesse de rotation corrigée constante, auxquelles on superpose souvent

les contours d'iso- rendement.

La limite pour les faibles débits est le pompage, qui se caractérise par une instabilité de l'écoulement (parfois jusqu'à inversion du débit), accompagnée d'oscillations de pression de grande amplitude, pouvant à terme détériorer la machine. Aux forts débits, la limite est le blocage, qui correspond à l'apparition d'une section sonique dans l'étage.

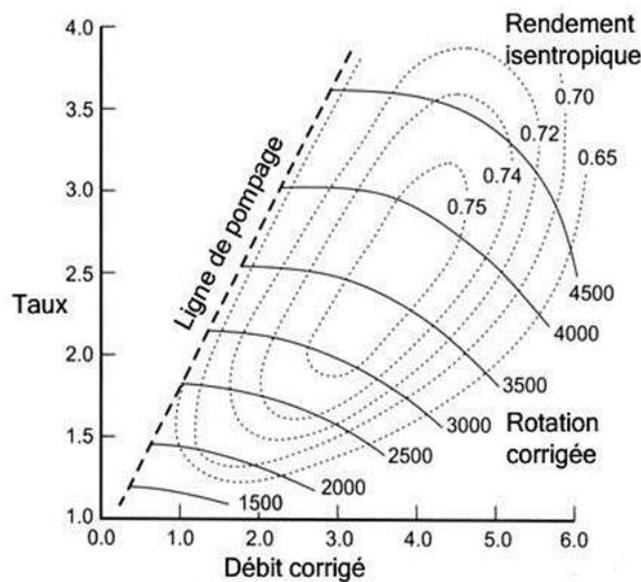


Figure I-11 : L'influence de la réaction sur le triangle de vitesses [5].

Ces deux limites permettent d'introduire une autre mesure importante de la performance : la plage de fonctionnement, qui se définit comme suit:

$$Plage = \frac{\dot{m}_{blocage} - \dot{m}_{pompage}}{\dot{m}_{nominal}} \quad (I.3)$$

I.8. Courbes caractéristiques et limite d'utilisation d'un compresseur centrifuge

D'une façon générale, les courbes caractéristiques d'un compresseur sont représentées

en portant en abscisse le débit massiques \dot{m} et en ordonnée le taux de compression pour une vitesse de rotation donnée.

$$\tau = \frac{P_{ts}}{P_{te}} \tag{I.4}$$

Les performances sont présentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes iso-vitesse du compresseur, les courbes iso-rendement et les limites de fonctionnement, figure (I.12).

Comme dans la figure(I.12). L'utilisation de valeurs réduites permet de garder la carte compresseur invariante par rapport aux conditions d'entrée du fluide. La valeur de débit réduit est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et à la forme indiquée ci-dessous (débit-masse) : Les valeurs de pression sont indiquées sous la forme de rapports de compression dans lesquels les valeurs considérées sont des valeurs absolues et les pressions sont des pressions totales. Les vitesses de rotation sont exprimées aussi en valeurs réduites.

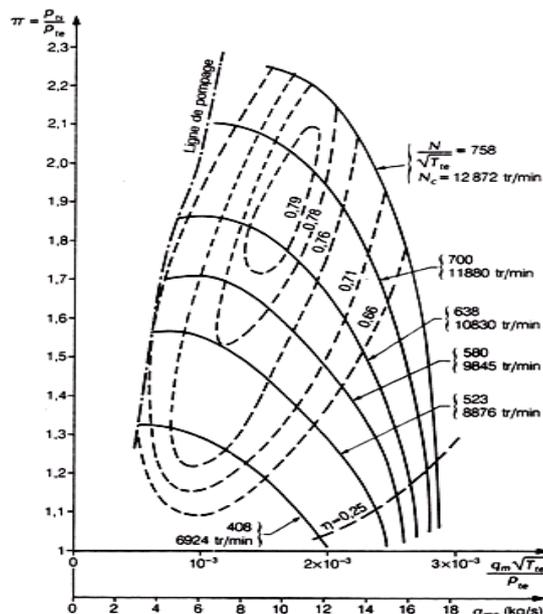


Figure I-12 : Carte d'un compresseur centrifuge [5].

I.9. Limites d'utilisation d'un compresseur

Par principe, le compresseur est relié à deux réseaux, aux pressions différentes, l'aspiration (basse pression) et le refoulement (haute pression). Le pompage d'un compresseur se produit lorsque le réseau à haute pression du refoulement se vide dans les réseaux à basse pression par un débit à contre-courant dans le compresseur. Ce phénomène qui peut avoir plusieurs causes, provoque une instabilité momentanée des réseaux d'aération (cas où le gaz est l'air). Quand le réseau de refoulement est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur retrouve des conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence. Ces grandes fluctuations de débit provoquent donc le de pompage, en réseau de la nature oscillatoire violent du phénomène de va-et-vient du débit. Chaque inversion de sens du débit d'air représente un choc violent à la chaîne cinématique du compresseur, et pour l'alimentation électrique du moteur principal. Les constructeurs prévoient donc des coefficients, soit immédiatement, soit progressivement, par fatigue des éléments soumis aux chocs répétés. Conséquences : ruptures d'ailettes sur les compresseurs, forte vibrations radiales et destruction des pales, usure prématurée des moteurs électriques, éclatements de tuyauteries du réseau d'aération. Pour éviter les destructions, les constructeurs prévoient des capteurs de pompage ou de retour de débit, qui coupent l'alimentation générale du moteur principal. Ainsi, le pompage est moins long et les pièces mécaniques sont moins sollicitées. Mais, ces capteurs n'anticipent pas le problème.

En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe iso-vitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires. Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements très bruyants. Ce phénomène est appelé pompage et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions.

La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge présente la limite de pompage sous la forme d'une ligne de pompage, figure I.13

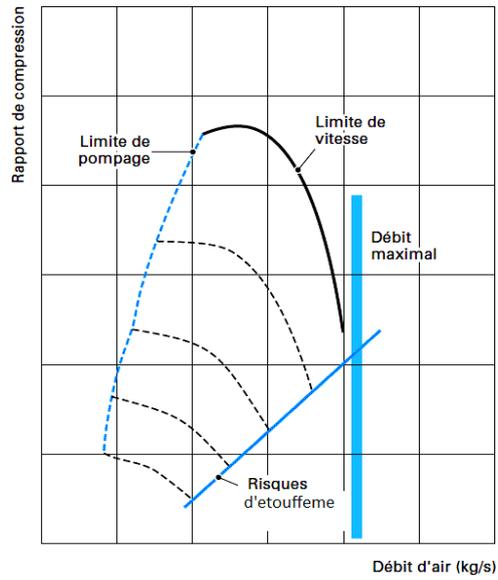


Figure I-13 : Limites d'utilisation d'un compresseur [6].

Vers les débits d'air élevés, les iso-vitesses chutent rapidement, le compresseur atteint une limite de fonctionnement provoquée par le blocage sonique de l'écoulement dans tout ou une partie des canaux d'air. D'une façon pratique.

CHAPITRE II ETUDE

AEROTHERMODYNAMIQUE

II.1. Aérodynamique des compresseurs centrifuges

Les pales, le moyeu et le carter d'une roue de compresseur centrifuge définissent des canaux supposés guider l'écoulement. Cependant, certains phénomènes se produisent qui empêchent le fluide d'être parfaitement canalisé. La qualification d'écoulement principal se réfère alors à la fraction de l'écoulement qui suit la géométrie, par opposition à l'écoulement secondaire, terme par lequel on désigne les composantes de l'écoulement dans des plans orthogonaux à la direction principale.

L'analyse des forces créées par l'écoulement principal permet de comprendre l'établissement des gradients de pression qui s'établissent dans un compresseur centrifuge. Nous verrons que ces gradients sont une variable importante pour le concepteur. Ils participent de plus à l'explication de la formation des écoulements secondaires, source de perte importante dans les turbomachines.

II.2. L'écoulement principal

II.2.1. Bilan non-visqueux des forces en jeu

L'écriture des équations d'Euler dans le référentiel mobile (ou relatif) lié à la roue fait apparaître les forces que subissent les particules fluides. Ce référentiel étant non-Galiléen, les accélérations centrifuges et de Coriolis se manifestent comme des forces externes.

Mis à part le gradient de pression, quatre forces doivent être prises en compte, exprimées ici dans le repère lié à la particule (trièdre de Frenet) :

– la force d’inertie liée à la variation de vitesse de la particule sur sa trajectoire (ex- primée ici par unité de volume) :

$$F_{inertie} = -\rho W \frac{\partial W}{\partial S} u_s \quad (\text{II.1})$$

–La direction de cette force est donnée par la trajectoire, us représentant le vecteur unitaire tangent à la trajectoire au point considéré. Dans un compresseur, les parti- cules sont généralement ralenties sur la majeure partie de leur trajet, et donc $\partial W/\partial s$, est souvent négatif .

– la force centrifuge induite par la rotation de la roue (voir la figure II.1 pour une représentation en vue méridienne), qui s’écrit :

$$F_{centrifuge-rotation} = -\rho \Omega \cdot (\Omega \cdot r) \quad (\text{II.2})$$

ou` $\Omega = \Omega u_z$ est le vecteur rotation du repère. En notant r la distance à l’axe de rotation (en projection orthogonale), et u_r le vecteur direction radiale, la force centrifuge s’exprime :

$$F_{centrifuge-rotation} = -\rho \Omega^2 r u_r \quad (\text{II.3})$$

La direction de cette force, u_r , est donc strictement liée à la référence fixe donnée par l’axe de rotation ;

–la force de Coriolis due à la rotation de la roue :

$$F_{coriolis} = -2\rho \Omega \cdot W \quad (\text{II.4})$$

Etant donné que la force de Coriolis est donnée par un produit vectoriel impliquant la vitesse relative, sa direction dépend directement de la trajectoire de la particule dans le référentiel de la roue (voir la figure II.2 pour une représentation dans un plan aube-à-aube) ;

Finalement, la trajectoire dans le référentiel relatif étant elle-même courbée, on intro- duit la force centrifuge due aux courbures. Son expression est sensiblement analogue

à la force centrifuge due à la rotation :

$$F_{centrifuge-courbure} = -\rho \Omega_c \cdot (\Omega_c \cdot r) \quad (II.5)$$

Où Ω_c désigne le “vecteur rotation instantanée”, qui autorise le traitement de l’effet de courbure comme un effet de rotation :

$$\Omega_c = -\frac{W}{R_c} u_b \quad (II.6)$$

avec u_b vecteur bi-normal, défini pour former un trièdre direct avec u_s et u_n ,
et

R_c le rayon de courbure (local) de la trajectoire de la particule. On peut finalement écrire :

$$F_{centrifuge-courbure} = \rho \frac{W^2}{R_c} u_n \quad (II.7)$$

En négligeant les effets visqueux, la projection de ces forces dans les surfaces de référence donne accès à une première évaluation des gradients de pression dans la roue.

II.2.2. Analyse dans une projection méridienne

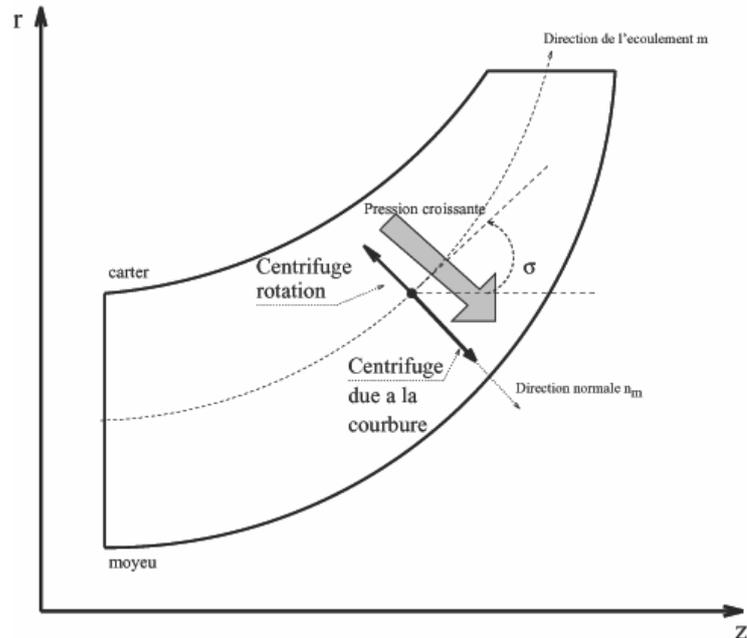


Figure II-1 : Vue méridienne : représentation des forces projetées sur la normale à la trajectoire.

En se plaçant dans un plan méridien moyenné, i.e une surface où les quantités sont obtenues par moyenne dans la direction azimutale, les forces précédentes se projettent de la manière suivante (voir figure II.1) :

- l'effort du au gradient de pression dans la direction normale à la trajectoire est $-\partial P/\partial n_m$:

- l'effort d'inertie due à l'accélération de la particule est localement porté par la trajectoire : sa projection sur la normale est donc nulle.

- si on note σ l'angle entre la tangente à la trajectoire et la direction axiale, la force centrifuge due à la rotation se projette sur la normale comme $-\rho\Omega^2 r \cos \sigma$:

- la force de Coriolis étant un produit vectoriel entre la vitesse et la rotation (deux vecteurs portés par le plan méridien), elle est orthogonale au plan méridien et n'intervient donc pas dans ce bilan .

–la force centrifuge due à la courbure dans le plan méridien s’écrit $\rho W_m^2/R_m$, où R_m représente la courbure dans le plan méridien et W_m la vitesse débitante.

On peut finalement écrire le bilan non-visqueux des forces agissant sur une normale à la trajectoire :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial n_m} = -\Omega^2 r \cos \sigma + \frac{W_m^2}{R_m} \quad (\text{II.8})$$

C’est ce que l’on appelle l’équilibre radial simplifié.

Le premier terme du membre de droite peut aussi s’écrire U^2/r , afin de comparer les deux contributions :

–À l’entrée de la roue, le rayon r est faible, est $R_m \rightarrow \infty$ (car l’écoulement est quasi-axial). U est d’un ordre de grandeur comparable à W_m , et donc la force centrifuge due à la rotation domine : le gradient de pression s’établit du moyeu vers le carter (au sens des pressions croissantes).

–Dans le virage axial–radial, la courbure dans le plan méridien est forte mais finie, le terme en $\cos \sigma$ atténue l’effet de la force centrifuge sur la normale et donc la force due à la courbure domine : le gradient de pression s’établit du carter vers le moyeu. Cette situation est illustrée figure II .1.

–Vers la sortie de la roue, $1/R_m$ redevient petit, mais comme on s’approche d’un écoulement radial, la force due à la rotation n’a presque plus de composante sur la normale à la trajectoire, et finalement le gradient reste du carter vers le moyeu.

II.2.3. Analyse dans une projection aube-à-aube

Dans un plan aube-à-aube, la direction de la trajectoire est orientée suivant les pales au début (donc sans composante suivant z pour une entrée axiale), puis tend vers la direction radiale à la sortie. De ce fait, la force de Coriolis varie significativement entre l’entrée et la sortie. En revanche, les expressions dérivées précédemment pour les autres forces restent valables. La situation qui nous intéresse est représentée figure II.2, pour le cas d’une zone proche de la sortie roue. Une approche similaire permet de faire le bilan des efforts dans le plan aube-à-aube :

$$\frac{1}{\rho} \nabla P = -W \frac{\delta W}{\delta s} u_s + r\Omega^2 u_r - 2\Omega \times W + \frac{W^2}{R_c} u_n \quad (\text{II.9})$$

Cette équation nous permet de comparer les différentes stations dans la roue :

–A l’entrée de la roue, la force de Coriolis est portée par u_r et n’intervient pas dans le bilan aube-à-aube ; de même pour la force centrifuge due à la rotation, elle-aussi portée par u_r . On peut donc déduire de l’équation (II.9) qu’un gradient de pression s’établit pour compenser la force centrifuge due à la courbure. Ce gradient est positif de l’extrados d’une pale vers l’intrados de la suivante. L’extrados et l’intrados sont définis ici de manière géométrique (dessus/dessous). Ces termes, généralement réservés à l’aérodynamique externe, ont l’avantage de ne pas être ambigus, contrairement aux termes anglais de pressure side (PS) et suction side (SS) qui dépendent du régime de fonctionnement (en effet si l’extrados est bien en dépression aux faibles et moyens débits, il peut être en surpression aux forts débits). Toutefois, la notation PS/SS sera conservée car plus explicite dans le contexte des turbomachines.

–Considérons un plan proche de la sortie de la roue, situation représentée figure II.2. Pour quantifier le gradient de pression aube-à-aube, la direction θ est examinée. La force centrifuge due à la rotation étant portée par u_r elle n’intervient pas dans ce bilan. Trois termes restent donc à examiner : la force d’inertie de la particule sur sa trajectoire, la force de Coriolis et la force centrifuge due à la courbure. La force due à la variation de vitesse de la particule est orientée suivant $-u_s$, mais comme dans un compresseur la particule est décélérée, la force a une projection négative sur u_θ .

Il faut maintenant comparer la force centrifuge due à la courbure et la force de Coriolis. Pour des pales purement radiales en sortie, l’effet de courbure est nul en sortie. Pour des pales couchées en arrière, la force due à la courbure a une projection positive suivant θ . Cependant, le rayon de courbure est généralement grand, et la force centrifuge reste inférieure à la force de Coriolis. On conclut finalement que l’équilibre des forces est dominée par la force de Coriolis : le gradient de pression reste orienté vers de l’extrados vers l’intrados, et ce même pour des pales couchées en arrière.

Pour résumer : dans le plan aube-à-aube, au débit nominal, le gradient de pression s'établit de l'extrados vers l'intrados dans la totalité de la roue. C'est ce qu'on appelle la charge aube-à-aube.

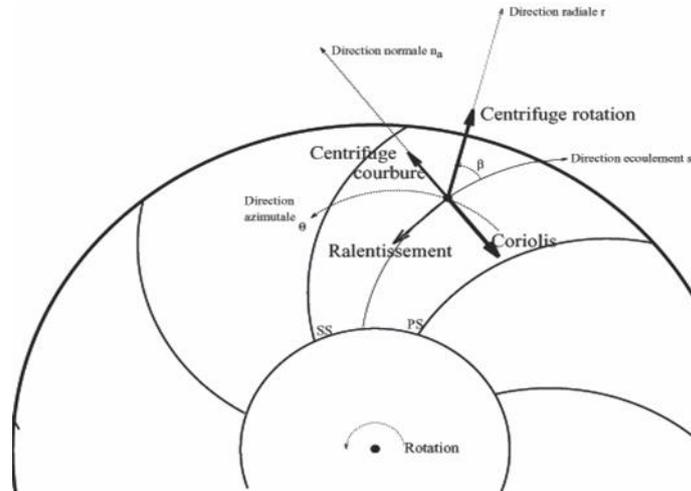


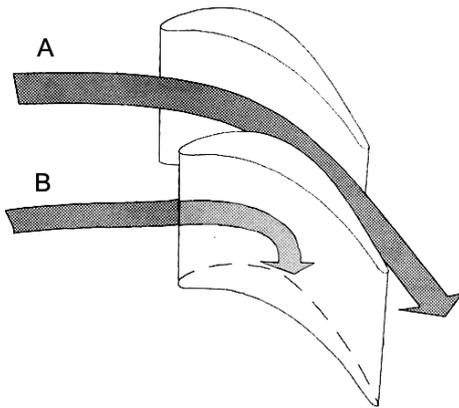
Figure II-2 : Représentation des forces en présence dans le plan aube-à-aube.

II.3. L'écoulement secondaire

Au sens large, l'écoulement secondaire est défini comme les composantes de vitesse relative dans tout plan orthogonal à la direction de l'écoulement principal. Cependant, certains auteurs sont plus spécifiques : pour Hawthorne (1974) "l'écoulement secondaire se caractérise par une composante de vorticité suivant la direction des lignes de courant dans le repère relatif". Pour Bradshaw (1996) : "À cause des effets visqueux, les parois du carter et du moyeu produisent une déviation de l'écoulement principal, pour donner naissance à ce qu'on a appelé l'écoulement secondaire". Les caractéristiques suivantes sont toutefois communément acceptées :

- un caractère fortement tridimensionnel et instationnaire .
- la présence de vorticité longitudinale (i.e. suivant la direction de l'écoulement principal) .
- une forte interaction avec l'écoulement principal et une augmentation d'entropie.

(a) D'après Japikse et Baines (1997).



(b) D'après Lakshminarayana 1996

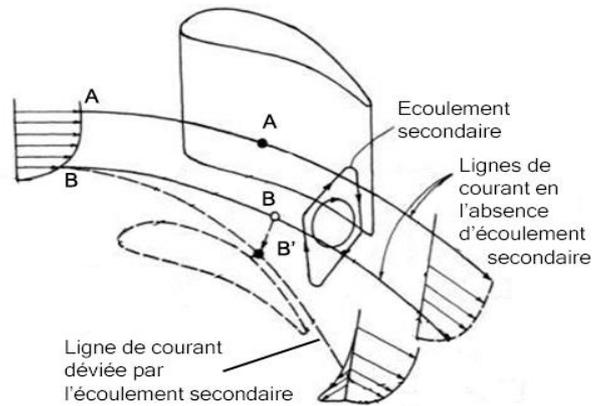


Figure II-3 : Représentation élémentaire de la formation de l'écoulement secondaire.

La figure II.3 explique simplement la formation de l'écoulement secondaire. Considérons les lignes de courant A et B de cette figure : si on suppose que la ligne A suit la direction de la pale, le paragraphe précédent a montré qu'il s'établissait un gradient de pression

La figure II.3 explique simplement la formation de l'écoulement secondaire. Considérons les lignes de courant A et B de cette figure : si on suppose que la ligne A suit la direction de la pale, le paragraphe précédent a montré qu'il s'établissait un gradient de pression.

II.3.1. Approche théorique

La théorie pour les écoulements secondaires se base sur les équations de transport de la vorticité. La vorticité absolue est égale au rotationnel de la vitesse absolue.

$$\omega = \text{rot}V = \nabla \times V \quad (\text{II.10})$$

Ce paragraphe ne prétend pas présenter une dérivation complète des équations générales gouvernant la vorticité (se référer par exemple à Lakshminarayana (1996) pour les équations complètes, et à Lakshminarayana et Horlock (1973) pour une dérivation détaillée). Nous allons présenter ici les équations simplifiées pour la

composante longitudinale de vorticité, le but étant de comprendre les mécanismes de création des écoulements secondaires, dans un premier temps, puis de présenter les structures classiques que l'on peut attendre.

D'après Hawthorne (1974), l'équation pour la vorticité relative longitudinale (ω_s^* , com-posante suivant us du vecteur ω^*), peut s'écrire

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{\omega_s^*}{W} \right) = \frac{2}{\rho W^2} \left(\frac{1}{R_n} \frac{\partial P_r}{\partial b} + \frac{\Omega}{W} \frac{\partial P_r}{\partial z} \right) \quad (\text{II.11})$$

où P_r , la "pression relative en rotation", s'écrit :

$$P_r = P + \frac{\rho W^2}{2} - \frac{\rho \Omega^2 r^2}{2} \quad (\text{II.12})$$

avec b la direction normale au plan considéré, et R_n la courbure dans ce même plan.

II.3.2. Structures tourbillonnaires élémentaires

L'évaluation des termes de l'équation (II.11), par une analyse qualitative dans les plans de référence méridien et aube- aube, permet d'identifier les structure tourbillonnaires

 l mentaires qui composent l'écoulement secondaire dans les compresseurs centrifuges, résumées figure II.4 Cette approche est adaptée de celle proposée par Hirsch, Kang et Pointel (1996).

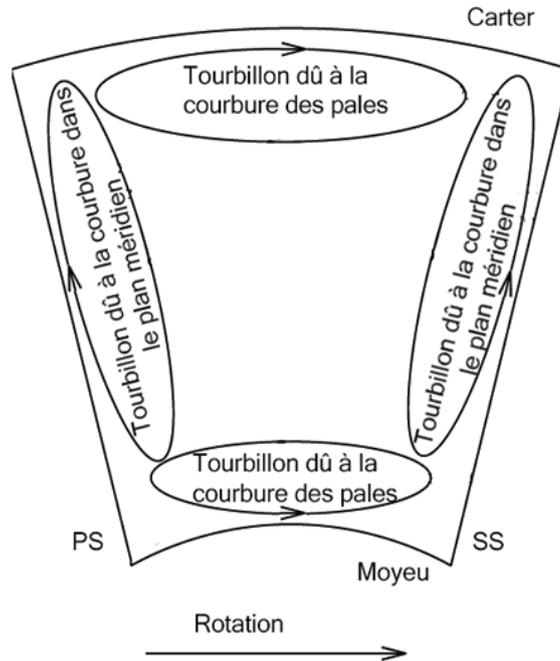


Figure II-4 : Représentation schématique des structures élémentaires de l'écoulement secondaire.

Effet de courbure dans le plan aube-à-aube On évalue le premier terme du membre de droite de l'équation (II.11) dans un plan aube-à-aube ; la direction normale b est donc la direction radiale. Les couches limites du moyeu et du carter sont alors responsables de la création de vorticité à travers le terme $\partial P_r / \partial b$. En effet, le terme du gradient de vitesse est prépondérant dans la dérivée de P_r , car la pression varie peu à travers la couche limite (hypothèses de Prandtl), de même que r (hypothèse de couche mince à grand nombre de Reynolds). Le terme de courbure de l'équation (II.11) peut alors s'écrire :

$$\frac{2}{\rho W^2} \frac{1}{R_n} \frac{\partial P_r}{\partial b} \approx \frac{2}{WR_a} \left(\frac{\partial W}{\partial b} \right)_{M/C} \quad (\text{II.13})$$

où R_a est la courbure dans le plan aube-à-aube, et les indices M et C se réfèrent aux couches limites du moyeu et du carter. Ce terme traduit une création de vorticité longitudinale à proximité du moyeu et du carter, créant une composante d'écoulement du PS au SS. Cette structure tourbillonnaire est schématisée figure II.4 sous la dénomination de "tourbillon dû à la courbure des pales".

En prenant une référence de vitesse externe W , et $\delta_{M/C}$ un ordre de grandeur de la taille de la couche limite, on évalue ce terme comme $2/R_a \delta_{M/C}$. Cette expression

souligne l'importance de la taille de la couche limite, et montre l'impact de l'angle de sortie roue. En effet, cette contribution disparaît pour une roue purement radiale en sortie.

II.3.3. Effet de courbure dans le plan méridien

On évalue ici le premier terme de l'équation (II.11) dans le plan méridien. Le gradient de P_r s'écrit alors :

$$\frac{2}{\rho W^2} \frac{1}{R_n} \frac{\partial P_r}{\partial b} \square \frac{2}{WR_m} \left(\frac{\partial W}{\partial b} \right)_{PS/SS} \square \frac{2}{R_m \delta_{M/C}} \quad (\text{II.14})$$

où R_m est la courbure dans le méridien. Cette fois, le gradient de W est due aux couches limites des pales. Ce terme traduit une création de vorticité longitudinale à proximité

des surfaces des pales, créant une composante d'écoulement du moyeu au carter. C'est le "tourbillon d  à la courbure dans le plan méridien" de la figure II.4.

Effet de la rotation On approxime encore le gradient de P_r par le gradient de $W^2/2$. La direction dans laquelle on examine les variations est z , la direction axiale. Le gradient de vitesse (dû aux couches limites sur le carter et le moyeu), projet  suivant z , ne sera significatif que là ou' les normales au carter et au moyeu ont des composantes significatives suivant z , c'est-à-dire vers la sortie de la roue. En se référant à la figure II.1 on peut écrire :

$$\frac{\partial}{\partial z} = \sin \sigma \frac{\partial W^2 / 2}{\partial n_m} \quad (\text{II.15})$$

Alors, si on écrit :

$$\frac{\partial P_r}{\partial z} = \sin \sigma \frac{\partial W^2 / 2}{\partial n_m} = \sin \sigma W \frac{\partial W}{\partial n_m} \quad (\text{II.16})$$

et si on utilise la relation $W_m = W \cos \beta$ (voir figure II.2), on obtient finalement :

$$\frac{\Omega}{W} \frac{\partial P_r}{\partial z} \square \frac{2\Omega \sin \sigma \cos \beta}{W_m \delta_{C/M}} \quad (\text{II.17})$$

On retiendra que cette équation traduit la formation de tourbillons de Coriolis dans la section de passage au niveau des carter et moyeu, dus aux effets combinés de la rotation et de la viscosité. Ces tourbillons sont orientés de l'intrados (PS) vers l'extrados (SS), aux niveaux des carter et moyeu. Ils sont donc semblables aux "tourbillons dus à courbure des pales" de la figure II.4.

II.4. Comparaison des contributions

On peut former un nombre adimensionnel, caractéristique des effets relatifs dus à la courbure et à la rotation. En faisant le rapport entre les facteurs multipliant les deux termes de l'équation (II.11), on obtient un nombre de Rossby modifié :

$$R_{0\text{-modifié}} = \frac{W \sin \sigma \cos \beta}{\Omega R_n} = \frac{\text{Courbure}}{\text{Rotation}} \quad (\text{II.18})$$

En remarquant la présence de W au numérateur, on peut lier la structure de l'écoulement secondaire au débit. En effet, des résultats obtenus par Johnson et Moore (1983) montrent l'influence du débit sur le sillage à la sortie d'un compresseur centrifuge. Les expériences menées montrent que le sillage augmente quand le débit est diminué, et surtout qu'il se déplace vers l'extrados de la pale. À l'inverse, si on augmente le débit, le sillage se rapproche du carter. Ceci confirme l'analyse induite par des considérations adimensionnelles sur le nombre de Rossby. On notera de plus la présence des termes en $\sin \sigma$ et $\cos \beta$ qui permettent de résumer les considérations sur les effets de courbure et rotation présentés dans les figures II.1 et II.2.

Synthèse L'obtention de données locales sur la structure de l'écoulement dans les turbomachines radiales a été notamment initiée par Senoo, Yamaguchi et Nishi (1968). Les travaux de Eckardt (1975) ont ensuite représenté un progrès significatif. Maintenant, l'obtention de données locales par vélocimétrie laser est relativement répandue (Hathaway et al., 1993; Wernet, Bright et Skoch, 2001; Ziegler, Gallus et Niehuis, 2003a). Cependant, l'identification des structures de l'écoulement secondaire est plus rare. Les expériences de Krain (1981), Krain (1988) et Sipos (1990) rapportent l'observation expérimentale des structures représentées sur la figure II.5 : un tourbillon de passage se forme à l'entrée de la roue (plan I) ; un peu plus avant, deux tourbillons contrarotatifs occupent la totalité du canal (plan II) ; vers la sortie, une structure complexe est obtenue où deux tourbillons cohabitent dans des portions limitées du passage (plan V).

Ces structures ont été reproduites (au moins de manière qualitative) par de nombreuses études CFD ; on peut notamment citer les études de Moore et Moore (1988); Sipos (1990); Chen et al. (1996); Hirsch, Kang et Pointel (1996).

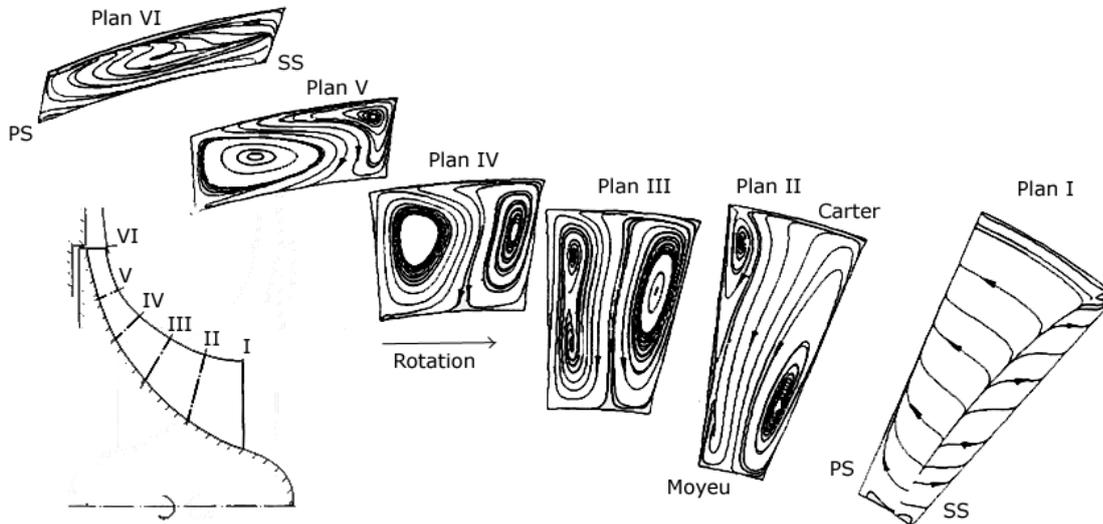


Figure II-5 : Structures tourbillonnaires : lignes d'écoulement secondaire sur des coupes orthogonales.

II.4.1. Cas de l'écoulement de jeu de bout de pale

Pour permettre la rotation des parties mobiles de turbomachines sans flasque, il est indispensable de laisser un jeu entre l'extrémité des pales et le carter. Inévitablement, cette zone est le siège d'un écoulement allant d'un canal vers son voisin. La cause principale de ce "débit de fuite", illustré figure II.6 (a) est la différence de pression entre les deux faces d'une même pale (effet non-visqueux). La condition d'adhérence sur la paroi du carter, combinée à la rotation, est un effet supplémentaire de type visqueux qui, dans les compresseurs (contrairement aux turbines), agit dans le même sens que la charge. La charge de la pale en tête et la hauteur du jeu sont donc deux paramètres critiques pour l'influence de l'écoulement de jeu de bout de pale.

La couche de vorticit   ainsi engendr  e rencontre une discontinuit   angulaire lors de son interaction avec l'  coulement principal. Dans le cas "id  al", cette discontinuit   m  ne

(a) Débit de fuite de l'intrados vers l'extrados.

(b) Formation du tourbillon de jeu.

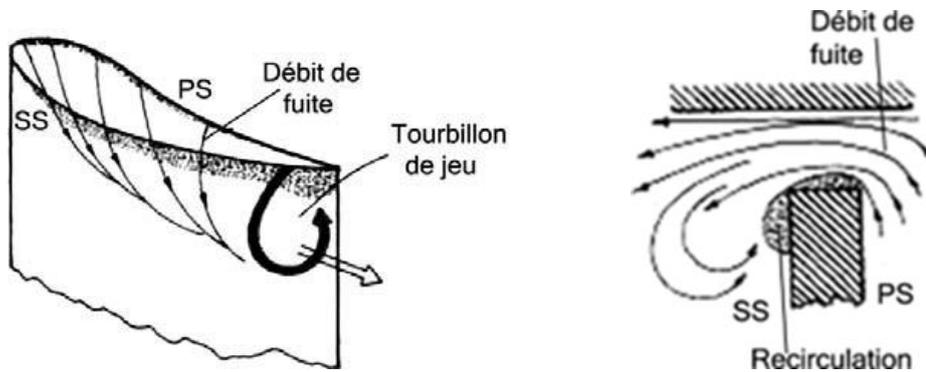


Figure II-6 : Représentations schématiques de l'écoulement de jeu, d'après Lakshminarayana (1996).

a la formation d'un tourbillon, illustré figure II.6 (b). Ce tourbillon est ensuite convecté dans le canal, participant ainsi à l'écoulement secondaire, et plus particulièrement à la

formation du jet/sillage . La formation effective de ce tourbillon est conditionnée par l'influence de paramètres tels que la diffusion visqueuse ou le niveau de turbulence. De plus, l'écoulement secondaire s'oppose, voire domine (Lakshminarayana, 1996) l'écoulement de jeu.

Les effets de jeu sont le sujet de nombreuses études expérimentales (Skoch et al., 1997; Fagan et Fleeter, 1991; Ishida et Senoo, 1981). L'existence du tourbillon est en général bien capturée par la simulation numérique (Papailiou et al., 1999; Skoch et al., 1997; Basson et Lakshminarayana, 1993), mais son point d'apparition et son interaction avec l'écoulement principal semblent poser plus de difficultés.

Nous allons maintenant examiner deux conséquences notables de la présence des écoulements secondaires : le glissement et la configuration de jet/sillage.

II.4.2. Le glissement

La notion de glissement est à rapprocher de l'écart fluide-profil dans l'étude des ailes en aérodynamique externe ; il traduit l'écart entre la direction de l'écoulement relatif β et l'angle de la pale en sortie β_p . Ce phénomène a quatre origines :

- les écoulements secondaires ;
- la diminution soudaine de l'effet de blocage lorsque les particules dépassent le bord de fuite .
- le développement des couches limites sur les pales .
- l'influence de l'accélération de Coriolis (figure II.2), qui n'est plus compensée par la charge des pales.

Le glissement a un impact négatif sur la performance d'un compresseur centrifuge. En effet, d'après l'équation d'Euler (II.11), tout écart à la déviation maximale entraîne une

diminution de la puissance délivrée. Ainsi, le coefficient de glissement est intimement lié à la notion de rendement, ce qui pourrait expliquer la difficulté à trouver une corrélation universelle pour ce terme.

II.4.3. La configuration jet/sillage

Les mesures par anémométrie laser de Eckardt (1976) ont permis de confirmer

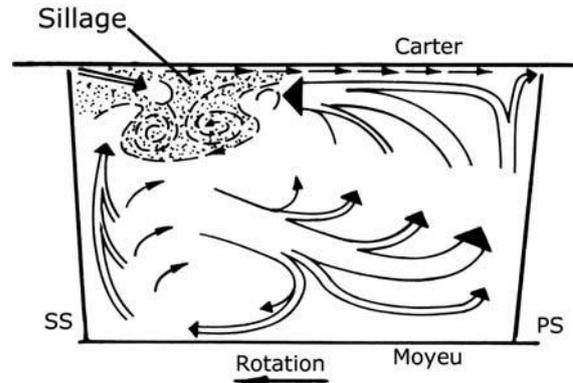


Figure II-7 : Jet/sillage en sortie roue : représentation schématique de la contribution des écoulements secondaires et de jeu à la formation du sillage, d'après Eckardt (1976).

les théories de Dean et Senoo (1960) et Dean (1971), qui supposent l'existence en sortie roue d'une zone d'accumulation de fluide à faible quantité de mouvement, le sillage, co-existant avec une zone à forte énergie, le jet. Ceci est illustré figure II.7.

Eckardt (1976) proposa d'expliquer ce phénomène comme le résultat entre, d'une part, l'interaction du décollement de la couche limite à l'extrados (en conséquence de la réduction de turbulence sous l'effet de l'accélération de Coriolis – voir chapitre 5), et d'une séparation au carter (sous l'effet de la courbure) d'autre part. Bien que la coexistence de zones de décollement et de jet/sillage fut observée expérimentalement par Johnson et Moore (1983), les expériences de Krain (1988) démontrèrent par la suite la possibilité de rencontrer la structure de jet/sillage en l'absence de décollement significatif. L'explication communément acceptée maintenant (Hirsch, Kang et Pointel, 1996; Hathaway et al., 1993) attribue le jet/sillage au transport de fluide à faible quantité de mouvement dans les couches limites, en interaction avec l'écoulement de jeu. Cette structure se révèle donc être le fruit de l'interaction entre les écoulements secondaire et de jeu.

Les simulations numériques reproduisent généralement bien le jet/sillage : les calculs de Casey, Dalbert et Roth (1990) restituent le développement progressif de la zone à faible quantité de mouvement à travers la roue de Eckardt (1976) ; les résultats de Kang et Hirsch (1999) reproduisent l'influence du débit sur la position du jet/sillage, observée expérimentalement par Chriss, Hathaway et Wood (1996).

II.5. Les pertes

Au sens large, les notions de perte, de création d'entropie et de diminution de rendement sont équivalentes. Les différents mécanismes générateurs de pertes dans les turbomachines sont variés et inter-corrélés ; toute tentative de classification en différentes catégories est une vue de l'esprit. En effet, au niveau microscopique, toutes les pertes sont d'origine visqueuse. Toutefois, en adoptant un point de vue macroscopique (Lakshminarayana, 1996; Denton, 1993), on peut organiser les pertes de la façon suivante :

1. les pertes par effets visqueux directs .
2. les pertes par jeu .
3. les pertes par mélange .
4. les pertes par chocs.

Nous allons maintenant isoler les différents mécanismes qui rentrent dans cette décomposition.

II.5.1. Les pertes par effets visqueux directs

Cette catégorie est parfois nommée pertes par frottement, ou pertes de profil. Les phénomènes qu'elle inclut sont

–les pertes par frottement sur les pales et le moyeu (les frottements au carter sont généralement classés dans la catégorie des pertes par jeu), et particulièrement au niveau des survitesses dues au contournement du bord d'attaque. C'est une action directe du frottement visqueux à la paroi : il y a création d'entropie principalement de la sous-couche visqueuse à la zone logarithmique (Denton, 1993) .

–les pertes dues aux décollements éventuels. Lorsque la couche limite décolle, la partie décrochée de la pale ne travaille pas, et la zone de recirculation est le siège d'une forte création d'entropie. Cette perte pourrait être incluse dans les pertes par mélange, car la zone à faible quantité de mouvement générée par le décollement doit se mélanger à l'aval avec le flux primaire .

–les pertes générées dans le sillage des bords de fuite épais sont généralement classées dans cette catégorie, mais comme pour les pertes par décollement, elles tiennent beaucoup aux pertes par mélange.

II.5.2. Les pertes par mélange

Cette catégorie assez large inclut toutes les configurations d'écoulement qui impliquent le mélange de deux flux de vitesses différentes. Ce mélange est source d'entropie (Denton, 1993; Cumpsty, 1989). Par exemple, les pertes générées par une configuration de jet/sillage ou l'écoulement de jeu, mais aussi, au sens large, l'homogénéisation de l'écoulement issu de la roue entrent dans cette catégorie.

II.5.3. Les pertes par effet de jeu

En général, on identifie trois manifestations des effets de jeu :

– la couche de cisaillement due au mouvement relatif des pales et du carter est cause d'un frottement important au carter. Il s'agit d'une perte directe par frottement, mais on la classe généralement dans les pertes par jeu :

– une action directe due au fait que l'écoulement qui traverse le jeu ne travaille pas, et en tête de pale, un effet de diminution de la charge donc du travail :

– une action indirecte : le jet créé par le jeu engendre des pertes par mélange en rencontrant le flux primaire. De plus, il participe à la tridimensionnalité de l'écoulement et donc à la distorsion générée à l'aval de la roue.

CHAPITRE III ANALYSE NUMERIQUE ET SIMULATION

III.1. introduction

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

III .2.Les équations de base

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.

D'une manière générale, pour un fluide newtonien-compressible instationnaire, les équations de conservation s'écrivent comme suit :

L'équation de continuité : cette équation traduit la conservation de la masse :

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

L'équation de la conservation de quantité des mouvements :

$$\frac{\partial(\rho.u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho.u_i.u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ij}}{\partial x_j} + s_i \quad (\text{III.2})$$

Où :

S_i : Terme source qui comprend l'ensemble des forces de volume (gravite, les forces centrifuge, force de Coriolis).

$$S_i = S_{i,cor} + S_{i,cent} = -2.\varepsilon_{ijk}.\rho.\omega_j.u_k - \varepsilon_{klm}.\rho.\omega_j.\omega_l.r_m \quad (\text{III.3})$$

t_{ij} : Tenseur des contraintes visqueuses, il est exprimé par la relation suivante :

$$t_{ij} = \delta_{ij}.\lambda.\frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \mu.\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) = \delta_{ij}.\lambda.\frac{\partial u_k}{\partial x_k} + 2.\mu.\delta_{ij} \quad (\text{III.4})$$

Où : δ_{ij} : est le symbole de Kronecker.

L'équation de l'énergie :

$$\frac{\partial(\rho.h_t)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho.h_t.u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}.\left(K.\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}(t_{ij}.u_j) + S_E \quad (\text{III.5})$$

h_t : L'énergie totale (la somme de l'énergie interne et l'énergie cinétique)

S_E : Terme source de l'énergie.

μ : La viscosité moléculaire dépend de la température.

III .3.Modélisation des écoulements turbulents

La turbulence est une propriété de l'écoulement, elle est indépendante de la nature du fluide, quand l'écoulement est turbulent les grandeurs physiques macroscopiques telles que la température, la vitesse, et la pression varient de façon rapide et aléatoire dans l'espace et le temps.

La turbulence se caractérise par une diffusivité élevée de la température, et de la quantité de mouvement.

Pour résoudre les équations des écoulements à grand nombre de Reynolds, on distingue trois manières de simulation d'écoulements turbulents [7] .figure III.1

- DNS : simulation numérique directe.
- LES : simulation des grandes structures (où simulation à grande échelle).
- RANS : Une approche statistique.

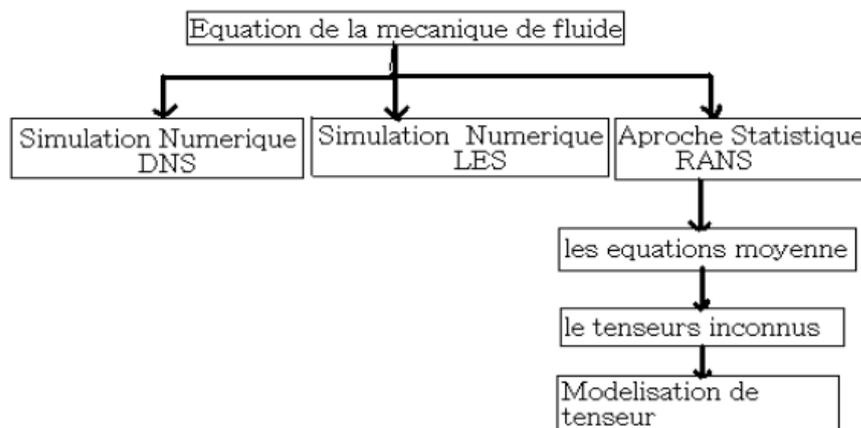


Figure III-1 : Le schéma de différentes méthodes numérique dans ANSYS CFX.

D. N.S (Direct Numerical Simulation) :

Dans ce model la résolution des problèmes de mécanique des fluides est faite directement, ce sont en fait, les équations de Navire-Stokes, tridimensionnelles et instationnaires, l'écoulement moyen ainsi que les fluctuations turbulentes sont calculés sans utiliser aucun modèle de turbulence et le maillage utilisé doit être assez fin pour permettre de capter les plus petites fluctuations dans l'écoulement.

Certes, la méthode DNS est la plus précise des méthodes de simulation des écoulements turbulents, bien que le calcul par cette méthode est rapide par rapport à d'autres méthodes, la méthode DNS requiert des machines de calcul puissantes et du temps, sachant que la simulation DNS la plus avancée a atteint une résolution spatiale dont le nombre de nœuds est d'ordre.

L.E.S :

L.E.S (Large Eddy Simulation) est une technique utilisée pour modéliser les processus dissipatifs dus à la viscosité, à la conductivité thermique, et à la diffusivité massique...etc. Qui se produisent à des échelles de longueur plus petites que celles qui sont explicitement résolues selon le maillage. Bien que le phénomène de la turbulence est tridimensionnel et instationnaire, la L.E.S nous permet, grâce à un filtre spatial, de séparer les gros tourbillons des petits aussi appelés microstructures. la méthode donne une très bonne précision, néanmoins elle est onéreuse en terme de temps.

RANS :

La modélisation statistique peut être considérée comme le niveau de description le plus grossier, il s'agit de calculer directement une solution moyennée figure (III.09). Ceci implique que toutes les échelles de la turbulence sont modélisées. Cette approche est appelée (RANS) et très utilisée dans les applications industrielles à cause de son faible coût de calcul et de l'adéquation entre le niveau d'approximation et les résultats escomptés. Par contre, elle ne permet pas de mettre en évidence les évènements rares qui peuvent se produire dans certain cas (instabilité aérodynamique, transport énergétique...).

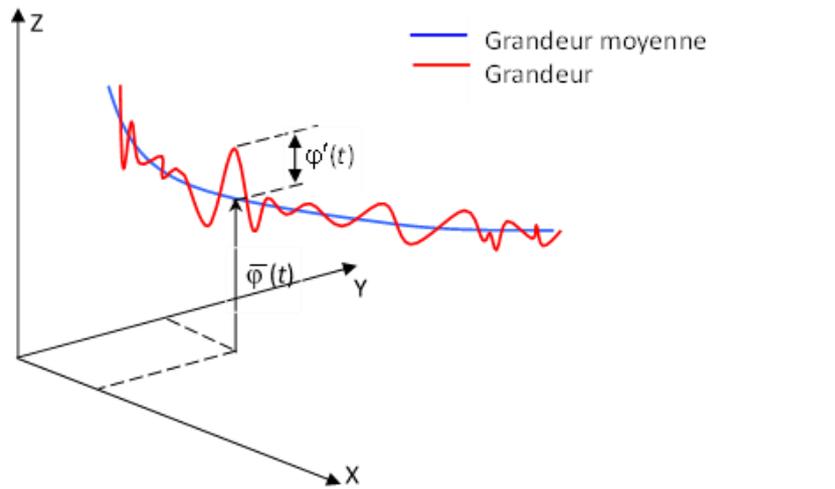


Figure III-2 : La description statistique d'un écoulement turbulent.

III .4.Présentation des modèles de turbulence

Il existe plusieurs modèles de turbulence, les plus utilisés sont disponibles dans le logiciel ANSYS CFX

1. Le modèle *k – epsilon standard*
2. Le modèle K epsilon RAG.
3. Le modèle K ω .
4. Le modèle S.S.T.

Le modèle *k – epsilon standard* :

Ce modèle est basé sur les deux équations de transport celle de l'énergie cinétique turbulent k et celle de la dissipation turbulente ε , avec ces deux variables (k, ε) on calcul la Viscosité turbulente μ_t pour que le tenseur de Reynolds soit défini.

Les deux équations sont exprimées comme suit :

1.L'équation d'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}.k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}.u_j.k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \bar{\rho}.\varepsilon \quad (III.6)$$

2.L'équation du taux de dissipation :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}.\varepsilon)}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}.u_j.\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \cdot P_K \cdot C_{\varepsilon 2} \cdot \bar{\rho} \cdot \varepsilon) \quad (\text{III.7})$$

Avec :

P_K : La production de turbulence due à des forces visqueuses et de la flottabilité.

Tableau III-1 : Les Constantes de modèle Standard dans ANSYS CFX.

C_μ	C_{s1}	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ω
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Le modèle $K\omega$:

Ce modèle de turbulence utilise deux équations de transport, une équation de transport de la dissipation ε et l'autre équation proposé par Wilcox utilisant la fréquence de turbulence ω .

L'équation d'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}.k)}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}.u_j.k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \beta \cdot \bar{\rho} \cdot k \cdot \omega \quad (\text{III.8})$$

L'équation de la fréquence turbulente :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}.\omega)}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}.u_j.\omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta_1 \cdot \bar{\rho} \cdot \omega^2 \quad (\text{III.9})$$

Tableau III-2 : Les Constantes de modèle K- ω dans ANSYS CFX.

β^1	α_1	β_1	σ_k	σ_ω
0.09	5/9	0.075	2.0	2.0

Ce modèle de turbulence a l'avantage d'analyser l'écoulement près des parois.

Le modèle S.S.T :

Le modèle de turbulence « Shear Stress Transport » ou (S.S.T) est dérivé du modèle Baseline (BSL) .

Menter1994 à utiliser les avantages de deux modèles K - ω et k - ϵ pour développer une version hybride c'est à dire le modèle (S.S.T) , ce modèle est plus polyvalent car il prend la formulation de K - ω près de parois et k - ϵ dans les régions d'écoulements libres (loin de la paroi).

Le but du modèle (S.S.T) est d'utiliser le modèle K- ω sillage, et le deuxième modèle dans la couche limite et le le reste du domaine.

Le modèle (S.S.T) est la combinaison des deux modèles qu'on peut exprimer par la fonction de transition donnée par :

$$S.S.T = F(k- \omega) + (1- F)(k- \epsilon) \tag{III.10}$$

Les deux modèles de turbulence Baseline (BSL) et S.S.T sont identiques, mais le

modèle S.S.T propose une nouvelle expression de la viscosité cinématique de turbulence pour mieux prédire le décollement.

Les équations de transport :

- L'équation de transport d'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}.\omega)}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}.u_j.\omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1-F_1).2.\bar{\rho}.\frac{\partial k}{\sigma_{\omega 2}.\omega.\partial x_j} . \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3.\frac{\omega}{k}.P_k - \beta_3.\bar{\rho}.\omega^2 \quad (III.11)$$

➤ L'équation de transport de fréquence :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}.k)}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}.u_j.k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k 2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \beta'.\bar{\rho}.k.\omega \quad (III.12)$$

Les constantes utilisées par le modèle S.S.T sont déterminées de la même façon que les constantes dans modèle (BSL) .

Les constantes du modèle de turbulence S.S.T prennent les valeurs suivantes, par défaut :

•Pour modèle K - ω :

Tableau III-3 : Les Constantes de modèle K - ω dans ANSYS CFX.

α_1	β_1	β^1	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{k 1}$
0.5	0.075	0.09	2	2

•Pour modèle k- ε :

Tableau III-4 : Les Constantes de modèle K - ε dans ANSYS CFX.

α_2	β_2	β^1	$\sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{k 2}$
0.44	0.828	0.09	1/0.856	1

III.5.Introduction à logiciel

Grâce au développement des outils de simulation numérique et de la puissance des moyens informatiques, il existe un nombre important de codes de calculs informatiques dédiés pour le traitement des problèmes tridimensionnels complexes, notamment dans les domaines de la mécanique des fluides et des turbomachines. Les codes de calcul les plus connus sont : ANSYS CFX, GAMBIT, FLUENT, STARCD, FEMLAB, NUMECA...etc. Le logiciel utilisé dans le présent travail, pour modéliser numériquement l'écoulement compressible dans un compresseur centrifuge, est bien ANSYS-CFX.

III.6. Présentation du logiciel ANSYS CFX

CFX est un nom générique de la société ATA-Technologie qui regroupe un ensemble d'outils numériques de CFD (Computational Fluid Dynamics). Ce logiciel propose de nombreux modèles multiphasiques et schémas numériques avec lesquels l'utilisateur est normalement en mesure de modéliser une large gamme de problèmes de la mécanique de fluides.

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

- 1.Création des géométries.
- 2.La génération de maillage.
- 3.Le calcul.

III.6.1. ANSYS CFX –BladeGen

La première étape consiste à définir la géométrie de la roue et du diffuseur 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.

Pour notre étude, Nous avons importé des fichiers de format [.dat] contenant les coordonnées du points de géométrie du Roue, moyeu et carter de compresseur.

Ces fichiers data sont exportées de BladeGen et ces derniers représentent la géométrie exacte de notre compresseur étudié (NASA LSC Compressor)

III.6.2. ANSYS CFX –TurboGrid

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 Pour notre cas, la géométrie de la roue est assez simple et ne nécessite pas un maillage en bloc.

➤ Définition de machine :

En ouvrant TurboGrid ,ça c'est la première page dans l'interface ANSYS TurboGrid.

Dans cette fenêtre en défini 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.

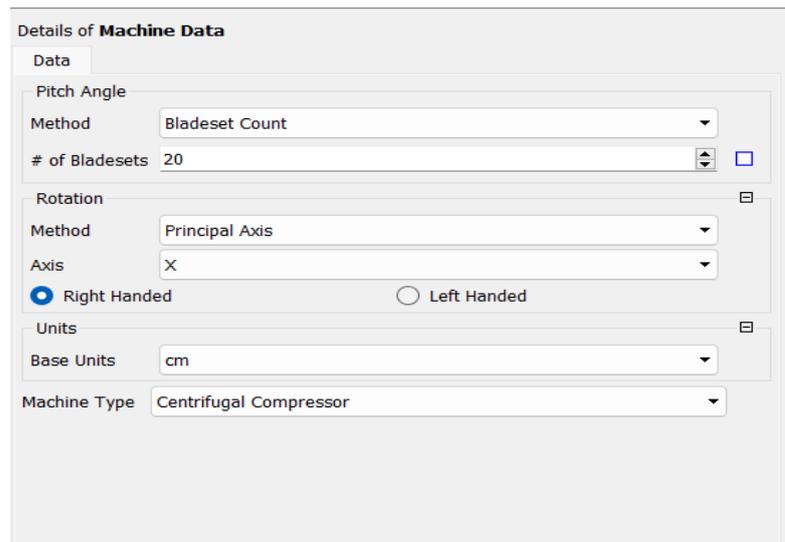


Figure III-3 : Détails de machine.

- 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 géométrie des aubes(Blades), Moyeu (Hub) et carter(Shroud), les géométries de ces derniers sont importés en format [.dat] comme suit,

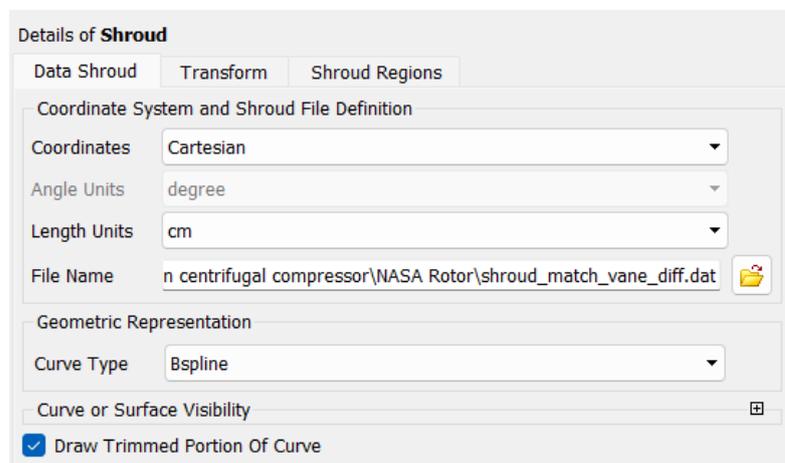


Figure III-4 : Détail de carter.

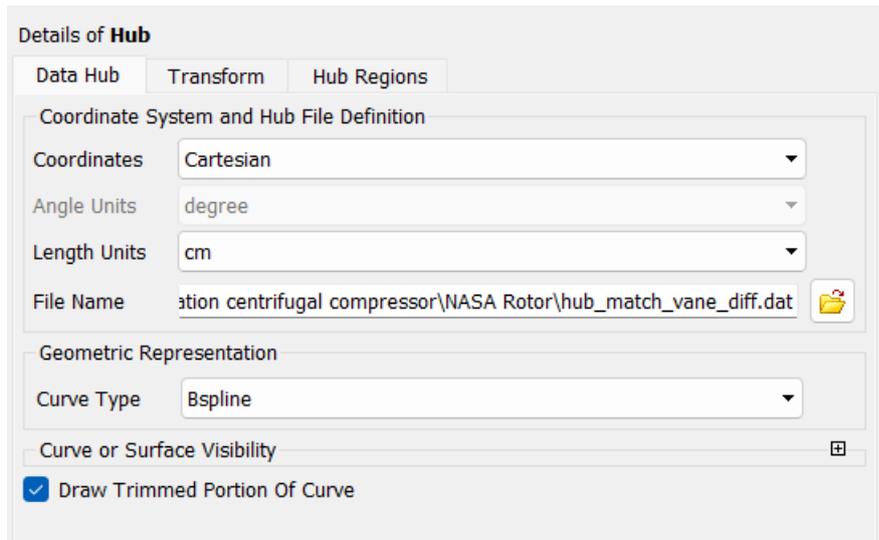


Figure III-5 :Détails de moyeu.

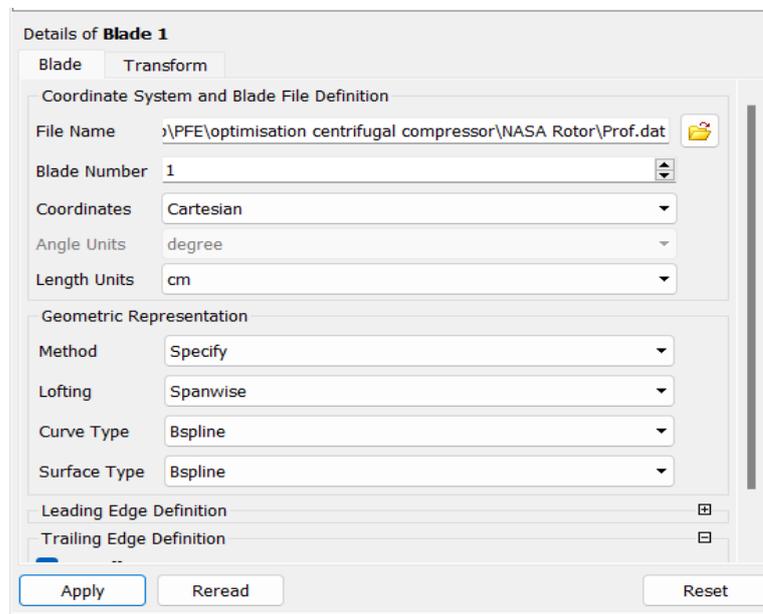


Figure III-6 : Détails de l'aube.



Figure III-7 : Paramètre de Cut-off.

Remarque : dans la section de définition de l'aube, le paramètre cut-off ou square était coché, la raison pour laquelle nous nous concentrons sur ce paramètre en particulier est de stabiliser les calculs et d'assurer une meilleure qualité du maillage et la convergence des calculs.

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

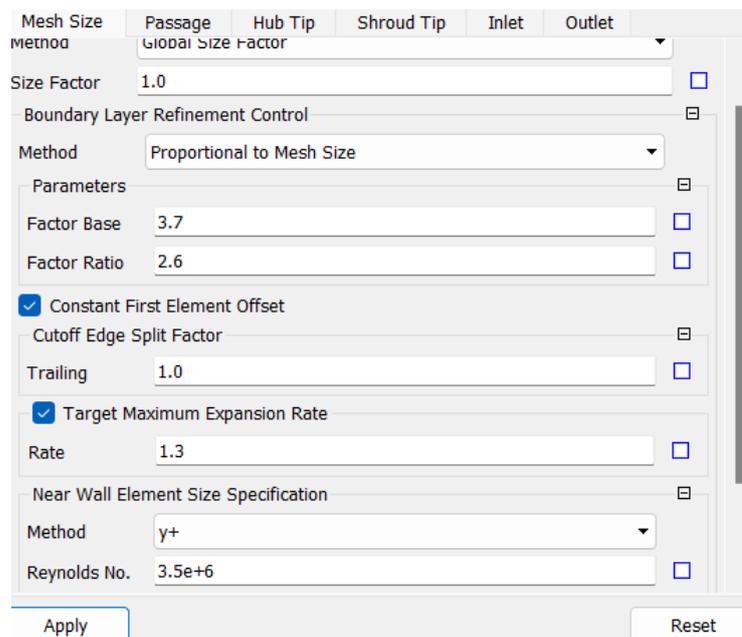


Figure III-8 : Détails de maillage.

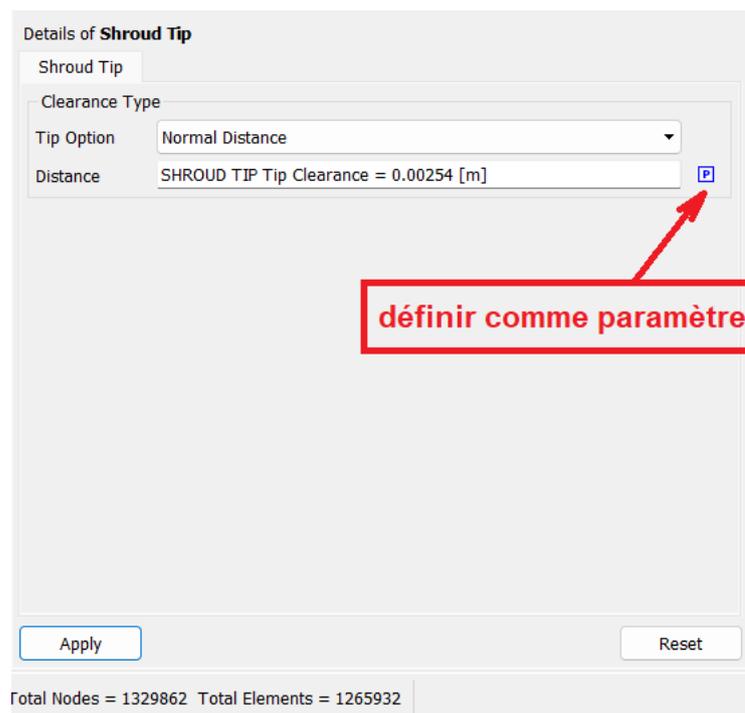


Figure III-9 : Détails de jeu.

Dans la partie « Shroud details » 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.

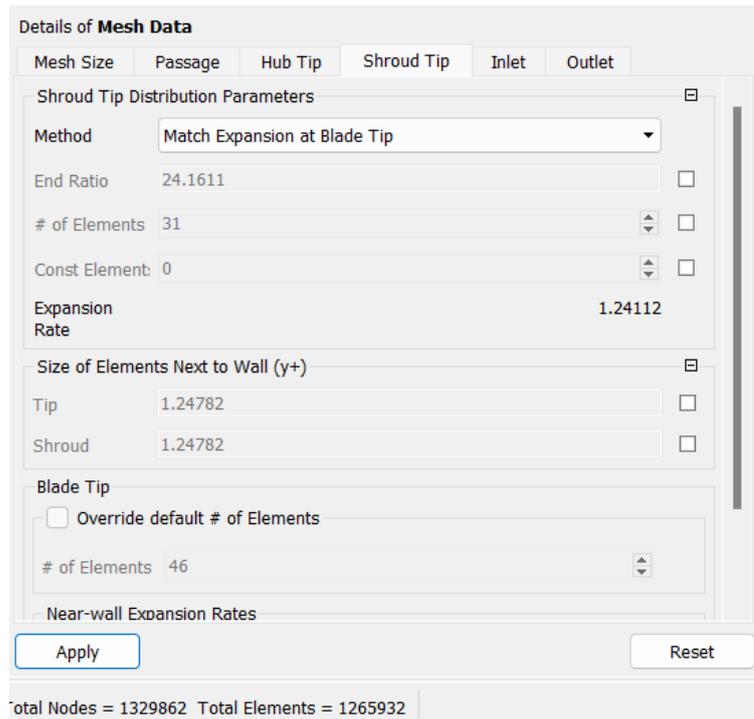


Figure III-10 : Détails de maillage.

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

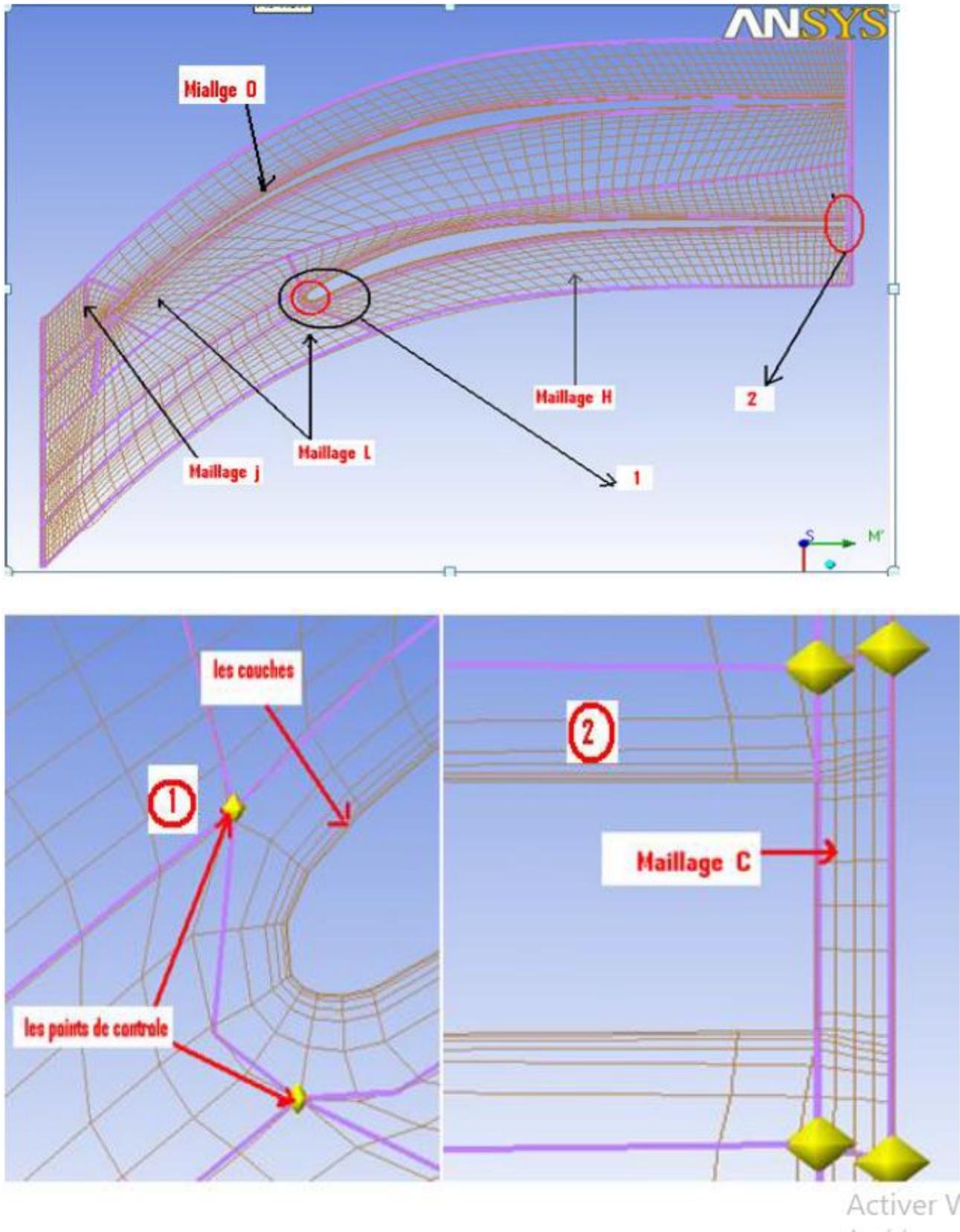


Figure III-11 : Les types de maillage.

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 voir figure III-11

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 », On utilise les facteurs illustrés dans la figure dessous pour chaque zone sachant que la valeur de ce facteur par défaut est de 1.

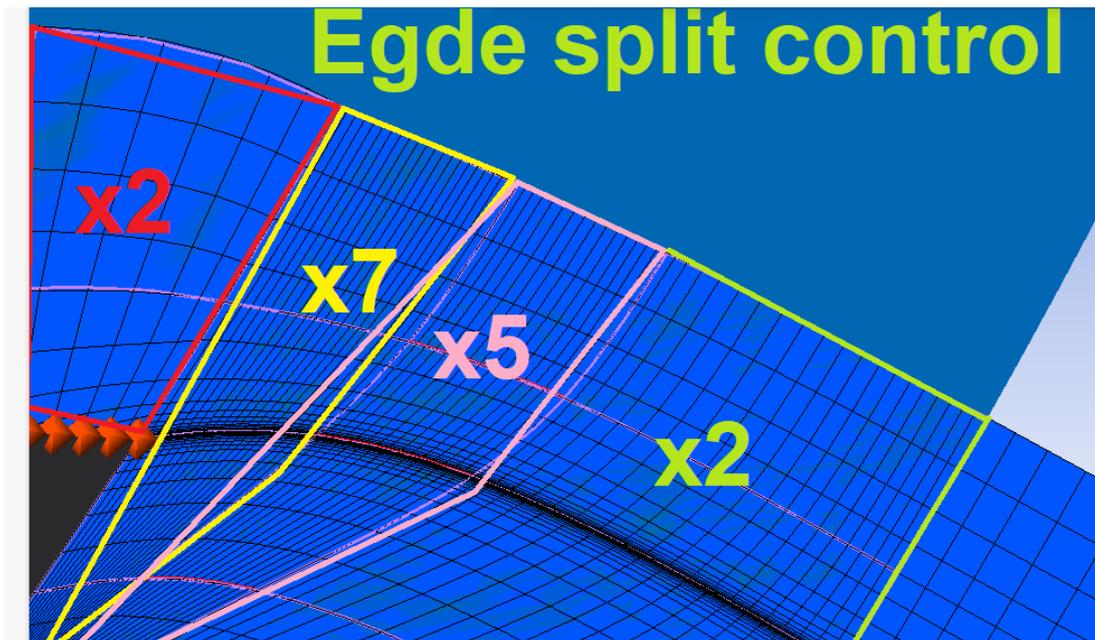


Figure III-12 : Les zones de raffinement de maillage.

Voici le résultat obtenu d'après cette opération.

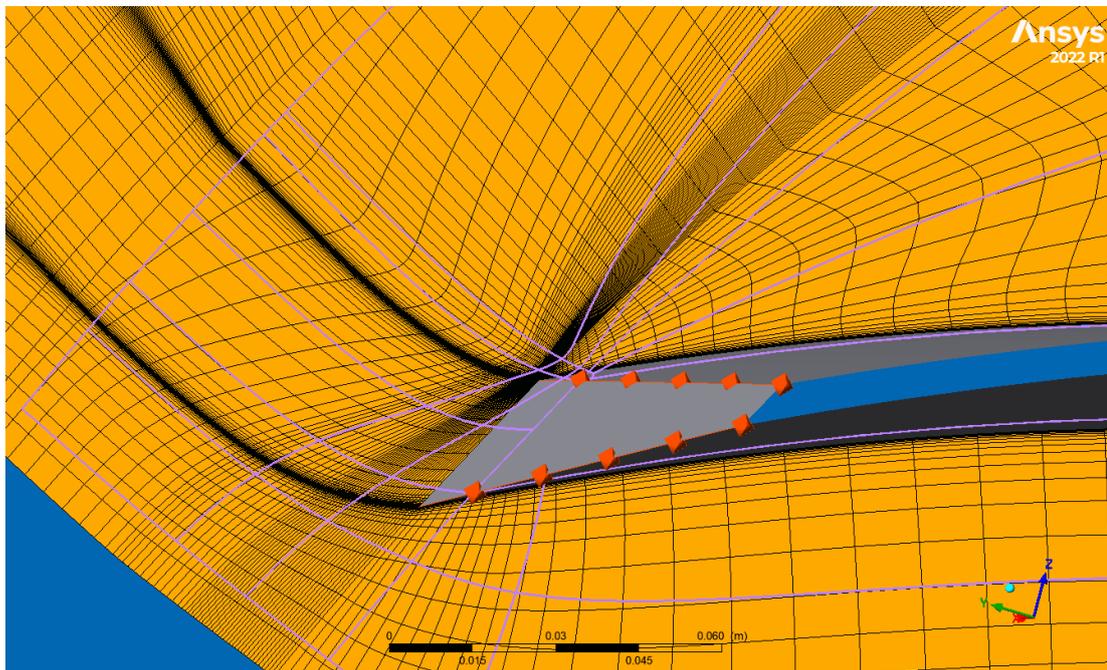


Figure III-13 : Maillage 2D au bord de fuite de l'aube.

➤ **Statistique de maillage :**

La qualité de 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 156,5.
2. Minimum angle de face : c'est le plus petit angle entre deux arêtes touchant le nœud, de la valeur de cet angle ou 23.
3. Nombre de connectivité : 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'arête : c'est le rapport de la distance de la plus longue arête 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

Pour obtenir un maillage de très bonne qualité, il faut que les six conditions déjà évoquées soient réunies, on voit que une de ces valeurs n'est pas complètement satisfaite, mais tels que la valeur d'erreur est seulement de 1%, on peut lancer nos calculs sans risque de divergence ou bien des valeurs fausses.

Tableau III-5 : Table des six conditions requises.

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	26.2329 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	156.514 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	8.63436	0.0000	✓
Minimum Volume	9.13797e-14 [m^3]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	5.14752e+6	1.7953	!
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓
Skewness	0.739043	0.0000	✓

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 :

- Absence de distorsion des éléments :

Pour cela on calcule le facteur de distorsion Fd de deux façons

$$1. \quad Fd = (Taille\ element\ optimal - Taille\ element\ genere) / Taille\ element\ optimal \quad (III.11)$$

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

$$2. \quad Fd = \max [(\theta_{max} - 90) / 90, (90 - \theta_{min}) / 90] \quad (III.12)$$

Basé sur la Déviation angulaire

- Assure une bonne résolution dans la zone à fort gradient.
- Assure un bon lissage dans les zones de transition entre le maillage fin et grossier.

III.6.3. 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 incompressible, 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.

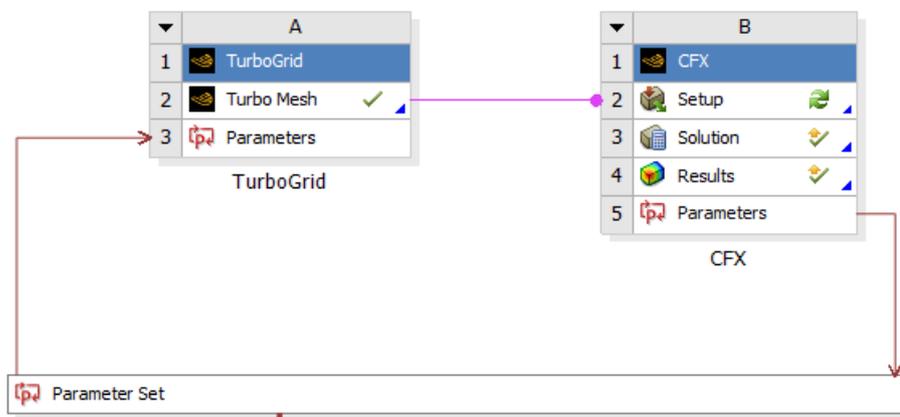


Figure III-14 : Schéma de simulation.

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)

➤ **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-TASCflow :

- 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 circonférentielle 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.

➤ **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 on cliquant sur ce dernier dans l'écran d'accueil ANSYS.

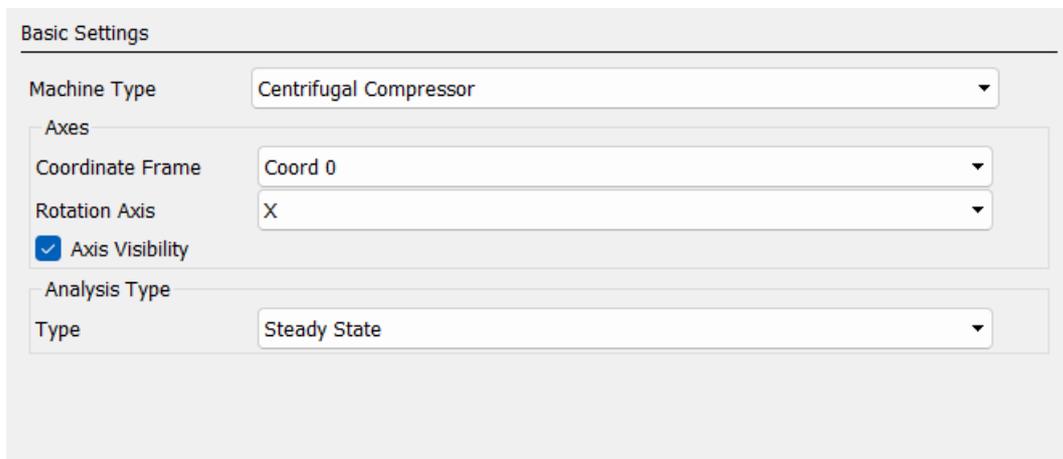


Figure III-15 : Paramètre turbo mode.

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.

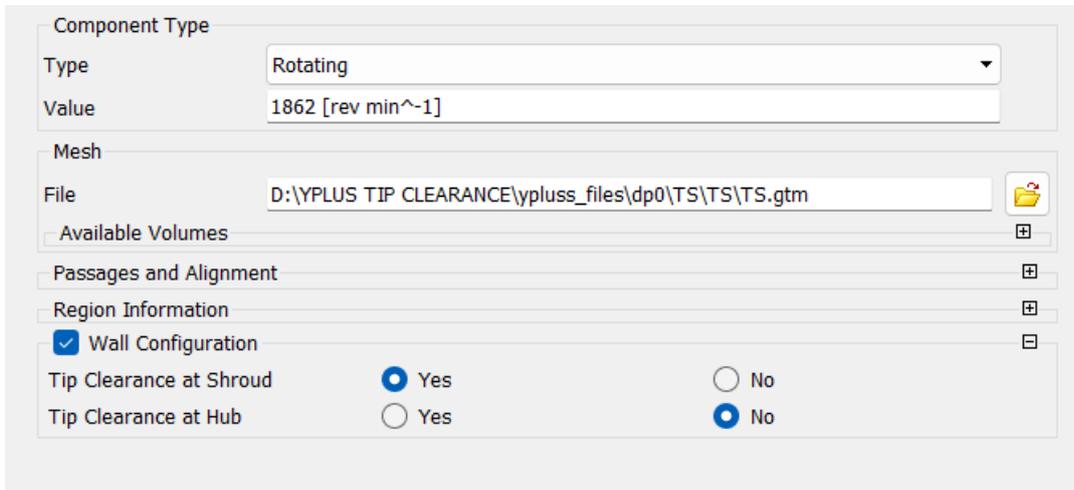


Figure III-16 : Déclaration du jeu.

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

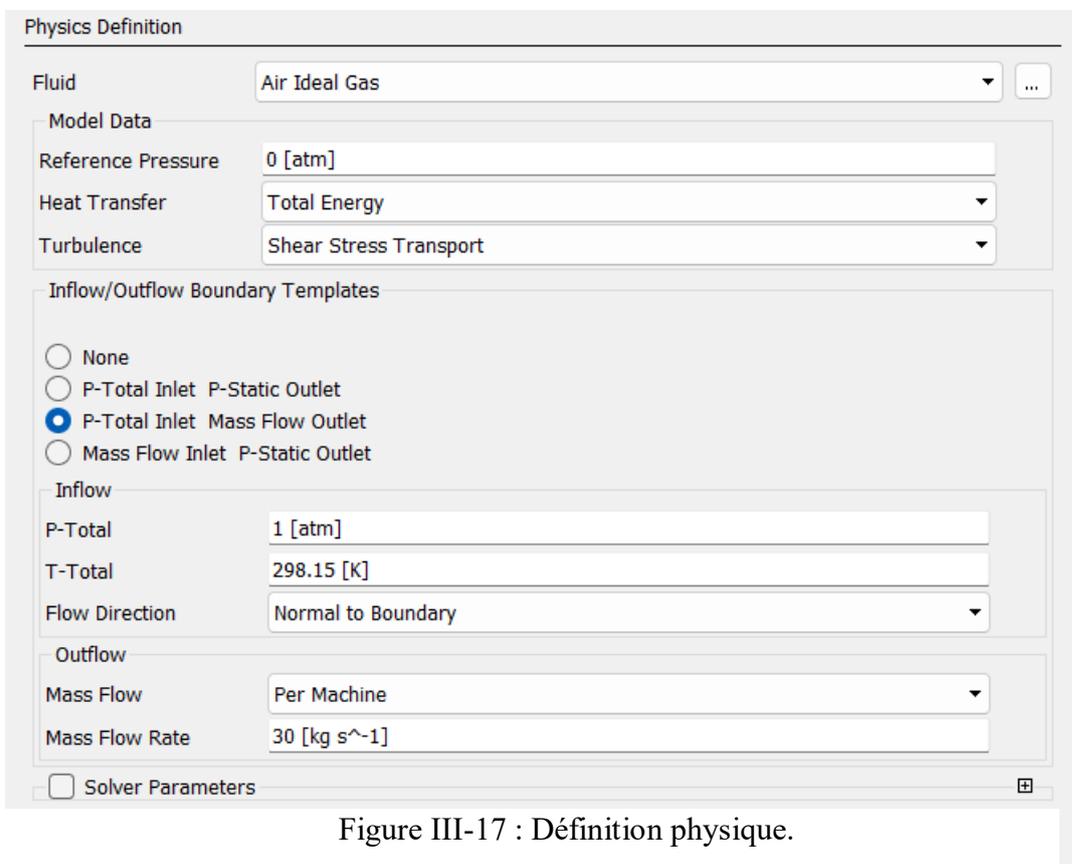


Figure III-17 : Définition physique.

Dans la dernière partie dans post-traitement\ Turbo mode, on choisit le type de gaz (Air comme Gaz parfait $\gamma=1,4$) ainsi que la pression de référence ($1\text{atm}=1.013^{\circ}5\text{ Pa}$), type de transfert de chaleur (Energie Totale avec le model de turbulence(SST), le type de résolution comme indiqué dans l'image.

En choisit aussi le type de discrétisation : Si High résolution (schéma centrale) ou bien Upwind avec précision de 10^{-4}

➤ **Le module (Solver) :**

Ce module effectue les calculs de base pour résoudre les équations du problème imposé.

Le module de Solver est configuré comme suit :

- Solver parameter : on sélectionne (Intel MPI Local Parallèle) pour définir le nombre des processeurs et la distribution des calculs (soit parallèle soit en série) tout dépend de type et performance de notre station de calculs.
- En identifie la manière laquelle les calculs s'exécute avec, en choisit « Initial conditions » pour que chaque calcul soit indépendant.

Les paramètres RMS P-Mass, RMS U-mom, RMS- W-mom et RMS H-energy sont utilisés dans ANSYS CFX-solver Manager pour contrôler la convergence de la solution de simulation. Ces paramètres représentent les résidus RMS (moyenne quadratique) pour la pression, les composants U,V et W de la quantité de mouvement et l'énergie H, respectivement. Les résidus RMS sont une mesure de la différence entre les valeurs calculées et les valeurs convergées de la variable correspondante. La convergence de ces paramètres est importante pour garantir la précision et la fiabilité des résultats de la simulation. ANSYS CFX-Solver Manager fournit des tracés des résidus RMS/maximum pour la pression et les composants U, V et W de la quantité de mouvement afin de contrôler la convergence de la solution de simulation

Voici ce qu'on voit lors de l'exécution de solution :

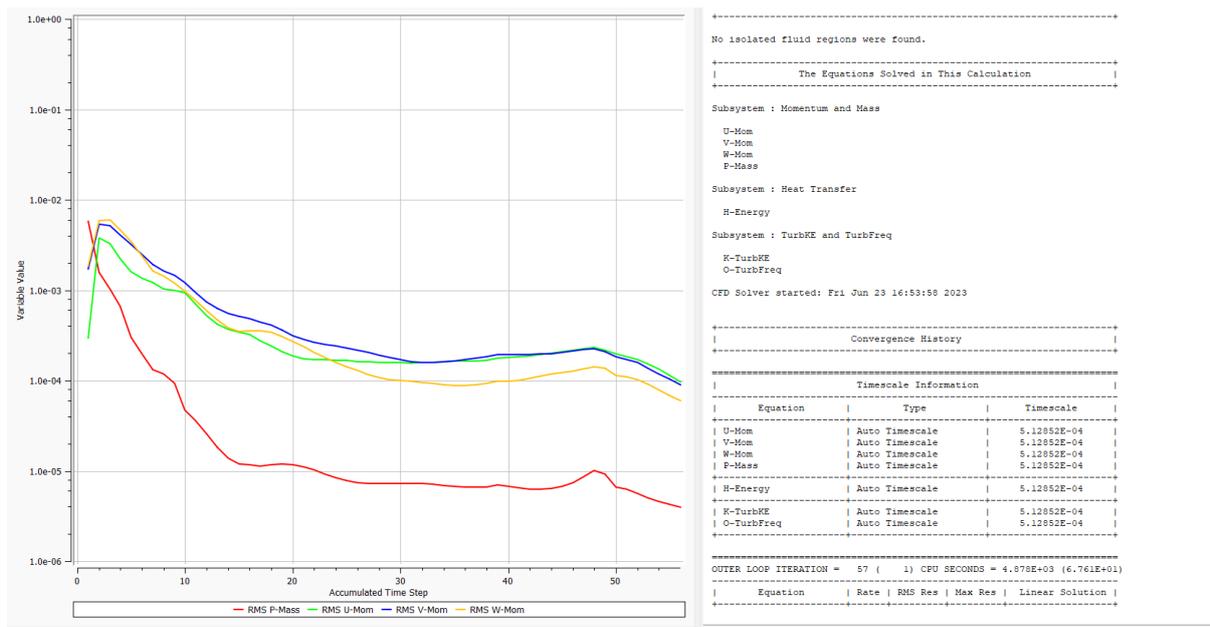


Figure III-18 : Graphe des résidus de calcul.

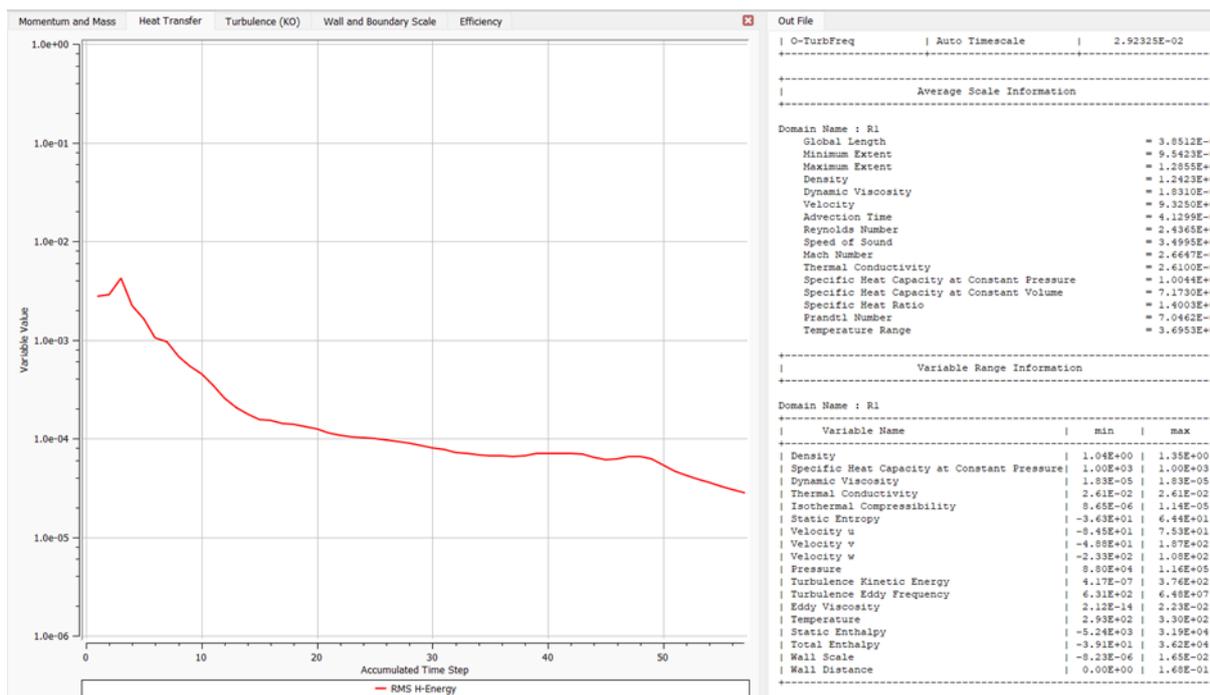


Figure III-19 : Graphe de convergence de résidus RMS-H Energy.

Comme montré dans la figure ci-dessus, la condition de convergence de simulation est lorsque toutes les valeurs des résidus RMS P-Mass, RMS U-mom, RMS V-mom, RMS W-mom sont à l'ordre de 10^{-4} les calculs sont dites convergents.

Les calculs convergent dans approximativement 160 itérations.

Pour notre cas avec les performances de calculateur suivantes

Processeur	Intel(R) Core(TM) i5-8265U CPU @ 1.60GHz 1.80 GHz
Mémoire RAM installée	8,00 Go (7,85 Go utilisable)

➤ **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.7. Présentation du compresseur centrifuge étudié

Tableau III-6 : Paramètre du compresseur centrifuge à basse vitesse NASA LSCC.

Nombre des aubes	20
Diamètre de l'embout d'entrée [cm]	87
Hauteur de l'aube à l'entrée, [cm]	21.8
Diamètre de l'extrémité de sortie de la roue, [cm]	152.4
Hauteur de l'aube à la sortie, [cm]	14.1
Balayage arrière de la lame, [deg]	55
Jeu aube-carter, [mm]	2.54
Diamètre de sortie d'un diffuseur sans vannes, [cm]	274.32
Vitesse de rotation, [rpm]	1862
Débit massique, [Kg/s]	30
Total-to-total pressure ratio	1.141
Total-to-total isentropic efficiency,%	92.2%

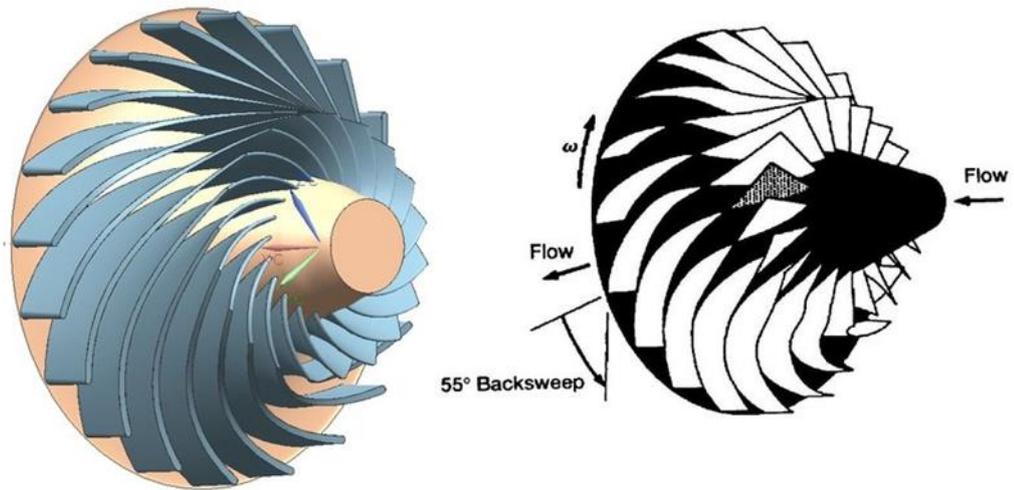


Figure III-20 : Compresseur NASA LSCC.

La figure dessus montre la géométrie du compresseur NASA LSCC.

CHAPITRE IV OPTIMISATION

IV.1.Introduction

Les compresseurs centrifuges sont actuellement conçus pour atteindre des rapports de pression élevés avec des débits massiques relativement faibles. De nouvelles conceptions avancées sont documentées qui performances supérieures à celles des solutions adoptées par le passé en termes de rapport de de pression et d'efficacité. Parmi ceux-ci, les compresseurs ayant les rapports de pression les plus élevés présentent le rendement et l'efficacité les plus faibles. compresseurs ayant les rapports de pression les plus élevés ont le rendement le plus faible et, inversement, les configurations ayant le rendement le plus élevé ont inévitablement un rendement plus élevé que les autres. les plus efficaces ont inévitablement les rapports de pression les plus faibles. Dans de nombreux cas, le concepteur peut être intéressé par le meilleur compromis entre le rendement et le rapport de pression qu'il est en mesure d'obtenir. et le rapport de pression qu'il peut atteindre : la qualité d'une nouvelle conception aérodynamique est donc mesurée par rapport à d'autres critères, tels que le rapport de pression et le rendement. aérodynamique est donc mesurée par rapport à plus d'un objectif, c'est-à-dire qu'un tel problème de conception est intrinsèquement multi-objectifs. Dans ce contexte, , l'utilisation d'algorithmes évolutionnaires peut être d'une aide considérable puisqu'ils adoptent une population de candidats pour la conception d'un nouveau modèle aérodynamique.

IV.2.Histoire et évolution de l'optimisation

« L'optimisation a toujours été présente dans la nature. Les systèmes physiques tendent à rechercher un état d'énergie. Les molécules d'un système chimique réagissent les unes avec les autres jusqu'à ce que l'énergie potentielle globale soit minimisée. L'optimisation est un outil essentiel, fonctionnel dans la nature comme dans la vie quotidienne » (Jorge Nocedal, 1999)[8].

Il est souvent avancé que le premier problème d'optimisation connu de l'histoire a été résolu par une reine phénicienne appelée Didon, qui aurait débarqué sur la côte nord-africaine en 814 av.J.-C. (Wilhelm Forst, 2009). L'histoire suggère qu'à son arrivée sur la nouvelle terre, elle a demandé au gouverneur de lui fournir autant de terres que possible d'en enfermer dans la peau d'un taureau, ce à quoi le souverain a accédé à sa demande avec ingéniosité. Néanmoins, Didon s'est dit qu'en découpant la peau en plusieurs fines lanières, elle pourrait maximiser la surface clôturée autour du taureau, elle pourrait maximiser l'espace clos autour d'une baie portuaire de ce qui deviendrait plus tard la ville de Carthage.

Aujourd'hui, ce premier problème d'optimisation est appelé "maximisation de la surface fermée par une courbe fermée de longueur fixe".

En outre, un problème d'optimisation remarquable a été résolu, avant l'invention du calcul, par un célèbre mathématicien connu sous le nom de Héron d'Alexandrie vers la fin du premier siècle. Il a prouvé que les rayons lumineux voyagent entre deux points par le chemin le plus court. Cette loi a ensuite été corrigée par Pierre de Fermat en 1657, affirmant que les rayons lumineux traversent les milieux en un minimum de temps.

IV.3. Énoncé d'un problème d'optimisation

Un problème d'optimisation typique peut être décrit comme la minimisation ou la maximisation d'une fonction $f(x)$ qui est soumise à des contraintes variables et peut s'écrire comme suit :

$$\text{Trouver } \mathbf{X} = \{ x_1, x_2, \dots, x_n \} \text{ Qui minimise } f(\mathbf{X}) \quad (\text{IV.1})$$

Sous réserve des contraintes :

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m$$

$$l_j(\mathbf{X}) = 0, j = 1, 2, \dots, p$$

Avec :

\mathbf{X} est un vecteur à n dimensions appelé vecteur de conception qui représente un ensemble de variables présentes dans le processus de conception.

$f(\mathbf{X})$ est définie comme la fonction objective. La fonction objective est un critère utilisé pour comparer et sélectionner efficacement une conception acceptable parmi les différentes

alternatives qu'un processus d'optimisation peut générer. qu'un processus d'optimisation peut générer. Le type de fonction objective dépend de la nature du problème.

$g_j(\mathbf{X})$ et $l_j(\mathbf{X})$ sont respectivement les contraintes d'inégalité et d'égalité. Ces contraintes de conception sont des restrictions qui doivent être satisfaites afin d'obtenir une conception acceptable. Les contraintes qui représentent des limitations physiques sur une conception, telles que la fabricabilité, la disponibilité, etc., sont connues sous le nom de contraintes géométriques. Les contraintes qui limitent les performances d'un système sont appelées contraintes fonctionnelles.

À titre d'illustration, le problème d'optimisation est décrit dans la figure suivante

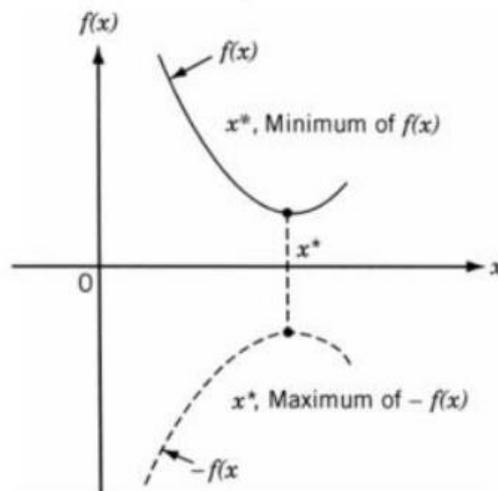


Figure IV-1 : Illustration d'un problème d'optimisation.

IV.4. Classification des problèmes d'optimisation

Les problèmes d'optimisation peuvent être classés en fonction de différentes caractéristiques. Ces caractéristiques peuvent comprendre la présence de contraintes, le nombre ou le type de fonction objective, la structure physique ou virtuelle du problème, la nature des équations ou des variables, la séparabilité de l'objectif, etc. physique ou virtuelle du problème, la nature des équations ou des variables, la séparabilité des fonctions objectives, les valeurs admissibles des variables de conception, la nature déterministe des variables, et les caractéristiques des problèmes d'optimisation. des fonctions objectives, les valeurs admissibles des variables de conception, la nature déterministe des variables, etc. autres. Quelques exemples de classification sont décrits ci-dessous.

Classification basée sur l'existence de contraintes :

Les modèles peuvent être classés comme contraints ou non contraints, ce qui dépend de l'existence de contraintes dans le problème.

Classification basée sur la nature des variables de conception :

Les problèmes peuvent être classés en deux catégories :

Optimisation paramétrique : Il s'agit d'attribuer des valeurs appropriées à un ensemble de paramètres de conception qui minimisent une fonction objective soumise à une série de contraintes.

Optimisation dynamique : Dans ce type d'optimisation, l'objectif est d'obtenir un ensemble de paramètres afin de minimiser une fonction objective sous un certain nombre de contraintes.

Classification basée sur la structure physique du problème :

Les problèmes d'optimisation peuvent être classés en analyses de contrôle optimal et non optimal. Un problème de contrôle optimal (CO) est une analyse de programmation mathématique qui implique une série d'étapes qui évoluent à partir de l'étape précédente de manière séquentielle. L'objectif est d'obtenir un ensemble de variables de contrôle qui minimisent la fonction objective sur les étapes existantes sous certaines contraintes.

Classification basée sur la nature des équations impliquées :

Les problèmes peuvent être classés comme des analyses de programmation linéaire, non linéaire, géométrique et quadratique.

Programmation linéaire. Si les contraintes et la fonction objective du problème sont des fonctions linéaires des variables de conception, le problème est connu sous le nom de problème de programmation linéaire (PL).

Programmation non linéaire. Si une ou plusieurs fonctions d'objectif ou de contrainte sont non linéaires, le problème devient une analyse de programmation non linéaire. Il s'agit de l'un des types de problèmes d'optimisation les plus courants.

Programmation géométrique. Un problème de programmation géométrique est un type d'analyse dans lequel les contraintes et la/les fonction(s) objectif(s) sont exprimées sous forme

de posynômes dans X . Une fonction posynomiale peut être définie comme la somme des termes de puissance impliquant les variables de la fonction.

Programmation quadratique. Un type de problème non linéaire avec une fonction objective de forme quadratique et des contraintes linéaires.

Classification basée sur les valeurs admissibles des variables de conception :

Si certaines ou toutes les variables de conception sont limitées à des valeurs entières ou discrètes, le problème devient un problème de programmation en nombres entiers. Inversement, si les variables de conception peuvent avoir n'importe quelle valeur réelle comme entrée, le problème d'optimisation est connu sous le nom d'analyse de programmation à valeurs réelles.

Classification basée sur la nature déterministe des variables :

Les problèmes peuvent être définis comme des analyses de programmation déterministe et stochastique.

Programmation déterministe. Problème dans lequel une entrée particulière calculée avec une fonction objectif produira toujours la même sortie. En d'autres termes, la sortie est prédéterminée par les fonctions objectives et les entrées.

Programmation stochastique. Se réfère aux problèmes d'optimisation où certains ou tous les paramètres et/ou variables de conception sont probabilistes (non déterministes).

Classification basée sur la séparabilité des fonctions :

Les problèmes peuvent être définis comme des analyses d'optimisation séparables ou non séparables selon que la fonction objective du problème est séparable ou non.

Classification basée sur le nombre de fonctions objectives :

Selon le nombre de fonctions objectives considérées, les modèles peuvent être définis comme des problèmes à objectif unique ou à objectifs multiples.

Les types d'optimisation multi-objectifs et paramétriques concernent la plupart des problèmes d'ingénierie modernes et feront l'objet de la présente étude.

IV.5. Méthodes d'optimisation

Il n'existe pas de technique d'optimisation unique permettant de résoudre efficacement tous les problèmes d'ingénierie. Par conséquent, une série de techniques d'optimisation ont été développées pour résoudre différents types de cas d'optimisation. Il existe un nombre croissant de méthodes d'optimisation disponibles, allant de modèles mathématiques vieux d'un siècle à des algorithmes modernes encore en cours de recherche. Les techniques d'optimisation peuvent être classées en programmation mathématique ou en techniques traditionnelles qui impliquent l'application de méthodes itératives et d'algorithmes modernes qui sont actuellement en cours de développement et d'amélioration.

Tableau IV-1 : Tableau représente les méthodes de l'optimisation.

Classification	Technique d'optimisation
Méthodes itératives (traditionnelles)	Méthode de Newton et variations Méthode lagrangienne Méthode des moindres carrés Méthode de descente des coordonnées Méthode du gradient conjugué Méthode de la descente la plus raide Méthode de l'ellipsoïde Interpolation et extrapolation

Méthodes Algorithmiques (modernes)	Méthode du simplexe Algorithme mémétique Algorithmes évolutionnaires Relaxation dynamique Algorithmes génétiques Optimisation par essaim de particules Optimisation par colonies d'abeilles Algorithme de recuit simulé Algorithmes stochastiques Algorithme d'escalade de colline Algorithmes probabilistes
---------------------------------------	--

IV.6. Optimisation dans ANSYS

L'optimisation de la conception basée sur les éléments finis est actuellement une pratique reconnue et influente dans le domaine de la conception technique. L'application de cette technique implique plusieurs étapes telles que la modélisation géométrique, la génération de maillages, la mise en œuvre de la méthode des éléments finis, les techniques d'optimisation numérique et un certain nombre d'étapes de post-traitement [10].

Les améliorations apportées aux logiciels ont rendu le processus de conception global plus polyvalent et plus fiable. ANSYS 22, le logiciel d'éléments finis sélectionné pour cette étude, est l'un des principaux logiciels d'optimisation multi-objectifs dans le domaine de l'ingénierie. Son interface utilisateur améliorée offre une communication efficace entre l'utilisateur et la machine, ce qui permet de comprendre sans effort l'intention de l'ingénieur, les relations entre les données et l'état de l'analyse.

ANSYS 22 met en œuvre deux types fondamentaux d'optimisation qui seront démontrés dans cette étude. Le premier, comme nous l'avons vu précédemment, est une fonction d'optimisation paramétrique, qui est contenue dans son propre module appelé DesignXplorer. L'optimisation topologique est la deuxième technique mise en œuvre. L'optimisation topologique est une forme d'amélioration de la forme qui est souvent appelée optimisation de la mise en page. Cette méthode fait partie d'un module d'étude global au sein d'ANSYS 22.

Une procédure d'optimisation standard dans ANSYS est décrite dans la figure.

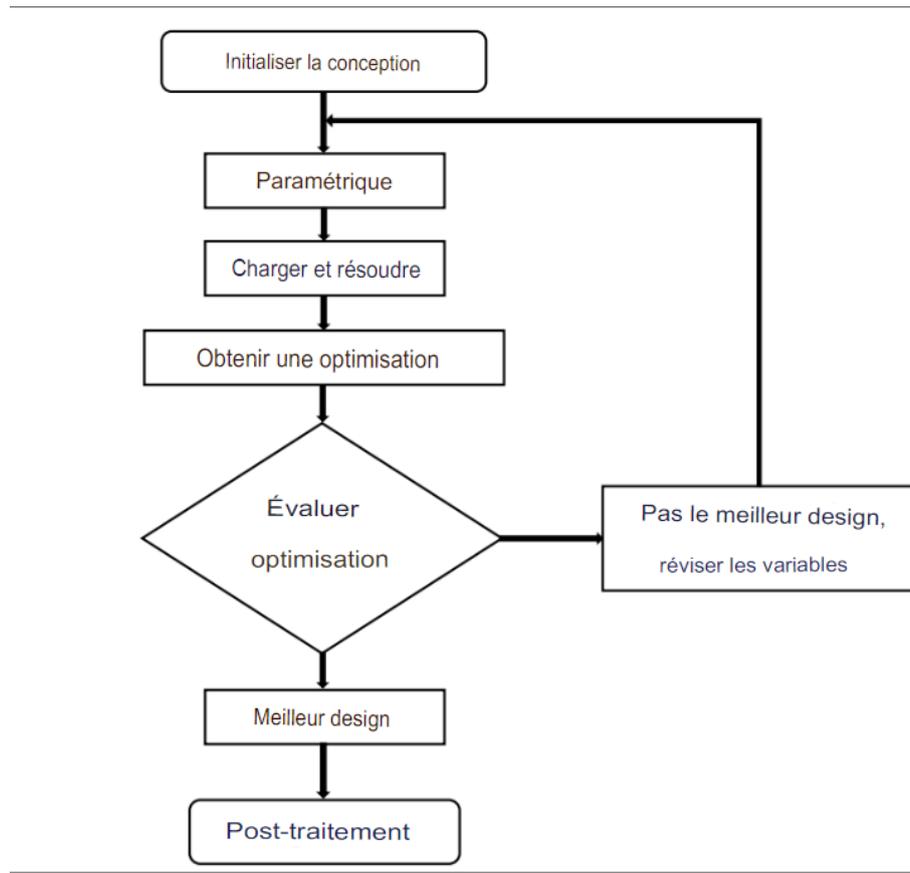


Figure IV-2 : Schéma représente la procédure de l'optimisation [11].

IV.6.1. Module DesignXplorer

L'objectif principal du module DesignXplorer est d'identifier la relation entre les variables de conception et les performances souhaitées d'un modèle. Sur la base des résultats, l'analyste peut modifier et influencer la conception, de sorte que les résultats requis soient obtenus. DesignXplorer fournit suffisamment d'outils pour réaliser des cas d'optimisation paramétrique avec un nombre raisonnable de paramètres dans une analyse unique ou multiphysique. En d'autres termes, DesignXplorer est une approche puissante pour explorer, comprendre et optimiser un défi d'ingénierie.

Une phase de conception d'expériences (Design of Experiments - DoE) spécifie le type et la plage de chaque paramètre et les points de conception sont automatiquement choisis pour explorer efficacement l'espace de conception paramétrique. Ensuite, un modèle de surface de

réponse peut être mis en œuvre pour fournir rapidement des valeurs approximatives pour les paramètres de sortie sans avoir à effectuer une simulation complète. Après cette étape, la phase d'optimisation a lieu, au cours de laquelle les objectifs, les contraintes et les paramètres d'entrée sont définis. Si une surface de réponse a été mise en œuvre, des milliers de configurations sont alors explorées en quelques secondes, selon le type d'étude. Si un solveur direct est préféré sans surface de réponse, des algorithmes de convergence sont suivis. Enfin, une analyse de robustesse de la conception peut être réalisée après la phase d'optimisation pour comprendre les performances du système et les variables de compromis impliquées.

Le module DesignXplorer est l'un des outils d'optimisation les plus avancés disponibles et est largement utilisé dans l'industrie de l'ingénierie ainsi que dans divers domaines de recherche.

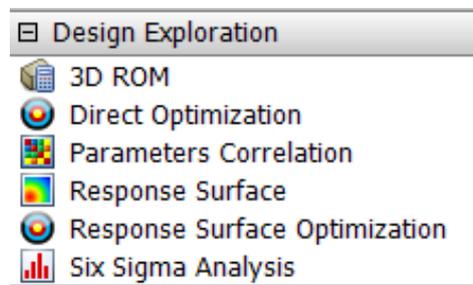


Figure IV-3 : Les outils mis en œuvre dans Design Xplorer.

IV.6.2.Méthodes d'optimisation mises en œuvre

ANSYS met en œuvre une variété de techniques d'optimisation impliquant des méthodes numériques complexes ainsi que des algorithmes d'optimisation modernes. La méthode d'optimisation appliquée dépend du type de problème et des paramètres définis. En outre, il est possible de spécifier une technique d'optimisation souhaitée peut être spécifiée, ou des outils d'optimisation externes peuvent être intégrés, ce qui est un domaine où la recherche et les progrès sont constants.

Ce domaine fait l'objet de recherches et d'avancées constantes. Les solveurs d'optimisation paramétrique et topologique dans ANSYS 22 utilisent une variété de techniques et d'algorithmes spécifiques en fonction du modèle et des exigences de sortie.

Une fois que les contraintes et les exigences du modèle sont définies et que les réponses de la simulation sont caractérisées, DesignXplorer propose les types d'algorithmes d'optimisation suivants :

Échantillonnage Hammersley décalé. Une méthode d'optimisation utilisée pour la génération d'échantillons dans l'analyse . L'algorithme de Hammersley décalé est un créateur de nombres quasi-aléatoires généralement utilisé pour les analyses Quasi-Monte Carlo (simulations d'intégration où l'algorithme fournit des séquences (échantillons) à faible discrédance.

Algorithme génétique multi-objectif (MOGA). Le MOGA est un développement du NSGAI (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm) qui est un type d'algorithme évolutionnaire. L'objectif principal de l'algorithme est de L'objectif principal de l'algorithme est d'augmenter l'ajustement adaptatif d'une population de solutions potentielles à un front de Pareto contraint. solutions potentielles à un front de Pareto contraint par un ensemble de fonctions objectives spécifiées. La technique met en œuvre une procédure évolutive avec des opérateurs de sélection, de croisement génétique et de mutation. et de mutation.

Les étapes typiques d'une analyse MOGA comprennent l'incorporation d'une population initiale à partir de paramètres définis. Ensuite, MOGA crée une nouvelle population par le biais du croisement et la mutation, et les points de conception de la nouvelle population sont mis à jour. En conséquence, Si l'optimisation converge, l'analyse est terminée et les résultats sont générés. les résultats sont générés. Toutefois, si l'étude n'a pas convergé, une validation des critères d'arrêt est effectuée. Selon que le nombre maximum d'itérations fixé a été atteint ou non, l'analyse peut être terminée sans itération ou avec itération. l'analyse peut être terminée sans itération ou l'algorithme est exécuté à nouveau en générant une nouvelle population si le nombre maximum d'itérations a été atteint.

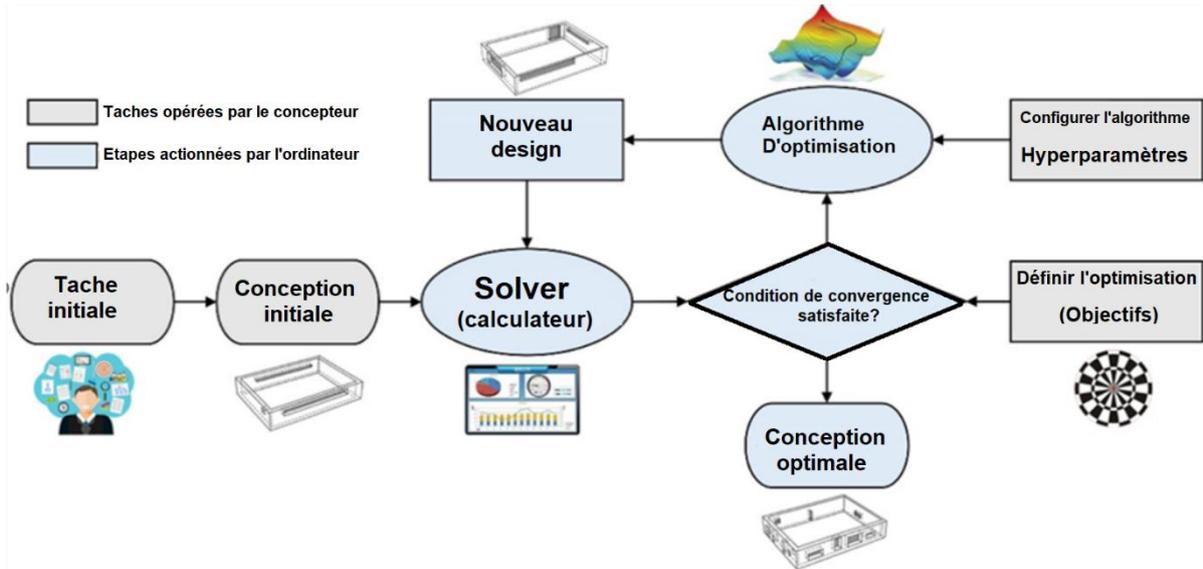


Figure IV-4 : Flux de travail de la méthode d'optimisation MOGA.

Programmation non linéaire par la méthode du lagrangien quadratique. La méthode NLPQL est un algorithme d'optimisation numérique. Cette technique a été spécialement développée pour résoudre les modèles de programmation non linéaire avec contraintes. En principe, la méthode génère une séquence de sous-problèmes obtenus d'une approximation quadratique de la fonction de Lagrange et d'une linéarisation des contraintes.

Par conséquent, l'information est mise à jour par une méthode itérative de Newton et finalement stabilisée par une recherche linéaire. La méthode suppose que la taille du problème est relativement petite et que la précision dépend en grande partie des gradients numériques obtenus.

Optimisation adaptative mono et multi objectif. L'ASO. est une technique mathématique d'optimisation qui met en œuvre l'algorithme d'optimisation MOGA en prenant en charge des objectifs simples ou multiples, des contraintes multiples et des paramètres limités ou continus.

En plus des algorithmes d'optimisation intégrés dans DesignXplorer, la mise en œuvre d'optimiseurs externes au sein de DesignXplorer est possible. Les extensions d'optimisation disponibles peuvent être installées, intégrant les fonctionnalités de l'optimiseur externe dans le flux de travail de la conception.

IV.7. Le travail effectué dans la partie Optimisation Mono-objectif

Dans la section d'optimisation, nous mettons d'abord en œuvre le module d'optimisation directe pour définir notre problème et le paramètre à optimiser comme indiqué dessous.

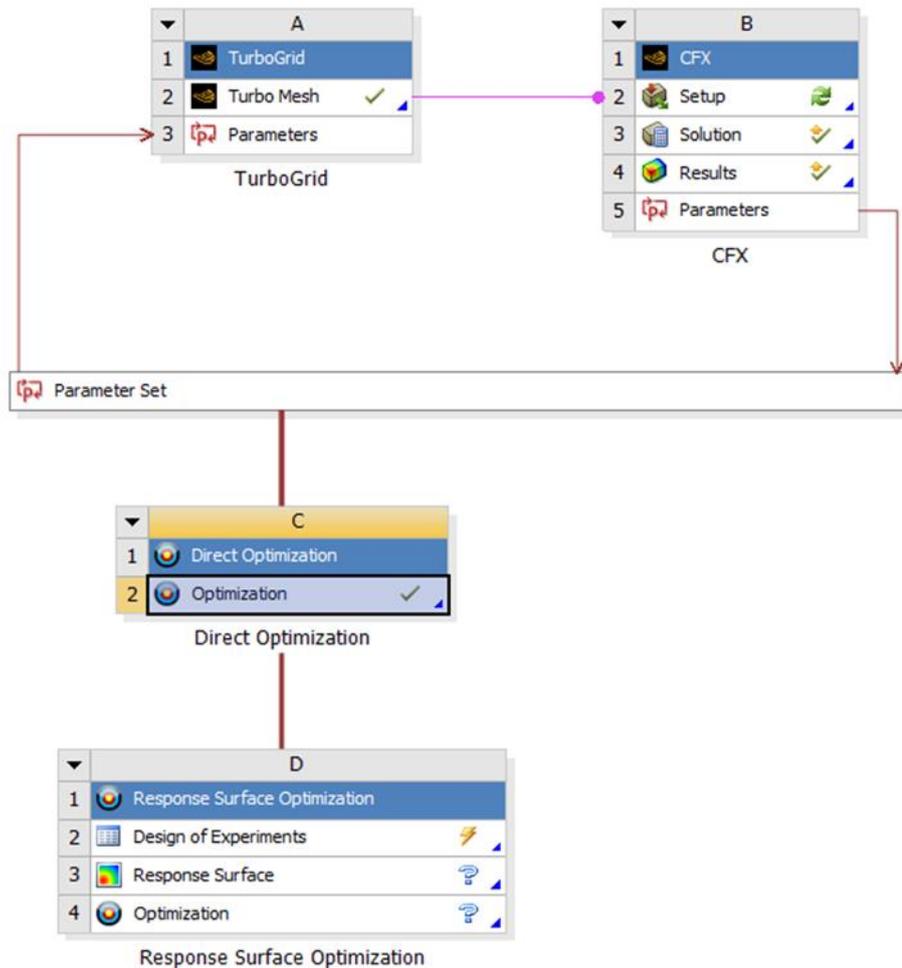


Figure IV-5 : Schéma de l'optimisation.

En ouvrant le module Direct Optimization, Voici son interface. On définit les paramètres INPUT ainsi que les paramètres OUTPUT tels que :

Paramètre entrée (input) :

- Le jeu entre la roue du compresseur et le carter.(P1-Shroud Tip Clearance)

C'est la variable de notre fonction objective , ce dernier est notre paramètre de design.

Paramètres sortie (output) :

- Le rapport de pression (Pressure ratio)($P_{t_{sortie}}/P_{t_{entrée}}$)
- Le rendement isentropique (Effs out)

Malgré que notre optimisation est mono objectif ou le paramètre à maximizer et le taux de compression ($P_{t_{sortie}}/P_{t_{entrée}}$) nommé (Pressure Ratio dans le capture) , Mais on ajoute le paramètre de Rendement isentropique, La raison de fair ça est d'afficher les deux paramètres pour qu'il sont utilisé aultérieurement dans la partie multi-objectif car cette dernière sera faite d'une manière statistique.

Tableau IV-2 : Paramètre de l'optimisation.

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	[-] Input Parameters			
3	[-] TurboGrid (A1)			
4	P1	SHROUD TIP Tip Clearance	0,00254	m
*	New input parameter	New name	New expression	
6	[-] Output Parameters			
7	[-] CFX (B1)			
8	P2	Effs out		
9	P3	Pressure rate		
*	New output parameter		New expression	
11	Charts			

Voici comment définir notre fonction objectif

D'abord, En choisit l'objectif soit maximiser ou bien minimiser (Maximiser pour notre cas)

Après le choix de l'objectif et la fonction, on garde le but de calculs 0 pour qu'on limite pas l'optimisation à une certaine valeur.

Finalement, Sachant que notre optimisation s'intéresse que de maximiser la performance du compresseur, nous ne nous soumettons à aucun type de contrainte.

Tableau IV-3 : Schéma de l'optimisation.

Table of Schematic C2: Optimization									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Name	Parameter	Objective			Constraint			
2			Type	Target	Tolerance	Type	Lower Bound	Upper Bound	Tolerance
3	Maximize P3	P3 - Pressure rate	Maximize ▾	0		No Constraint ▾			
*		Select a Parameter ▾							

Dans cette fenêtre en introduit l'intervalle du jeu qui est de 1 jusqu'à 5.2mm.

Tableau IV-4 : Intervalle de jeu.

Table of Schematic C2: Optimization				
	A	B	C	D
1	[- Input Parameters			
2	Name	Lower Bound	Upper Bound	
3	P1 - SHROUD TIP Tip Clearance (m)	0,001	0,0052	
4	[- Parameter Relationships			
5	Name	Left Expression	Operator	Right Expression
*	<i>New Parameter Relationship</i>	<i>New Expression</i>	<=	<i>New Expression</i>

On lance les calculs après avoir bien défini le problème et l'objectif ainsi que la variable de design. La résolution de l'optimisation a nécessité plus de 5 jours et 256 simulations de calculs afin d'obtenir le résultat escompté pour les performance données de notre machine.

IV.8. Résolution de problèmes multi-objectifs à l'aide d'une méthode d'optimisation scalaire

Une autre catégorie forme les approches dites scalaires. Le principe est de revenir à un problème mono-objectif via un ensemble de paramètres (poids ou contraintes sur les objectifs par exemple). Nous présentons ici une des méthodes scalaires : la somme pondérée. Il en existe d'autres telle que la méthode de Benson qui impose des contraintes sur les objectifs à l'instar de la méthode ε -contrainte ou des méthodes cherchant à minimiser l'écart avec un point de référence.

IV.8.1. La méthode de somme pondérée

L'approche scalaire type ; l'une des plus couramment utilisée est la somme pondérée. Elle consiste à transformer un problème multi-objectif en un problème qui combine les différentes fonctions objectif du problème en une seule fonction U de façon linéaire :

$$U(x) = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot F_i(x) \quad (\text{IV.2})$$

où les poids λ_i sont compris dans l'intervalle $[0, 1]$ et vérifient $\sum_{i=1}^n \lambda_i = 1$ Avec chaque fonction objectif F_i Garde ses propre contraintes.

Différents poids fournissent différentes solutions ; une même solution pouvant être générée en utilisant des poids différents. Il existe d'autres approches agrégatives mais l'agrégation linéaire est la plus couramment utilisée. L'avantage de cette méthode est sa facilité d'implémentation et le fait qu'elle puisse être utilisée avec les méthodes et mécanismes définis pour l'optimisation mono-objectif.

CHAPITRE V RESULTATS ET DISCUSIONS

V.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 du jeu sur la roue du compresseur centrifuge.

V.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 :

Tableau V-1 : Résultats de calculs.

Calcul numérique	Nombre des éléments	Rapport de pression(EXP)	Rapport de pression(CFX)	%Erreur relative
1	492850	1.14	1.1165	2.0614
2	1009210	1.14	1.1553	1.3421
3	1573169	1.14	1.1395	0.0438
4	2136604	1.14	1.1407	0.0350

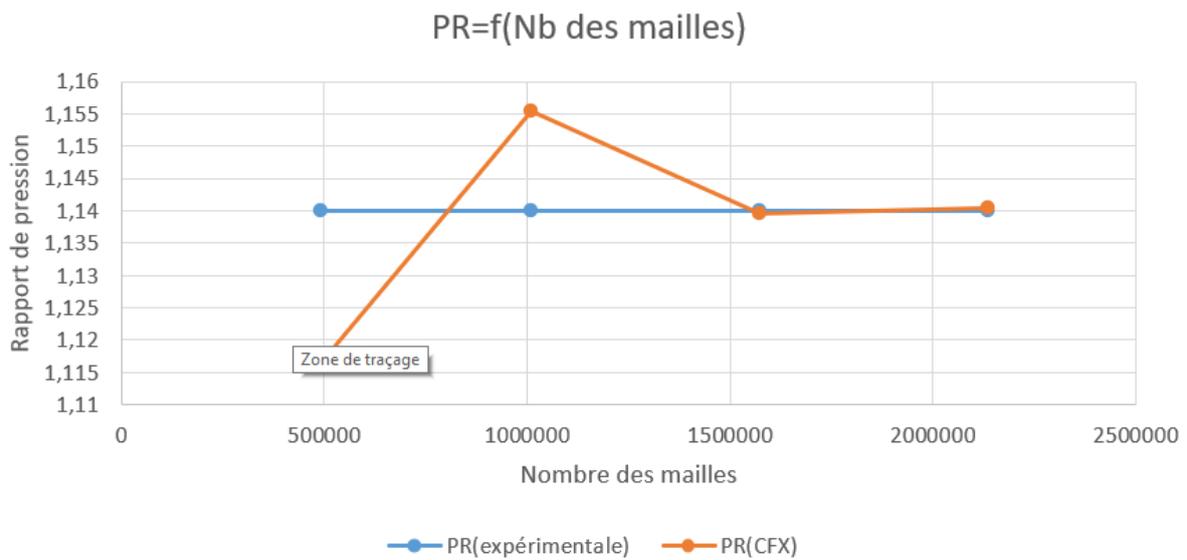


Figure V-1 : graphe montre la variation de rapport de pression expérimentale et numérique en fonction nombres des éléments.

Les résultats du calcul 3 étant les plus proches des résultats expérimentaux, le maillage de ce dernier est donc le meilleur, le reste des calculs seront faites selon cette configuration.

V.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 :

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

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 les champs 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.

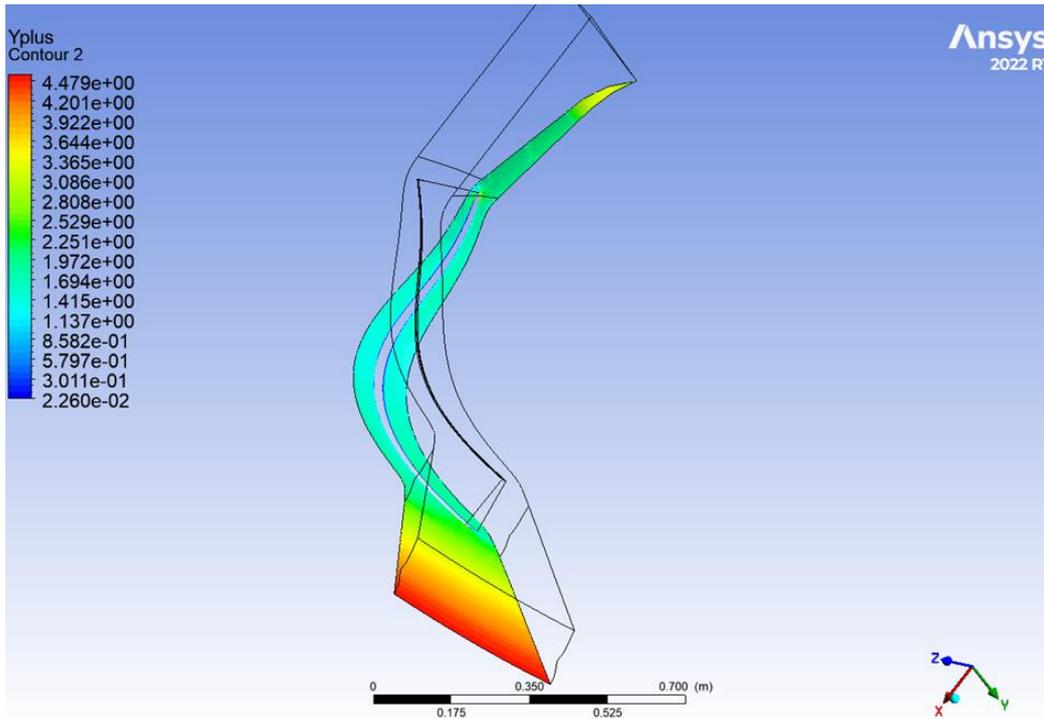


Figure V-2 : Distribution de champ Y^+ sur la surface de moyeu.

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

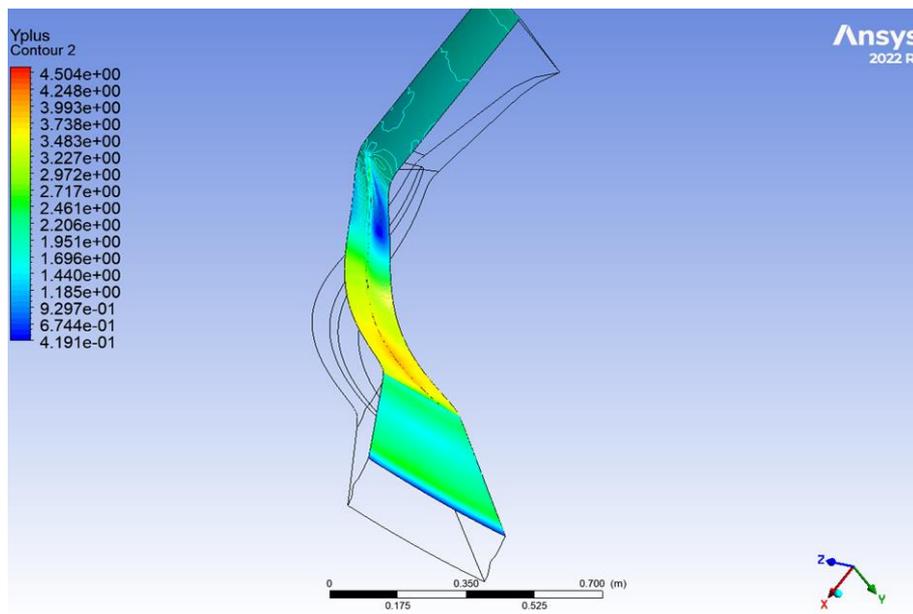


Figure V-3 : Distribution de Y^+ sur la surface de carter.

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

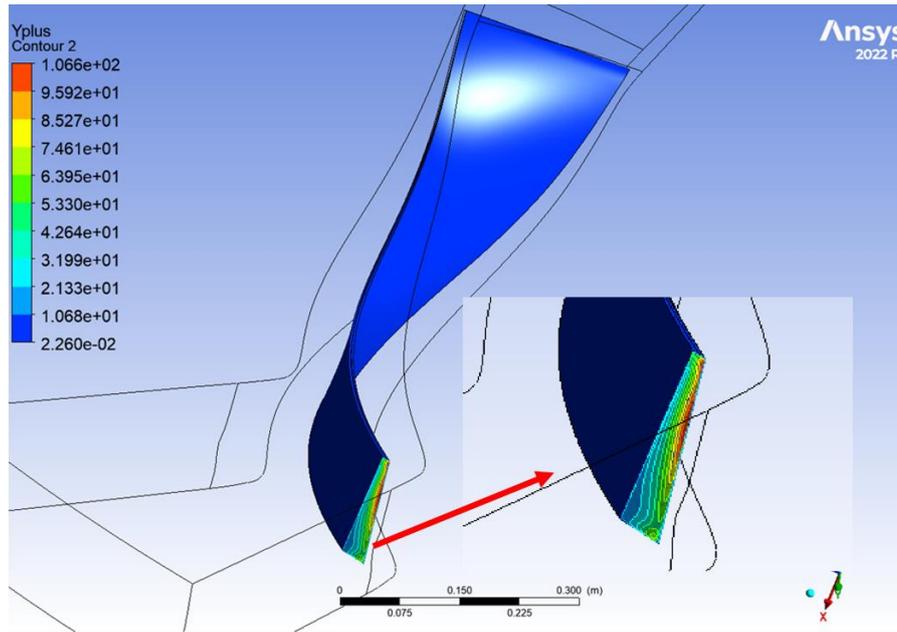


Figure V-4 : Distribution de champ de Y^+ sur les aubes de compresseur.

Dans la zone Cut-off square, on note que Y^+ Dans cette zone dépasse largement la valeur maximale de $Y^+ < 5$ mais on peut négliger ce problème tels que la zone est petite par rapport à la taille totale du compresseur.

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

V.4. Plan méridien

Pressions statique:

Cette figure nous montre la variation de pression statique dans la partie rotor et stator dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min .

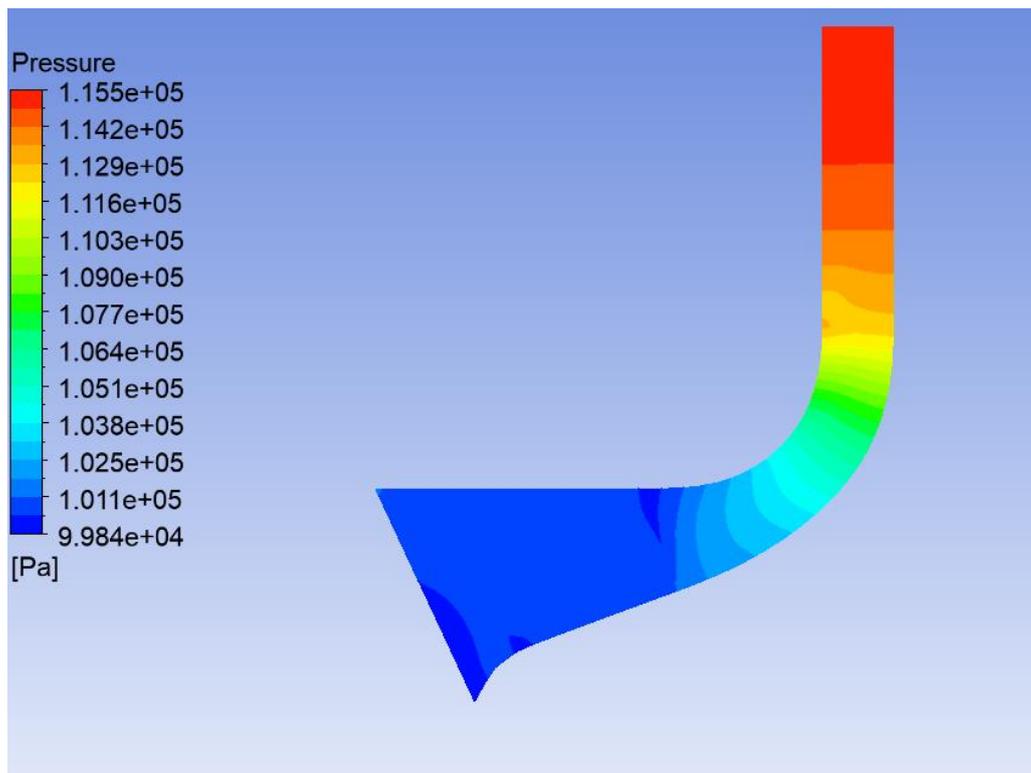


Figure V-5 : Distribution de pression statique dans le plan méridien.

A l'entrée de la roue, le rayon est faible et le rayon moyen de courbure tend vers l'infini puisque l'écoulement est axial, cela implique que la force centrifuge est importante. Donc le gradient de pression est positif du moyeu vers le carter.

Au milieu du canal, la courbure dans ce plan est forte, cependant la force centrifuge s'oppose à celle de la force due à la courbure mais elle est dominante. Ainsi, le gradient de pression du carter vers le moyeu est négatif.

A la sortie de la roue, le rayon de courbure est presque égal à zéro, donc la force de courbure est négligeable et la force centrifuge devient faible.

Pression totale:

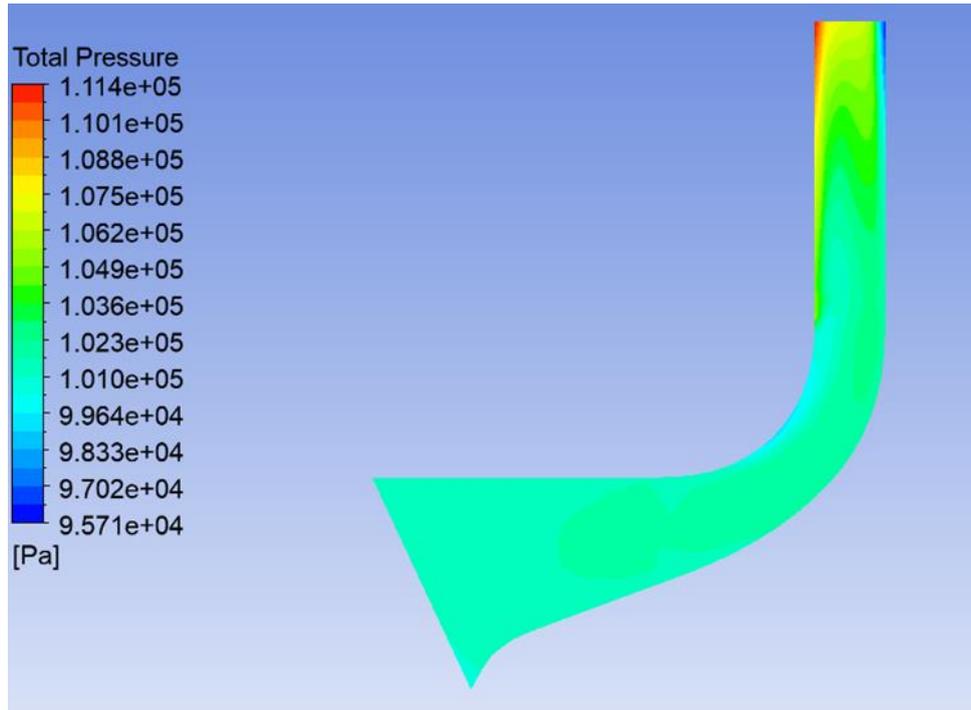


Figure V-6 : Distribution de pression totale dans le plan méridien.

Figure montrant la variation de pression totale dans la partie rotor et stator dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min.

On remarque une variation minimale de la pression totale de l'entrée à la sortie de la roue du compresseur due aux pertes citées précédemment dans la partie théorique.

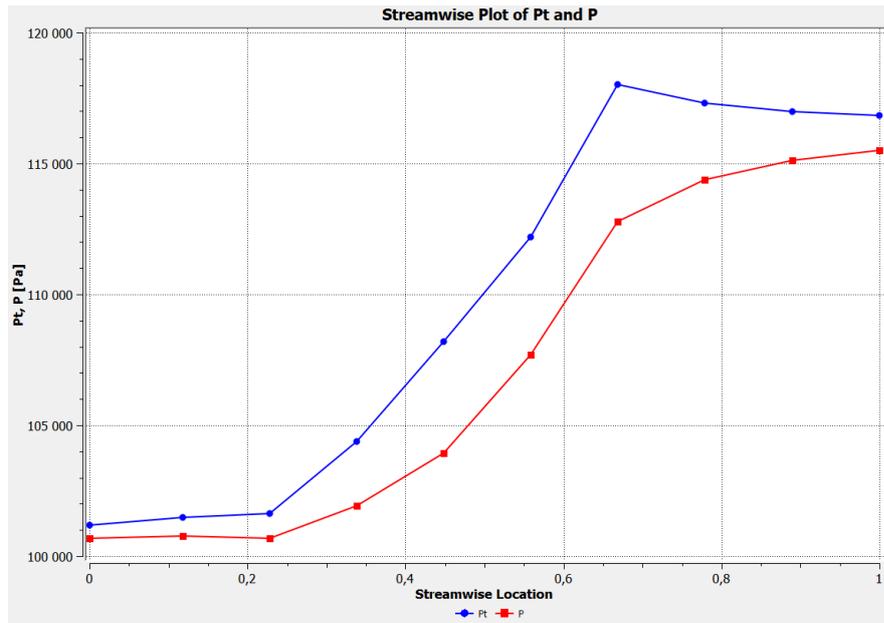


Figure V-7 : Courbe de variation de pression totale et statique dans la roue du compresseur.

Température statique :

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

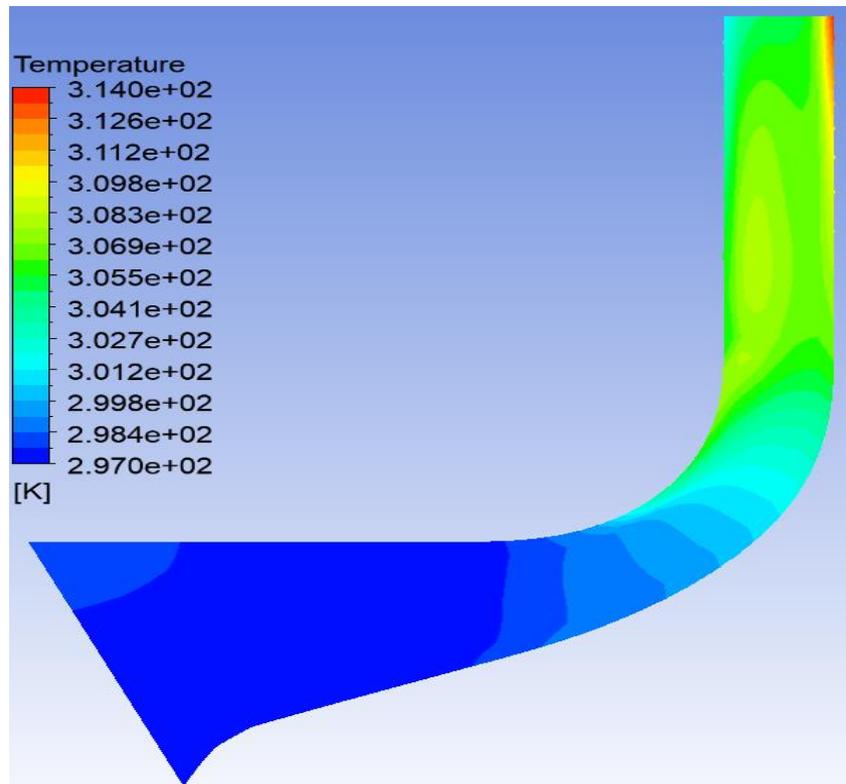


Figure V-8 : Distribution de température statique dans le plan méridien.

Figure montrant la variation de température statique dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min

Température totale :

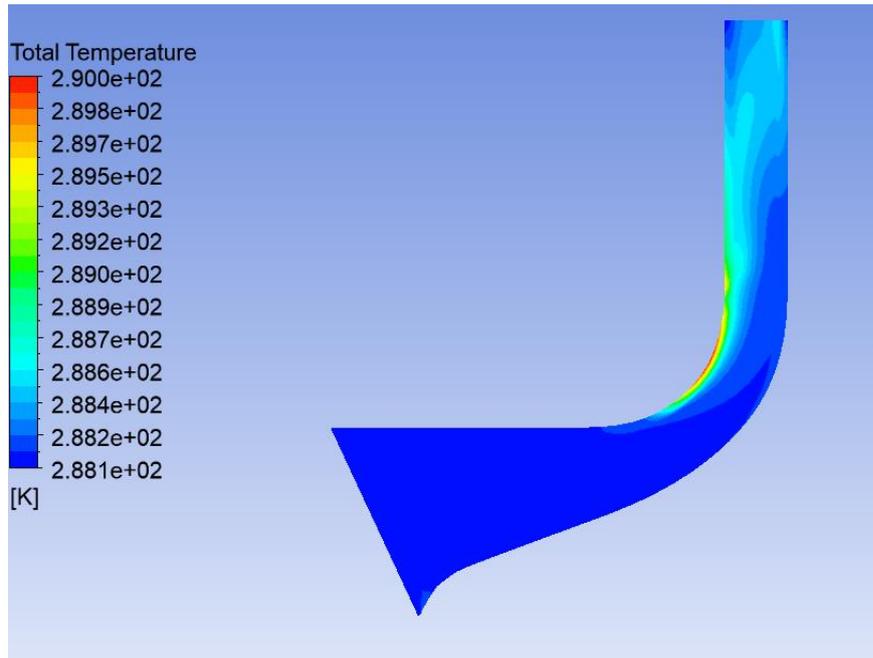


Figure V-9 : Distribution de température totale dans le plan méridien.

Figure montrant la variation de pression totale dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min .

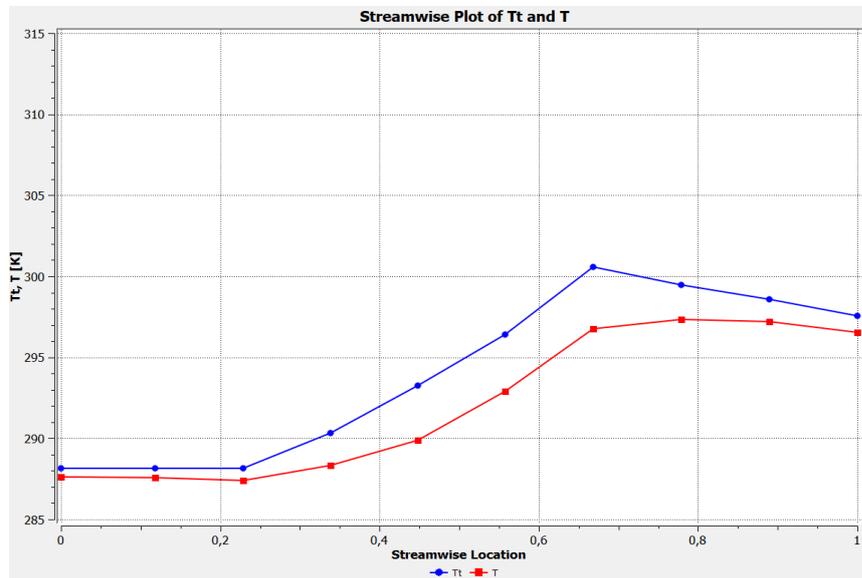


Figure V-10 : Courbe de variation de température totale et statique dans la roue du compresseur.

Nombre de Mach :

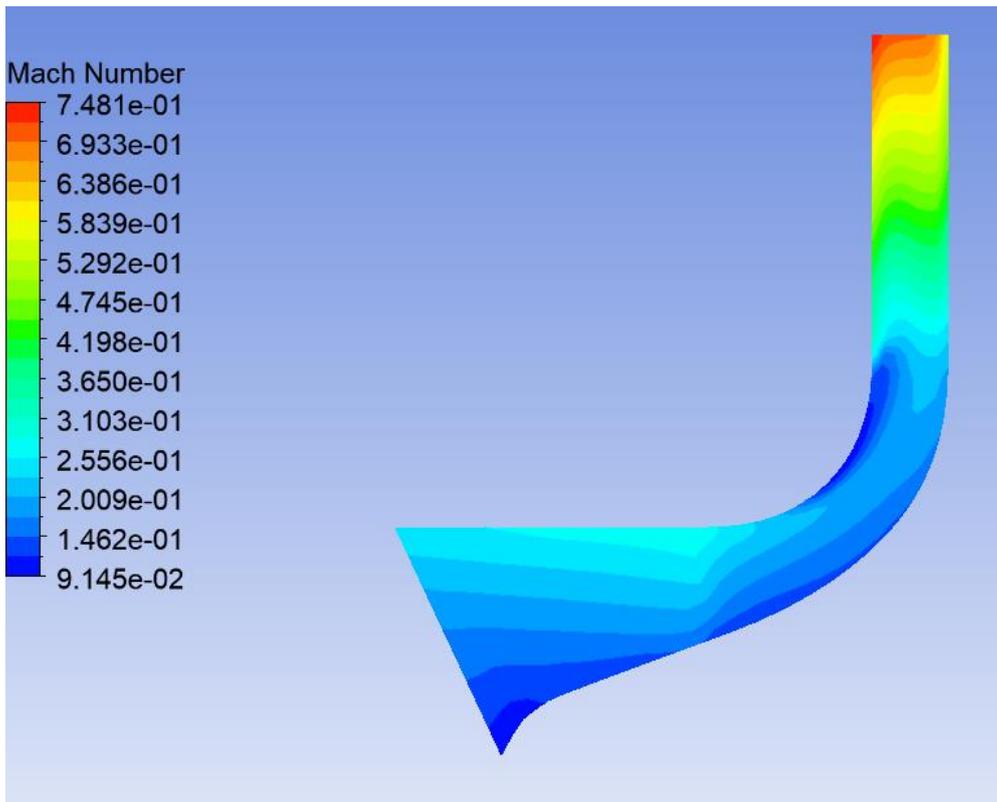


Figure V-11 : Distribution de nombre de mach dans le plan méridien.

Figure montrant la variation de nombre de mach dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min .

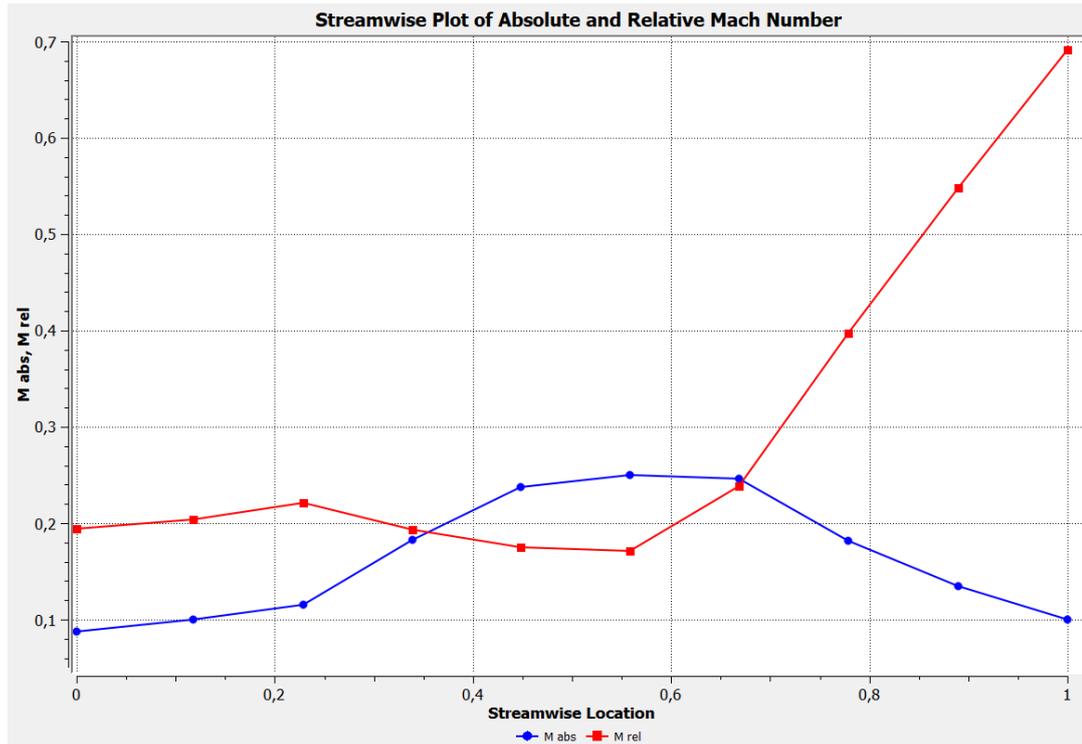


Figure V-12 : Courbe de variation de nombre de Mach relative et absolue dans la roue du compresseur.

Vitesse :

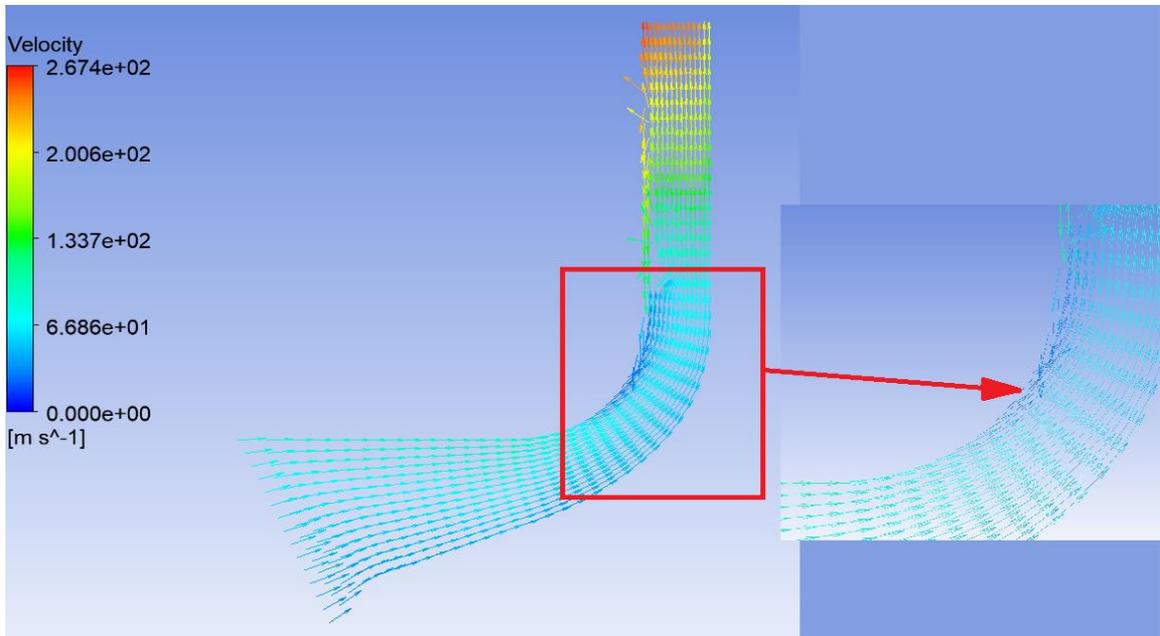


Figure V-13 : Distribution de vecteur vitesse dans le plan méridien.

D'après cette figure, on note que les vecteurs vitesse

Figure montrant la distribution de vecteur vitesse dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min .

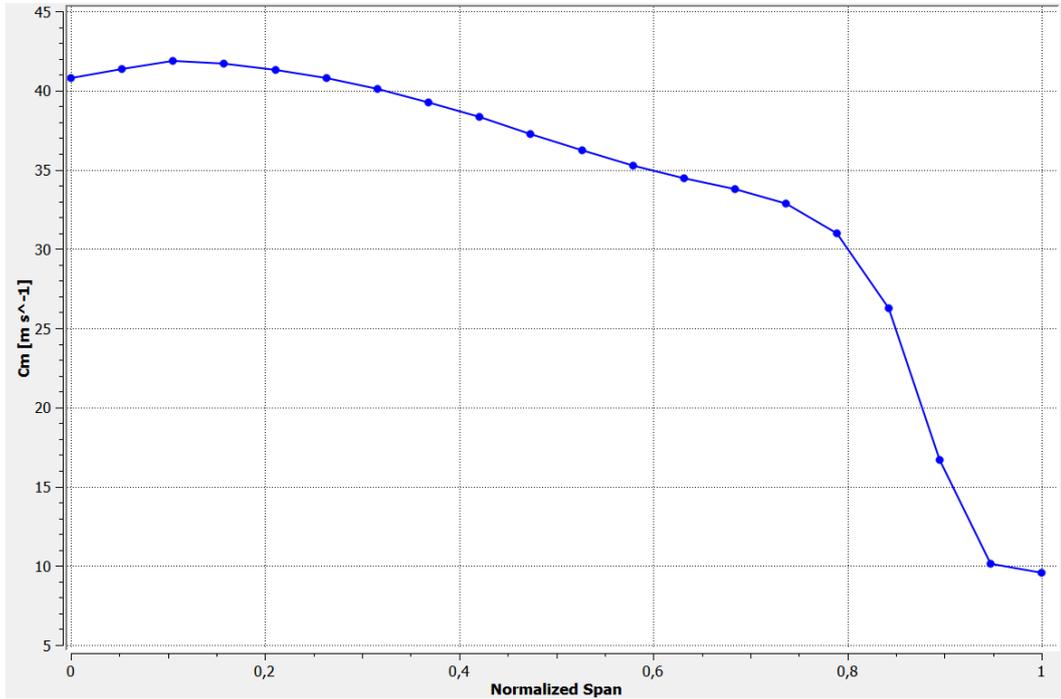


Figure V-14 : Courbe de variation de Coefficient de vitesse Cm.

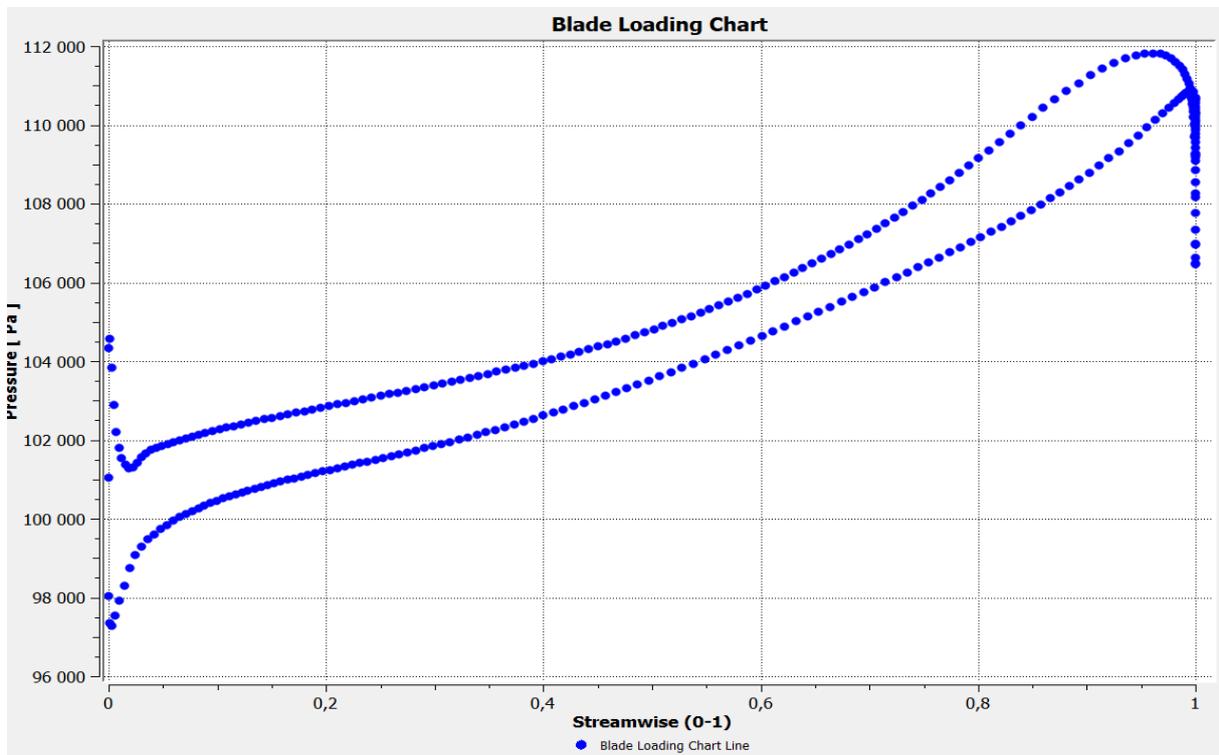


Figure V-15 : La charge sur l'aube à 50% de Span.

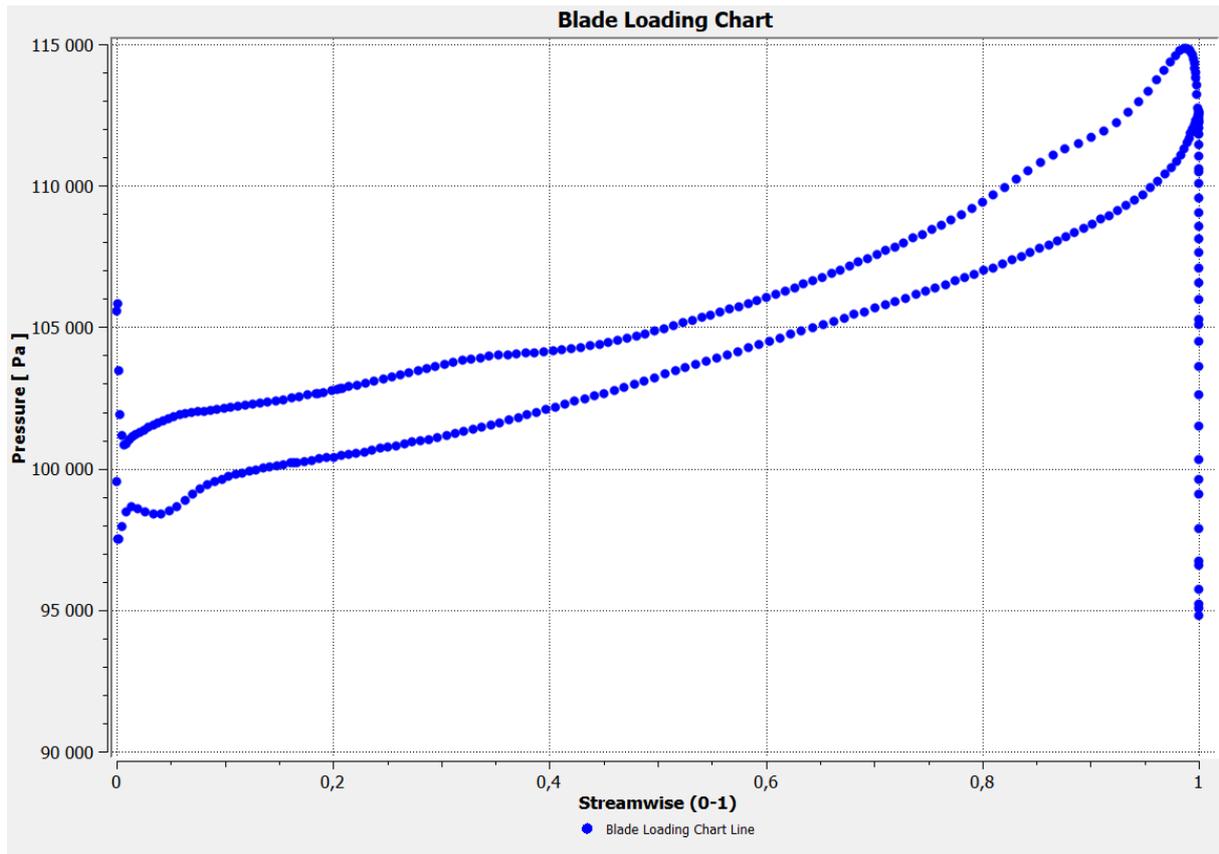


Figure V-16 : La charge sur l'aube à 90% de Span.

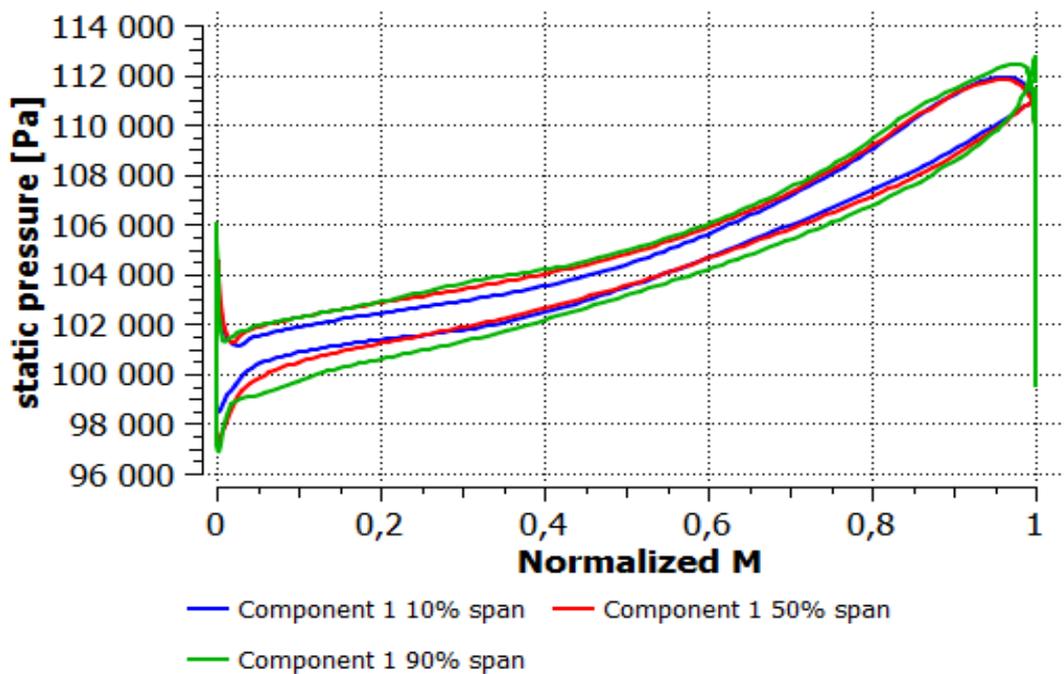


Figure V-17 : La charge sur l'aube à 10% ,50% ,90% de Span.

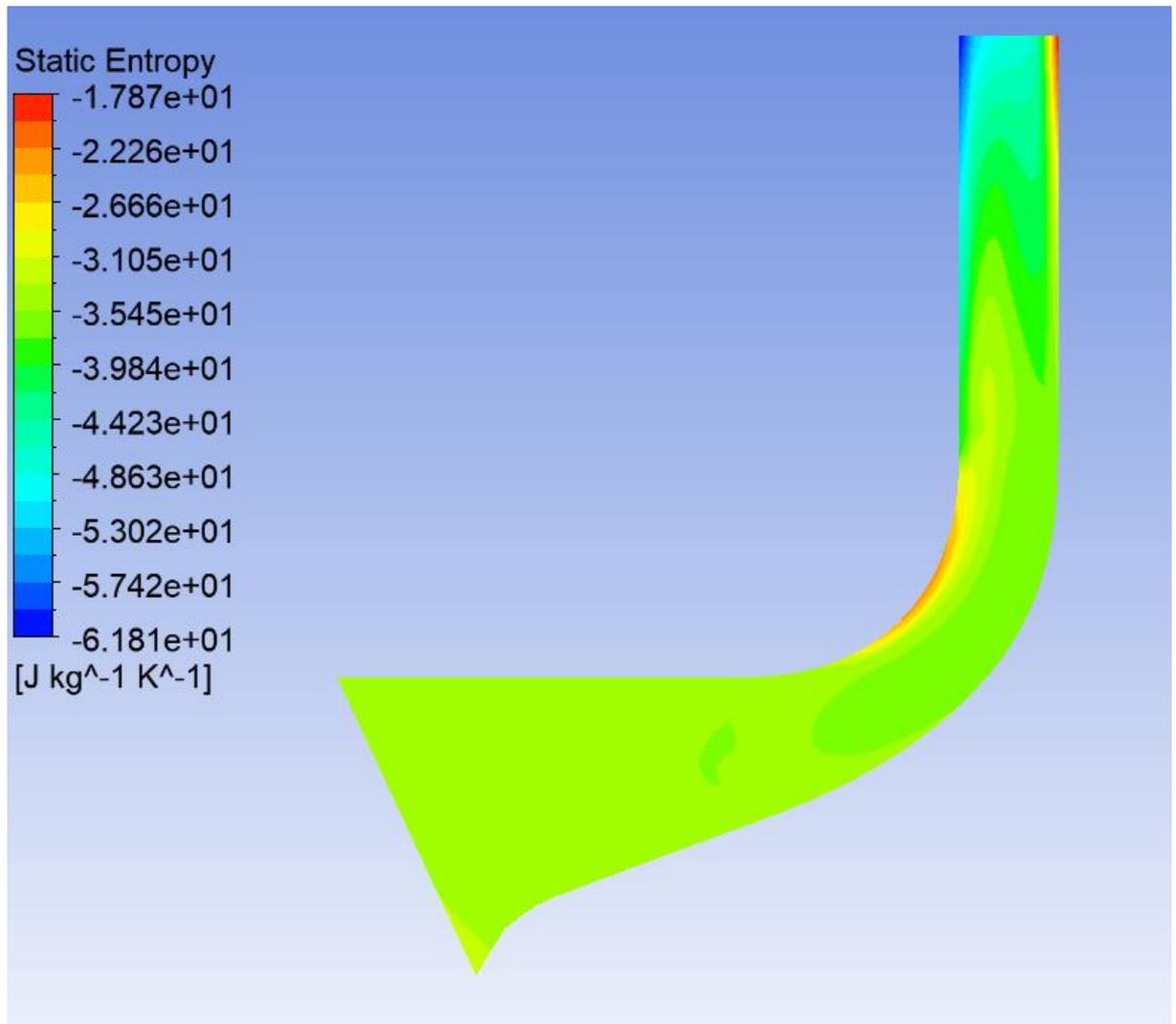
Entropie statique:

Figure V-18 : Distribution de l'entropie statique dans le plan méridien.

Figure montrant la variation de l'entropie dans le plan méridien pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min . on note la présence des pertes de l'énergie entre les aubes et le carter due à l'écoulement secondaire dans la section à laquelle le jeu existe.

V.5. Plan aube-à-aube

Pression statique:

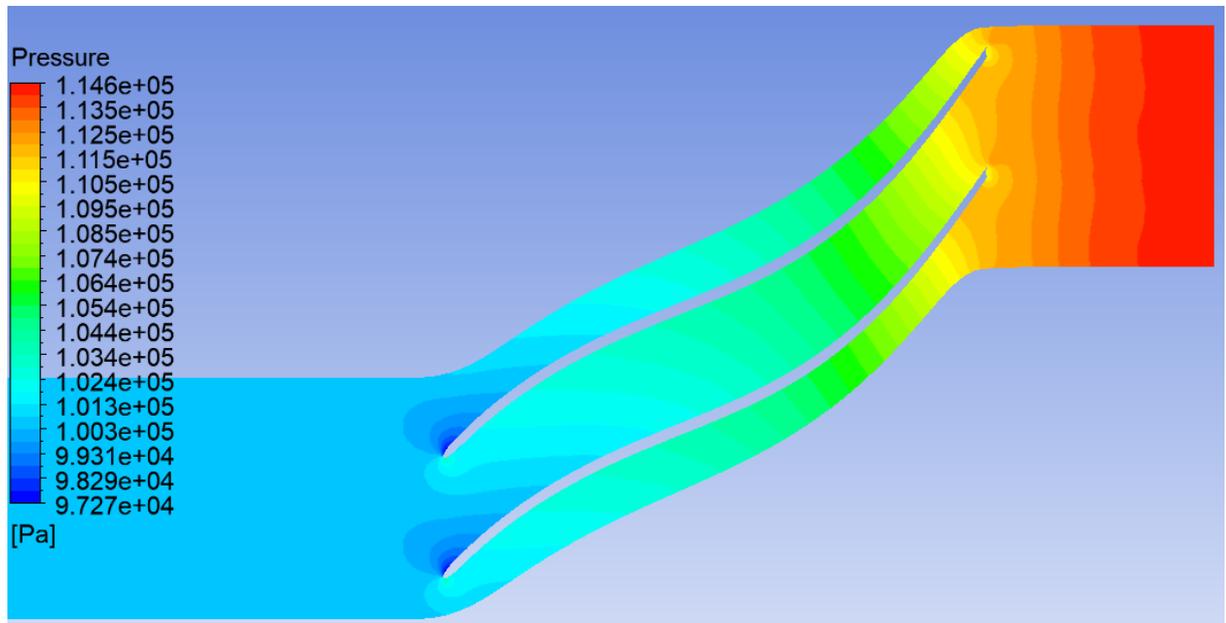


Figure V-19 : Distribution de pression statique dans le plan aube à aube.

Cette figure montrant la variation de pression statique dans le plan aube à aube pour un débit de 30 kg/s et une vitesse de 1862 tr/min .

L'évolution des isobares dans le plan aube-à-aube, peut expliquer les phénomènes suivants:

A l'entrée de la roue : la force de Coriolis et centrifuge dues à la rotation de la roue sont nulles, le gradient de pression est toujours positif de l'extrados d'une pale vers l'intrados de la pale suivante, et ce à cause de l'effet de la force centrifuge due à la courbure de la pale.

A la sortie de la roue : Il existe trois forces qui sont, la force d'inertie de la particule, la force centrifuge due à la courbure de la pale et la force de Coriolis. Mais, dans ce cas, la force centrifuge due à la courbure est nulle puisque son rayon est grand, donc la force centrifuge est toujours inférieure à celle de la force de Coriolis, et ce d'après l'équation de l'équilibre simplifiée dans le plan aube-à-aube que le gradient de pression reste positif.

Pression totale

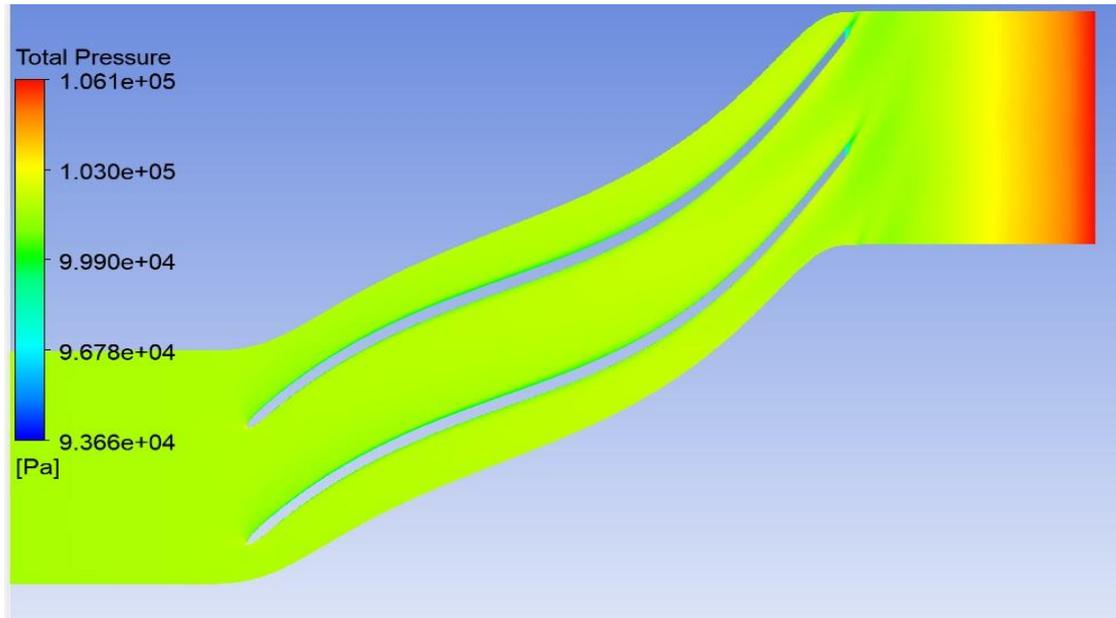


Figure V-20 : Distribution pression totale dans le plan aube à aube.

À l'entrée de la roue, le gaz est comprimé et son énergie cinétique est augmentée. Lorsque le gaz traverse la roue, les pales de la roue transfèrent de l'énergie cinétique de rotation au gaz, ce qui augmente sa vitesse et sa pression. La pression à la sortie de la roue est plus élevée qu'à l'entrée en raison de la force centrifuge générée par la rotation de la roue.

La vitesse :

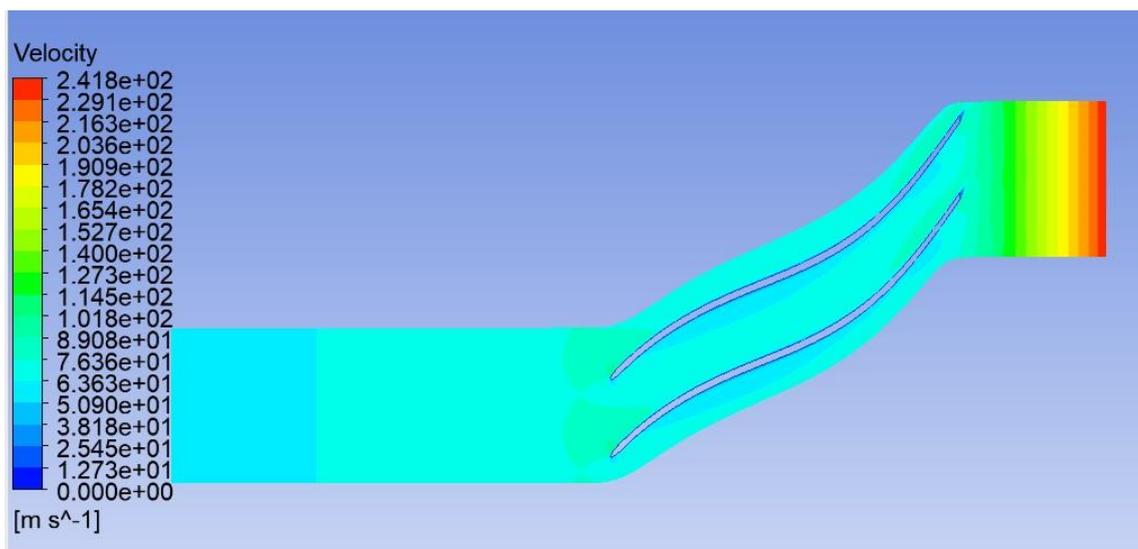


Figure V-21 : Distribution de champ de vitesse à 50% de la hauteur de l'aube dans le plan aube à aube.

En général, la vitesse du gaz augmente de l'entrée à la roue en raison de la force centrifuge générée par la rotation de la roue. Les pales de la roue transfèrent de l'énergie au gaz, augmentant sa vitesse et sa pression. La vitesse du gaz à la sortie de la roue est plus élevée qu'à l'entrée, en raison de la force centrifuge générée par la rotation de la roue.

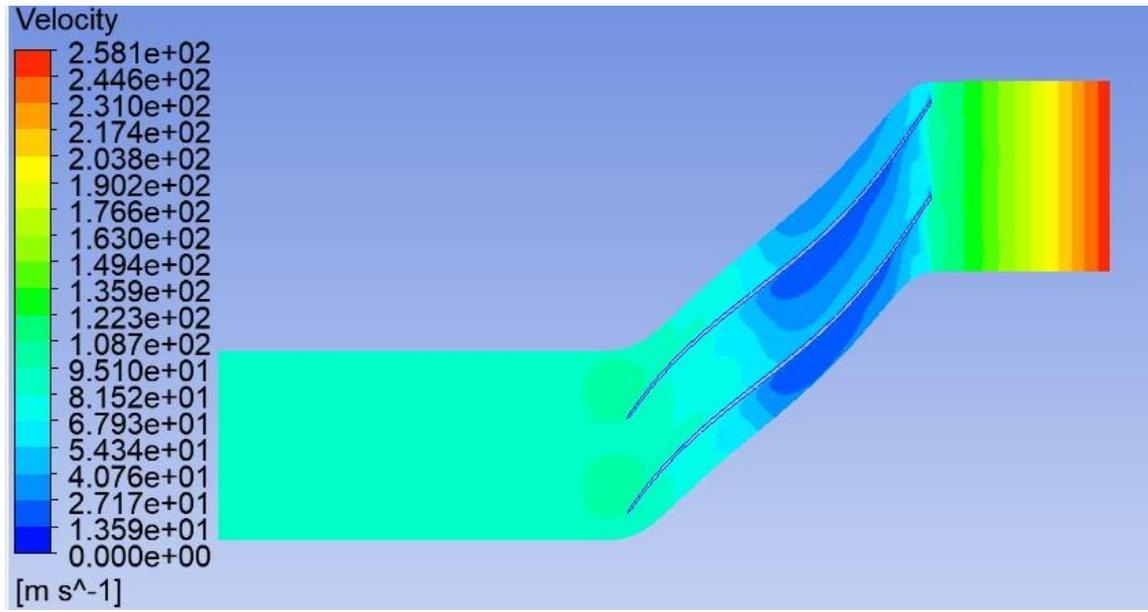


Figure V-22 : Distribution de champ de vitesse à 97% de la hauteur de l'aube dans le plan aube à aube.

L'effet du jeu de la pale sur la vitesse de l'air est visible sur cette figure, cela peut s'expliquer par l'échappement de courants d'air entre la pale et le carter, ces courants d'air ont une influence sur les performances de l'étage du compresseur.

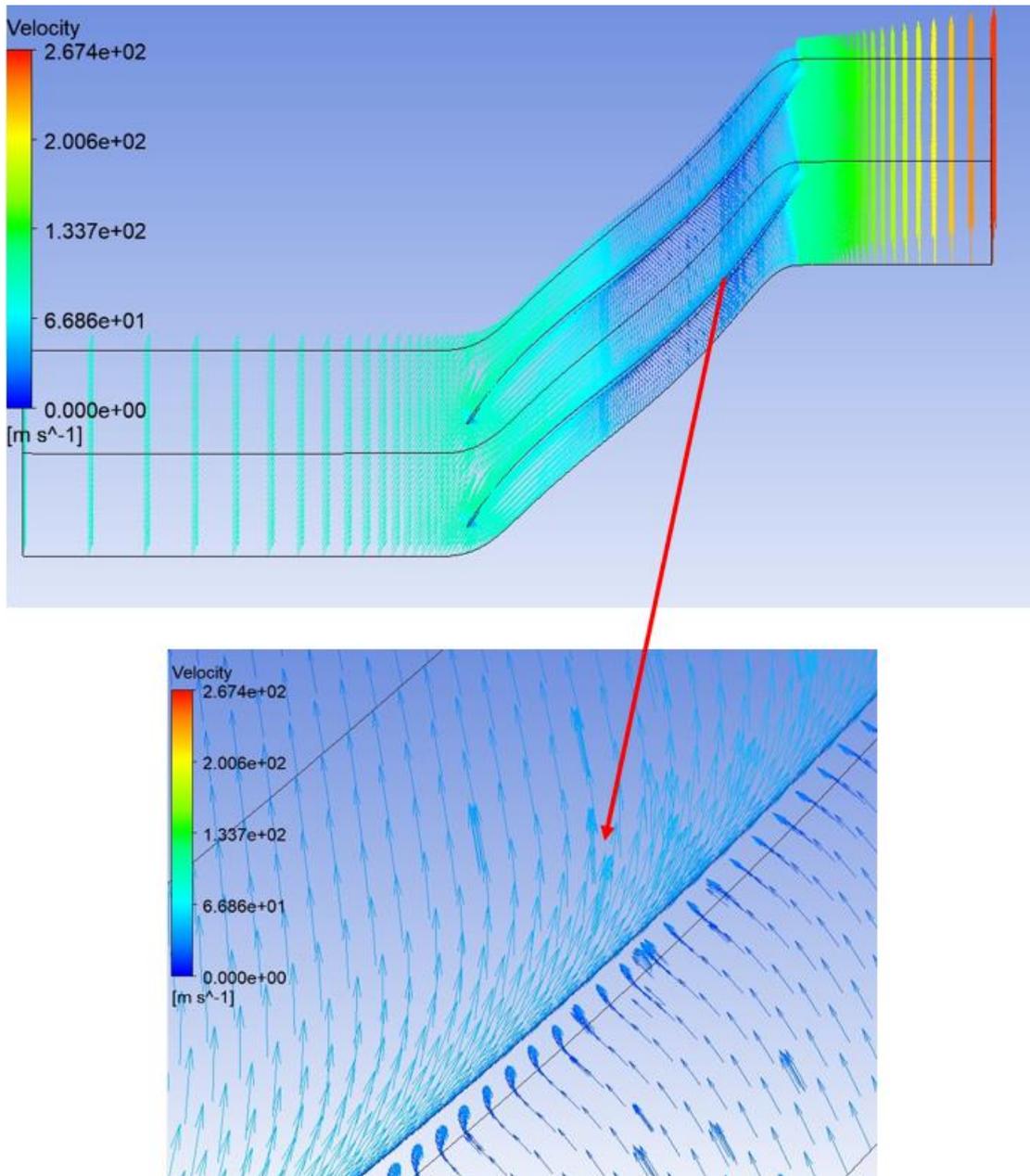


Figure V-23 : Distribution de vecteurs vitesses dans le plan aube à aube.

On a observé dans cette figure le changement de sens de vecteurs vitesses ce qui montre le décollement de l'écoulement dans la zone à laquelle le jeu existe, c'est-à-dire l'existence d'un écoulement secondaire.

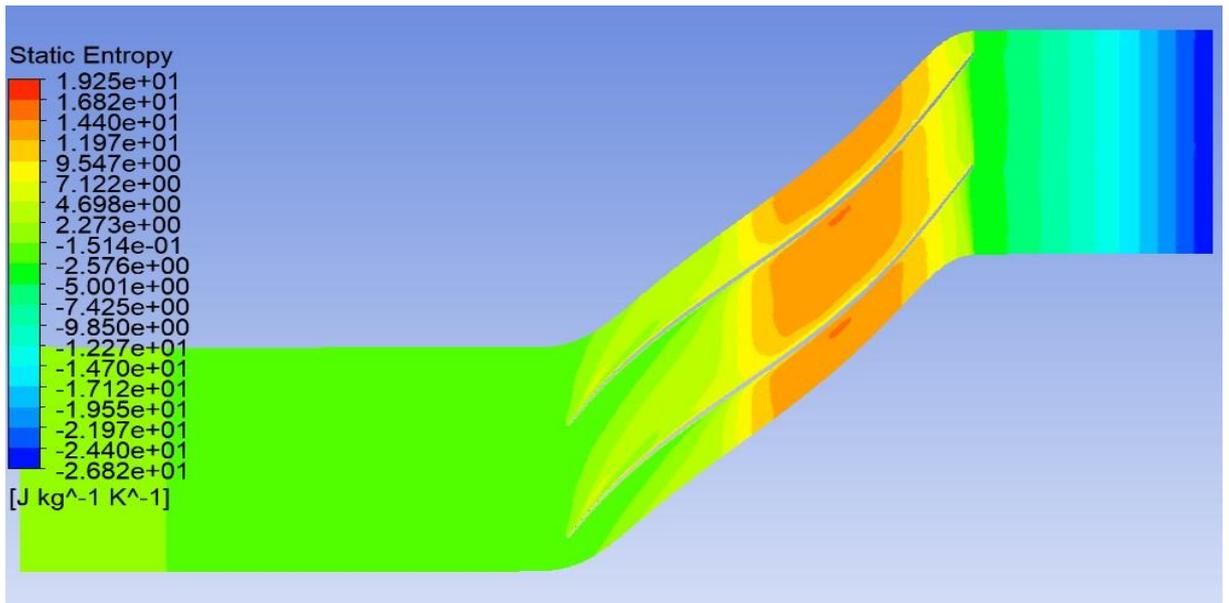


Figure V-24 : Distribution de l'entropie statique dans le plan aube à aube.

V.6. Plan orthogonal

On définit des plans le long de l'axe de l'aube de compresseur pour visualiser les variations de l'entropie et l'évolution et le point de création de sillage derrière l'aube du compresseur ainsi que le décollement de l'écoulement sur la surface normale à la corde de l'aube, ces plans sont triés avec l'ordre suivant :

Tableau V-2 : : les positions des plans orthogonales.

Plan	Positions en fonction de la ligne de l'aube
1	10%
2	50%
3	80%
4	98%

Ces profils sont affichées dans la figure suivante :

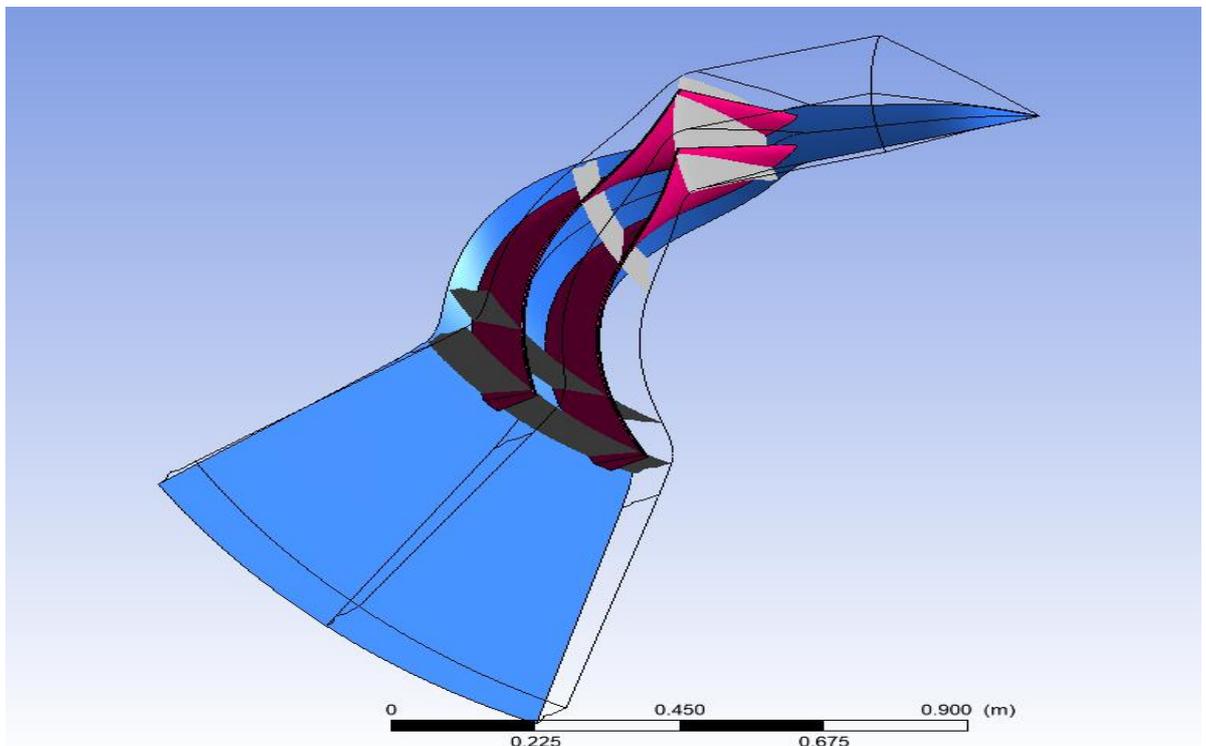


Figure V-25 : Différents positions plan orthogonale de la roue du compresseur.

Les champs de variation de l'entropie selon le plan d'affichage sont comme suit :

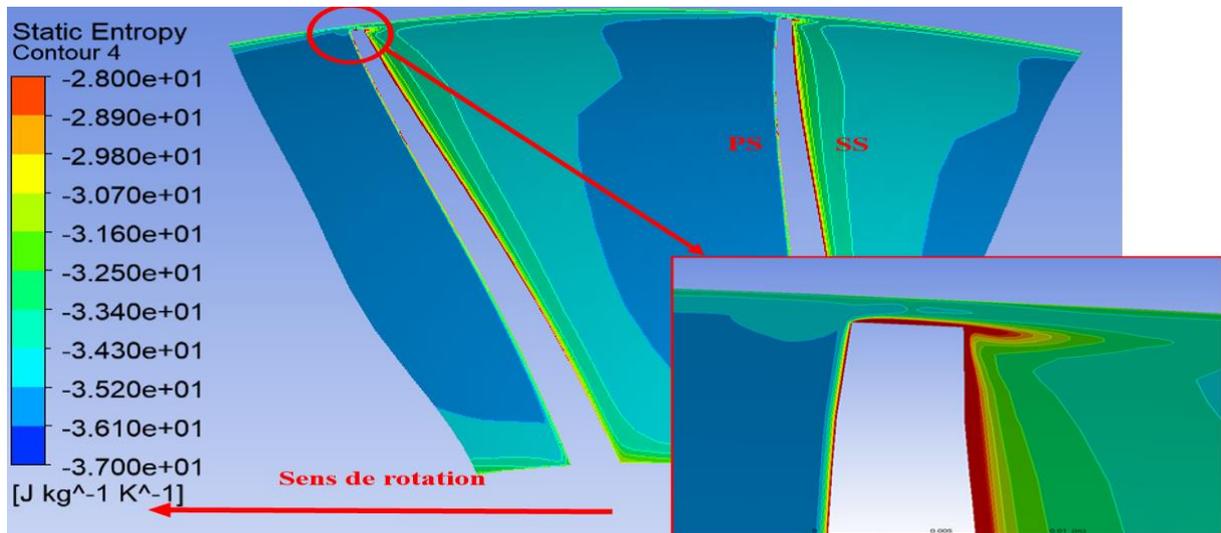


Figure V-26 : Distribution de l'entropie statique à position 10% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.

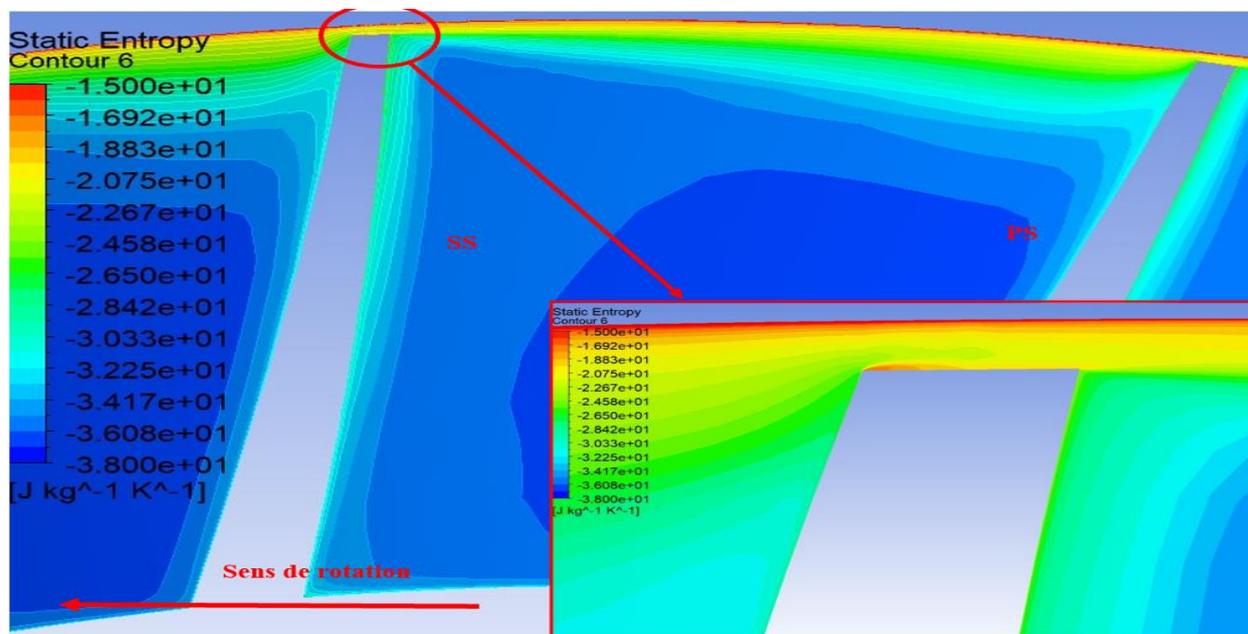


Figure V-27 : Distribution de l'entropie statique à position 50% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.

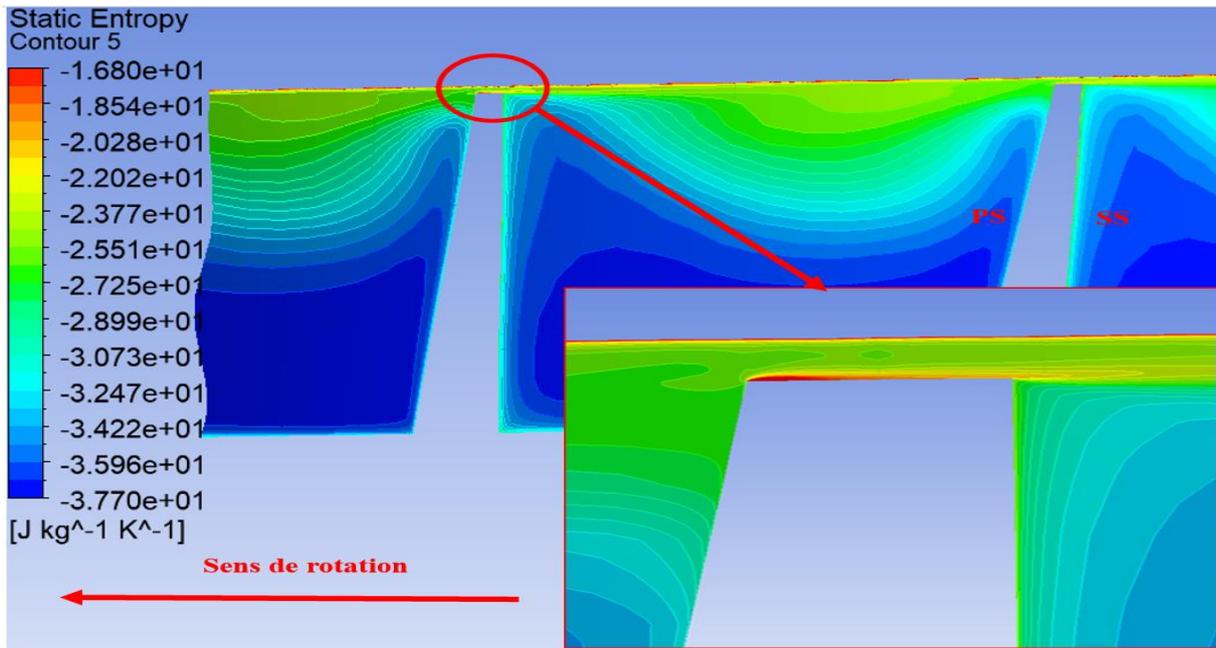


Figure V-28 : Distribution de l'entropie statique à position 80% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.

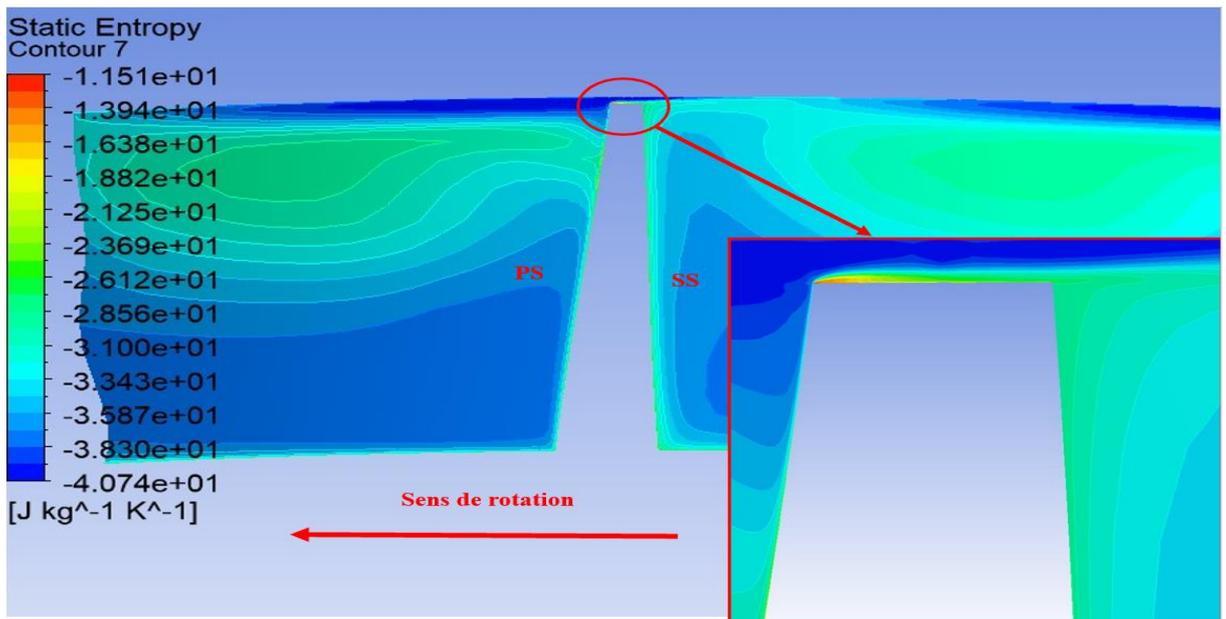


Figure V-29 : Distribution de l'entropie statique à position 98% de la ligne de l'aube dans le plan orthogonale.

Dans ces figures, on remarque que la taille des turbulents augmente en fonction de la position sur la ligne de l'aube de compresseur, ce dernier peut être expliqué par l'effet de l'écoulement secondaire de l'air passant entre l'aube rotor et le carter, ce sillage devient de

plus en plus important en plus qu'on s'éloigne de l'entrée de l'étage. Il y existe aussi un facteur ;c'est l' augmentation du force centrifuge due à la vitesse de rotation.

Pression statique à l'entrée du passage :

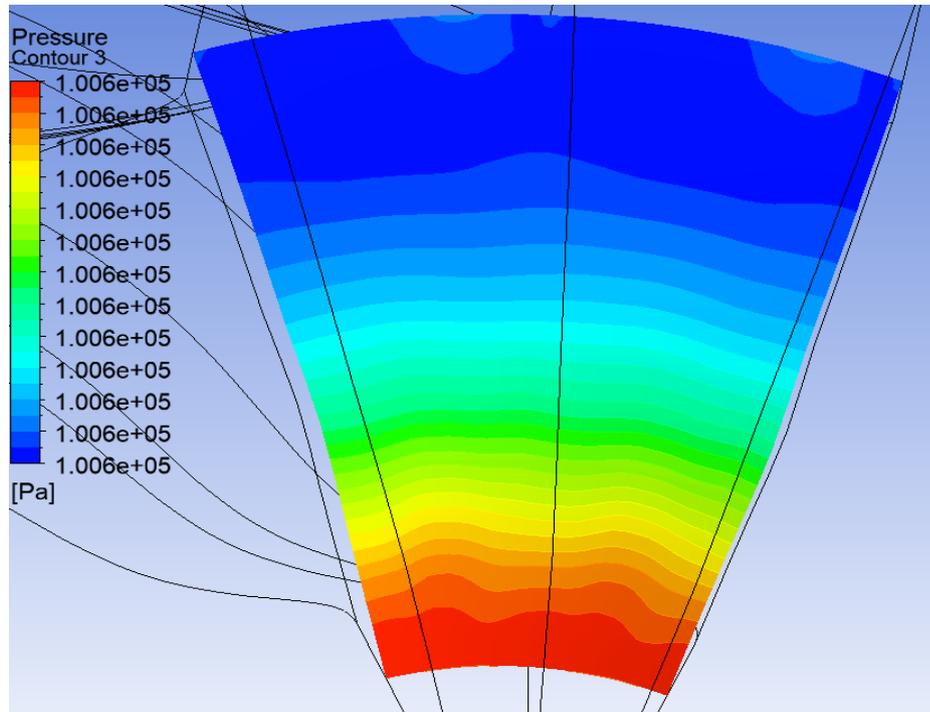


Figure V-30 : Distribution de la pression statique à l'entrée de la roue du compresseur centrifuge.

Cette figure représente la variation de la pression statique à l'entrée de la roue du compresseur centrifuge, la pression à l'entrée est constante et uniforme comme l'échelle affiche.

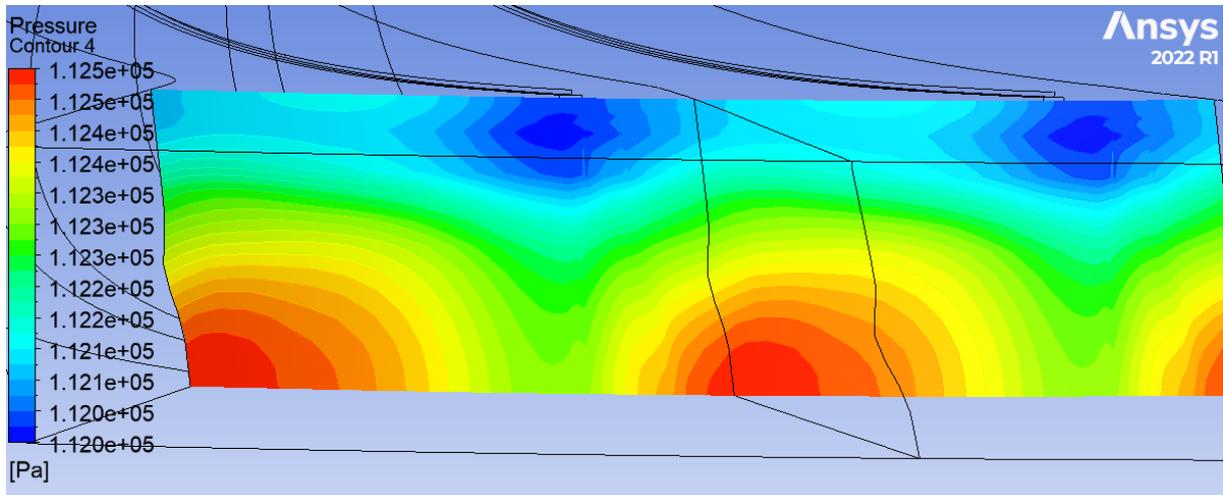
Pression statique à la sortie du passage :

Figure V -31 : Distribution de la pression statique à l'entrée de la roue du compresseur centrifuge.

Cette figure représente la variation de la pression statique à la sortie de la roue du compresseur centrifuge, cette pression n'est pas uniforme le long de section de sortie due au jet (zones rouges) , et sillage (zones bleus) comme indiqué dans la partie théorique.

V.7.L'effet de la variation de la vitesse de rotation

1-sur la distribution des pressions sur les aubes

Les deux figures ci-dessous montrent la distribution de la pression totale et statique sur les aubes pour un débit d'air $\dot{m} = 30 \text{ kg/s}$ et pour Trois vitesses de rotation 960 Tr/min(50%Rpm max), 1344 tr/min(70%Rpm max) et 1728Tr/min(90%Rpm max).

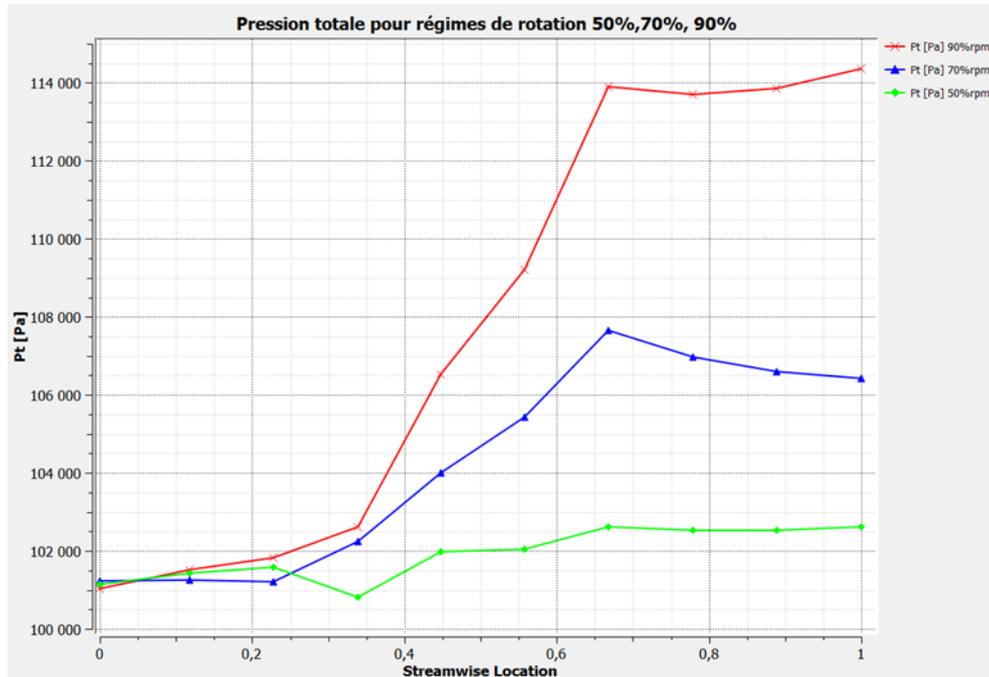


Figure V-32 : Courbe de variation de pression totale pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.

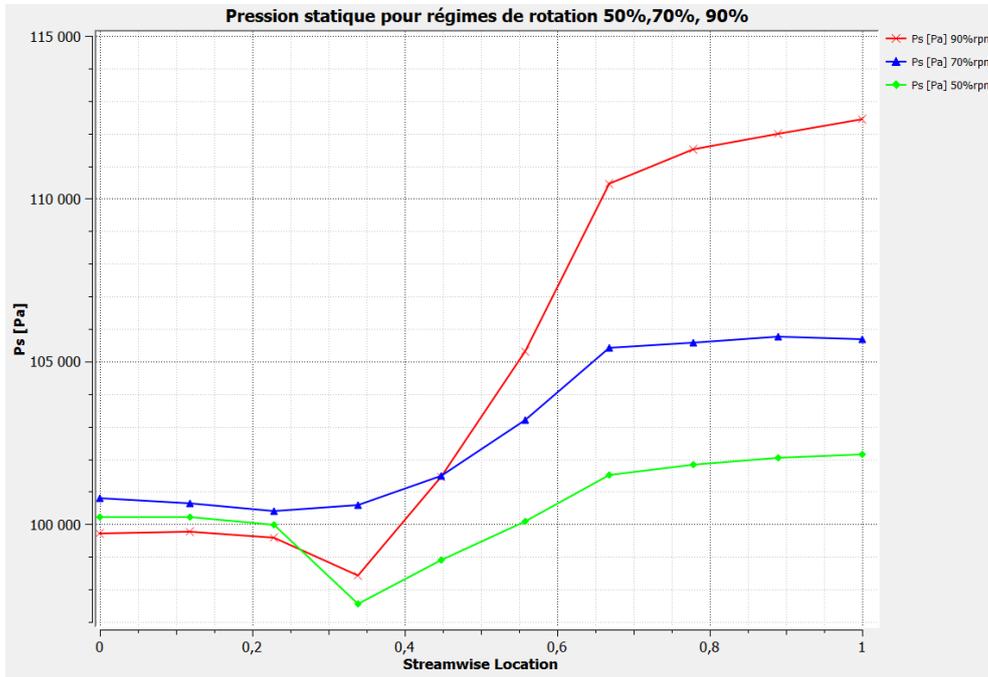


Figure V-33 : Courbe de variation de pression statique pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.

D’après ces deux figures ci-dessous, nous remarquons que la distribution de la pression totale et statique pour l’aube, prend un profil de distribution plus élevée dans le cas où la vitesse de rotation est de 1728 Tr/min par rapport à celle égale à 1344 Tr/min et 960Tr/min. D’autre part, l’effet de l’augmentation de la vitesse de rotation va augmenter aussi la distribution de la pression dans les aubes du compresseur.

2-sur la distribution des Températures sur les aubes

Les deux figures ci-dessous montrent la distribution de la température totale et statique sur les aubes pour un débit d’air $m' = 30 \text{ kg/s}$ et pour Trois vitesses de rotation 960 Tr/min(50%Rpm max), 1344 tr/min(70%Rpm max) et 1728Tr/min(90%Rpm max).

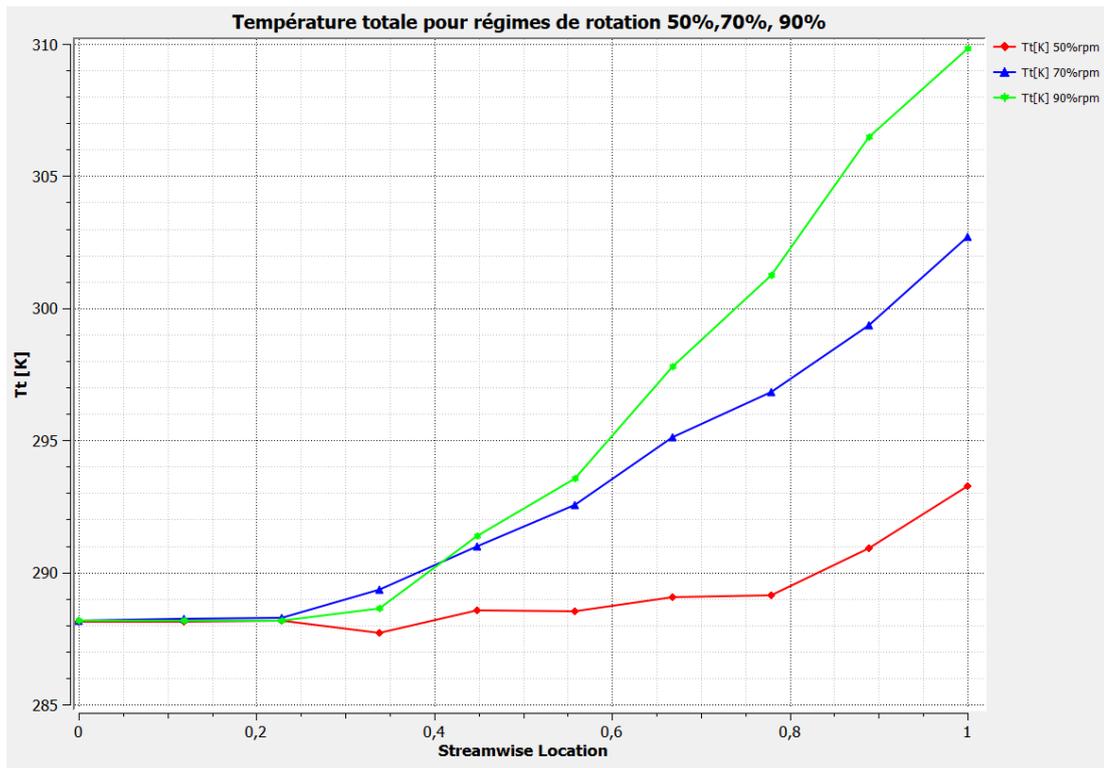


Figure V-34 : Courbe de variation de température totale pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.

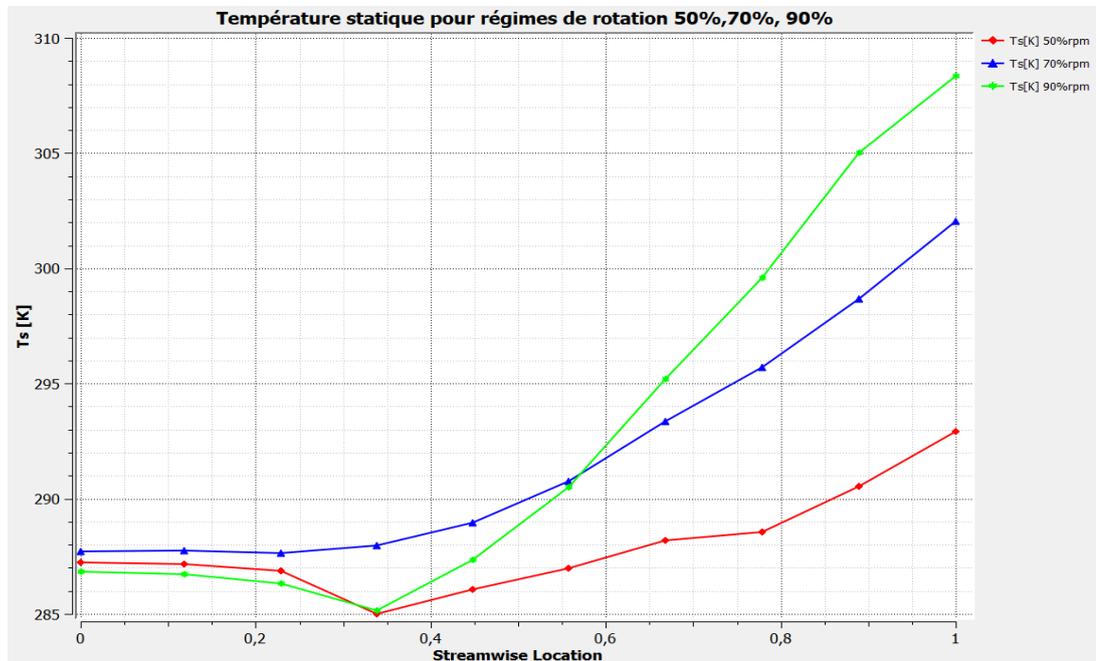


Figure V-35 : Courbe de variation de température statique pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.

D'après ces deux figures ci-dessous, nous remarquons que la distribution de la température totale et statique le long de l'aube, prend un profil de distribution plus élevée dans le cas où la vitesse de rotation est de 1728 Tr/min par rapport à celle égale à 1344 Tr/min et 960 Tr/min. D'autre part, l'effet de l'augmentation de la vitesse de rotation va augmenter aussi la distribution de la pression dans les aubes du compresseur.

3-sur la distribution de nombre de Mach sur les aubes

Les deux figures ci-dessous montrent la distribution de nombre de Mach relative et absolue sur les aubes pour un débit d'air $m' = 30 \text{ kg/s}$ et Trois vitesses de rotation 960 Tr/min(50%Rpm max), 1344 tr/min(70%Rpm max) et 1728Tr/min(90%Rpm max).

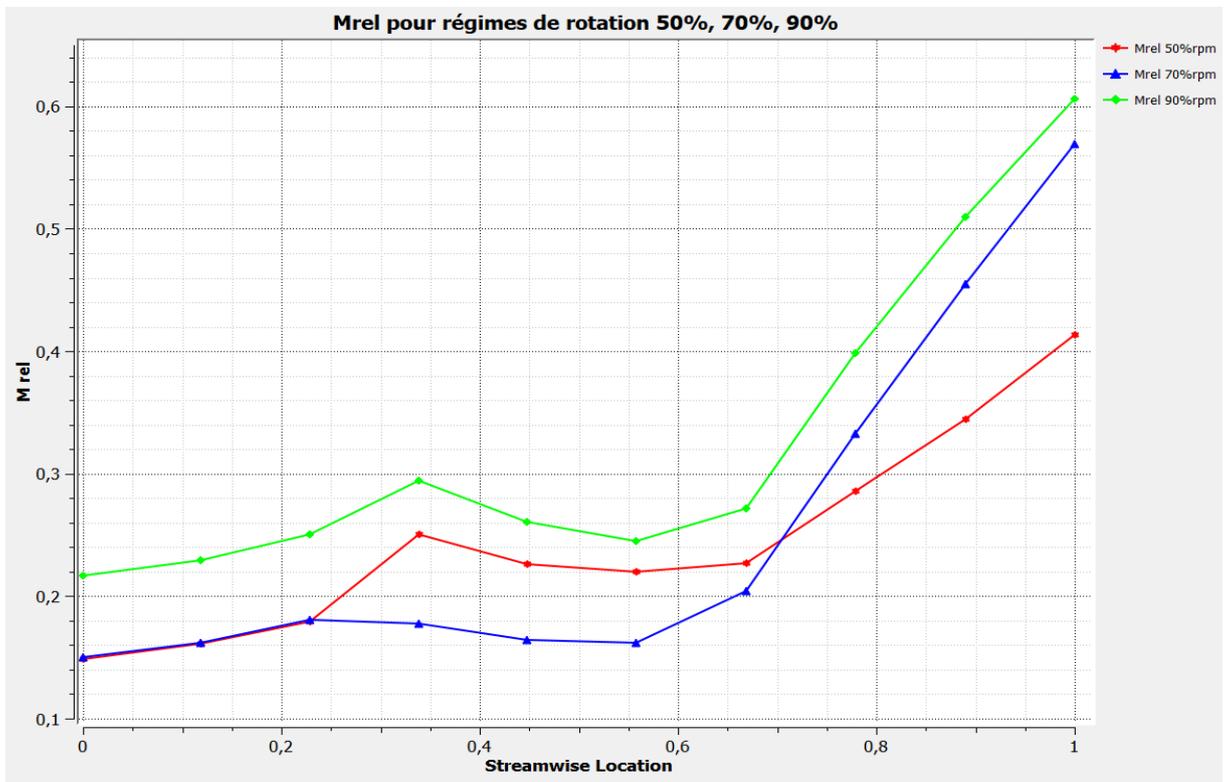


Figure V-36 : Courbe de variation de nombre de Mach relative pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.

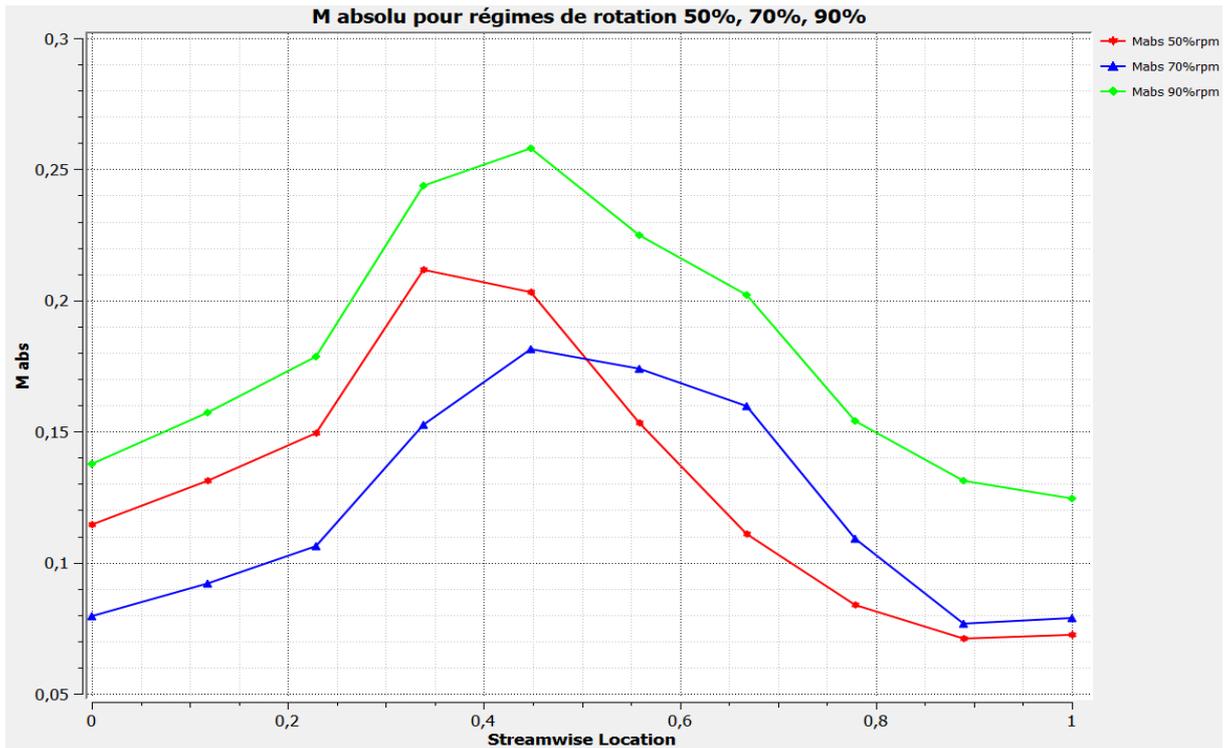


Figure V-37 : Courbe de variation de nombre da Mach absolue pour 3 vitesses différents à débit massique 30 kg/s.

D’après cettes deux figures ci-dessous, nous remarquons que la distribution de nombre de Mach relative et absolue pour l'aube, prend un profil de distribution plus élevée dans le cas où la vitesse de rotation est de 1728 Tr/min par rapport à celle égale à 1344 Tr/min et 960Tr/min. D’autre part, l’effet de l’augmentation de la vitesse de rotation va augmenter aussi la distribution de la pression dans les aubes du compresseur .

V.8.L’effet de la variation du débit massique

1-sur la distribution de la pression dans les aubes du compresseur

Les deux figures ci-dessous représentent la distribution de la pression totale et statique sur l'aube et pour des débits d’air $m' = 25 \text{ kg/s}$, $m' = 30 \text{ kg/s}$, $m' = 35 \text{ kg/s}$ et $m' = 40 \text{ kg/s}$ à la vitesse de rotation 1862 tr/min.

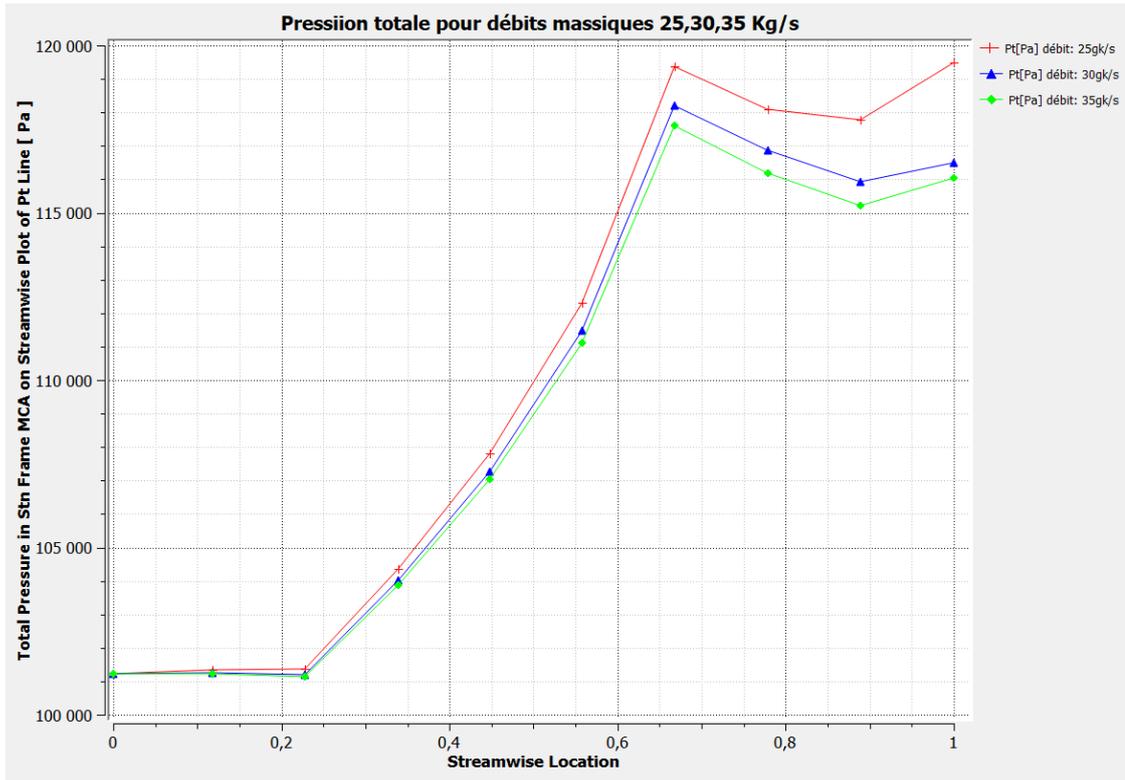


Figure V-38 : Courbe de variation de pression totale pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.

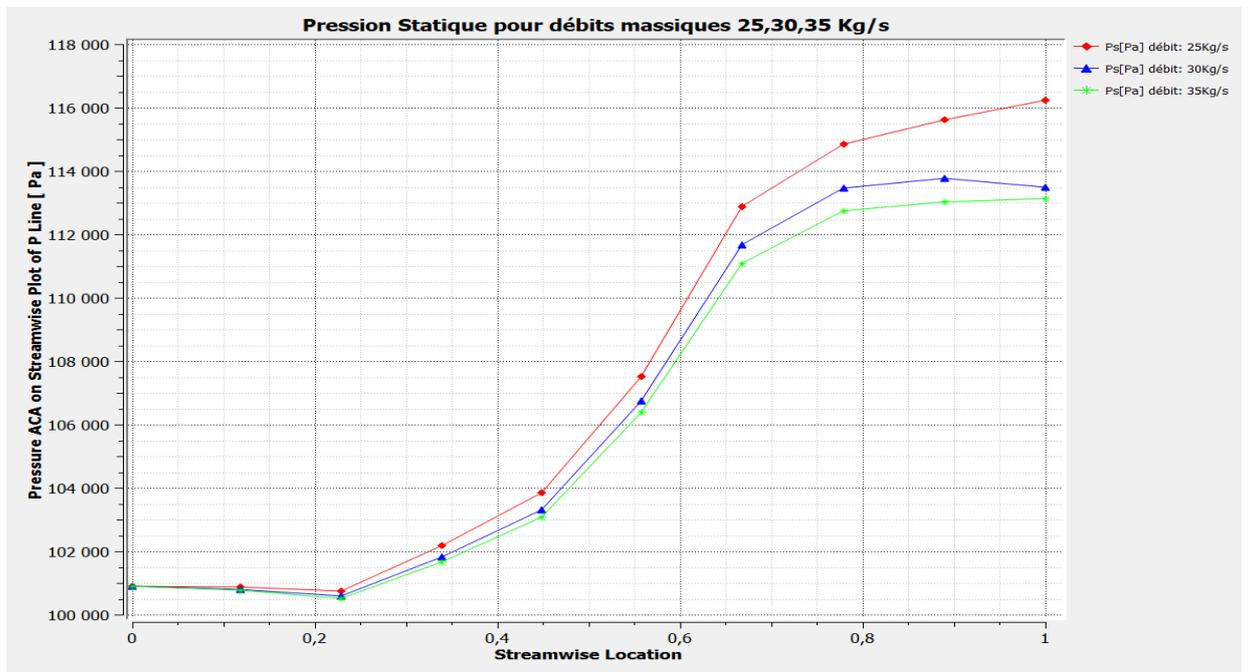


Figure V-39 : Courbe de variation de pression statique pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.

Nous observons que le profil de distribution de la pression totale et statique varie légèrement en fonction du débit d'air, cependant on note une diminution de la pression due à l'augmentation du débit.

2-sur la distribution de la Température dans les aubes du compresseur

Les deux figures ci-dessous représentent la distribution de la température totale et statique sur l'aube et pour des débits d'air $\dot{m} = 25 \text{ kg/s}$, $\dot{m} = 30 \text{ kg/s}$, $\dot{m} = 35 \text{ kg/s}$ et $\dot{m} = 40 \text{ kg/s}$ à la vitesse de rotation 1862 tr/min.

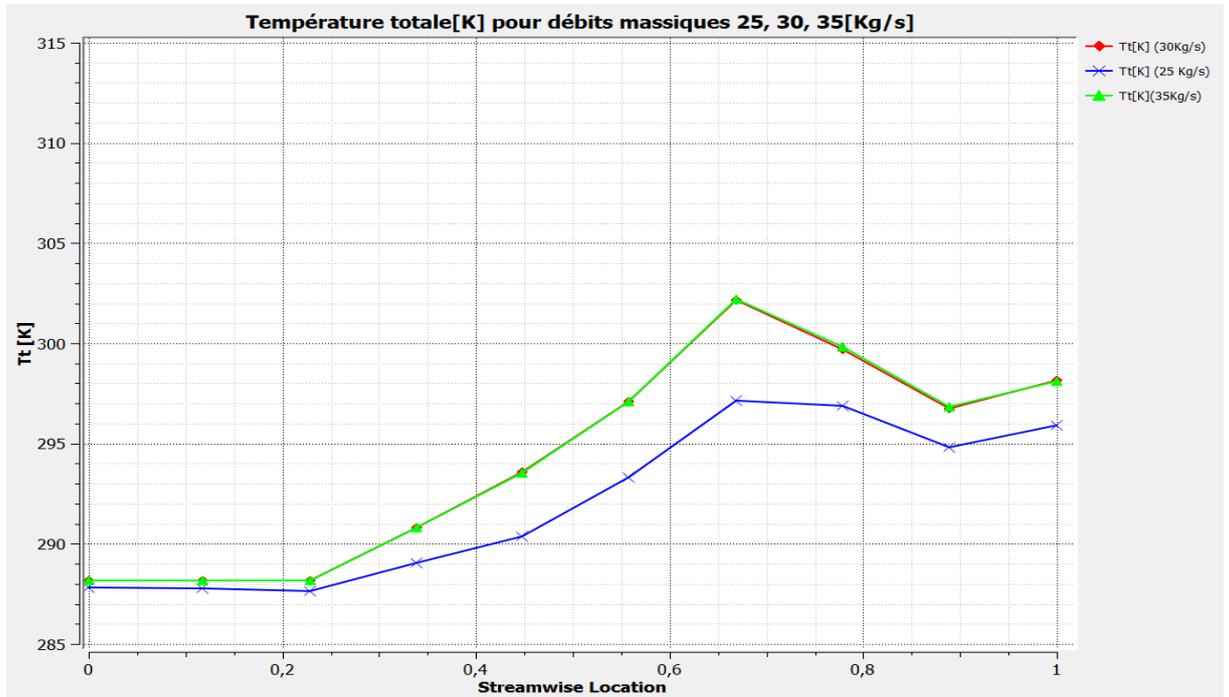


Figure V-40 : Courbe de variation de température totale pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.

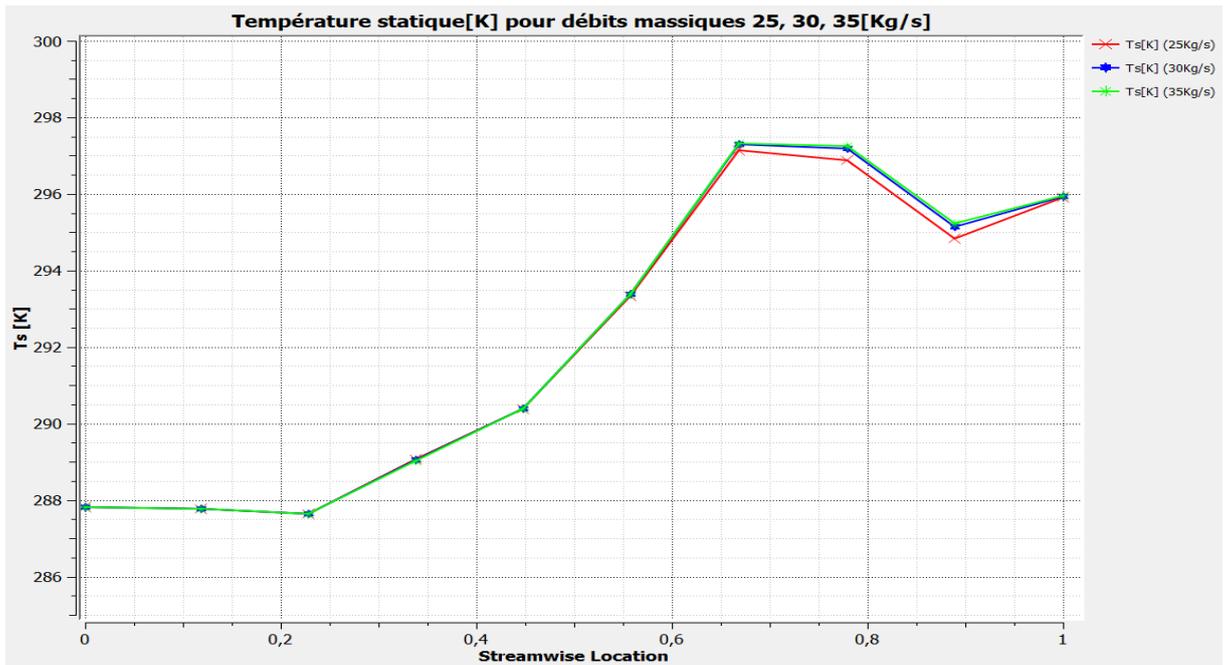


Figure V-41 : Courbe de variation de température statique pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.

Nous observons que le profil de distribution de la température totale et statique varie légèrement en fonction du débit d'air, cependant on note une diminution de la pression due à l'augmentation du débit.

3-sur la distribution de nombre de Mach dans les aubes du compresseur

Les deux figures ci-dessous représentent la distribution de nombre de Mach relative et absolue sur l'aube et pour des débits d'air $\dot{m} = 25 \text{ kg/s}$, $\dot{m} = 30 \text{ kg/s}$, $\dot{m} = 35 \text{ kg/s}$ et $\dot{m} = 40 \text{ kg/s}$ à la vitesse de rotation 1862 tr/min.

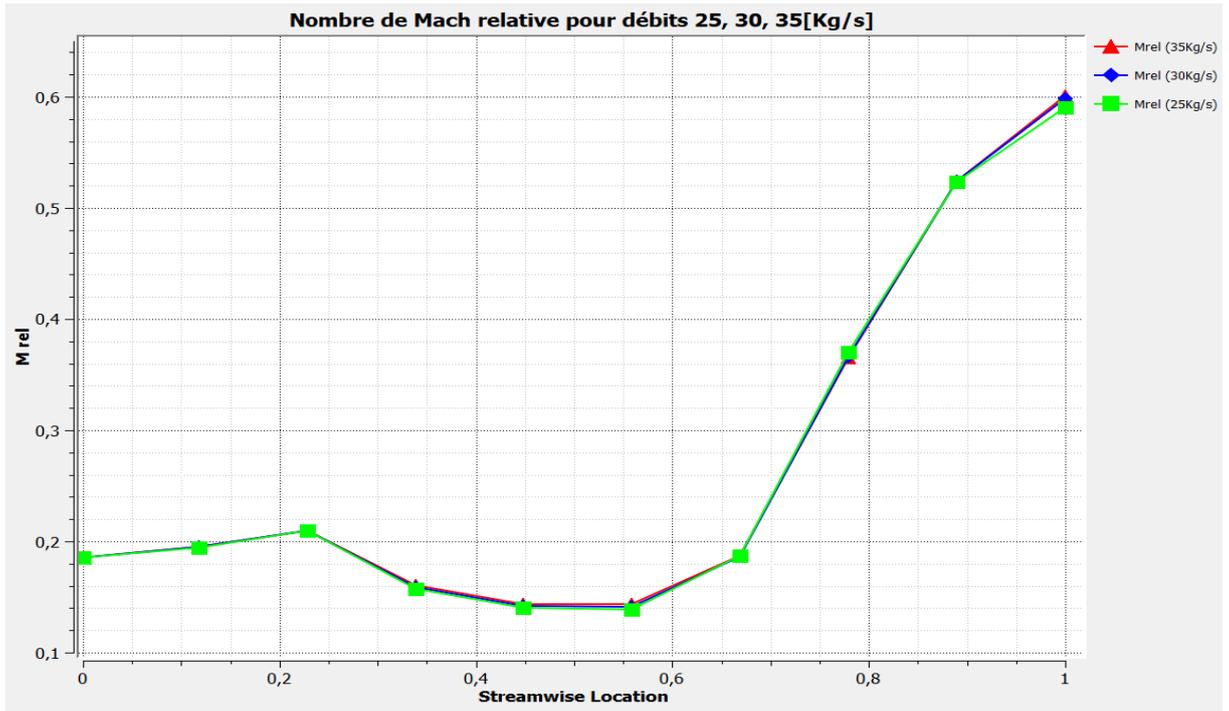


Figure V-42 : Courbe de variation de nombre de Mach relative pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.

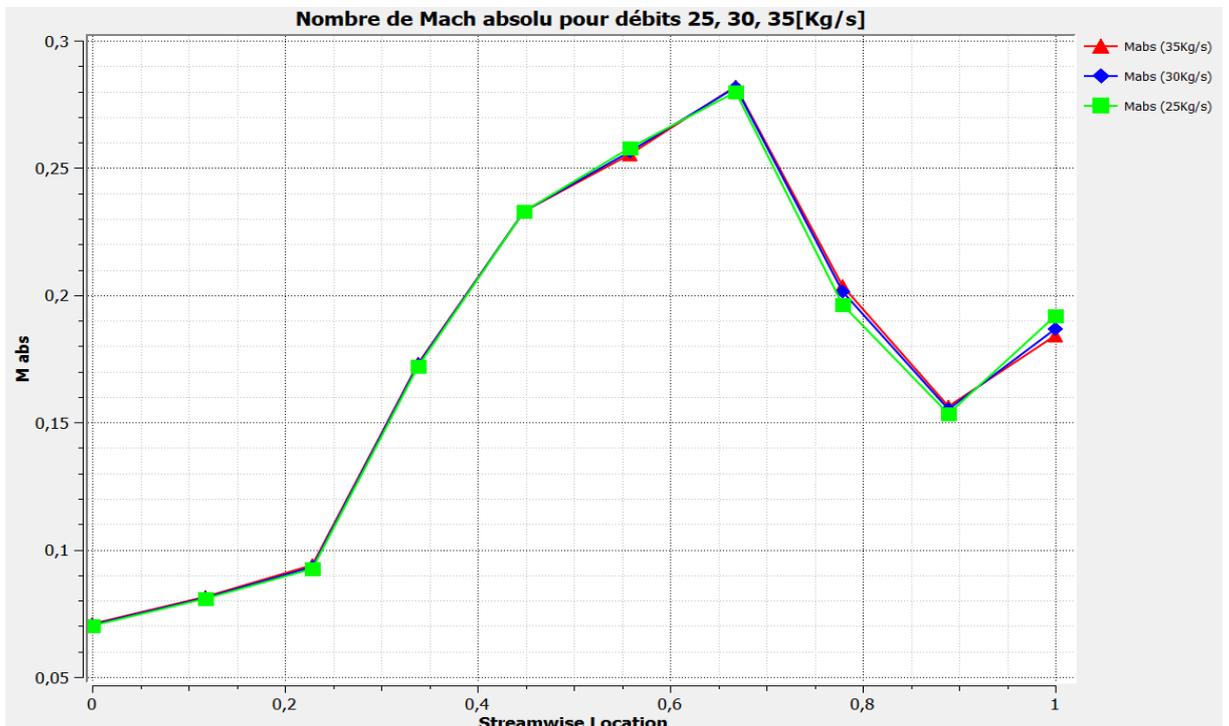


Figure V-43 : Courbe de variation de nombre de Mach absolue pour 3 débits différents à vitesse de rotation 1862 tr/min.

Nous observons que le profil de distribution de nombre de Mach relative et absolue varie légèrement en fonction du débit d'air, cependant on note une diminution de la pression due à l'augmentation du débit.

V.9.Optimisation mono objective manuelle

Dans cet article, nous allons examiner les résultats et les performances de notre étage du compresseur en variant le jeu roue-carter, cela fait partie de l'optimisation mono objective mais le travail sera fait d'une manière manuelle. Le but de cet essai est de comparer les performances pour prédire la position de jeu optimale ainsi que l'effet du jeu sur le rendement et le taux de compression de notre compresseur.

Voici les résultats obtenus afin de lancer les simulations en gardant les mêmes paramètres de débit massique, vitesse de rotation et le maillage.

Tableau V-3 : Résultats des calculs pour le jeu 50%.

Rotational Speed	194.9880	[radian s ⁻¹]
Tip Diameter	1.5214	[m]
Tip Speed	148.3270	[m s ⁻¹]
Mass Flow Rate	23.7780	[kg s ⁻¹]
Power	218700.0000	[W]
Inlet Flow Coefficient	0.0586	
Total Pressure Ratio	1.1515	
Total Temperature Ratio	1.0307	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	97.2607	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	97.3286	
Polytropic Head	8951.8700	[J kg ⁻¹]
Polytropic Head Coefficient	0.4069	

Tableau V-4 : Résultats des calculs pour le jeu 100%.

Rotational Speed	194.9880	[radian s ⁻¹]
Tip Diameter	1.5214	[m]
Tip Speed	148.3270	[m s ⁻¹]
Mass Flow Rate	23.6791	[kg s ⁻¹]
Power	219617.0000	[W]
Inlet Flow Coefficient	0.0583	
Total Pressure Ratio	1.1407	
Total Temperature Ratio	1.0310	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	96.6187	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	96.6969	
Polytropic Head	8968.3700	[J kg ⁻¹]
Polytropic Head Coefficient	0.4076	

Tableau V-5 : Résultats des calculs pour le jeu 50%.

Rotational Speed	194.9880	[radian s ⁻¹]
Tip Diameter	1.5214	[m]
Tip Speed	148.3270	[m s ⁻¹]
Mass Flow Rate	24.0832	[kg s ⁻¹]
Power	236978.0000	[W]
Inlet Flow Coefficient	0.0593	
Total Pressure Ratio	1.1065	
Total Temperature Ratio	1.0329	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	92.1441	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	92.2804	
Polytropic Head	9080.3900	[J kg ⁻¹]
Polytropic Head Coefficient	0.4127	

Pour mieux comprendre ces valeurs, Voici le champ de variation de l'entropie statique pour les trois cas, ces figures représentent le champs de l'entropie statique à la position de 97% de la hauteur de l'aube dans le plan aube à aube et dans le plan méridien.

Affichage dans le plan aube à aube :

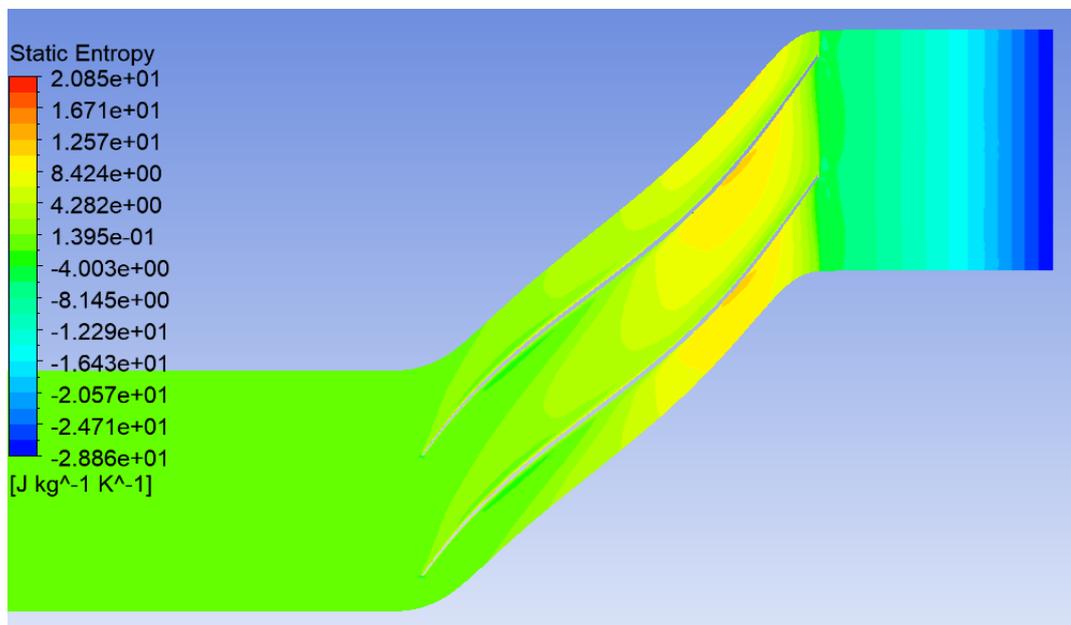


Figure V-44 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 50% du jeu dans le plan aube à aube.

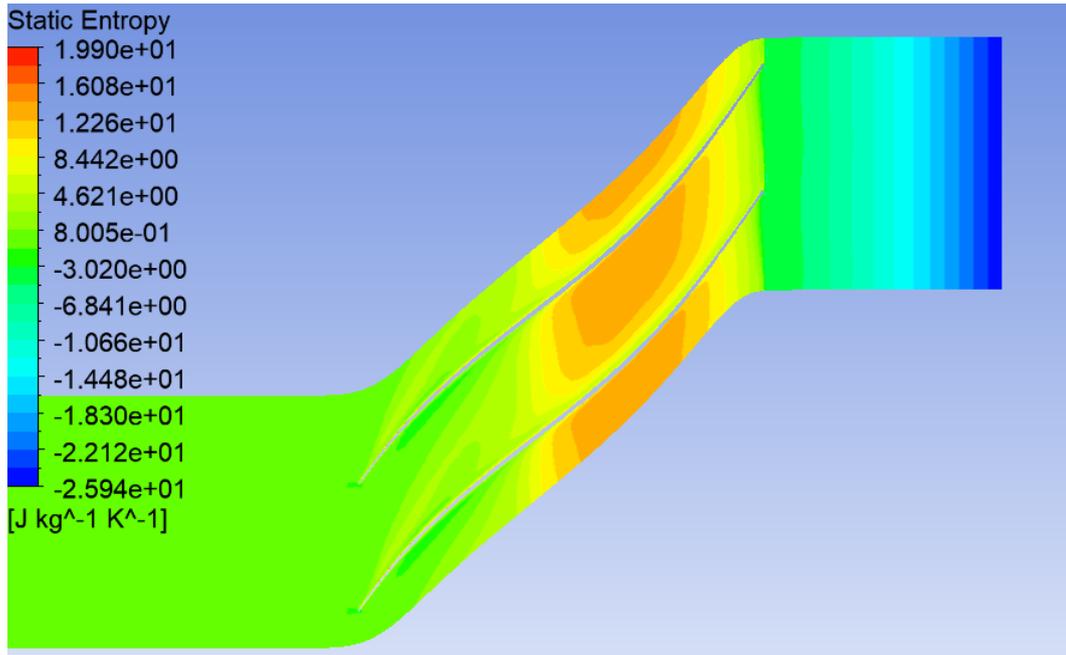


Figure V-45 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 100% du jeu dans le plan aube à aube.

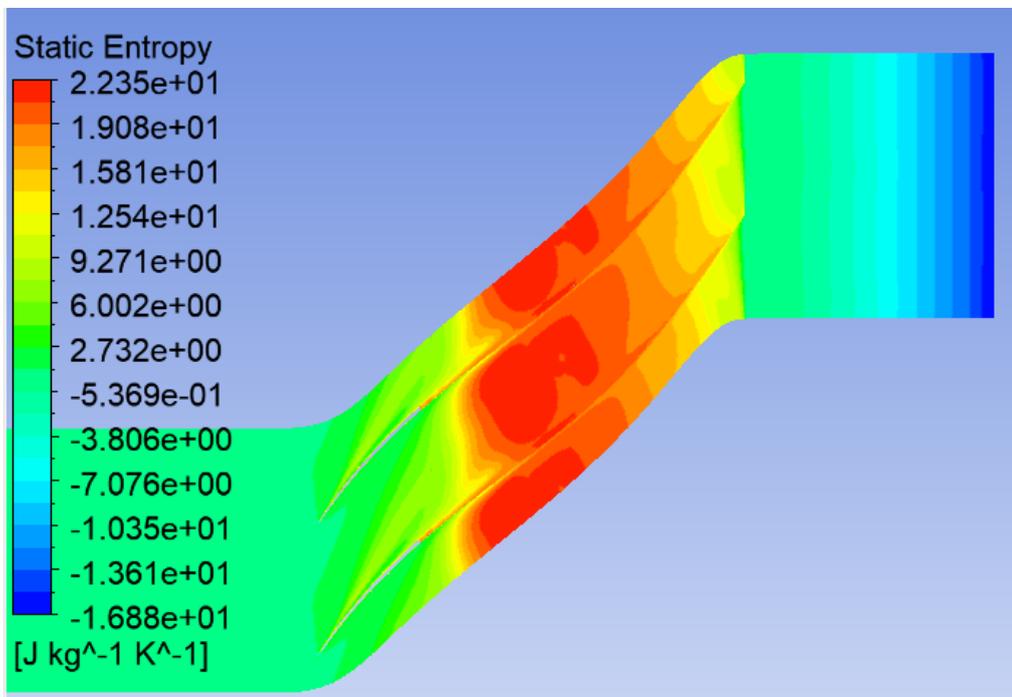


Figure V-46 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 200% du jeu dans le plan aube à aube.

Nous remarquons d'après ces figures que la couleur rouge est plus présente lorsqu'on augmente la valeur du jeu, ceci peut expliquer l'augmentation des pertes ainsi que la diminution des performances de compresseur tels que le taux de compression et l'efficacité (rendement) de la machine, comme vu dans la partie théorique.

Affichage dans le plan méridien :

Cette figure illustre la variation de l'entropie statique pour le jeu 2.54mm (100%)

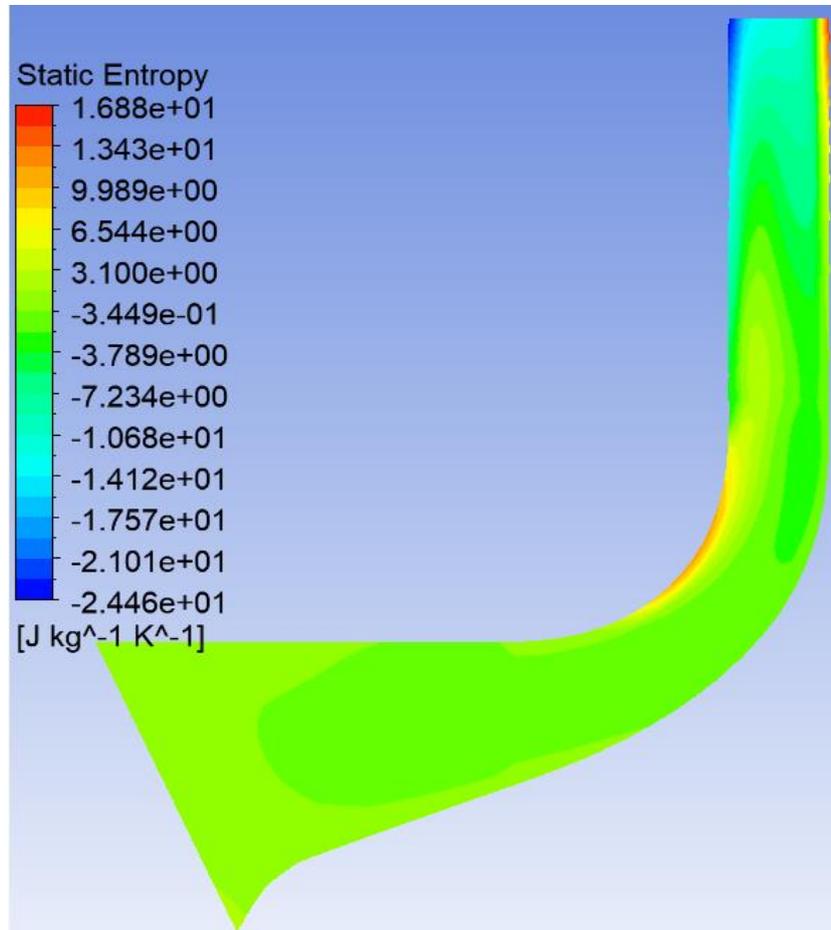


Figure V-47 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 100% du jeu dans le plan méridien.

Cette figure illustre la variation de l'entropie statique pour le jeu 1.27mm (50%)

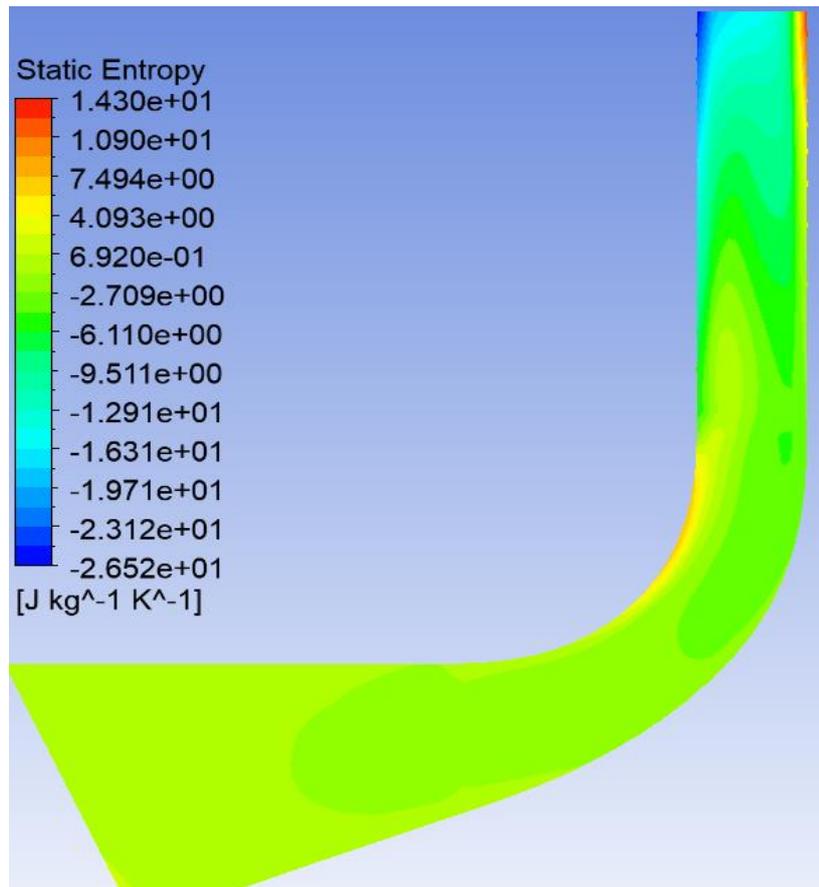


Figure V-48 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 50% du jeu dans le plan méridien.

Cette figure illustre la variation de l'entropie statique pour le jeu 5.08mm (200%)

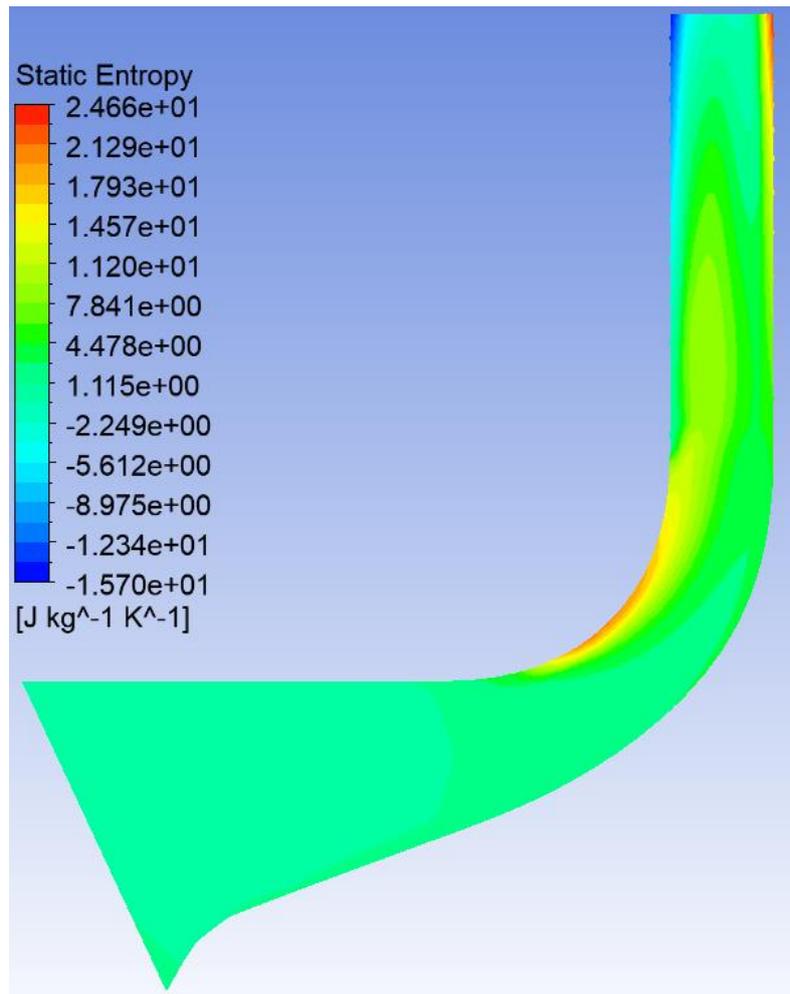


Figure V-49 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique à 200% du jeu dans le plan méridien.

Après ces figures, nous constatons que l'entropie statique augmente parallèlement à l'augmentation du jeu de la pointe, cela peut être expliqué par les pertes de frottement dans l'interaction entre l'écoulement principale et l'écoulement secondaire donc pour plus de jeu, il y a plus de perte d'énergie par conséquent une performance inférieure.

V.10.Résultats de l’optimisation mono objective

Après les 256 simulations et 5 jours de calculs continues, en arrive finalement à observer le résultat de l’optimisation effectuée ainsi que ses résultats comme présenté dans les captures suivantes :

Tableau V-6 : Les résultats de l’optimisation mono-objective.

Table of Schematic C2: Optimization				
	A	B	C	D
1	Name	P1 - SHROUD TIP Tip Clearance (m)	P2 - Effs out	P3 - Pressure rate
2	1 DP 10	0,001021	97,338	1,1563
3	2 DP 10	0,001063	97,338	1,1561
4	3 DP 10	0,001105	97,312	1,1557
5	4 DP 10	0,001147	97,299	1,1554
6	5 DP 10	0,001189	97,307	1,1555
7	6 DP 10	0,001231	97,282	1,155
8	7 DP 10	0,001273	97,267	1,1547
9	8 DP 10	0,001315	97,238	1,1543
10	9 DP 10	0,001357	97,254	1,1545
11	10 DP 11	0,001399	96,951	1,1506
12	11 DP 11	0,001441	97,242	1,154
13	12 DP 11	0,001483	97,232	1,1538
14	13 DP 11	0,001525	96,903	1,1497
15	14 DP 11	0,001567	96,889	1,1495

Dans le cadre de la mono-optimisation, un diagramme de compromis est une représentation graphique de la relation entre les différentes variables de conception et la fonction objective optimisée. Il montre les compromis qui doivent être faits entre les différentes variables de conception pour obtenir la meilleure solution globale. Le capture d’écran dessous représente le diagramme de comprise pour notre optimisation dans une vue 2D(Jeu turbine, Taux de compression)

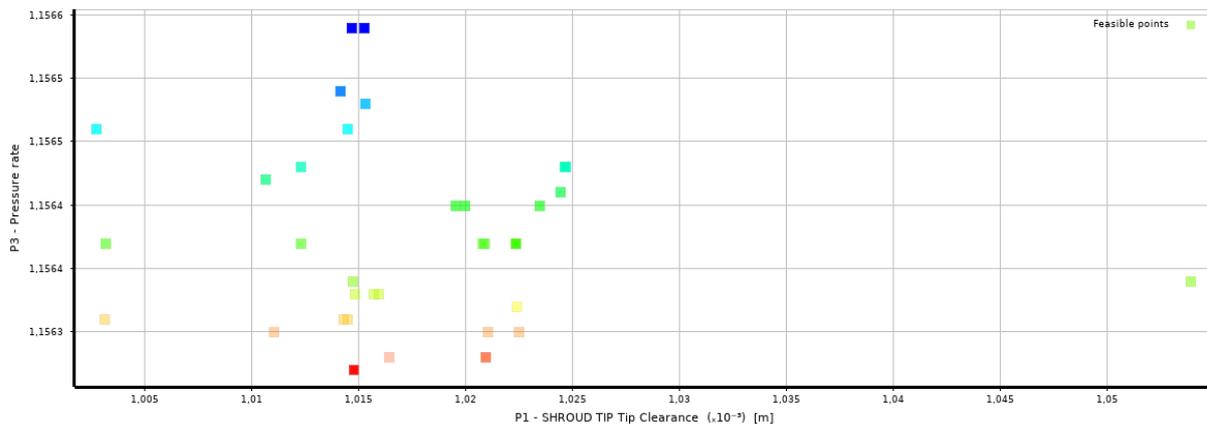


Figure V-50 : Diagramme représente l’optimisation dans une vue 2D(Jeu , Taux de compression, rendement).

Vue 3D(Jeu turbine, Taux de compression, rendement)

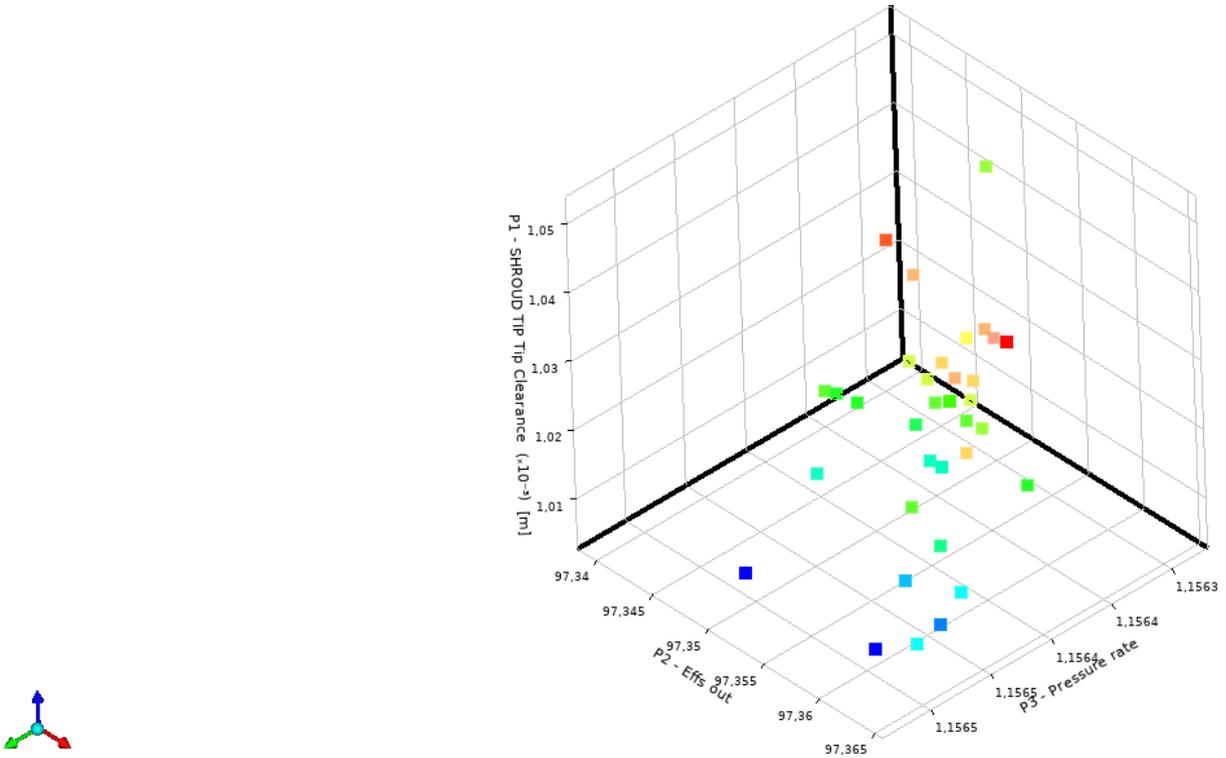


Figure V-51 : Diagramme représente l'optimisation dans une vue 3D(Jeu , Taux de compression, rendement).

le critère de convergence en optimisation est une condition ou une règle spécifique utilisée pour déterminer quand l'algorithme d'optimisation(MOGA) a atteint un niveau de convergence acceptable. Le critère de convergence est généralement basé sur le changement de la fonction objective (Taux de compression) ou des valeurs des variables de décision sur un certain nombre d'itérations. L'objectif du critère de convergence est de garantir que l'algorithme d'optimisation a trouvé une solution suffisamment proche de la solution optimale. Le choix du critère de convergence à était automatique et voici son graphe dessous :

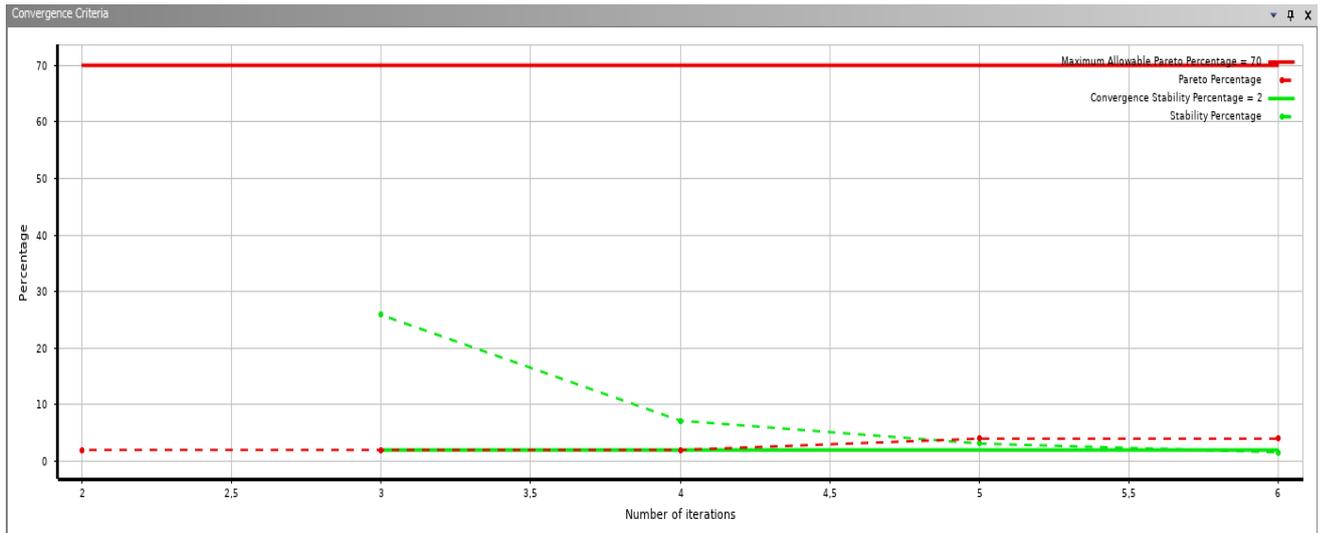


Figure V-52 : Diagramme montre le critère de convergence en optimisation.

Cette figure dessous nous aide à faire une liaison entre le jeu et le rapport de pression ainsi que l'efficacité, trois segments sont affichés l'un à côté de l'autre avec chaque point dans le segment du jeu lié avec sa valeur correspondante du Taux de compression avec sa valeur du rendement.

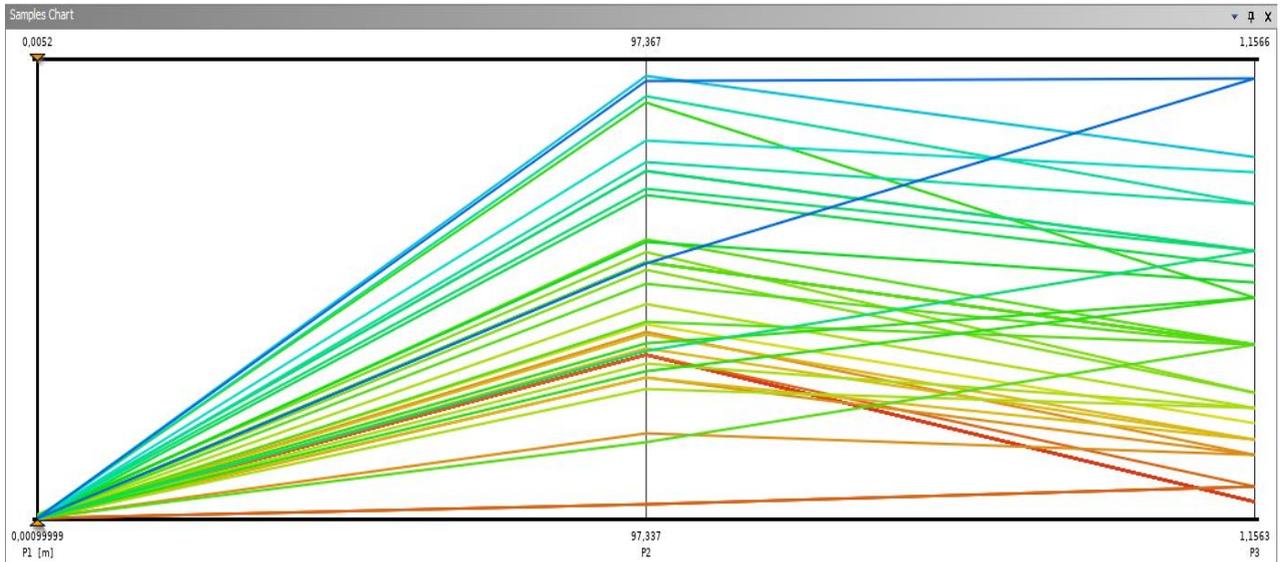


Figure V-53 : Diagramme montre La liaison entre le jeu et le rapport de pression ainsi que l'efficacité.

Voici l’affichage des trois meilleurs points (points optimales) dans cet diagramme.

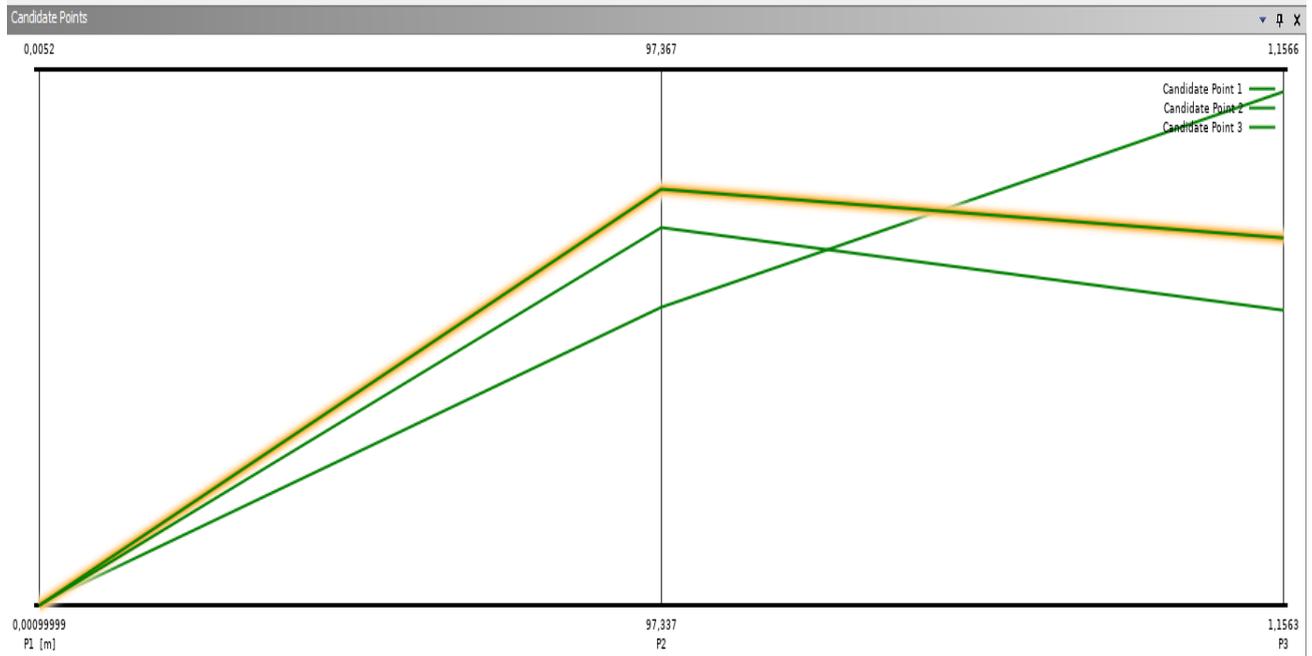


Figure V-54 : Diagramme montre La liaison entre le jeu et le rapport de pression ainsi que l’efficacité pour les 3 meilleur points.

V.11.Résultats de l’optimisation multi-objectif

Tableau V-7 : Les résultats de l’optimisation multi-objective.

Design Point	Jeu (e)	Eff	π_c				Valeurs de Fonction Objectif Z(e)	
DP 101	0,001021	97,3383	1,15628	Min PR	1,10664		0,995190481	
DP 102	0,001063	97,3382	1,15614	Max PR	1,15654		0,99377963	valeur de Z(e) maximale:
DP 103	0,001105	97,3116	1,15566	Min eff	91,1506		0,986830061	0,99996782
DP 104	0,001147	97,2991	1,15544	Max eff	97,3657		0,983620037	Jeu optimum pour multi-Objectif
DP 105	0,001189	97,3071	1,15553	PR Plage	0,0499		0,985165435	0,001015308
DP 106	0,001231	97,2821	1,15497	Eff Plage	6,2151		0,977542982	
DP 107	0,001273	97,2667	1,15469				0,973498452	
DP 108	0,001315	97,2375	1,15427				0,966940918	
DP 109	0,001357	97,2542	1,15448	λ_1	0,5		0,970388628	
DP 110	0,001399	96,9513	1,15062	λ_2	0,5		0,907343202	
DP 111	0,001441	97,2422	1,15404				0,96501442	
DP 112	0,001483	97,232	1,15378				0,961588628	
DP 113	0,001525	96,9034	1,14972				0,894471648	

Voici la feuille de calculs Excel pour le calcul du fonction Z(e) qui nous a donné la même valeur que de celle de l’optimisation mono-objectif.

V.12. Résultats de simulation pour le jeu optimale

Après avoir défini le point de conception optimal sur la base de l'optimisation multi-objectifs, nous utilisons cette valeur pour exécuter une simulation dans CFX et nous allons évaluer les performances du compresseur pour la valeur du jeu roue-carter spécifiée de 1,01530839377596mm. Voici les résultats obtenus d'après cette simulation.

Tableau V-8 : Les résultats de simulation du jeu optimale.

Rotational Speed	194.9880	[radian s ⁻¹]
Tip Diameter	1.5214	[m]
Tip Speed	148.3270	[m s ⁻¹]
Mass Flow Rate	23.6850	[kg s ⁻¹]
Power	217880.0000	[W]
Inlet Flow Coefficient	0.0583	
Total Pressure Ratio	1.1534	
Total Temperature Ratio	1.0307	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	97.3653	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	97.4314	
Polytropic Head	8962.7800	[J kg ⁻¹]
Polytropic Head Coefficient	0.4074	

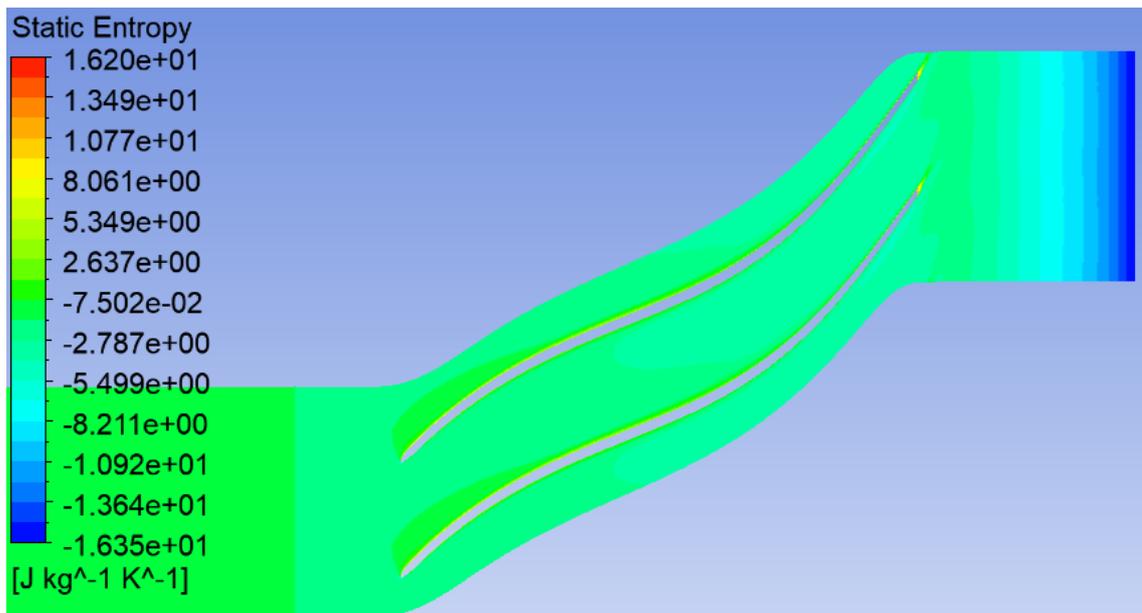


Figure V-55 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour 50% Span pour le jeu optimal dans le plan aube à aube.

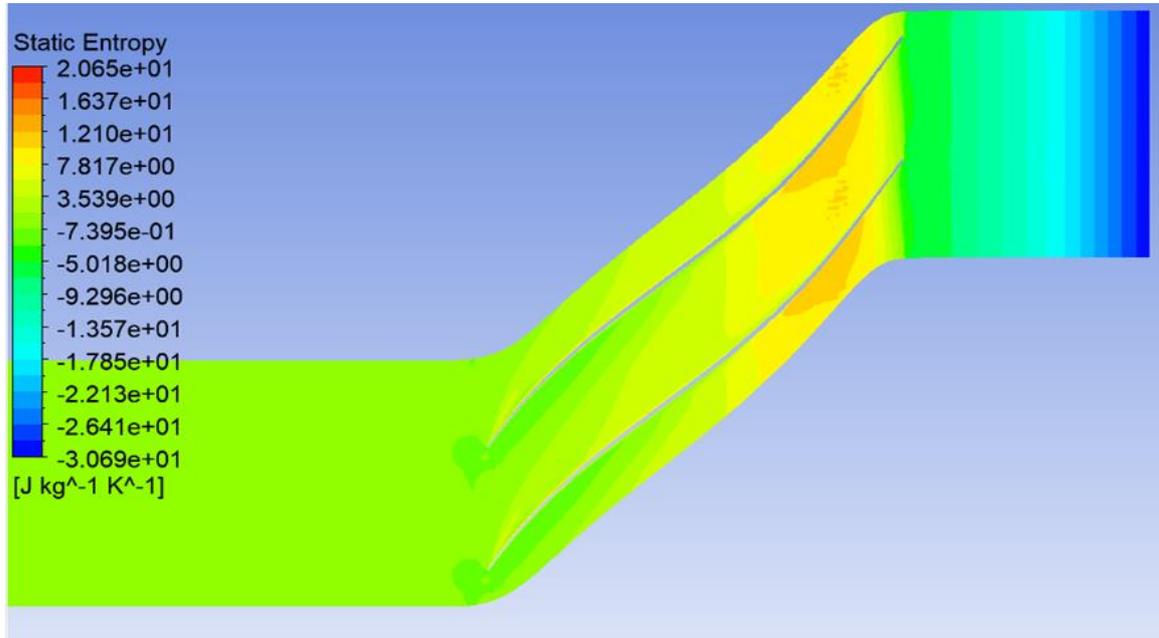


Figure V-56 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour 98% Span pour le jeu optimale dans le plan aube à aube.

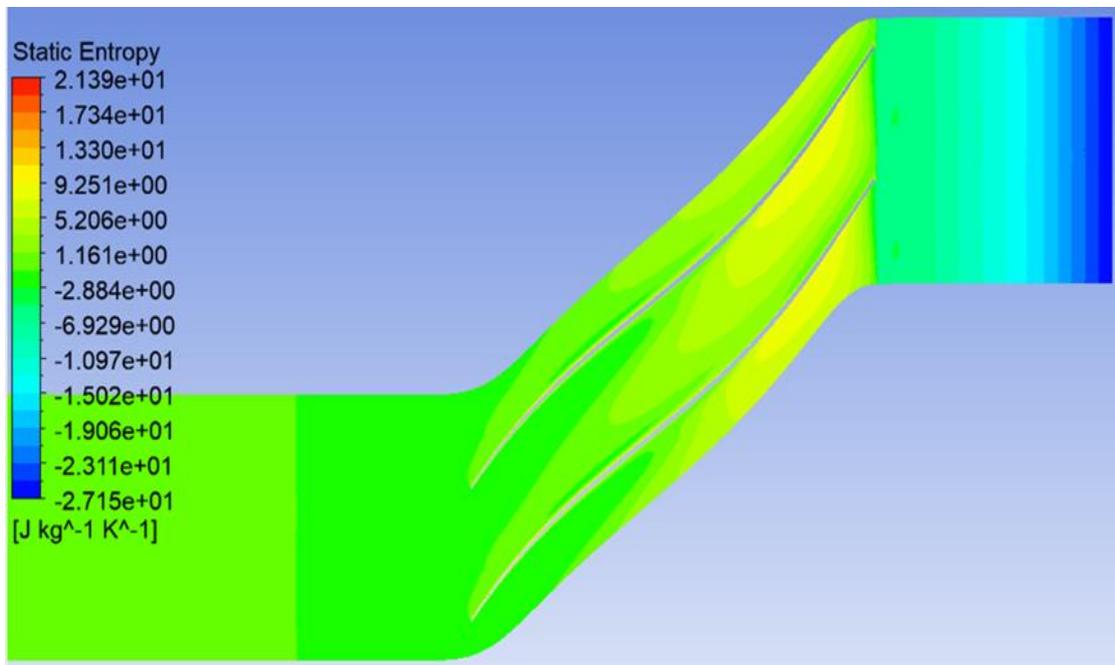


Figure V-57 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour 80% Span pour le jeu optimale dans le plan aube à aube.

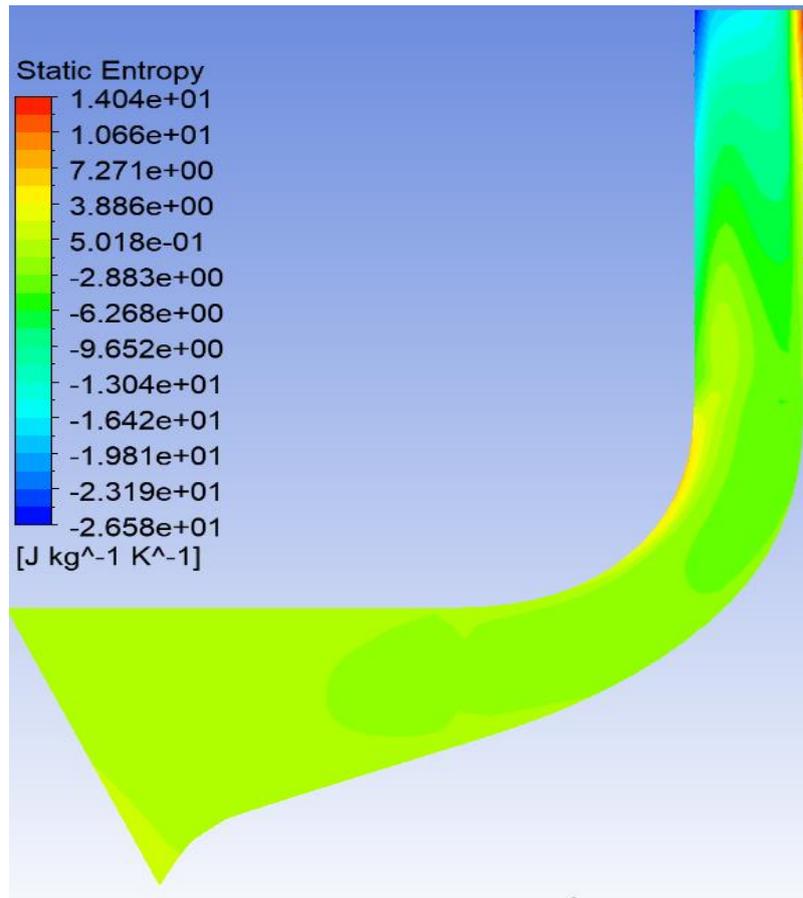


Figure V-58 : Distribution de champ de variation de l'entropie statique pour le jeu optimale dans le plan méridien.

Après avoir simulé pour la valeur e la plus faible, nous constatons que le compresseur présente des performances plus élevées pour des pertes inférieures, donc la géométrie du compresseur centrifuge a été optimisée d'une façon pour réduire l'interaction entre l'écoulement principal et secondaire d'après la minimisation de section de passage de l'écoulement secondaire.

V.13. L'influence du jeu sur la génération du bruit

L'aéroacoustique est l'étude des bruits aérodynamiques dans l'air. Le préfixe *aero* indique qu'il s'agit d'une branche de la mécanique des fluides. Les caractéristiques de l'écoulement qui produit le rayonnement acoustique sont déterminantes. La partie acoustique, caractérisée par des fluctuations compressibles de faible amplitude et de nature propagative, fait de l'aéroacoustique une science au carrefour de l'acoustique et de la mécanique des fluides.

Si un objet est déplacé lentement dans un fluide, le fluide s'écoule autour de lui. Si l'objet est déplacé rapidement, il produit un déplacement local du fluide, ce qui entraîne une modification locale de la densité. Le changement de densité correspond également à un changement de pression. Prenons l'exemple d'une membrane de haut-parleur dont le déplacement produit une compression de la couche d'air adjacente. Cette situation est instable : les forces de pression agissent comme une force de rappel, tendant à détendre le fluide. En d'autres termes, l'inégalité de pression provoque le déplacement de la couche d'air adjacente, qui est alors comprimée à son tour.

L'onde se propage donc de proche en proche par une série de compressions et de dilatations successives. A ce stade, la description n'est pas complète. En effet, on peut s'attendre à ce qu'une différence de densité de molécules soit compensée par un déplacement des molécules des zones où elles sont plus concentrées vers les zones où elles le sont moins.

Pour que le son se propage, les régions où la pression et la densité sont modifiées doivent être beaucoup plus grandes que le libre parcours moyen des molécules. Cela nous amène à définir une particule de fluide comme un volume suffisamment grand pour contenir un très grand nombre de molécules, mais suffisamment petit pour que les variables acoustiques (déplacement, vitesse, surpression, surdensité) soient constantes.

Les sources de bruit peuvent être classées en 3 types de sources :

Source monopole : Une source de bruit monopolaire est un type de source acoustique qui génère des ondes sphériques symétriques dans toutes les directions. Elle crée une onde sonore en introduisant et en retirant alternativement un fluide dans la zone environnante. La directivité du champ sonore d'un monopôle est omnidirectionnelle, ce qui signifie qu'il rayonne uniformément dans toutes les directions. Les sources monopolaires sont utilisées pour modéliser les fluctuations de volume dans un écoulement et constituent l'un des trois types de sources sonores dans un écoulement, les autres étant la force et l'oscillation de la contrainte visqueuse, qui peuvent être modélisées respectivement comme des dipôles et des quadripôles.

Source Dipôles : Une source de bruit dipolaire est un type de source acoustique qui génère des ondes asymétriques dans différentes directions. Il crée une onde sonore en introduisant et en retirant un fluide de manière non symétrique. La directivité du champ sonore d'un dipôle est bidirectionnelle, ce qui signifie qu'il rayonne dans deux directions opposées. Les sources dipolaires sont utilisées pour modéliser les fluctuations de surface dans un écoulement et constituent l'un des trois types de sources sonores dans un écoulement, les autres étant les monopôles et les quadripôles. Le champ sonore des dipôles distribués de manière continue peut également être étudié plus en détail.

Source quadripôles : Une source de bruit quadripolaire est un type de source acoustique qui génère des ondes asymétriques dans différentes directions. Elle crée une onde sonore en introduisant et en retirant du fluide de manière non symétrique, avec deux dipôles identiques, en phase opposée et séparés par une petite distance D . La directivité du champ sonore d'un quadripôle est quadrupolaire, ce qui signifie qu'il rayonne le son dans quatre directions. Les sources quadripolaires sont utilisées pour modéliser les fluctuations de surface dans un écoulement et constituent l'un des trois types de sources sonores dans un écoulement, les autres étant les monopôles et les dipôles. Le champ sonore des quadripôles distribués de manière continue peut également être étudié plus en détail.

Les figures ci-dessous montrent le niveau de bruit généré pour un débit d'air $\dot{M} = 30 \text{ kg/s}$ et pour une vitesse de rotation de 1862 tr/min en fonction du pourcentage de jeu de 100% 0.00254m et pour le jeu optimale de 0,0010153m. Pour une distance d'observation de 1 m et un angle de 0 degré.

V.13.1. Source monopole

- Pour le jeu 2.54mm :

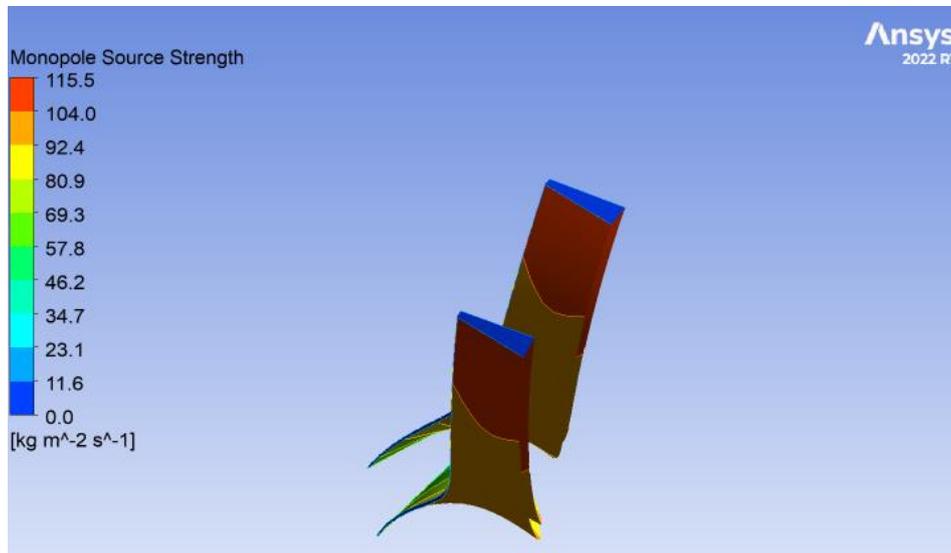


Figure V-59 : Contour de la source monopole pour le jeu 2.54mm.

- pour le jeu 1.0153 mm :

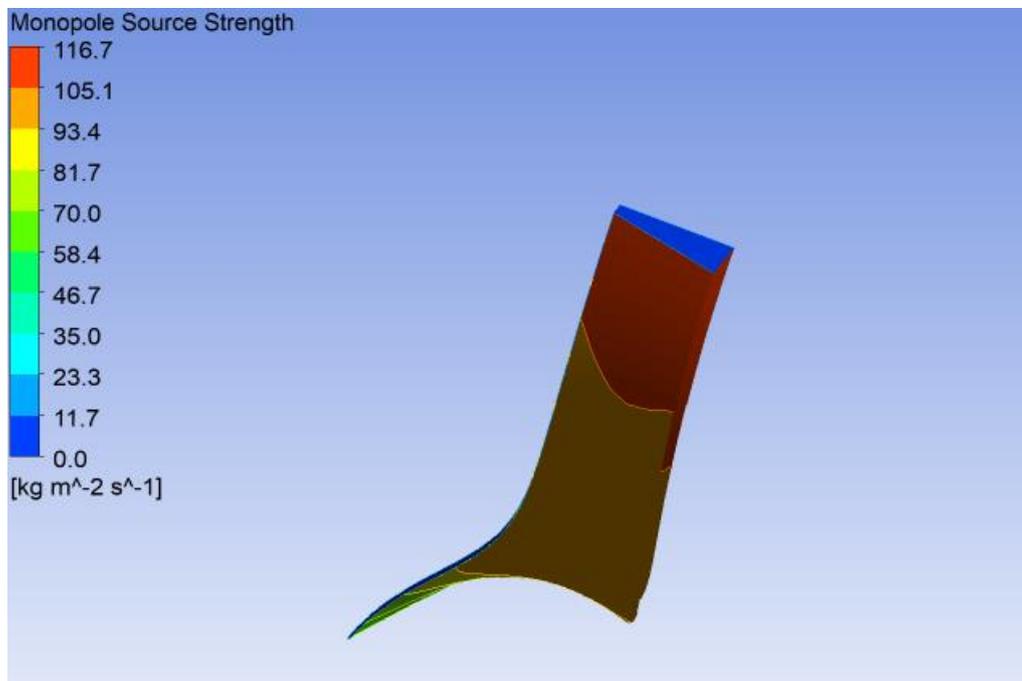


Figure V-60 : Contour de la source monopole pour le jeu optimal 1,0153mm.

Le bruit de la source monopolaire atteint des valeurs maximales à l'extrémité de la pale, à 115.5 Kg/m²s et de 116.75 Kg/m²s pour des jeu de 2.54mm et 1.0153 mm respectivement. Pour le jeu de 2.54mm, la source monopolaire est la moins perceptible.

V.13.2. Source Dipôles

- Pour le jeu de 2.54 mm.

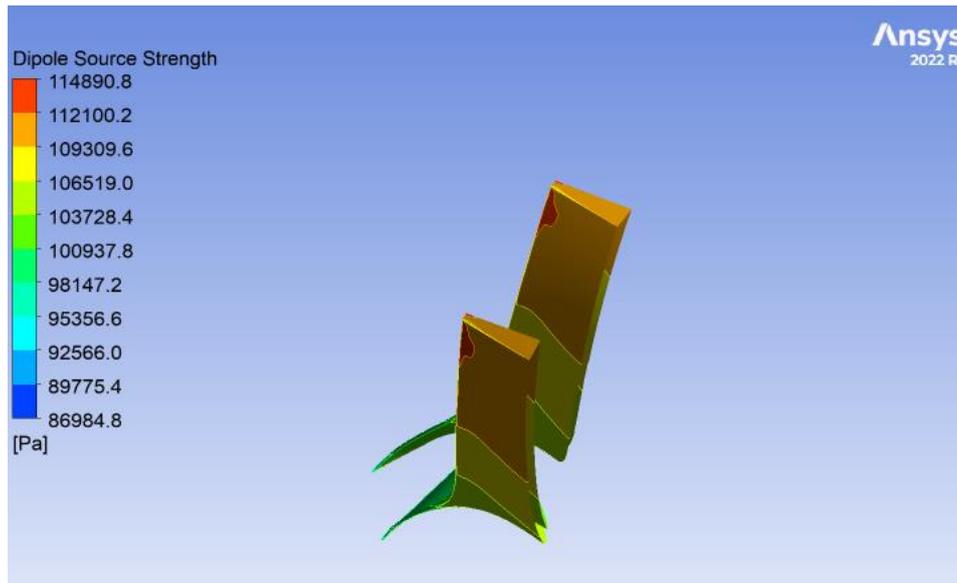


Figure V-61 : Contour de la source dipôle pour le jeu 2.54mm.

- Pour le jeu optimale de 1.0153mm

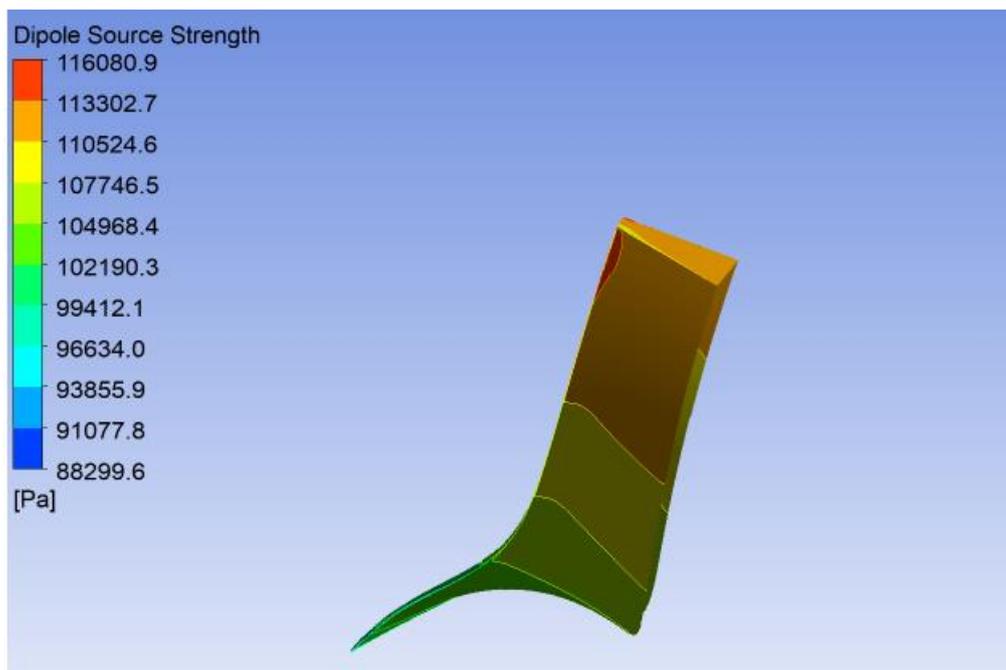


Figure V-62 : Contour de la source dipôle pour le jeu optimal 1,0153mm.

On remarque que le bruit de source dipôles atteint des valeurs de pressions maximales au niveau de la pointe de l'aube, de 114.891 KPa et 116.081KPa pour des jeux de 2.54 et de 1.0153 respectivement. Pour le jeu de 2.54mm la source dipôle se manifeste le moins.

V.13.3. Source quadripôle

Tableau V-9 : L'intensité de la source quadripolaire du jeu optimale 1,0153mm.

	Quadrupole Source Strength	
Minimum	0.0	[Pa]
Maximum	30660.5	[Pa]
Average	3937.3	[Pa]

	Quadrupole Source Strength	
Minimum	0.0	[Pa]
Maximum	30589.4	[Pa]
Average	3969.4	[Pa]

Tableau V-10 : L'intensité de la source quadripolaire du jeu 2,54mm.

Nous constatons que la valeur maximale la plus élevée de l'intensité de la source quadripolaire correspond au jeu optimal de 1.0153mm, tandis que le jeu de 2,54 mm présente des valeurs maximales et moyennes relativement plus faibles.

V.13.4. Puissance sonore générée

➤ niveau de pression acoustique :

pour le jeu 2.54 mm : 129.3283 Db

pour le jeu optimale 1.0153mm : 129.3870 Db

➤ niveau de puissance acoustique :

pour le jeu 2.54 mm : 139.7620 Db

pour le jeu optimale 1.0153mm : 129.7767 Db

En ce qui concerne les niveaux de puissance acoustique mesurés et affichés en décibels ci-dessus, on constate que plus le jeu aube-carter est important, plus le bruit généré est puissant. Ceci s'explique par le fait qu'un dégagement plus important induit une augmentation du flux secondaire et, par conséquent, plus de turbulences causées par l'interaction entre le flux primaire et le flux secondaire, générant ainsi plus de bruit.

Conclusion générale

L'analyse des résultats de la simulation numérique de l'étage du compresseur a permis de mieux comprendre l'écoulement de l'air en son sein, et surtout de mettre en évidence les écoulements secondaires qui représentent une perte d'efficacité considérable dans les turbomachines. Une meilleure compréhension de ces phénomènes permet de concevoir des machines plus performantes.

L'analyse a été réalisée à l'aide d'une modélisation numérique pour simuler un écoulement tridimensionnel, compressible, visqueux et turbulent en régime permanent dans la roue du compresseur centrifuge LSCC de la NASA, à l'aide du code de calcul ANSYS CFX 22, dans plusieurs conditions de fonctionnement avec trois jeux différents entre les pales et le carter puis en optimisation.

L'utilisation d'outils numériques pour l'optimisation permet de résoudre plus rapidement et plus efficacement des problèmes complexes et multi-objectifs à l'aide de méthodes d'optimisation multicritères et d'algorithmes d'optimisation. Ce dernier présente un certain nombre d'avantages :

- Résolution de problèmes complexes et de grande envergure qui ne peuvent être résolus de manière analytique.
- Les problèmes multi-objectifs peuvent être traités à l'aide de méthodes d'optimisation multicritères.
- Produire des résultats plus rapidement et plus efficacement que les méthodes traditionnelles.
- Permet de tester différentes configurations et de trouver la meilleure solution possible à l'aide d'algorithmes d'optimisation.
- Les logiciels d'optimisation modernes offrent des techniques d'optimisation avancées et une interface conviviale. Le principal facteur qui entrave sa mise en œuvre à grande

échelle dans des applications très complexes et précises est, à cet objet, le temps de calcul nécessaire, qui augmente de façon exponentielle avec la qualité des résultats souhaités.

Le jeu aube-carénage : Le jeu entre la roue et le carénage peut avoir un impact significatif sur les performances du compresseur. En raison d'un jeu d'extrémité relatif important, une zone de faible élan est formée comme un modèle supplémentaire au niveau du carénage, ce qui peut conduire à un écoulement de dégagement fortement tourbillonnaire. L'augmentation du jeu d'extrémité peut également accroître la région d'écoulement secondaire présente de l'entrée à la sortie de l'étage comme montré dans les essais de 50%, 100% et 200%. Les pertes sont plus importantes lorsqu'on augmente le jeu.

D'après l'étude acoustique, on constate que l'optimisation est utilisée pour satisfaire r les paramètres sélectionnés seulement sans tenant de compte d'autres paramètres. Et si une fonction est maximisée à un certain point de design ; cela veut pas dire que toute les autres paramètres sone maximisés. Alors, pour atteindre l'optimum absolu et bénéficier le maximum de notre machine , nous devons prendre tous les paramètres que ce soit de transfert de chaleur, résistance de matériaux, état de surface de compresseur ainsi que le bruit et les vibrations.

Références

- [1] A. Abdlatif, "contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompes centrifuge par le logiciel CFX", Mémoire de magister, université Hassiba ben bouali de Chlef. 2011.
- [2] www.dou129.fr, "Initiation aux Compresseurs centrifuges".2008
- [3] "Numerical Simulation of the Flow in a NASA LowSpeed Centrifugal Compressor," par J. Zhou. (2017) dans l'International Journal of Rotating Machinery..
- [4] G.DUFOUR, "contributions à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges: application à la conception par lois de similitude", Mémoire de doctorat, l'institut national polytechnique de Toulouse. 2006.
- [5] F. Moran , "gaz et vapeur à basse pression " Ed. Techniques de l'ingénieur, traité de génie mécanique, Vol B 4120, France, 1999.
- [6] A.PAROIS, "Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur " Ed. Techniques de l'ingénieur, traité de génie mécanique, Vol BM 2 631, France, 1999.
- [7] AEA-Technology, ANSYS cfx 11 documentation, Version 11, advanced Scientific computing Ltd, Waterloo, Canada. 2010.
- [8] Jorge Nocedal, S. W. (1999). Numerical Optimization. New York: Springer.
- [9] Wilhelm Forst, D. H. (2009). Optimization Theory and Practice. Springer.
- [10] A. Vaidya, S. Y. (2005). Multiphysics CAD-Based Design Optimization.
- [11] Yun, Y. (2004). Design of Structure Optimization with APDL. Journal of East China Jiaotong University.
- [12] Compressor Source : Aerospace Science and Technology, Volume 66, Pages 356-366 (2017).

[13] Numerical simulation and optimization of the impeller/housing interaction of a centrifugal compressor Source : Journal of Mechanical Science and Technology, Volume 30, Pages 1319-1329 (2016).

[14] Optimization of wheel-housing interaction in a centrifugal compressor using response surface methodology and CFD simulation Source : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Volume 232, Pages 764-777 (2018).

[15] "Numerical investigation of the impeller/housing interaction in a centrifugal compressor." Source : Journal of Turbomachinery, Volume 136, Pages 071007-1-071007-10 (2014).

[16] "Numerical Study of the Effects of Tip Clearance on the Performance of a Low-Speed Centrifugal Compressor," par M. Beale (2009) dans le Journal of Propulsion and Power.

[17] "Numerical Investigation of a Low-Speed Centrifugal Compressor Stage With Splitter Blades," par K. Wang. (2014) dans l'ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.

[18] "Numerical Investigation of the Flow in a NASA Low-Speed Centrifugal Compressor Stage With Inducer Cavity and Splitter Blades," par S. Xia (2019) dans l'International Journal of Rotating Machinery.