

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعب
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique
جامعة عين تموشنت - بلحاج بوشعيب
Université Ain Témouchent– Belhadj Bouchaib



Faculté des sciences et de Technologie
Département de Génie mécanique

Projet de Fin d'étude.

Pour obtenir le **diplôme de Master.**

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème :

**Étude, conception et analyse des performances d'un
compresseur centrifuge**

Réalisé par :

AGHA Chaima

Devant le jury composé de :

Dr. SALAH Hichem	MCB UAT.B.B	Président
Dr. CHERIET Nour El Houda	MCB UAT.B.B	Examineur
Dr. HARCHOUCHE Zine el abidine	MCB UAT.B.B	Encadrant
Pr. NEHARI Taieb	Professeur UAT.B.B	Co-Encadrant

Année Universitaire 2025/2026

Remerciements

Avant tout, je remercie Dieu Tout-Puissant de m'avoir accordé la santé, la volonté, le courage et la patience nécessaires pour mener à bien ce travail après toutes ces années d'études.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Dr Harchouche pour son encadrement, sa disponibilité, ses précieux conseils ainsi que ses remarques constructives, qui m'ont été d'une grande aide tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Je remercie également Dr. SALAH Hichem et Dr. CHÉRIET Nour El Houda d'avoir accepté d'examiner ce travail et de faire partie du jury de soutenance, ainsi que Pr. NEHARI Taieb pour son co-encadrement.

J'adresse également mes sincères remerciements à l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique pour la qualité de leur enseignement et les connaissances qu'ils m'ont transmises durant mon parcours universitaire.

Enfin, je remercie chaleureusement toutes les personnes qui m'ont soutenue et encouragée, de près ou de loin, dans l'aboutissement de ce travail.

Dédicace

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Avec tous mes sentiments de respect et l'expression de ma profonde reconnaissance, je dédie ce travail ainsi que ma joie de réussite :

À mon paradis, à la prunelle de mes yeux, à la source de ma joie et de mon bonheur, ma lune et le fil d'espoir qui illumine mon chemin, ma moitié, ma chère maman.

À celui qui m'a appris la force et le courage, ma source de vie, d'amour et d'affection, mon soutien éternel, mon cher papa.

À mes précieuses sœurs, Zineb, Sarah, Keltoume et Asma, qui ont partagé avec moi chaque victoire et chaque défi ; vous êtes les piliers de ma force et la lumière de mon chemin.

À mon cher frère Abdelghani, dont le soutien constant et la présence rassurante ont toujours été une source de réconfort ; je t'offre cette réussite en témoignage de ma gratitude éternelle.

À mes neveux et nièces bien-aimés, Akram, Aya, Farah, Ghazlane et Rouane, je vous souhaite un avenir rempli de réussite, de bonheur et de belles réalisations. Que tous vos rêves se réalisent et que la joie accompagne chacun de vos pas.

À tous mes amis, je vous remercie du fond du cœur pour votre amitié sincère, votre présence et vos encouragements constants tout au long de cette aventure. Vous avez rendu chaque moment plus précieux et inoubliable.

تهتم هذه الدراسة بنمذجة ومحاكاة وتحليل الأداء الأيروديناميكي لضاغط طرد مركزي باستخدام ديناميكا الموائع الحسابية (CFD) عبر برنامج ANSYS CFX. تم تطوير نموذج عددي بهدف حل معادلات حفظ الكتلة وكمية الحركة والطاقة، مع دمج نماذج فيزيائية مناسبة، خاصة نموذج الاضطراب $k-\omega$ SST بالإضافة إلى شروط الدوران. في مرحلة ثانية، تم اعتماد مقاربة تحسين متعددة الاستجابات بهدف تحسين أداء الضاغط. يهدف هذا التحسين في الوقت نفسه إلى تعظيم نسبة الضغط والكفاءة الإيزنتروبية، مع تقليل القدرة المستهلكة. بعد عرض طريقة دالة الرغبة، تم تطبيق التحسين على أسطح الاستجابة للمعلمات الثلاثة المدروسة باستخدام برنامج Design-Expert 13. وأخيراً، سمح تحليل الحالة المثلى والتفاعلات بين المعلمات، إضافة إلى متانة النموذج، بتحديد نقطة تشغيل مثلى تم التحقق من صحتها في ظروف قريبة من الواقع.

الكلمات المفتاحية: المحاكاة، CFD، ANSYS CFX، الضاغط الطرد المركزي، RSM، Design-Expert 13.

Résumé

Cette étude s'intéresse à la modélisation, à la simulation et à l'analyse des performances aérodynamiques d'un compresseur centrifuge en utilisant la mécanique des fluides numérique (CFD) à travers le logiciel ANSYS CFX. Un modèle numérique a été développé afin de résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, tout en intégrant des modèles physiques appropriés, notamment le modèle de turbulence $k-\omega$ SST ainsi que les conditions de rotation. Dans une seconde étape, une approche d'optimisation multi-réponses a été mise en place dans le but d'améliorer les performances du compresseur. Cette optimisation vise simultanément à maximiser le rapport de compression et l'efficacité isentropique, tout en réduisant la puissance absorbée. Après la présentation de la méthode de la fonction de désirabilité, l'optimisation a été appliquée aux surfaces de réponse des trois paramètres étudiés à l'aide du logiciel Design-Expert 13. Enfin, l'analyse du profil optimal, des interactions entre les paramètres ainsi que de la robustesse du modèle a permis d'identifier un point de fonctionnement optimal, validé dans des conditions proches de la réalité.

Mots clés : Simulation, CFD, ANSYS CFX, Compresseur centrifuge, RSM, Design-Expert 13.

Abstract

This study focuses on the modeling, simulation, and analysis of the aerodynamic performance of a centrifugal compressor using computational fluid dynamics (CFD) with ANSYS CFX software. A numerical model was developed to solve the conservation equations for mass, momentum, and energy, while incorporating appropriate physical models, including the $k-\omega$ SST turbulence model and rotational conditions. In a second step, a multi-response optimization

approach was implemented to improve compressor performance. This optimization aims simultaneously to maximize the compression ratio and isentropic efficiency while reducing power consumption. After presenting the desirability function method, the optimization was applied to the response surfaces of the three parameters studied using Design-Expert 13 software. Finally, analysis of the optimal profile, the interactions between the parameters, and the robustness of the model allowed for the identification of an optimal operating point, validated under near-real-world conditions.

Keywords : Simulation, CFD, ANSYS CFX, Centrifugal compressor, RSM, Design-Expert 13.

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I: Généralités et état de l'art sur les compresseurs centrifuges	3
I.1 Introduction	4
I.2 Généralités sur les compresseurs.....	4
I.2.1 Définition :.....	4
I.2.2 Rôle du compresseur dans les systèmes thermiques et industriels :.....	5
I.2.3 Classification des compresseurs:	5
I.3 Constitution d'un compresseur centrifuge.....	7
I.3.1 La Roue (Impeller) :	8
I.3.2 Le Diffuseur :.....	8
I.3.3 La Volute (ou Cardère) :.....	9
I.3.4 L'Arbre et les Paliers :	9
I.4 Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge.....	10
I.4.1 Mécanisme de conversion d'énergie :.....	10
I.4.2 Rôle de la roue (Impeller) :.....	10
I.4.3 Rôle du diffuseur :	10
I.4.4 Trajectoire globale de l'écoulement :.....	11
I.5 Paramètres de performance	11
I.5.1 Débit massique (Mass Flow Rate, $\dot{m}$)	11
I.5.2 Taux de compression (Pressure Ratio, Π ou r_c).....	11
I.5.3 Rendement (Efficiency).....	12
I.5.4 . Puissance absorbée (Power Input, P_{arbre})	12
I.5.5 Vitesse de rotation (Rotation Speed, N)	12
I.6 Phénomènes aérodynamiques importants.....	13
I.6.1 Pompage	13

I.6.2	Étranglement.....	14
I.6.3	Pertes internes (Pertes aérodynamiques)	14
I.6.4	Influence de la vitesse et de la géométrie	14
I.7	Défaillances courantes des compresseurs centrifuges	15
I.7.1	Origines des défaillances	15
I.7.2	Symptômes et diagnostics des pannes courantes.....	16
I.7.3	Maintenance préventive et surveillance	16
I.8	Domaines d'application	16
I.8.1	Industrie pétrochimique et de traitement du gaz	16
I.8.2	Turbomachines : Groupes turbo-alternateurs et suralimentation	17
I.8.3	Réfrigération et climatisation industrielle	18
I.8.4	Aéronautique et propulsion	18
I.8.5	Production d'énergie	19
I.9	État de l'art sur les compresseurs centrifuges	19
I.9.1	Optimisation paramétrique et multicritère des composants rotatifs	19
I.9.2	La simulation numérique comme outil central d'analyse et de validation des performances.....	20
I.9.3	Vers une conception intégrée et robuste : approches multi-points et optimisation des composants statiques	20
I.9.4	Synthèse et positionnement de la présente étude.....	21
I.10	Conclusion.....	21
Chapitre II: Modélisation théorique et conception préliminaire		23
II.1	Introduction	24
II.2	Fondements théoriques de la compression centrifuge.....	24
II.2.1	Principe énergétique et équation d'Euler	24
II.3	Hypothèses générales et cadre de modélisation	26
II.3.1	Hypothèses sur le fluide de travail	26

II.3.2	Hypothèses sur l'écoulement	26
II.3.3	Hypothèses sur les pertes et le rendement	26
II.3.4	Conditions aux limites et opératoires	27
II.4	Analyse thermodynamique du processus	27
II.5	Équations fondamentales de la dynamique des fluides applicables	29
II.5.1	Conservation de la masse (Continuité).....	29
II.5.2	Conservation de la quantité de mouvement (Équation d'Euler)	29
II.5.3	Conservation de l'énergie (Premier principe)	29
II.5.4	Équation d'état et relations constitutives	30
II.6	Paramètres de performance et critères de conception	30
II.6.1	Débit massique et conditions d'entrée	30
II.6.2	Rapport de compression	30
II.6.3	Rendements	31
II.6.4	Vitesse de rotation et nombre spécifique de vitesse	31
II.7	Méthodologie de dimensionnement préliminaire	32
II.7.1	Séquence de calcul.....	33
II.7.2	Vérifications et critères de cohérence.....	34
II.7.3	Synthèse des paramètres de la conception de base.....	34
II.8	Conception de la roue (impeller)	36
II.8.1	Choix du type de roue.....	36
II.8.2	Détermination des dimensions géométriques principales	37
II.8.3	Conception des aubages.....	39
II.8.4	Synthèse des paramètres de la roue	40
II.9	Conception du diffuseur et de la volute.....	40
II.9.1	Rôle et choix du type de diffuseur.....	40
II.9.2	Dimensionnement géométrique du diffuseur	41

II.9.3	Conception de la volute	42
II.9.4	Synthèse des paramètres du diffuseur et de la volute	44
II.10	Articulation entre l'approche analytique et l'étude numérique	44
II.11	Conclusion	45
Chapitre III: Modélisation numérique et simulation CFD		46
III.1	Introduction	47
III.2	Organigramme de simulation du compresseur centrifuge	47
III.3	Géométrie	49
III.4	Conditions aux limites de fluide	53
III.5	Maillage du compresseur centrifuge	54
III.6	Solution via CFX	55
III.7	Critère de convergence	56
III.8	CFX-Post	56
III.9	Conclusion	57
Chapitre IV: Optimisation multi-réponses appliquées aux résultats de simulation		58
IV.1	Introduction :	59
IV.2	Stratégie d'optimisation	59
IV.3	Ensemble des résultats de simulation obtenus	60
IV.4	Modèle du rapport de pression (PR)	61
IV.4.1	Description des résultats ANOVA pour le modèle quadratique réduit du rapport de pression	61
IV.4.2	Statistiques d'ajustement du modelé du rapport de pression	62
IV.4.3	Equation finale du modèle	63
IV.4.4	Graphique de normalité du modelé	63
IV.4.5	Graphique des valeurs prédites par rapport aux valeurs réelles	65
IV.4.6	Graphique des résidus en fonction des valeurs prédites	66

IV.5	Modèle du rendement (η)	67
IV.5.1	Description des résultats ANOVA pour le modèle quadratique réduit du rendement.....	67
IV.5.2	Statistiques d'ajustement du modèle du rendement	67
IV.5.3	Equation finale du modèle	68
IV.5.4	Graphique de normalité du modèle.....	69
IV.6	Modèle de la puissance (Power).....	72
IV.6.1	Description des résultats ANOVA pour le modèle quadratique réduit de la puissance	72
IV.6.2	Statistiques d'ajustement du modèle de la puissance	73
IV.6.3	Equation finale du modèle	74
IV.6.4	Graphique de normalité du modèle.....	75
IV.6.5	Graphique des résidus en fonction des valeurs prédites	77
IV.7	Conclusion.....	78
Chapitre V: Résultats et discussions		79
V.1	Introduction :	80
V.2	Résultat de simulation du compresseur centrifuge	80
V.2.1	Répartition de la pression à l'intérieur du compresseur centrifuge	81
V.2.2	Répartition de la température à l'intérieur du compresseur centrifuge	82
V.2.3	Répartition de la vitesse à l'intérieur du compresseur centrifuge	83
V.2.4	Répartition du nombre de Mach à l'intérieur du compresseur centrifuge	84
V.2.5	Répartition de la température d'aube à aube dans un compresseur centrifuge	86
V.2.6	Répartition de la pression d'aube à aube dans un compresseur centrifuge ...	87
V.2.7	Répartition de la vitesse d'aube à aube dans un compresseur centrifuge.....	88
V.2.8	Répartition du nombre de Mach d'aube à aube dans un compresseur centrifuge	89

V.2.9	Effet de la vitesse de rotation sur la répartition température.....	91
V.2.10	Effet de la vitesse de rotation sur la répartition pression	92
V.2.11	Effet de la vitesse de rotation sur la distribution de la vitesse de l'écoulement	94
V.2.12	Effet de la vitesse de rotation sur la variation du nombre de Mach.....	95
V.2.13	Effet du débit massique sur la répartition température	96
V.2.14	Effet du débit massique sur la répartition pression	98
V.2.15	Effet du débit massique sur la distribution de la vitesse de l'écoulement ...	99
V.2.16	Effet du débit massique sur la variation du nombre de Mach.....	100
V.2.17	Résultats d'optimisation obtenus par la méthode des surfaces de réponse tridimensionnelles	102
V.2.18	Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur	102
V.2.19	Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur la puissance du compresseur	104
V.2.20	Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur l'évolution du rapport de compression du compresseur.....	105
V.2.21	Profil de la solution optimale par optimisation multi-réponses à l'aide de la fonction de désirabilité ($D = 0,823$) pour le compresseur centrifuge	106
V.2.22	Graphiques d'interaction de la désirabilité et des réponses de performance du compresseur centrifuge en fonction du débit massique	108
V.3	Conclusion :	109
	Conclusion générale	111

Liste des figures

Figure I.1: Classification des compresseurs	5
Figure I.2: compresseur volumétrique.....	6
Figure I.3: Compresseur dynamique axial.....	7
Figure I.4: compresseur centrifuge	7
Figure I.5: Vue écorchée d'un compresseur centrifuge[5]	8
Figure I.6: Différentes roues (a) et diffuseurs (b) de compresseurs centrifuges, d'après[7]	8
Figure I.7: Volute	9
Figure I.8: Cycle de pompage (ABCD)[10]	13
Figure I.9: Influence de l'angle de sortie des aubes du rotor (β_2) sur les performances d'un compresseur centrifuge.....	15
Figure I.10: Compresseur centrifuge à engrenages intégrés à 2 étages avec conduites de gaz de procédé[14]	17
Figure I.11: Compresseur centrifuge représenté (en bleu) en tant que partie d'un turbocompresseur (turbocharger)[15]	17
Figure I.12: Centrifugal chiller compressor[16]	18
Figure I.13: Compresseur centrifuge représenté (en bleu) en tant que deuxième étage d'un turboréacteur de type axial-centrifuge[15]	19
Figure II.1: Caractéristiques de l'écoulement dans un compresseur centrifuge[6]	25
Figure II.2: Diagramme enthalpique-entropique (h-s) du processus de compression dans un compresseur centrifuge.[6]	28
Figure II.3: carte de performance typique d'un compresseur centrifuge[6]	32
Figure II.4: Organigramme de conception de la roue et du diffuseur d'un compresseur centrifuge	35
Figure II.5: Roue ouverte (avec l'aimable autorisation de MAN Turbomachine AG-GHH BORSIG)[6]	36
Figure II.6: Roues fermées (avec l'aimable autorisation de MAN Turbomachine AG Schweiz)[6]	37
Figure II.7: Schéma d'un compresseur centrifuge et triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue[2].....	38
Figure II.8: Géométrie d'un diffuseur à profil d'aile[6]	41
Figure II.9: Configurations de l'écoulement dans une volute	43
Figure III.1: Organigramme de simulation du compresseur centrifuge	48

Figure III.2:Paramètres géométriques de la roue.....	50
Figure III.3:Paramètres au niveau de l'entrée et de la sortie du compresseur centrifuge	51
Figure III.4:Géométrie en perspective de la roue	51
Figure III.5:Zone de fonctionnement optimale du compresseur centrifuge	52
Figure III.6: Vue axiale du maillage structuré de la roue du compresseur centrifuge	55
Figure IV.1:Résultats de l'ANOVA pour le rapport de pression (PR).....	61
Figure IV.2:Statistiques d'ajustement du modèle pour le rapport de pression (PR)	62
Figure IV.3:Modèle de régression pour PR exprimé en fonction des paramètres réels (m, N, C) 63	
Figure IV.4:Distribution normale des résidus pour le rapport de pression (Normal Plot of Residuals for PR).	64
Figure IV.5:Valeurs prédites et réelles du rapport de pression (Predicted vs Actual for PR).....	65
Figure IV.6:Résidus studentisés externes en fonction des valeurs prédites de R.....	66
Figure IV.7: Résultats de l'ANOVA pour le rendement isentropique (η_t)	67
Figure IV.8:Statistiques d'ajustement du modèle pour l'efficacité (η)	68
Figure IV.9:Équation finale du modèle pour le rendement isentropique (η_{tt}) en variables réelles	69
Figure IV.10:Distribution normale des résidus pour le rendement isentropique (η_{tt}).....	70
Figure IV.11:Résidus studentisés externes en fonction des valeurs prédites de η_{tt}	71
Figure IV.12:ANOVA pour le modèle quadratique réduit de la puissance (Power).....	72
Figure IV.13:Statistiques d'ajustement du modèle de la puissance (Power)	73
Figure IV.14:Équation finale du modèle de la puissance (Power) en variables réelles	74
Figure IV.15:Distribution normale des résidus pour la puissance (Normal Plot of Residuals for Power).....	76
Figure IV.16:Résidus studentisés externes en fonction des valeurs prédites de la puissance (Power)	77
Figure V.1:Répartition de la pression dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.	81
Figure V.2:Répartition de la température dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.	82
Figure V.3:Répartition de la vitesse dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.	83

Liste des figures

Figure V.4: Répartition du nombre de Mach dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.	85
Figure V.5: Répartition de la température d'aube à aube dans un compresseur centrifuge avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.	86
Figure V.6: Répartition de la pression d'aube à aube dans un compresseur centrifuge avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.	87
Figure V.7 : Répartition de la vitesse d'aube à aube dans un compresseur centrifuge avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.	88
Figure V.8: Répartition du nombre de Mach dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.	90
Figure V.9: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition température dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et pour les vitesses de $38\,000$ tr/min, $40\,000$ tr/min et $42\,000$ tr/min.	91
Figure V.10: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition pression dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et pour les vitesses de $38\,000$ tr/min, $40\,000$ tr/min et $42\,000$ tr/min.	93
Figure V.11: Effet de la vitesse de rotation sur la distribution de la vitesse de l'écoulement dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et pour les vitesses de $38\,000$ tr/min, $40\,000$ tr/min et $42\,000$ tr/min.	94
Figure V.12: Effet de la vitesse de rotation sur la variation du nombre de Mach dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et pour les vitesses de $38\,000$ tr/min, $40\,000$ tr/min et $42\,000$ tr/min.	95
Figure V.13: Effet du débit massique sur la répartition température dans le compresseur une vitesse constante de $42\,000$ tr/min et pour quatre débits : $0,8$ kg/s, $1,0$ kg/s, $1,2$ kg/s et $1,25$ kg/s.	97
Figure V.14: Effet du débit massique sur la répartition pression dans le compresseur une vitesse constante de $42\,000$ tr/min et pour quatre débits : $0,8$ kg/s, $1,0$ kg/s, $1,2$ kg/s et $1,25$ kg/s.	98
Figure V.15: Effet du débit massique sur la distribution de la vitesse de l'écoulement dans le compresseur une vitesse constante de $42\,000$ tr/min et pour quatre débits : $0,8$ kg/s, $1,0$ kg/s, $1,2$ kg/s et $1,25$ kg/s.	100
Figure V.16: Effet du débit massique sur la variation du nombre de Mach dans le compresseur une vitesse constante de $42\,000$ tr/min et pour quatre débits : $0,8$ kg/s, $1,0$ kg/s, $1,2$ kg/s et $1,25$ kg/s.	101

Liste des figures

Figure V.17 :Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur centrifuge à température constante ($T=300\text{ K}$)	103
Figure V.18:Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur la puissance du compresseur centrifuge à température constante ($T=300\text{ K}$)	104
Figure V.19:Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur l'évolution du rapport de compression du compresseur centrifuge à température constante ($T=300\text{ K}$)	105
Figure V.20:Profil de la solution optimale ($D = 0,823$) d'un compresseur centrifuge par la méthode de la fonction de désirabilité.....	107
Figure V.21 :Interaction montrant l'évolution de la désirabilité globale et des réponses de performance du compresseur centrifuge.....	108

Liste des Tableaux

Tableau IV.1:Ensemble des résultats de simulation obtenus 60

Liste des abréviations

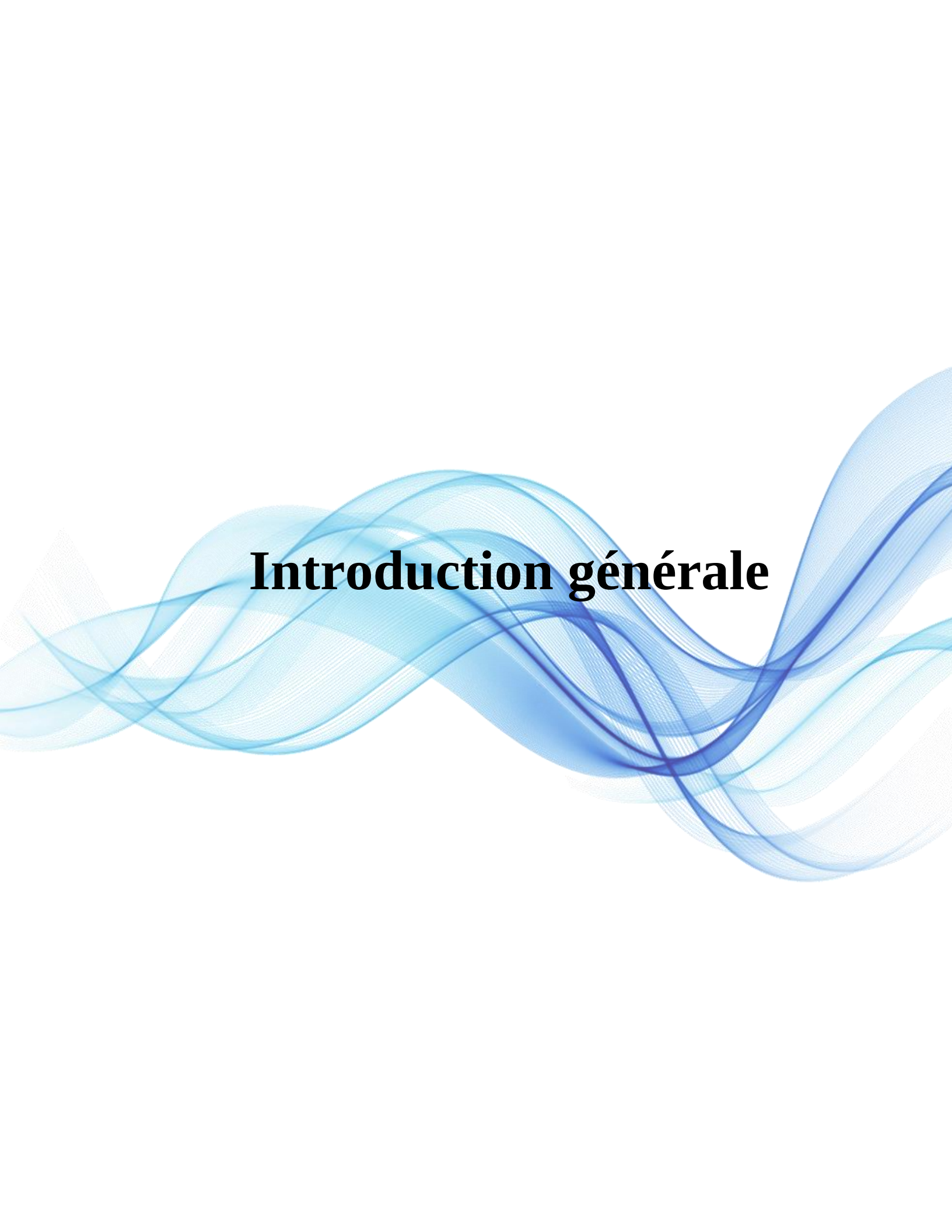
Abréviation	Signification
AGR	Advanced Gas-cooled Reactor
CAES	Compressed Air Energy Storage
CAO	Conception Assistée par Ordinateur
CCM	Compressor Component Model
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFD-Post	Module de post-traitement sous CFX
CFX-Pre	Module de pré-traitement sous CFX
CFX-Solver	Solveur numérique CFX
FFD	Free-Form Deformation
GNL	Gaz Naturel Liquéfié
$k-\omega$ SST	Shear Stress Transport Turbulence Model
LE	Leading Edge (bord d'attaque)
NSGA-II	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II
NSGA-III	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm III
RANS	Reynolds-Averaged Navier–Stokes
TE	Trailing Edge (bord de fuite)
Vista CCD	Vista Compressor centrifuge Design
RSM	Response Surface Methodology

Liste des symboles

Symbole	Description	Unité SI
A	Aire de la section d'écoulement	m^2
b_1	Largeur d'entrée de la roue	m
b_2	Largeur de sortie de la roue	m
b_3	Largeur d'entrée du diffuseur	m
C	Vitesse absolue du fluide	m/s
C_m	Vitesse méridienne	m/s
C_u	Composante tangentielle de la vitesse absolue	m/s
c_p	Chaleur spécifique à pression constante	$J/(kg \cdot K)$
D_1	Diamètre d'entrée de la roue	m
D_{1h}	Diamètre du moyeu à l'entrée	m
D_{1t}	Diamètre en tête d'aube à l'entrée	m
D_2	Diamètre de sortie de la roue	m
D_3	Diamètre d'entrée du diffuseur	m
D_4	Diamètre de sortie du diffuseur	m
f	Facteur de friction	—
g	Accélération gravitationnelle	m/s^2
h	Enthalpie spécifique	J/kg
h_0	Enthalpie totale spécifique	J/kg
K_L	Coefficient de perte de charge	—
M_{w1}	Nombre de Mach relatif à l'entrée	—
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
N	Vitesse de rotation	tr/min ou rad/s
N_s	Nombre spécifique de vitesse	—
P	Pression statique	Pa
P_{arbre}	Puissance sur l'arbre	W

Symbole	Description	Unité SI
P_{pertes}	Puissance dissipée par les pertes	W
P_{01}	Pression totale d'entrée	Pa
P_{02}	Pression totale de sortie de la roue	Pa
P_{03}	Pression totale de sortie du compresseur	Pa
Q_1	Débit volumique à l'entrée	m ³ /s
R	Constante des gaz parfaits	J/(kg·K)
r	Rayon	m
r_{1h}	Rayon du moyeu à l'entrée	m
r_2	Rayon de sortie de la roue	m
T	Température statique	K
T_{01}	Température totale d'entrée	K
T_{02}	Température totale de sortie de la roue	K
T_{02s}	Température totale de sortie isentropique	K
U_1	Vitesse périphérique à l'entrée	m/s
U_2	Vitesse périphérique à la sortie	m/s
W_1	Vitesse relative à l'entrée	m/s
w	Travail spécifique	J/kg
Z	Nombre d'aubes de la roue	—
Z_d	Nombre d'aubes du diffuseur	—
α_2	Angle de l'écoulement absolu à la sortie de la roue	Degré ou rad
α_3	Angle des aubes du diffuseur	degré ou rad
β_1	Angle de l'écoulement relatif à l'entrée	degré ou rad
β_{1b}	Angle d'aube à l'entrée	degré ou rad
β_2	Angle de sortie des aubes de la roue	degré ou rad
β_{2b}	Angle d'aube à la sortie (backsweep)	degré ou rad
γ	Rapport des capacités thermiques (C_p/C_v)	—

Symbole	Description	Unité SI
Δh_0	Augmentation totale d'enthalpie	J/kg
Δh_{0s}	Travail isentropique spécifique	J/kg
η_{is}	Rendement isentropique total	—
η_p	Rendement polytropique	—
η_{global}	Rendement global	—
θ	Angle circonférentiel	degré ou rad
Π	Taux de compression total	—
Π_R	Taux de compression à la sortie de la roue	—
ρ	Masse volumique	kg/m ³
σ	Facteur de glissement (Slip factor)	—
τ_2	Coefficient de blockage	—
Φ	Coefficient de débit	—
Ψ	Coefficient de charge	—
ω	Vitesse angulaire	rad/s

The background of the slide features a series of overlapping, translucent blue waves that flow from the left side towards the right. These waves vary in intensity, with some appearing as light blue mist and others as more defined, darker blue lines. The overall effect is a sense of movement and fluidity.

Introduction générale

Le compresseur centrifuge convertit l'énergie mécanique d'un moteur en énergie de pression par la force centrifuge générée par la rotation de sa roue. Cette étude utilise un modèle numérique sous ANSYS CFX pour résoudre les équations de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie) avec des modèles physiques adaptés (turbulence, conditions de rotation). Un modèle d'optimisation multi-réponses est ensuite développé pour maximiser le rapport de compression et l'efficacité isentropique tout en minimisant la puissance absorbée. Après avoir présenté la méthode de la fonction de désirabilité, l'optimisation est appliquée aux surfaces de réponse des trois réponses. L'analyse du profil optimal, des graphiques d'interaction et de la robustesse permet de proposer un point de fonctionnement optimal, validé pour des conditions réelles.

Le manuscrit de cette mémoire se décompose en cinq chapitres :

Le premier chapitre présente les notions fondamentales relatives aux compresseurs centrifuges, notamment leur principe de fonctionnement, leur constitution et les principaux paramètres de performance. Il propose également un état de l'art synthétique des travaux de recherche menés dans ce domaine, en mettant en évidence les approches théoriques, expérimentales et numériques utilisées pour l'analyse et l'amélioration des performances de ces machines. Cette revue de la littérature permet de situer le présent travail dans son contexte scientifique et de préparer les développements présentés dans les chapitres suivants.

Le deuxième chapitre établit le cadre théorique et la méthodologie de conception préliminaire du compresseur centrifuge, assurant la transition entre les exigences de performance (débit massique, rapport de compression, rendement) et leur traduction en paramètres thermodynamiques, aérodynamiques et géométriques. Il s'appuie sur la thermodynamique des gaz compressibles et la mécanique des turbomachines pour relier les spécifications fonctionnelles aux grandeurs physiques déterminantes : travail spécifique, vitesses caractéristiques, et dimensions principales de la roue, du diffuseur et de la volute. Ce chapitre se conclut par la synthèse des paramètres géométriques retenus et la définition du modèle pour l'analyse numérique, assurant ainsi la continuité vers la simulation CFD du Chapitre III.

Le troisième chapitre détaille la mise en œuvre numérique des équations de transport sous ANSYS CFX pour simuler un compresseur centrifuge. Il aborde successivement la modélisation géométrique, la génération du maillage (avec un soin particulier pour les zones critiques), les procédures numériques de résolution des équations de conservation, ainsi que les modèles

physiques sélectionnés (turbulence, rotation). Enfin, il souligne l'importance cruciale des conditions aux limites pour garantir la convergence et la fiabilité des résultats.

Le quatrième chapitre développe un modèle d'optimisation multi réponses pour concilier la maximisation du rapport de compression et de l'efficacité isentropique avec la minimisation de la puissance du compresseur centrifuge. Après avoir présenté la méthode de la fonction de désirabilité, l'optimisation est appliquée aux modèles de surface de réponse des trois réponses. L'analyse des résultats (profil optimal, graphiques d'interaction, robustesse) permet de proposer un point de fonctionnement optimal, validé et cohérent pour des conditions réelles.

Dans le cinquième chapitre, nous présenterons et analyserons les résultats obtenus. Ce chapitre analyse le comportement des fluides dans un compresseur centrifuge via des simulations ANSYS CFX. Les résultats montrent que pression, température, vitesse et nombre de Mach dépendent fortement du débit, de la vitesse de rotation et de la température d'entrée. Les distributions d'aube à aube révèlent des gradients transversaux significatifs, identifiant des zones critiques (inducer, diffuseur, jeux de tête). Une optimisation multiparamétrique par surfaces de réponse 3D illustre ensuite l'effet conjoint du débit et de la vitesse sur le rendement, la puissance et le rapport de compression. L'optimisation par fonction de désirabilité aboutit à une solution optimale équilibrant maximisation du rendement et du rapport de compression et minimisation de la puissance. Les graphiques d'interaction confirment l'existence d'un débit optimal offrant le meilleur compromis.

The background of the slide features several overlapping, wavy, translucent blue lines that create a sense of motion and depth. These lines are concentrated in the middle section of the slide, behind the title text.

Chapitre I: Généralités et état de l'art sur les compresseurs centrifuges

I.1 Introduction

Les compresseurs centrifuges constituent un élément clé dans de nombreux systèmes industriels et énergétiques en raison de leur capacité à assurer des débits élevés avec des rendements satisfaisants. Leur utilisation s'est largement développée dans des secteurs tels que la production d'énergie, l'industrie pétrochimique, l'aéronautique et les systèmes de réfrigération, où la fiabilité et la stabilité de fonctionnement sont des critères essentiels.

Le fonctionnement du compresseur centrifuge repose sur des phénomènes aérodynamiques complexes, résultant de l'interaction entre la géométrie de la roue, le diffuseur et les conditions d'écoulement du fluide. Ces phénomènes influencent directement les performances globales du compresseur, notamment le rapport de compression, le rendement et le domaine de fonctionnement stable. Des limitations telles que le pompage (surge) et l'étranglement (choke) constituent des contraintes majeures dans l'exploitation et la conception de ces machines.

Ce chapitre a pour objectif de présenter les notions fondamentales relatives aux compresseurs centrifuges, en abordant leur principe de fonctionnement, leur constitution, ainsi que les principaux paramètres de performance. Il propose également un état de l'art synthétique des travaux de recherche réalisés dans ce domaine, mettant en évidence les approches théoriques, expérimentales et numériques utilisées pour l'analyse et l'amélioration des performances des compresseurs centrifuges. Cette revue permet de situer le présent travail dans son contexte scientifique et de préparer les développements présentés dans les chapitres suivants.

I.2 Généralités sur les compresseurs

I.2.1 Définition :

Un compresseur est une machine dont la fonction principale est d'augmenter la pression d'un fluide compressible qui le traverse, ce qui entraîne la compression progressive du fluide. Les gaz, étant des fluides compressibles, nécessitent l'utilisation de compresseurs, tandis que les liquides, pratiquement incompressibles, requièrent l'usage de pompes.

Pour des taux de compression faibles, les gaz peuvent être considérés comme incompressibles. Dans ce cas, on utilise des soufflantes ou des ventilateurs. L'élévation de pression obtenue par un compresseur permet d'atteindre un niveau de pression déterminé, nécessaire à divers procédés industriels ou énergétiques.[1]

I.2.2 Rôle du compresseur dans les systèmes thermiques et industriels :

Le compresseur joue un rôle fondamental dans les systèmes thermiques et industriels en assurant l'élévation de la pression d'un fluide gazeux afin de permettre son utilisation dans différents procédés énergétiques[2]. Dans les cycles thermodynamiques, notamment le cycle de Brayton et les cycles de réfrigération, le compresseur constitue un organe clé responsable de l'augmentation de l'énergie du fluide, conditionnant directement le rendement global du système et la puissance produite ou consommée.

Dans les applications industrielles, les compresseurs sont largement utilisés pour le transport et le stockage des gaz, l'alimentation des procédés chimiques, la compression de l'air dans les réseaux pneumatiques ainsi que dans les installations pétrochimiques et énergétiques. Le fonctionnement du compresseur influence directement la stabilité des installations, la consommation énergétique et la fiabilité globale des systèmes industriels. Une conception appropriée et une exploitation optimale du compresseur sont donc essentielles afin d'assurer des performances élevées, un fonctionnement sûr et une réduction des pertes énergétiques[2].

I.2.3 Classification des compresseurs:

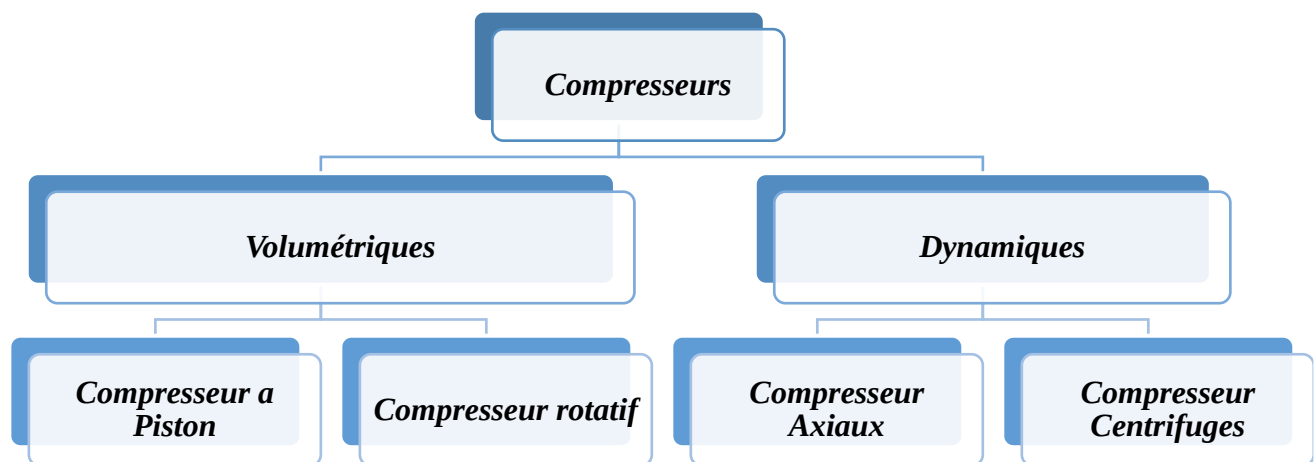


Figure I.1: Classification des compresseurs

I.2.3.1 Compresseurs volumétriques:

Les compresseurs volumétriques sont des dispositifs dans lesquels la compression est obtenue par une réduction du volume contenant le gaz à comprimer. [3]

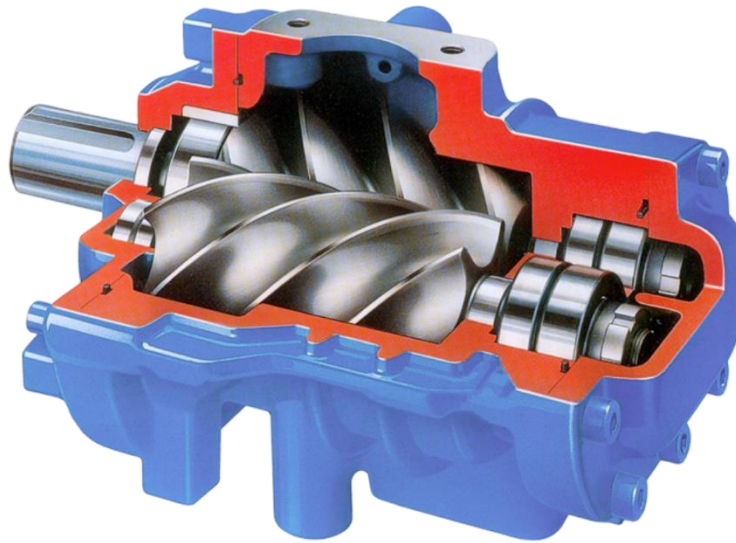


Figure I.2: compresseur volumétrique

I.2.3.2 Compresseurs dynamiques :

La compression se fait par l'accélération du fluide et la conversion de son énergie cinétique en pression.

Adaptés aux débits élevés mais nécessitent souvent plusieurs étages pour obtenir une pression élevée.[4]

A. Compresseurs axiaux

Dans les compresseurs axiaux, le flux du fluide reste principalement **axial** tout au long de la machine.

Pour atteindre un taux de compression élevé, il est souvent nécessaire d'assembler plusieurs étages en série.

Ces compresseurs sont couramment utilisés dans les **turbines à gaz** et les **moteurs d'avion**, où de grands débits et des pressions élevées sont requis.

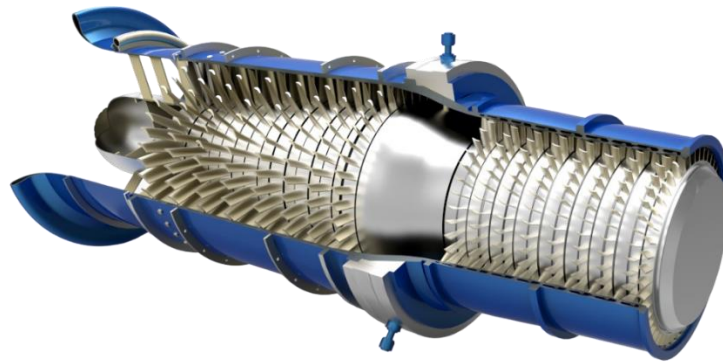


Figure I.3:Compresseur dynamique axial

B. Compresseurs centrifuges (radiaux)

Les compresseurs centrifuges fonctionnent différemment : le flux du fluide est accéléré radialement par l'impeller. Ensuite, cette énergie cinétique est transformée en pression statique grâce au diffuseur et à la volute. Un avantage important de ce type de compresseur est sa capacité à fournir un gain de pression élevé dans un seul étage, ce qui le rend idéal pour certains débits et applications compactes[2].



Figure I.4:compresseur centrifuge

I.3 Constitution d'un compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge est une machine complexe dont la fiabilité et les performances dépendent de la synergie entre ses composants mécaniques et aérodynamiques.

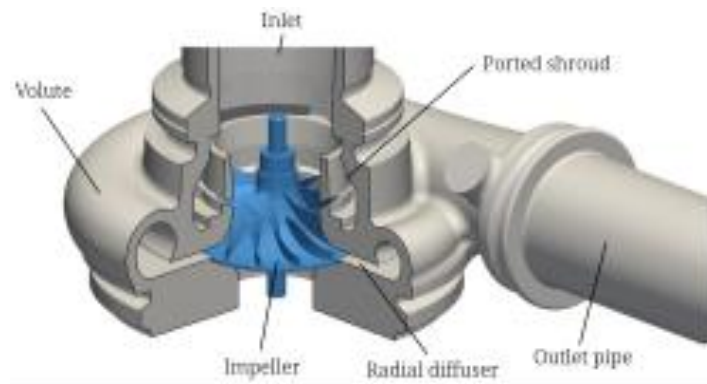


Figure I.5: Vue écorchée d'un compresseur centrifuge[5]

I.3.1 La Roue (Impeller) :

C'est le cœur actif du compresseur. Elle est usinée (pour les petites puissances) ou forgée (pour les applications lourdes) dans des alliages à haute résistance (aluminium, acier inoxydable, titane). On distingue les roues fermées (avec un disque de couverture, plus efficaces), semi-ouvertes et ouvertes. Son équilibrage dynamique est critique pour éviter les vibrations destructrices[6].

I.3.2 Le Diffuseur :

Ce composant stationnaire entoure la roue. Sa conception est cruciale pour le rendement. Les diffuseurs à aubes peuvent être à canaux (pipe diffuser) ou à aubes plates. Le choix entre une conception avec ou sans aubes est un compromis entre rendement, plage de fonctionnement et coût. Les parois du diffuseur sont souvent usinées avec précision pour minimiser les pertes par frottement [2].

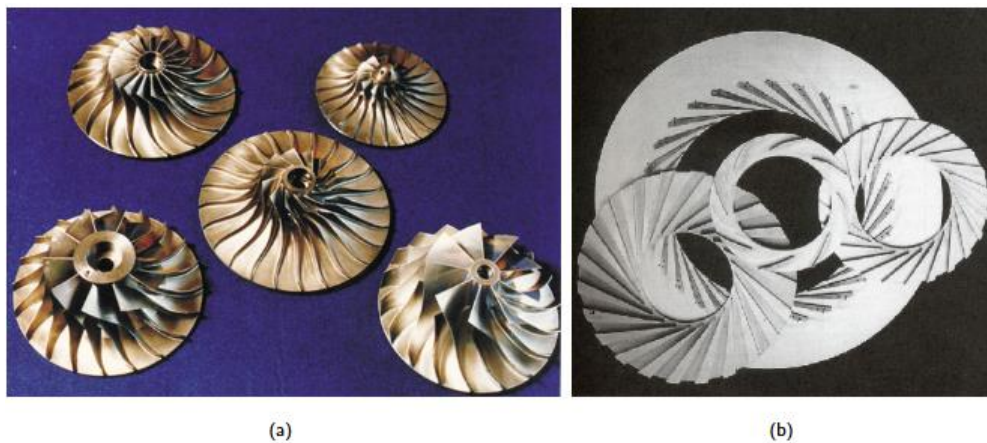


Figure I.6: Différentes roues (a) et diffuseurs (b) de compresseurs centrifuges, d'après[7]

I.3.3 La Volute (ou Cardère) :

Il s'agit d'un conduit de section croissante (en forme de spirale logarithmique) qui enveloppe le diffuseur. Sa fonction est de collecter le fluide de toute la circonférence et de le conduire vers la bride de refoulement unique en minimisant les pertes par choc et en équilibrant les pressions pour réduire la charge radiale résultante sur l'arbre. Une mauvaise conception de la volute est une source majeure de baisse de rendement [7].

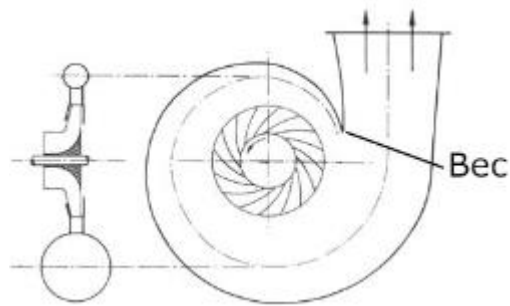


Figure I.7:Volute

I.3.4 L'Arbre et les Paliers :

L'arbre transmet le couple du moteur d'entraînement à la roue. Il doit résister aux efforts de torsion, à la flexion et aux charges radiales/axiales. Les paliers (roulements) supportent l'arbre et permettent sa rotation à haute vitesse. On utilise généralement des roulements à billes ou à rouleaux (pour les vitesses modérées) ou des paliers lisses (journaux) hydrodynamiques (pour les vitesses très élevées et les charges lourdes). Un système de butée axiale est toujours présent pour résister à la poussée axiale résiduelle sur la roue [5].

Les Systèmes d'Étanchéité :

Ils sont essentiels pour prévenir les fuites de gaz (entre zones de pression différente) et la contamination (par l'huile de lubrification des paliers). Les principaux types sont :

Les Étanchéités à labyrinthe : Le plus courant. Une série de crans fins crée un cheminement restrictif pour le fluide.

Les Étanchéités mécaniques à faces : Pour des gaz propres et des applications nécessitant une étanchéité quasi-parfaite.

Les Garnitures d'étanchéité : Pour les arbres de petite dimension et basse pression [5]

I.4 Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge

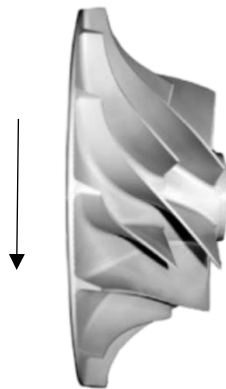
Une fois les composants identifiés, leur interaction permet de comprendre le principe de conversion d'énergie. Le compresseur centrifuge transforme l'énergie mécanique de rotation en une augmentation de pression du fluide, selon un processus aérodynamique séquentiel [1].

I.4.1 Mécanisme de conversion d'énergie :

Le fonctionnement repose sur la conversion en deux étapes. L'**énergie mécanique** de l'arbre est d'abord transférée par la roue au fluide, principalement sous forme d'**énergie cinétique** (vitesse élevée). Cette énergie cinétique est ensuite majoritairement transformée en **énergie de pression statique** dans les composants fixes en aval (diffuseur, volute). Ce transfert est quantifié par l'**équation d'Euler pour les turbomachines**, liant le travail à la variation du moment cinétique du fluide [2].

I.4.2 Rôle de la roue (Impeller) :

La **roue** a pour fonction d'**accélérer radialement le fluide** par la force centrifuge. En tournant, elle augmente sa vitesse absolue et sa pression. L'énergie spécifique transmise est directement liée à la variation de la composante tangentielle de la vitesse absolue entre l'entrée et la sortie de la roue. Sa géométrie, en particulier l'angle de sortie des aubes (β_{2b}), est le paramètre clé influençant cette transmission d'énergie et la forme de la courbe caractéristique [2].



(a) Entrée roue.



(b) Sortie roue.

I.4.3 Rôle du diffuseur :

Le diffuseur a pour rôle de ralentir l'écoulement à haute vitesse issu de la roue. En élargissant la section d'écoulement (conformément au principe de Bernoulli), il convertit l'énergie cinétique en énergie de pression statique. Un diffuseur à aubes effectue cette conversion plus

efficacement mais sur une plage de débit plus étroite, tandis qu'un diffuseur sans aubes offre plus de stabilité [2].

I.4.4 Trajectoire globale de l'écoulement :

Le parcours du fluide est spatial. Il entre **axialement** par l'œil de la roue, est **accéléré radialement** à travers ses canaux, puis est **décéléré** dans le diffuseur. Finalement, la **volute** collecte et homogénéise l'écoulement avant sa sortie. Cette trajectoire transforme un écoulement axial basse pression en un écoulement haute pression utilisable industriellement [6].

I.5 Paramètres de performance

Pour analyser la performance d'un compresseur centrifuge, il est essentiel de définir et de contrôler des paramètres quantifiables spécifiques. Ces mesures clés, issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides en turbomachinerie, permettent d'évaluer la capacité, la productivité et la plage opérationnelle de la machine telle que conçue.[2]

I.5.1 Débit massique (Mass Flow Rate, $\dot{m}$)

Le débit massique correspond à la masse de fluide traversant le compresseur par unité de temps. Il s'agit d'un paramètre de capacité primaire, souvent fixé comme condition limite dans la conception. Pour les compresseurs centrifuges, il est étroitement lié à la géométrie de l'entrée (diamètre, angle des pales de l'impeller) et aux conditions de stagnation à l'entrée (pression P_{01} et température T_{01}) [2]. Il se mesure en kilogrammes par seconde (kg/s). une mesure précise est nécessaire pour tout calcul d'efficacité et doit être effectuée là où l'écoulement est le plus uniforme possible [8].

I.5.2 Taux de compression (Pressure Ratio, Π ou r_c)

Le taux de compression définit l'effort de compression et se calcule comme le rapport entre la pression totale de sortie P_{02} et la pression totale d'entrée P_{01} :

$$\Pi = \frac{P_{02}}{P_{01}} \quad \text{I.1}$$

Pour un compresseur, $\Pi > 1$. Ce paramètre est l'objectif principal de la machine et influence largement sa conception (nombre d'étages, vitesse de rotation). Il est directement lié à l'augmentation d'enthalpie et donc au travail effectué sur le fluide [8] [2].

I.5.3 Rendement (Efficiency)

Le rendement mesure les pertes irréversibles dans la machine.

Rendement isentropique (η_{is}) : Compare le travail réel de compression au travail idéal (réversible et adiabatique) nécessaire pour atteindre le même taux de compression. Pour un gaz parfait :

$$\eta_{is} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad I.2$$

Où γ est le rapport des capacités thermiques. Ce rendement évalue l'efficacité énergétique interne en tenant compte des pertes aérodynamiques (frottement, impacts, séparation de couche limite) [2].

Rendement global (η_{global}) : Englobe toutes les pertes mécaniques (frottement des roulements, entraînements auxiliaires, joints) en plus des pertes internes. C'est le paramètre le plus représentatif pour l'utilisateur final [2, p. 44].

I.5.4 . Puissance absorbée (Power Input, P_{arbre})

La puissance consommée correspond à la puissance mécanique fournie à l'arbre pour effectuer la compression. Elle comprend à la fois la puissance transférée au fluide et les pertes dissipées :

$$P_{arbre} = \dot{m} \cdot \Delta h_0 \quad I.3$$

Où Δh_0 est l'augmentation totale d'enthalpie du fluide. La norme ISO 5389 détaille comment calculer cette puissance à partir des mesures de température, pression et débit, en tenant compte des incertitudes instrumentales [8]. C'est un paramètre clé pour le dimensionnement du moteur et l'analyse économique.

I.5.5 Vitesse de rotation (Rotation Speed, N)

La vitesse de rotation, exprimée en tours par minute (rpm) ou radians par seconde (rad/s), est le paramètre cinématique principal. La performance du compresseur (débit, taux de compression, rendement) est directement liée à cette vitesse. L'analyse dimensionnelle avec des coefficients comme le coefficient de charge (Ψ) et le coefficient de débit (Φ) permet de définir des courbes de performance universelles indépendamment de la vitesse et de la taille [2] [8] . La vitesse

de rotation influence aussi les contraintes centrifuges sur les pales du rotor, limitant le taux de compression maximal.

I.6 Phénomènes aérodynamiques importants

Le fonctionnement d'un compresseur centrifuge est soumis à des phénomènes aérodynamiques essentiels. Ces derniers définissent les limites de son fonctionnement stable et ont une influence directe sur son rendement et sa durée de vie. Il est donc primordial de bien les comprendre pour concevoir et utiliser la machine en toute sécurité [8].

I.6.1 Pompage

Le pompage est un problème de base dans les compresseurs. On remarque que si le débit baisse assez à vitesse stable, une zone de fonctionnement instable se crée. Là, de fortes variations de pression et de débit apparaissent. Pendant ce temps, les pressions mécaniques et thermiques peuvent abîmer le compresseur lui-même. Si on dépasse les limites de pompage, la machine ne peut plus fournir assez d'énergie pour lutter contre la pression contraire. Le compresseur étant lié à deux systèmes à pressions différentes, le réservoir à haute pression se vide dans le réservoir à basse pression par un flux inverse dans le compresseur.

La pression baisse vite en aval et, quand l'équilibre revient, le flux change de direction pour retrouver un fonctionnement « normal » du compresseur. Un nouveau cycle de pompage commence alors[9].

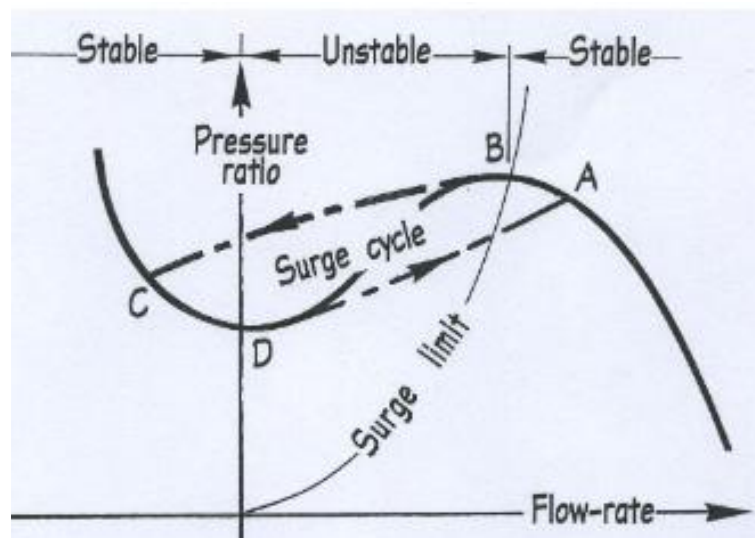


Figure I.8: Cycle de pompage (ABCD)[10]

I.6.2 Étranglement

L'étranglement est la limite opposée du domaine de fonctionnement. Il se produit à haut débit lorsque la vitesse de l'écoulement atteint la vitesse du son ($Mach = 1$) à un endroit précis de la machine (souvent à l'entrée du rotor ou du stator). L'écoulement est alors bloqué et le débit massique ne peut plus augmenter même si la contre-pression diminue. La courbe caractéristique chute alors de manière verticale. Dans cette situation, les performances se dégradent fortement et des ondes de choc peuvent apparaître, ce qui accroît les pertes et les contraintes thermomécaniques. Ce phénomène marque la limite supérieure de la plage de fonctionnement [2].

I.6.3 Pertes internes (Pertes aérodynamiques)

Les pertes internes diminuent l'efficacité de la conversion d'énergie. On les classe généralement de la manière suivante [2]:

- **Pertes par frottement visqueux** : Pertes liées à la couche limite qui se développe sur les parois des aubes et des conduits.
- **Pertes par choc** : Pertes occasionnées par la formation d'ondes de choc, surtout importantes en dehors des conditions nominales et aux vitesses élevées ($Mach$ d'entrée élevé).
- **Pertes par décollement de la couche limite** : Liées au décollement de l'écoulement, souvent causé par un angle d'incidence défavorable ou par un fort gradient de pression opposé (en particulier dans le stator). Ces pertes sont prédominantes près du point de pompage.
- **Pertes par fuites** : Pertes découlant des jeux inévitables entre le rotor et le carter (par exemple, au niveau du labyrinthe d'étanchéité situé en haut des aubes). Ces fuites permettent à une partie du fluide de contourner la compression.
- **Pertes par recirculation** : Pertes liées aux écoulements secondaires et à la recirculation du fluide, notamment dans l'œil du rotor à faible débit.

I.6.4 Influence de la vitesse et de la géométrie

La vitesse de rotation et la géométrie des composants sont les deux principaux facteurs qui agissent sur les phénomènes décrits précédemment et qui définissent les performances :

Influence de la vitesse (N) : Une vitesse plus élevée déplace la courbe caractéristique vers des débits et des taux de compression plus importants. Elle rapproche aussi l'écoulement des conditions d'étranglement ($Mach$ élevé) et peut rendre le compresseur plus sensible au pompage si la ligne de stabilité n'est pas bien gérée. L'analyse adimensionnelle à l'aide des coefficients de débit

(Φ) et de charge (Ψ) permet de regrouper les performances à différentes vitesses sur une seule et même courbe [2].

- **Influence de la géométrie :** Chaque composant a une influence déterminante :

Géométrie du rotor : L'angle des aubes à la sortie (β_{2b}) est le paramètre qui influe le plus sur la charge et la forme de la courbe. Les aubes radiales ($\beta_{2b} = 0^\circ$) offrent un taux de pression élevé, tandis que les aubes inclinées vers l'arrière ($\beta_{2b} < 0^\circ$) permettent généralement d'obtenir une plage de fonctionnement plus étendue et un meilleur rendement. La forme du méridien et le nombre d'aubes agissent sur les pertes et la stabilité [2].

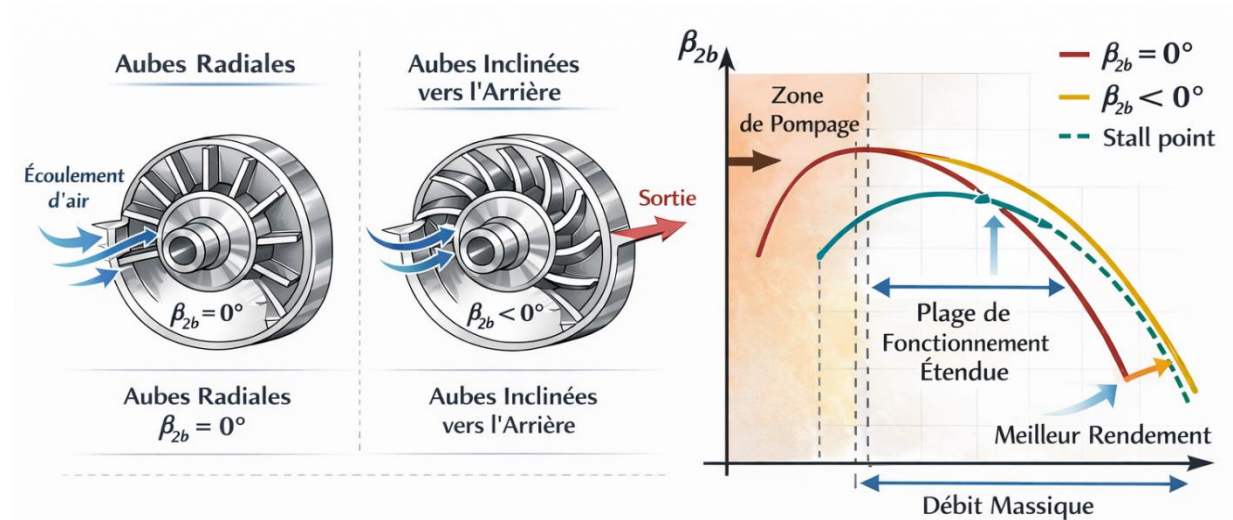


Figure I.9: Influence de l'angle de sortie des aubes du rotor (β_{2b}) sur les performances d'un compresseur centrifuge

Géométrie du stator : Un stator à aubes autorise une récupération de pression statique plus efficace et dans un espace réduit, mais il réduit la plage de fonctionnement stable (déplace le point de pompage vers un débit plus élevé) par rapport à un stator sans aubes. L'angle d'incidence sur les aubes du stator est essentiel pour prévenir le décollement [2].

Géométrie de la volute : Une volute mal conçue peut créer des répartitions de pression circonférentielles asymétriques, ce qui induit des forces radiales parasites sur le rotor et réduit le rendement global [4].

I.7 Défaillances courantes des compresseurs centrifuges

I.7.1 Origines des défaillances

- Défaillances aérodynamiques (conséquences du surge, choke prolongé)

- Défaillances mécaniques (fatigue, usure)
- Défaillances des systèmes auxiliaires (lubrification, étanchéité)[11]

I.7.2 Symptômes et diagnostics des pannes courantes

- **Vibrations excessives** : Déséquilibre du rotor, mauvais alignement, usure des paliers. [12]
- **Chute de performance** : Érosion des aubes, colmatage des diffuseurs, fuites au niveau des labyrinthes.[13]
- **Surchauffe** : Problème de lubrification, fonctionnement prolongé en dehors de la plage de conception. [13]
- **Bruit anormal** : Contact rotor-stator, début de surge, détérioration des engrenages (pour compresseurs à entraînement intégré).

I.7.3 Maintenance préventive et surveillance

- Surveillance des paramètres en ligne (vibrations, température, pression). [12]
- Analyses d'huile de lubrification.[13]
- Inspections programmées (contrôle visuel, mesures de jeu). [11]
- Importance du rodage et du respect des procédures de démarrage/arrêt. [11]

I.8 Domaines d'application

Les compresseurs centrifuges sont importants dans de nombreux secteurs industriels et technologiques grâce à leur fiabilité, leur étendue de fonctionnement et leur capacité à traiter de grands volumes de gaz. Voici leurs principales utilisations:

I.8.1 Industrie pétrochimique et de traitement du gaz

Dans ce secteur important, les compresseurs centrifuges servent à divers processus qui demandent la compression de gaz naturels ou de fluides de procédés. Leur solidité et leur possibilité de tourner sans arrêt les rendent indispensables pour la réinjection de gaz, le transport de gaz par pipeline (hausse de la pression de transport), et les unités de traitement et de liquéfaction du gaz naturel (GNL). Ils ont aussi un rôle important dans le vaporeformage et le craquage catalytique en fournissant de l'air ou des hydrocarbures sous pression [6] [13].

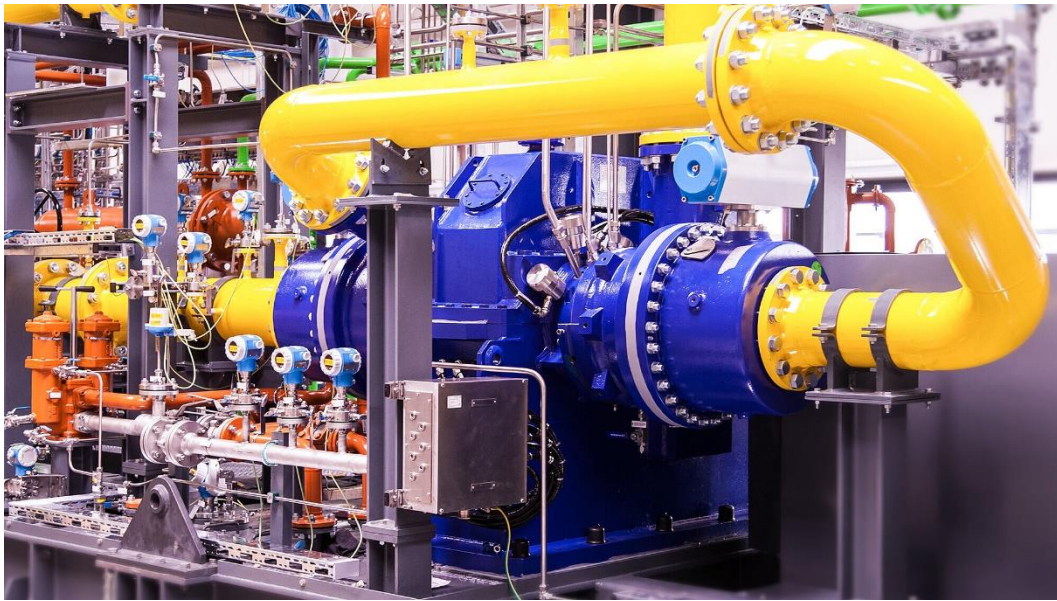


Figure I.10: Compresseur centrifuge à engrenages intégrés à 2 étages avec conduites de gaz de procédé[14]

I.8.2 Turbomachines : Groupes turbo-alternateurs et suralimentation

Les compresseurs centrifuges sont au cœur des turbines à gaz (pour la production d'électricité ou la propulsion) et des groupes turbo-alternateurs. Dans une turbine à gaz de type aéronautique ou industrielle, le compresseur centrifuge (ou axial-centrifuge) sert à comprimer l'air avant qu'il n'entre dans la chambre de combustion, ce qui améliore beaucoup le rendement thermodynamique du cycle. On les retrouve aussi dans les systèmes de suralimentation (turbo-compresseurs) des moteurs à combustion interne afin d'augmenter leur puissance massique [2] [6].

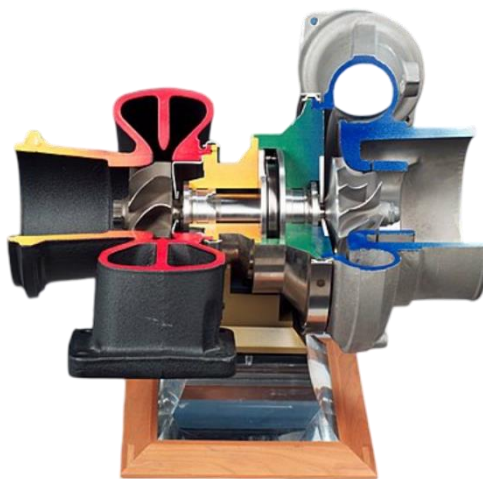


Figure I.11: Compresseur centrifuge représenté (en bleu) en tant que partie d'un turbocompresseur (turbocharger)[15]

I.8.3 Réfrigération et climatisation industrielle

Les grands systèmes de climatisation (centres commerciaux, aéroports, gratte-ciels) et les unités de réfrigération industrielle (stockage frigorifique, usines de production alimentaire) emploient souvent des compresseurs centrifuges pour faire circuler et comprimer les frigorigènes. Leur fonctionnement assez silencieux, leur aptitude à varier leur charge et leur rendement énergétique à pleine charge en font un bon choix pour ces utilisations à grand volume [13].



Figure I.12: Centrifugal chiller compressor[16]

I.8.4 Aéronautique et propulsion

Bien que les compresseurs axiaux soient plus courants dans les turboréacteurs à fort taux de dilution, les compresseurs centrifuges sont souvent utilisés dans les moteurs d'hélicoptères (comme les modèles de la famille Turbomeca/Safran Arriel/Arrius) et les moteurs d'avions légers ou régionaux (turbopropulseurs). Leur petite taille, leur résistance structurelle et leur capacité à donner un fort taux de compression en un seul étage sont des avantages importants dans ces utilisations où la taille et la fiabilité sont primordiales [13] [6].

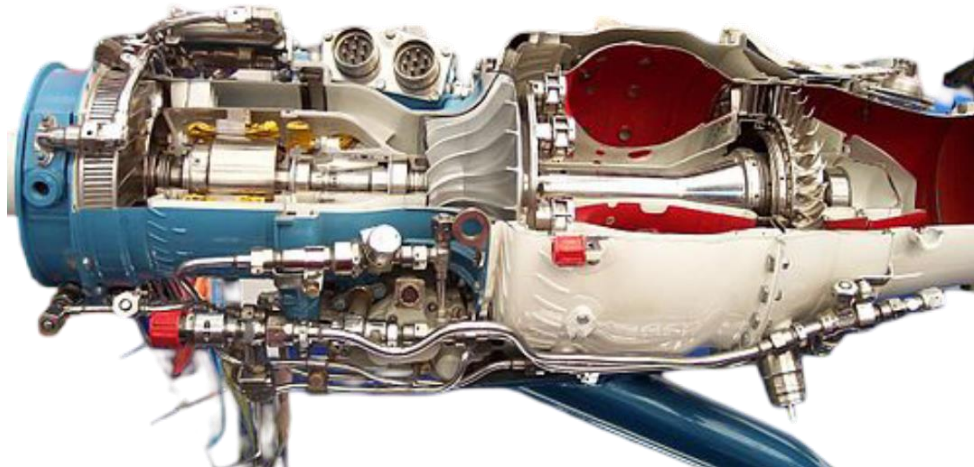


Figure I.13: Compresseur centrifuge représenté (en bleu) en tant que deuxième étage d'un turboréacteur de type axial-centrifuge [15]

I.8.5 Production d'énergie

En plus des turbines à gaz, les compresseurs centrifuges aident à la production d'énergie dans diverses situations. Ils sont importants dans les centrales électriques à cycle combiné (pour la compression de l'air de combustion), dans le stockage d'énergie par air comprimé (CAES) pour comprimer l'air quand la demande est faible, et dans les réacteurs nucléaires (pour la circulation des gaz de refroidissement comme le CO₂ dans certains réacteurs de type AGR). Leur fiabilité est absolument essentielle dans ces infrastructures importantes [17] [13].

I.9 État de l'art sur les compresseurs centrifuges

Cette section propose une synthèse critique et structurée des principaux axes de recherche contemporains qui orientent le développement des compresseurs centrifuges. Elle met en évidence l'évolution progressive des approches de conception, passant de méthodes empiriques de dimensionnement vers une ingénierie prédictive et optimisée, reposant largement sur l'intégration d'outils numériques avancés. L'analyse de la littérature récente permet d'identifier trois axes méthodologiques dominants, qui structurent l'état de l'art actuel.

I.9.1 Optimisation paramétrique et multicritère des composants rotatifs

Le premier axe concerne l'optimisation géométrique avancée des composants rotatifs, en particulier la roue centrifuge. Les travaux récents s'appuient majoritairement sur des cadres d'optimisation paramétrique couplant des algorithmes méta-heuristiques, notamment

les algorithmes génétiques de type NSGA-II et NSGA-III, à des évaluations aérodynamiques par simulation numérique des écoulements (CFD). Cette démarche permet de traiter des problèmes de conception multicritères, dans lesquels plusieurs objectifs souvent antagonistes – tels que l'amélioration du rendement isentropique, l'augmentation du rapport de pression et l'élargissement de la plage de fonctionnement stable – doivent être optimisés simultanément. L'utilisation de techniques de paramétrisation géométrique sophistiquées, telles que les surfaces de Bézier, les méthodes de Free-Form Déformation (FFD) ou la modification du profil méridien, autorise une exploration exhaustive et rigoureuse de l'espace de conception, favorisant ainsi l'émergence de configurations aérodynamiques innovantes pour des gains de performance significatifs [18], [19], [20].

I.9.2 La simulation numérique comme outil central d'analyse et de validation des performances

Le second axe repose sur le rôle central de la Dynamique des Fluides Numérique (CFD) comme outil de référence dans la conception et l'analyse des compresseurs centrifuges. Les simulations CFD, principalement basées sur des modèles de turbulence de type RANS, permettent une prédiction fiable des performances globales, telles que les cartes caractéristiques du compresseur, tout en offrant une analyse physique détaillée des écoulements internes. Ces études mettent en évidence des phénomènes complexes, notamment les structures tourbillonnaires, les zones de décollement, les mécanismes de génération de pertes ainsi que les interactions critiques entre la roue et le diffuseur. Ainsi, la CFD ne se limite plus à un simple outil de validation a posteriori, mais constitue désormais un instrument d'aide à la décision intégré au processus itératif de conception, permettant d'identifier et de quantifier précisément les facteurs limitant les performances aérodynamiques [21], [22], [23].

I.9.3 Vers une conception intégrée et robuste : approches multi-points et optimisation des composants statiques

Le troisième axe traduit une évolution vers une vision systémique de la conception. D'une part, des méthodologies de conception préliminaire multipoints sont développées afin de garantir des performances robustes et satisfaisantes sur un domaine étendu de conditions de fonctionnement, et non plus uniquement au point nominal. Cette approche répond aux exigences des applications industrielles réelles, souvent caractérisées par des régimes de fonctionnement variables [24]. D'autre part, la littérature récente souligne le rôle déterminant des composants statiques, en particulier le diffuseur, dans la récupération de pression et la stabilité globale du

compresseur. Des travaux dédiés à leur conception et optimisation démontrent que ces composants doivent être considérés comme des sous-systèmes à part entière, intégrés dès les phases préliminaires dans la boucle globale d'optimisation pour maximiser l'efficacité de la conversion énergétique [25], [26].

I.9.4 Synthèse et positionnement de la présente étude

En synthèse, l'état de l'art actuel démontre une convergence vers des méthodologies fondées sur l'optimisation numérique couplée à la CFD, la conception prédictive et l'analyse physique approfondie des écoulements. Ces approches constituent désormais le cadre méthodologique dominant pour le développement de compresseurs centrifuges performants et compétitifs.

Cependant, une analyse critique révèle que l'application complète et cohérente de ces méthodologies avancées à la conception *ab initio* (dès la phase initiale) d'un compresseur centrifuge, spécifiquement destiné à répondre à un cahier des charges fonctionnel précis et contextualisé, demeure un champ d'application moins documenté. Une lacune notable persiste concernant l'intégration précoce et simultanée de l'ensemble des composants (rotor, diffuseur, volute) dans une démarche d'analyse et d'optimisation globale et systématique.

C'est précisément dans cet intervalle méthodologique que s'inscrit la contribution du présent mémoire. Celui-ci propose une démarche structurée et appliquée, allant de la modélisation théorique jusqu'à l'optimisation numérique par CFD, visant à démontrer l'application intégrale de ce paradigme moderne pour la conception d'un compresseur centrifuge répondant à des spécifications opérationnelles définies, comblant ainsi l'écart identifié entre les méthodologies génériques disponibles et une conception ciblée et intégrée.

I.10 Conclusion

Ce chapitre a établi les fondements théoriques et techniques relatifs aux compresseurs centrifuges, en couvrant leur constitution, leur principe de fonctionnement, leurs paramètres de performance ainsi que les phénomènes aérodynamiques qui régissent leur comportement. L'état de l'art a mis en évidence une évolution vers des approches de conception intégrées, combinant simulation CFD et optimisation multicritères, tout en révélant une lacune concernant leur application cohérente à la conception *ab initio* de compresseurs répondant à des spécifications opérationnelles précises.

C'est dans ce cadre que s'inscrit la présente étude. Le chapitre suivant sera consacré à la modélisation théorique et à la conception préliminaire du compresseur, constituant le premier maillon de la chaîne méthodologique adoptée.

The background features several overlapping, flowing blue lines that create a sense of movement and depth. These lines are more concentrated around the text, framing it from the sides and bottom.

Chapitre II: Modélisation théorique et conception préliminaire

II.1 Introduction

Ce chapitre établit le cadre théorique et la méthodologie de conception préliminaire du compresseur centrifuge étudié. Il assure la transition entre les exigences de performance définies au chapitre précédent et leur traduction en paramètres thermodynamiques, aérodynamiques et géométriques nécessaires au dimensionnement de l'étage de compression.

La démarche adoptée s'appuie sur les principes fondamentaux de la thermodynamique des gaz compressibles et de la mécanique des turbomachines. L'objectif est de relier les spécifications fonctionnelles — débit massique, rapport de compression et rendement — aux grandeurs physiques déterminantes telles que le travail spécifique, les vitesses caractéristiques et les dimensions principales de la roue, du diffuseur et de la volute.

Le chapitre se conclut par la synthèse des paramètres géométriques retenus et par la définition du modèle destiné à l'analyse numérique, assurant ainsi la continuité méthodologique vers la simulation CFD présentée au Chapitre 3.

II.2 Fondements théoriques de la compression centrifuge

II.2.1 Principe énergétique et équation d'Euler

Le compresseur centrifuge fonctionne selon un mécanisme de conversion d'énergie reposant sur deux processus aérodynamiques successifs : une accélération centrifuge du fluide au sein de la roue rotative, suivie d'une décélération diffusive dans les éléments statiques (diffuseur, volute). Ces phénomènes sont gouvernés par les lois fondamentales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie appliquées à un volume de contrôle en rotation [2].

L'analyse théorique des turbomachines repose principalement sur l'équation d'Euler des turbomachines, issue du théorème du moment de la quantité de mouvement. Cette équation relie le travail spécifique échangé entre le rotor et le fluide à la variation du moment cinétique de l'écoulement. En supposant une entrée sans pré-rotation ($C_{u1} = 0$), le travail massique transmis au fluide s'écrit :

$$w = U_2 C_{u2} \quad \text{II.1}$$

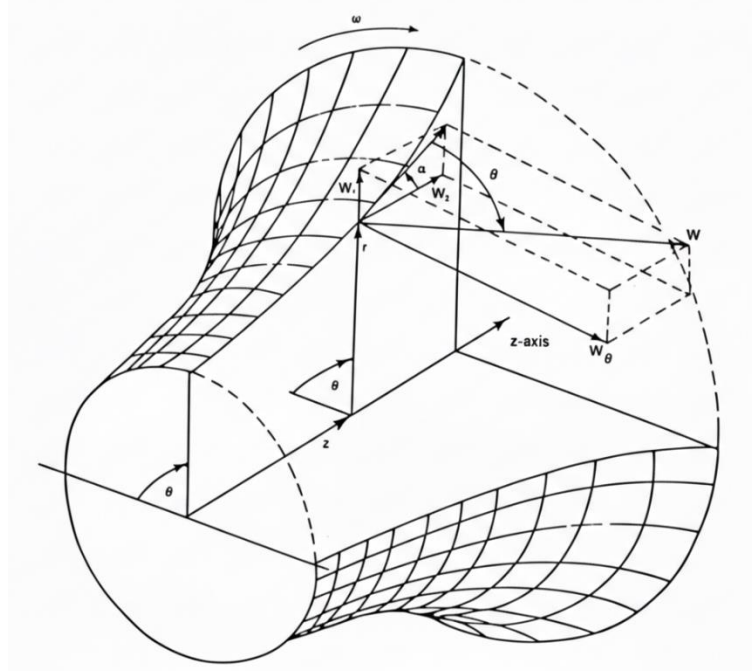


Figure II.1.:Caractéristiques de l'écoulement dans un compresseur centrifuge[6]

où U_2 désigne la vitesse périphérique à la sortie de la roue et C_{u2} la composante tangentielle de la vitesse absolue du fluide en sortie [2]. Cette relation constitue la base de la conception préliminaire, puisqu'elle établit un lien direct entre la géométrie de la roue, via $U_2 = \omega r_2$, et l'énergie transmise au fluide.

Dans les conditions réelles de fonctionnement, l'écoulement dans les canaux inter-aubages s'écarte du comportement idéal en raison du phénomène de glissement (slip). Cet effet est pris en compte à l'aide d'un facteur de glissement (σ), qui réduit la valeur effective de la composante tangentielle C_{u2} . Pour les roues à aubes radiales à sortie, le modèle empirique de Stanitz fournit une estimation couramment utilisée [2] :

$$\sigma \approx 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \quad \text{II.2}$$

Où Z représente le nombre d'aubes. Le travail réel transmis au fluide devient alors $w = \sigma U_2 C_{u2, \text{ideal}}$.

L'énergie mécanique ainsi communiquée se traduit initialement par une augmentation significative de l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la roue. Cette énergie est ensuite partiellement convertie en énergie de pression au niveau du diffuseur et de la volute par un

processus de ralentissement quasi adiabatique, conformément à l'équation de l'énergie en régime permanent [2], [6].

L'élévation d'énergie spécifique issue de l'équation d'Euler est directement liée à l'augmentation de l'enthalpie totale du fluide, permettant d'établir les relations thermodynamiques nécessaires au calcul du rapport de compression et des rendements, qui seront développées dans les sections suivantes.

II.3 Hypothèses générales et cadre de modélisation

La phase de conception préliminaire repose sur un ensemble d'hypothèses simplificatrices permettant de rendre le problème analytiquement tractable, tout en conservant une représentativité physique suffisante pour guider les choix de dimensionnement. Ces hypothèses définissent le cadre général de la modélisation initiale et servent de base pour les calculs analytiques et la préparation à la simulation CFD.

II.3.1 Hypothèses sur le fluide de travail

Le fluide est considéré comme un gaz parfait sous les conditions opératoires du compresseur. Cela permet d'utiliser la relation isentropique simplifiée entre pression et température et d'adopter une chaleur spécifique à pression constante (c_p) constante. Les propriétés de l'air sec standard sont fixées comme suit :

- Rapport des chaleurs spécifiques : $\gamma = 1.4$
- Constante des gaz parfaits: $R=287.1$

Cette hypothèse simplificatrice est couramment adoptée dans la phase préliminaire .[2], [6]

II.3.2 Hypothèses sur l'écoulement

L'analyse préliminaire utilise un modèle unidimensionnel et stationnaire (mean-line). Les propriétés moyennes sur une section donnée (vitesse méridienne C_m , pression, densité) sont considérées représentatives de l'ensemble de l'écoulement dans cette section. L'écoulement à travers la roue est supposé adiabatique (pas de transfert de chaleur avec l'extérieur) et non isentropique en raison des pertes internes, modélisées de manière globale [2].

II.3.3 Hypothèses sur les pertes et le rendement

Une modélisation détaillée de toutes les pertes locales (frottement, choc, mélange) n'est pas réalisée à ce stade. L'effet global des pertes est intégré via un rendement isentropique cible (η_{is}),

paramètre d'entrée basé sur des valeurs typiques pour le domaine de fonctionnement. Les pertes par glissement (slip) dans la roue sont modélisées spécifiquement à l'aide du facteur σ de Stanitz, présenté en section II.2.1 [2], [27].

II.3.4 Conditions aux limites et opératoires

- **Entrée** : Pression et température totales connues P_{01}, T_{01} , correspondant aux conditions ambiantes ou amont.
- **Sortie** : Pression statique imposée P_3 ou rapport de compression total $\Pi = P_{03}/P_{01}$.
- **Vitesse de rotation** : N constante pour un point de fonctionnement donné [6].

Ces hypothèses constituent la base analytique pour le dimensionnement initial et seront affinées lors de la simulation CFD au Chapitre III:.

II.4 Analyse thermodynamique du processus

L'analyse thermodynamique permet de relier le travail mécanique défini par l'équation d'Euler aux grandeurs de pression et de température mesurables. Pour un gaz parfait suivant un processus de compression adiabatique avec pertes (non-isentropique), l'élévation d'enthalpie totale est donnée par :

$$\Delta h_0 = c_p(T_{02} - T_{01}) = w \quad \text{II.3}$$

où c_p est la chaleur spécifique à pression constante, T_{01} et T_{02} sont les températures totales à l'entrée et à la sortie de la roue, et w le travail spécifique calculé par l'équation (2.1) [2], [6].

Le rapport de compression total isentropique (idéal) est lié à l'élévation de température idéale :

$$\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)_{is} = \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{II.4}$$

Où T_{02s} est la température totale de sortie pour une compression isentropique. Le rapport de compression réel, tenant compte des pertes via le rendement isentropique η_{is} , s'exprime par :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_{is} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{II.5}$$

La Figure 15 illustre graphiquement la différence entre le processus de compression réel et le processus isentropique idéal sur un diagramme enthalpique-entropique

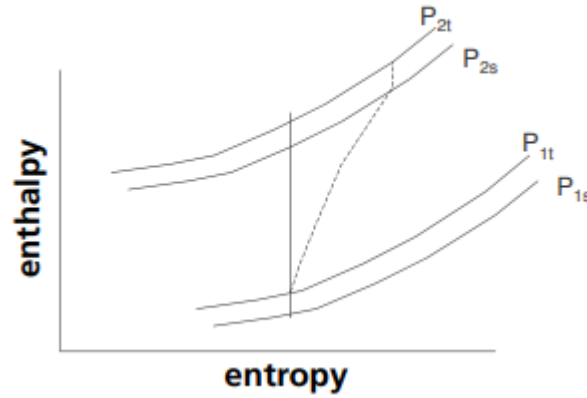


Figure II.2:Diagramme enthalpique-entropique (h-s) du processus de compression dans un compresseur centrifuge.[6]

En pratique, pour les calculs de conception, il est souvent plus commode d'utiliser le rendement polytropique (η_p), particulièrement adapté aux compresseurs centrifuges car il est moins sensible au rapport de compression. La relation polytropique s'écrit :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma \eta_p}{\gamma - 1}} \quad \text{II.6}$$

Les deux rendements sont liés par la relation suivante pour un gaz parfait :

$$\eta_{is} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma \eta_p}} - 1} \quad \text{II.7}$$

Cette analyse thermodynamique fournit le cadre nécessaire pour convertir les objectifs de performance (rapport de pression, rendement) en spécifications concrètes de température et de travail pour le dimensionnement géométrique de la roue.

II.5 Équations fondamentales de la dynamique des fluides applicables

Le comportement de l'écoulement à travers les différents composants du compresseur est gouverné par les équations fondamentales de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. En régime permanent, ces équations forment le système de base pour l'analyse et la modélisation.

II.5.1 Conservation de la masse (Continuité)

Pour un écoulement stationnaire à travers une surface de contrôle, le débit massique reste constant. Sous forme intégrale, pour une section donnée i :

$$\dot{m} = \rho_i C_{m,i} A_i = \text{constant} \quad \text{II.8}$$

Où ρ_i est la masse volumique, $C_{m,i}$ la vitesse méridienne (composante normale à la section), et A_i l'aire de la section d'écoulement. Cette équation est primordiale pour relier les dimensions géométriques (aires A_i) aux vitesses et densités le long du chemin d'écoulement [2], [6].

II.5.2 Conservation de la quantité de mouvement (Équation d'Euler)

Pour un écoulement parfait (non visqueux) en régime permanent, l'équation de la quantité de mouvement le long d'une ligne de courant, ou sa forme intégrale pour un volume de contrôle en rotation (équation d'Euler des turbomachines), a déjà été introduite (Éq.II.1). Sa forme différentielle le long d'une ligne de courant s'écrit :

$$\frac{dP}{\rho} + C dC + g dz = 0 \quad \text{II.9}$$

En négligeant les effets gravitationnels ($g dz \approx 0$) dans une machine compacte, on retrouve la relation de Bernoulli pour un fluide compressible, liant la variation de pression à la variation d'énergie cinétique.

II.5.3 Conservation de l'énergie (Premier principe)

Pour un volume de contrôle fixe en régime permanent, sans échange de chaleur avec l'extérieur (adiabatique), la variation d'enthalpie totale du fluide est égale au travail échangé. C'est la base de l'analyse thermodynamique de la section 2.4 et s'exprime par :

$$\dot{m} \Delta h_0 = \dot{m} (h_{02} - h_{01}) = P_{\text{arbre}} - P_{\text{pertes}} \quad \text{II.10}$$

Où $h_0 = h + \frac{1}{2} C^2$ est l'enthalpie totale, P_{arbre} la puissance sur l'arbre, et P_{pertes} la puissance dissipée par les pertes mécaniques. Pour l'écoulement à travers la roue seule (adiabatique), cela se réduit à $\Delta h_0 = w$ (II.3) [2].

II.5.4 Équation d'état et relations constitutives

Pour fermer le système d'équations, la relation entre les propriétés thermodynamiques (équation d'état) et les relations pour les pertes sont nécessaires.

- **Équation d'état du gaz parfait** : $P = \rho RT$ (eq II.8II.8, section II.3).
- **Relations isentropiques** : $\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constant}$ et $\frac{T}{P^{(\gamma-1)/\gamma}} = \text{constant}$.
- **Modélisation des pertes** : Bien qu'une modélisation détaillée ne soit pas utilisée en conception préliminaire, les pertes par frottement dans les conduits sont souvent estimées via des coefficients de perte de charge (K_L) ou des facteurs de friction (f), reliant la chute de pression statique à l'énergie cinétique : $\Delta P_s = K_L \cdot \frac{1}{2} \rho C^2$ [2].

Ces équations constituent le socle mathématique qui sera discrétisé et résolu numériquement lors de la phase de simulation CFD (Chapitre III:). La conception préliminaire utilise leurs formes intégrées et simplifiées, comme l'équation d'Euler et la conservation de la masse, pour déterminer les paramètres géométriques clés.

II.6 Paramètres de performance et critères de conception

Cette section définit les paramètres clés qui serviront d'objectifs et de contraintes pour le dimensionnement du compresseur. Ils constituent le lien direct entre les spécifications fonctionnelles et les choix géométriques.

II.6.1 Débit massique et conditions d'entrée

Le débit massique ($\dot{m}$) est la première spécification opérationnelle. Il détermine l'échelle physique de la machine. Pour une conception préliminaire, on définit également les conditions d'entrée : la pression totale (P_{01}), la température totale (T_{01}), et souvent la composition du fluide (air standard). Le débit volumique à l'entrée (Q_1) est dérivé de l'équation d'état : $Q_1 = \dot{m}/\rho_{01}$ [6].

II.6.2 Rapport de compression

Le rapport de compression total ($\Pi = P_{03}/P_{01}$) est l'objectif principal de performance. Il est souvent imposé par l'application (par exemple, $\Pi = 4.0$ pour une certaine boucle de réfrigération).

Parfois, le rapport de pression statique à la sortie de la roue ($\Pi_R = P_2/P_{01}$) est également utilisé comme critère intermédiaire pour le dimensionnement de la roue elle-même [2], [6].

II.6.3 Rendements

Deux rendements principaux guident la recherche d'efficacité énergétique :

- **Rendement isentropique (ou adiabatique) total** ($\eta_{is,t}$) : Rapport entre la puissance de compression idéale (isentropique) et la puissance réelle absorbée sur l'arbre pour atteindre le même rapport de pression total. C'est le critère d'efficacité le plus courant pour l'utilisateur final.
- **Rendement polytropique (ou petit étage)** (η_p) : Plus pertinent pour le concepteur, car il est moins sensible au rapport de compression et permet de comparer l'efficacité aérodynamique intrinsèque de la machine, indépendamment de sa pression de sortie. Les relations entre $\eta_{is,t}$ et η_p ont été établies en section II.4 (Éq. II.7) [2], [27].

Une valeur cible pour $\eta_{is,t}$ est choisie en fonction de la technologie (par exemple, 78-82% pour un compresseur centrifuge moderne).

II.6.4 Vitesse de rotation et nombre spécifique de vitesse

La vitesse de rotation (N , en tr/min) est un paramètre de conception libre mais contraint. Elle influence directement la taille, les contraintes mécaniques et les performances. Pour guider son choix de manière rationnelle, on utilise le nombre spécifique de vitesse adimensionnel (N_s), un paramètre de similitude fondamental pour la sélection et la classification des turbomachines [2], [27]:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q_1}}{(\Delta h_{0s})^{3/4}} \quad \text{II.11}$$

Où :

- Q_1 Est le débit volumique à l'entrée (en m^3/s),
- Δh_{0s} est le travail isentropique spécifique (en J/kg).

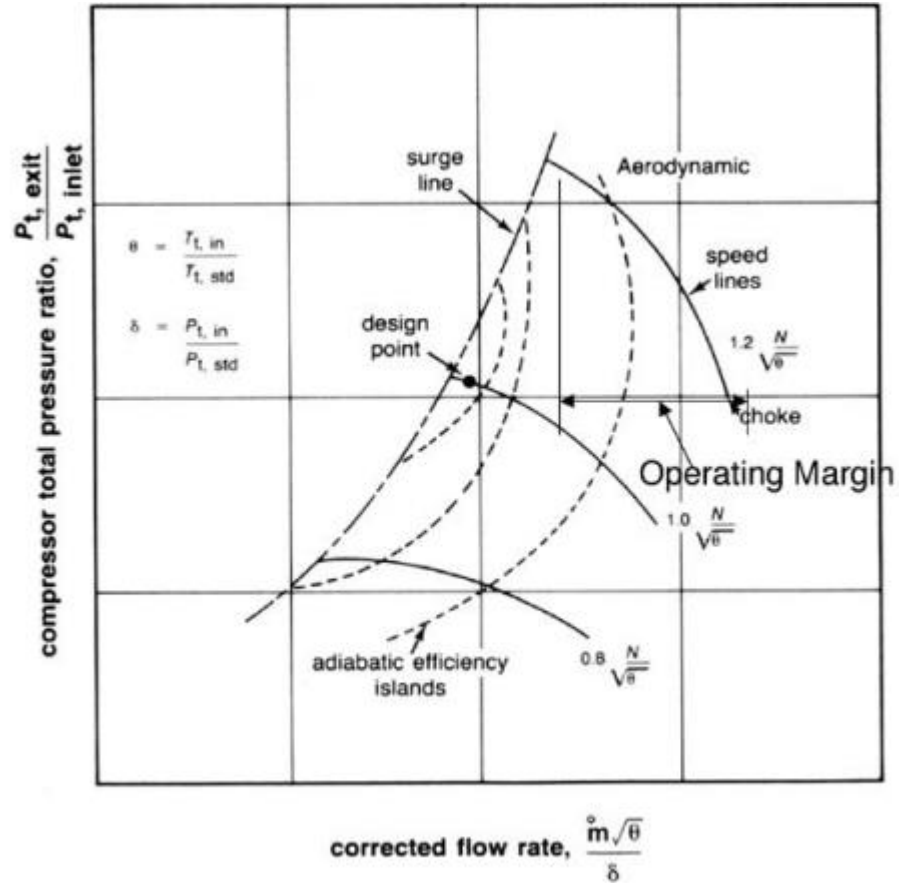


Figure II.3: carte de performance typique d'un compresseur centrifuge[6]

Pour les compresseurs centrifuges, la plage typique de N_s se situe entre 0.5 et 1.2 (en unités rad-s-m). Une valeur basse (≈ 0.6) correspond à des machines à fort rapport de pression et faible débit (roue étroite), tandis qu'une valeur plus élevée (≈ 1.0) correspond à des machines à débit plus important et rapport de pression modéré (roue large). Le choix d'une valeur de N_s dans une plage standard permet d'optimiser le rendement potentiel et de valider la pertinence d'une architecture centrifuge pour les spécifications données.

Ces paramètres ($\dot{m}$, Π , $\eta_{is,t}$, N_s) seront les entrées directes de la méthodologie de dimensionnement présentée en section II.7 .

II.7 Méthodologie de dimensionnement préliminaire

La méthodologie adoptée pour le dimensionnement préliminaire est une approche analytique séquentielle, basée sur les équations fondamentales et les paramètres de performance définis précédemment. Elle permet de transformer les spécifications globales en une première estimation complète de la géométrie de l'étage de compression.

II.7.1 Séquence de calcul

La procédure suit les étapes logiques suivantes [2], [27] :

1. **Définition des données d'entrée** : À partir des spécifications du cahier des charges, on fixe le débit massique $\dot{m}$, le rapport de compression total visé Π , le rendement isentropique cible η_{is} , ainsi que les conditions d'entrée (pression totale P_{01} , température totale T_{01}). Le fluide de travail étant de l'air, ses propriétés ($\gamma = 1.4$, $R = 287.1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) sont connues.
2. **Choix du nombre spécifique de vitesse** : Le nombre spécifique de vitesse N_s est choisi dans la plage typique des compresseurs centrifuges (généralement entre 0.5 et 1.0). Ce paramètre adimensionnel conditionne la forme générale de la roue et son adéquation aux spécifications. Un N_s plus faible favorise les hauts rapports de pression, tandis qu'un N_s plus élevé favorise les grands débits.
3. **Détermination de la vitesse de rotation** : À partir de N_s et du débit volumique à l'entrée $Q_1 = \dot{m}/\rho_{01}$, la vitesse de rotation N (en tr/min) est calculée en inversant l'équation (II.11).
4. **Estimation du travail spécifique et de la vitesse périphérique** : Le travail spécifique isentropique est déduit du rapport de pression et des conditions d'entrée via les relations thermodynamiques. La vitesse périphérique à la sortie U_2 est ensuite estimée en utilisant l'équation d'Euler (II.1) et un coefficient de charge $\Psi = \Delta h_0/U_2^2$ typique (souvent compris entre 0.5 et 0.7 pour les roues centrifuges). On en déduit le diamètre de sortie de la roue : $D_2 = 2U_2/\omega$.
5. **Dimensionnement de l'entrée de la roue** : Le diamètre d'entrée D_1 et l'angle d'aube β_1 sont déterminés pour assurer un écoulement sans choc à l'incidence nominale. On utilise généralement le concept de rayon de moyeu optimal et la condition de débit maximal pour minimiser les pertes.
6. **Définition de la géométrie de sortie de la roue** : La largeur de sortie b_2 est calculée à partir de l'équation de continuité (II.9) et d'une vitesse méridienne de sortie C_{m2} cohérente avec le coefficient de débit $\Phi = C_{m2}/U_2$ (typiquement entre 0.2 et 0.4). L'angle de sortie des aubes β_2 est choisi en fonction du type de roue (radial ou incliné vers l'arrière).

7. **Estimation du nombre d'aubes** : Le nombre d'aubes Z est estimé à l'aide de corrélations empiriques, souvent lié au facteur de glissement σ via l'équation de Stanitz (II.2) ou d'autres modèles comme celui de Wiesner.

II.7.2 Vérifications et critères de cohérence

À chaque étape, des vérifications sont effectuées pour s'assurer de la validité physique des choix effectués :

- **Nombre de Mach relatif à l'entrée M_{w1}** : Il doit être inférieur à une valeur critique (généralement $M_{w1} < 0.9$) pour éviter des pertes par choc excessives.
- **Nombre de Mach absolu à la sortie de la roue M_2** : Sa valeur conditionne la conception du diffuseur. Un M_2 élevé nécessite un diffuseur plus long et plus efficace.
- **Coefficient de débit Φ et coefficient de charge Ψ** : Le couple (Φ, Ψ) doit se situer dans une région connue de faisabilité pour les compresseurs centrifuges, garantissant un rendement potentiel acceptable.
- **Facteur de glissement σ** : La valeur calculée doit être cohérente avec le nombre d'aubes choisi et la géométrie de la roue.

Si l'une de ces vérifications échoue, les paramètres initiaux (comme N_s , Ψ , ou β_2) sont ajustés et le calcul est réitéré jusqu'à l'obtention d'un jeu de paramètres cohérent.

II.7.3 Synthèse des paramètres de la conception de base

Le résultat de cette méthodologie est un ensemble complet de paramètres géométriques définissant la conception de base (Baseline design) du compresseur. Ces paramètres incluent les dimensions principales de la roue ($D_1, D_2, b_1, b_2, \beta_1, \beta_2, Z$), les caractéristiques du diffuseur (diamètre d'entrée D_3 , largeur b_3 , angle d'aubes si applicable), et les premières estimations pour la volute. Ces valeurs constituent la base géométrique de la conception et serviront de point de départ pour la modélisation géométrique tridimensionnelle et les simulations CFD du Chapitre III:.

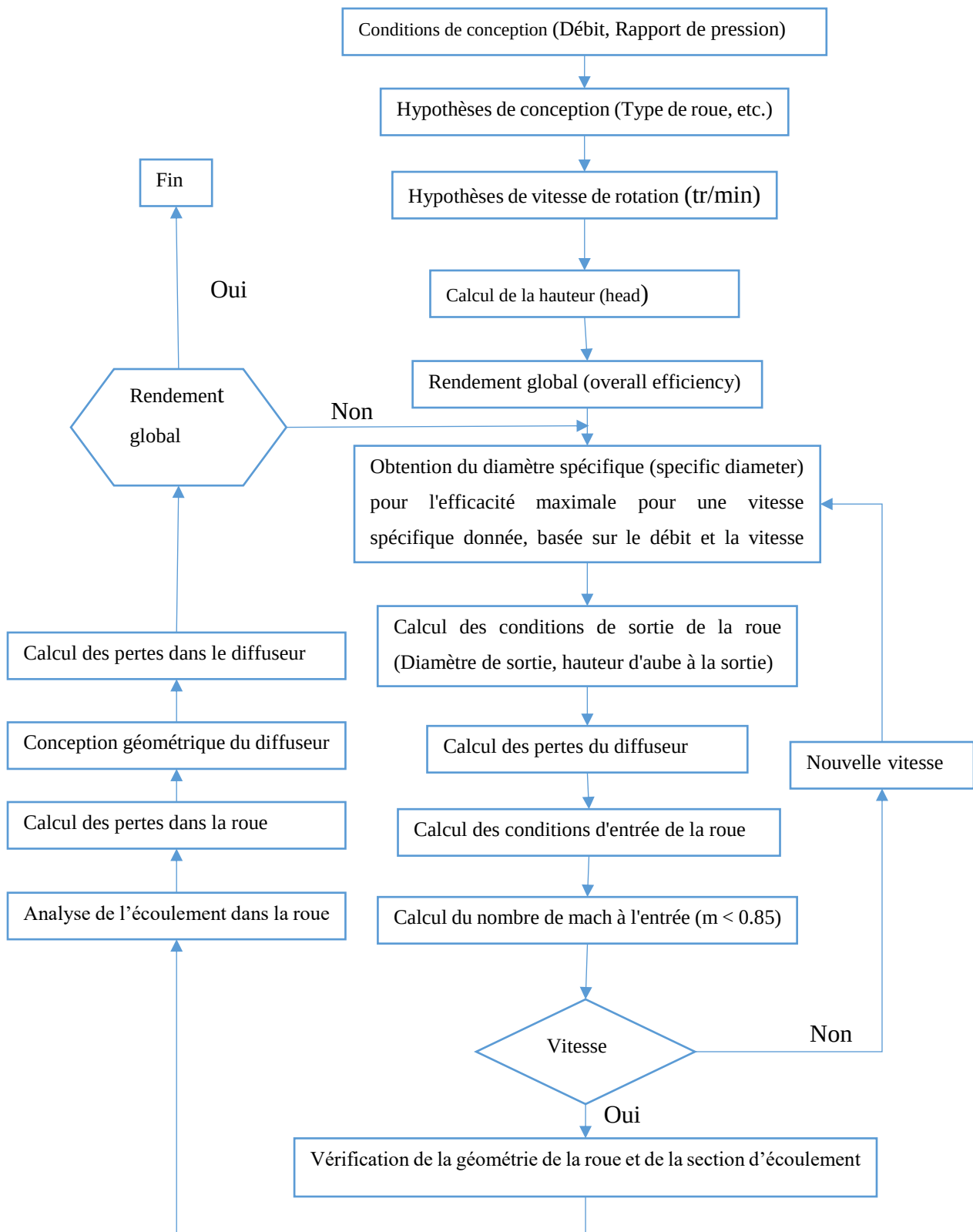


Figure II:4.Organigramme de conception de la roue et du diffuseur d'un compresseur centrifuge

II.8 Conception de la roue (impeller)

La roue constitue l'élément central et le plus critique du compresseur centrifuge. C'est elle qui transfère l'énergie mécanique au fluide et conditionne, par sa géométrie, l'essentiel des performances de la machine. Cette section détaille les choix conceptuels et les calculs dimensionnels aboutissant à la définition complète de la roue.

II.8.1 Choix du type de roue

Le premier choix conceptuel concerne la typologie de la roue, qui dépend des contraintes mécaniques et aérodynamiques :

- **Roues fermées (shrouded)** : Constituées d'un disque de couverture (shroud) reliant les extrémités des aubes. Elles offrent un meilleur rendement grâce à la réduction des fuites en tête d'aube, mais sont plus complexes à fabriquer et subissent des contraintes mécaniques plus élevées. Elles sont privilégiées pour les applications à haute performance et vitesse modérée [6].
- **Roues semi-ouvertes (unshrouded)** : Les aubes sont fixées sur le moyeu (hub) mais libres en tête. Plus simples à fabriquer et adaptées aux très hautes vitesses, elles présentent cependant un jeu fonctionnel en tête d'aube qui génère des pertes par fuite. C'est le type le plus courant dans les compresseurs industriels et de suralimentation modernes.



Figure II.5: Roue ouverte (avec l'aimable autorisation de MAN Turbomachine AG-GHH BORSIG)[6]

- **Roues ouvertes (open) :** Sans moyeu ni shroud, les aubes sont fixées directement sur l'arbre. Utilisées dans des applications très spécifiques (micromachines, pompes), elles sont rares pour les compresseurs de gaz classiques.



Figure II.6: Roues fermées (avec l'aimable autorisation de MAN Turbomachine AG Schweiz)[6]

Pour la présente étude, compte tenu des objectifs de performance et de la vitesse de rotation envisagée, une roue semi-ouverte est retenue, offrant le meilleur compromis entre performance, simplicité de fabrication et tenue mécanique.

II.8.2 Détermination des dimensions géométriques principales

À partir des résultats de la méthodologie de dimensionnement préliminaire (section 2.7), les dimensions clés de la roue sont calculées et précisées.

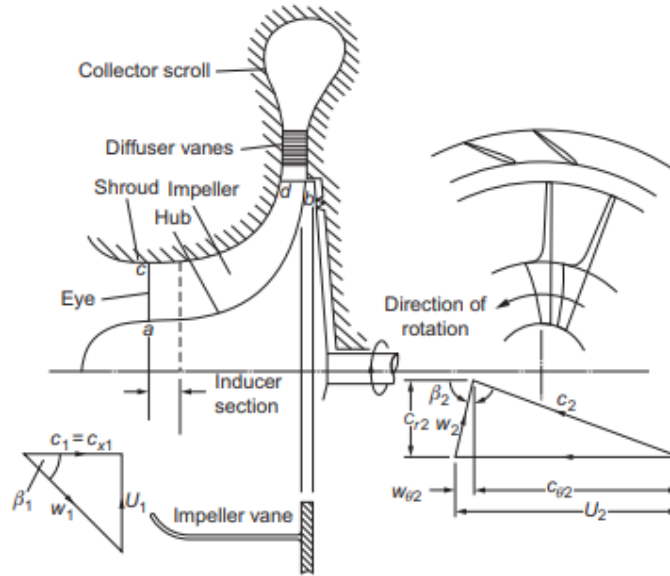


Figure II.7:Schéma d'un compresseur centrifuge et triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue[2]

II.8.2.1Diamètres d'entrée et de sortie

Le diamètre de sortie D_2 a été déterminé à partir de la vitesse périphérique U_2 et de la vitesse de rotation N :

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi N} \quad \text{II.12}$$

Le diamètre d'entrée D_1 est généralement exprimé par son diamètre moyen $D_{1m} = \sqrt{(D_{1h}^2 + D_{1t}^2)/2}$, où D_{1h} et D_{1t} sont respectivement les diamètres du moyeu et de la tête d'aube à l'entrée. Le choix du rayon de moyeu (r_{1h}) résulte d'un compromis entre :

- Un faible rayon de moyeu augmente la section de passage et réduit les vitesses, mais peut poser des problèmes de tenue mécanique.
- Un rayon de moyeu trop élevé augmente les vitesses et le risque de Mach élevé.

La valeur de D_{1m} est ajustée pour que la vitesse relative d'entrée W_1 soit minimisée, condition optimale pour le rendement [2].

II.8.2.2Largeurs de passage

La largeur de sortie b_2 est déduite de l'équation de continuité :

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_{m2} \pi D_2 \tau_2} \quad \text{II.13}$$

Où τ_2 est un coefficient de blockage (obstruction par les aubes) généralement compris entre 0,85 et 0,95.

La largeur d'entrée b_1 est déterminée de manière similaire à partir des conditions à l'entrée et de la géométrie du moyeu.

II.8.3 Conception des aubages

La géométrie des aubes définit la cinématique de l'écoulement et l'énergie transmise.

II.8.3.1 Angles d'aube à l'entrée et à la sortie

L'angle d'aube à l'entrée β_{1b} est choisi pour assurer une incidence nulle (ou faible) au point de conception. Il est déterminé à partir de l'angle de l'écoulement relatif β_1 , qui dépend de la vitesse méridienne C_{m1} et de la vitesse périphérique U_1 :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad \text{II.14}$$

En pratique, on choisit β_{1b} légèrement supérieur à β_1 pour tenir compte du déplacement de l'écoulement et permettre un fonctionnement à débits partiels sans décollement précoce.

L'angle d'aube à la sortie β_{2b} est un paramètre de conception majeur. Il influence directement le travail transmis, le rapport de pression et la forme de la courbe caractéristique. Deux grandes familles se distinguent :

- **Aubes radiales** ($\beta_{2b} \approx 0^\circ$) : Offrent un rapport de pression élevé mais une plage de fonctionnement étroite.
- **Aubes inclinées vers l'arrière** ($\beta_{2b} < 0^\circ$) : Fournissent un meilleur rendement, une plage de fonctionnement plus large, mais un rapport de pression maximal légèrement inférieur pour une même vitesse périphérique. C'est le choix le plus courant pour les applications industrielles modernes [2].

Pour notre conception, un angle de backsweep $\beta_2 = 50^\circ$ est retenu, conformément aux résultats issus de la conception préliminaire sous Vista CCD (Chapitre III:), offrant un bon équilibre entre performance aérodynamique et stabilité de fonctionnement.

II.8.3.2 Nombre d'aubes et facteur de glissement

Le nombre d'aubes Z est déterminé à partir du facteur de glissement σ souhaité. En inversant le modèle de Stanitz (Éq II.2) :

$$Z = \frac{0.63\pi}{1 - \sigma} \quad \text{II.15}$$

Un nombre d'aubes trop faible conduit à un glissement important (faible transfert d'énergie), tandis qu'un nombre trop élevé augmente les pertes par frottement et réduit la section de passage. La valeur retenue est généralement comprise entre 15 et 30 pour les roues centrifuges modernes. Des aubes secondaires (splitter Blades) peuvent être introduites pour améliorer le guidage de l'écoulement sans augmenter excessivement l'obstruction à l'entrée [27].

II.8.3.3 Profil méridien et forme 3D

La forme du profil méridien (évolution du rayon du moyeu et du carter le long de l'axe) est définie pour assurer une accélération progressive du fluide sans décollement. Des courbes de type ellipse ou B-spline sont utilisées pour relier les sections d'entrée et de sortie. En conception avancée, un gauchissement 3D (Lean, sweep) des aubes peut être introduit pour optimiser la distribution de charge et contrôler les écoulements secondaires. Cette étape sera réalisée lors de la modélisation CAO [27].

II.8.4 Synthèse des paramètres de la roue

L'ensemble des dimensions et angles définis dans cette section constitue la géométrie de base retenue pour la suite de l'étude. Cette géométrie de base constitue le point de départ pour la modélisation 3D et l'analyse CFD du chapitre suivant.

II.9 Conception du diffuseur et de la volute

Après avoir traversé la roue, le fluide possède une énergie cinétique élevée qui doit être convertie en pression statique pour atteindre le rapport de compression souhaité. Cette conversion est assurée par le diffuseur et la volute, dont la conception est cruciale pour les performances globales du compresseur.

II.9.1 Rôle et choix du type de diffuseur

Le diffuseur est un composant statique situé immédiatement en aval de la roue. Sa fonction principale est de ralentir l'écoulement à haute vitesse sortant de la roue, convertissant ainsi l'énergie

cinétique en énergie de pression statique conformément au principe de Bernoulli pour les fluides compressibles [2].

On distingue deux grandes familles de diffuseurs :

- **Diffuseur sans aubes (vaneless diffuser)** : Il s'agit simplement d'un espace annulaire divergent entre la sortie de la roue et l'entrée de la volute. Sa géométrie est définie par deux parois parallèles ou légèrement divergentes. Ce type de diffuseur offre une plage de fonctionnement étendue et une bonne stabilité, mais sa longueur doit être suffisante pour une récupération de pression efficace, ce qui augmente l'encombrement radial [2].
- **Diffuseur à aubes (vaned diffuser)** : Des aubages fixes sont disposés dans le canal annulaire pour guider l'écoulement et créer des canaux divergents. Cette configuration permet une récupération de pression plus rapide et plus efficace dans un espace réduit, améliorant ainsi le rendement global. Cependant, elle réduit la plage de fonctionnement stable et peut être source d'instabilités (décollement) si l'incidence n'est pas adaptée [2].

Pour la présente étude, visant un bon compromis entre compacité et performance, un diffuseur à aubes est retenu. Le choix du nombre d'aubes, de leur angle et de leur profil fera l'objet d'une attention particulière.

II.9.2 Dimensionnement géométrique du diffuseur

Le dimensionnement du diffuseur à aubes suit une séquence logique basée sur les conditions d'écoulement à la sortie de la roue.

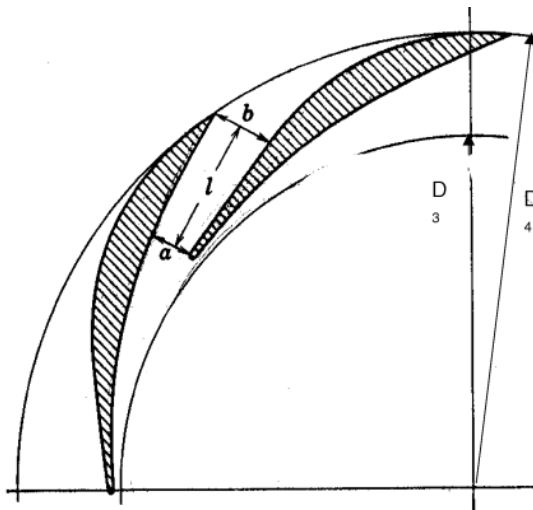


Figure II.8:Géométrie d'un diffuseur à profil d'aile[6]

II.9.2.1 Conditions d'entrée du diffuseur

Les conditions à l'entrée du diffuseur (station 3) correspondent à la sortie de la roue (station 2), avec une prise en compte de l'espace annulaire de transition. La vitesse absolue C_2 , sa composante tangentielle C_{u2} , la pression statique P_2 et la température T_2 sont connues des calculs précédents. Le nombre de Mach à l'entrée du diffuseur $M_2 = C_2 / \sqrt{\gamma R T_2}$ est un paramètre clé qui conditionne la conception.

II.9.2.2 Géométrie du canal et des aubes

- **Diamètre d'entrée D_3** : Généralement légèrement supérieur à D_2 pour permettre un espace radial minimal (gap) entre la roue et le diffuseur. Ce gap influence le bruit et les interactions aérodynamiques.
- **Angle des aubes du diffuseur α_3** : Il doit correspondre à l'angle de l'écoulement absolu à la sortie de la roue $\alpha_2 = \arctan(C_{m2}/C_{u2})$ pour assurer une **incidence nulle** à l'entrée des aubes du diffuseur. Une incidence non nulle génère des pertes par choc et peut provoquer un décollement.
- **Nombre d'aubes du diffuseur Z_d** : Généralement différent du nombre d'aubes de la roue pour éviter les excitations synchrones et le bruit. Il est choisi en fonction de l'encombrement et des objectifs de performance.
- **Profil des aubes et rapport de divergence** : Les aubes sont profilées pour créer des canaux divergents. Le rapport de diffusion (rapport des vitesses ou des pressions) doit être contrôlé pour éviter le décollement de la couche limite. Des profils de type NACA ou des formes elliptiques sont souvent utilisés.

II.9.2.3 Diamètre de sortie D_4

Le diamètre de sortie du diffuseur D_4 détermine le taux de diffusion global. Il est choisi pour que la vitesse à la sortie du diffuseur soit suffisamment réduite avant l'entrée dans la volute. Un D_4 trop faible limite la récupération de pression ; un D_4 trop grand augmente les pertes par frottement et l'encombrement. Un rapport D_4/D_2 compris entre 1,3 et 1,8 est typique.

II.9.3 Conception de la volute

La volute (ou carlère) est le dernier composant de l'étage de compression. Elle collecte le fluide provenant du diffuseur sur toute la circonférence et le dirige vers la conduite de refoulement unique.

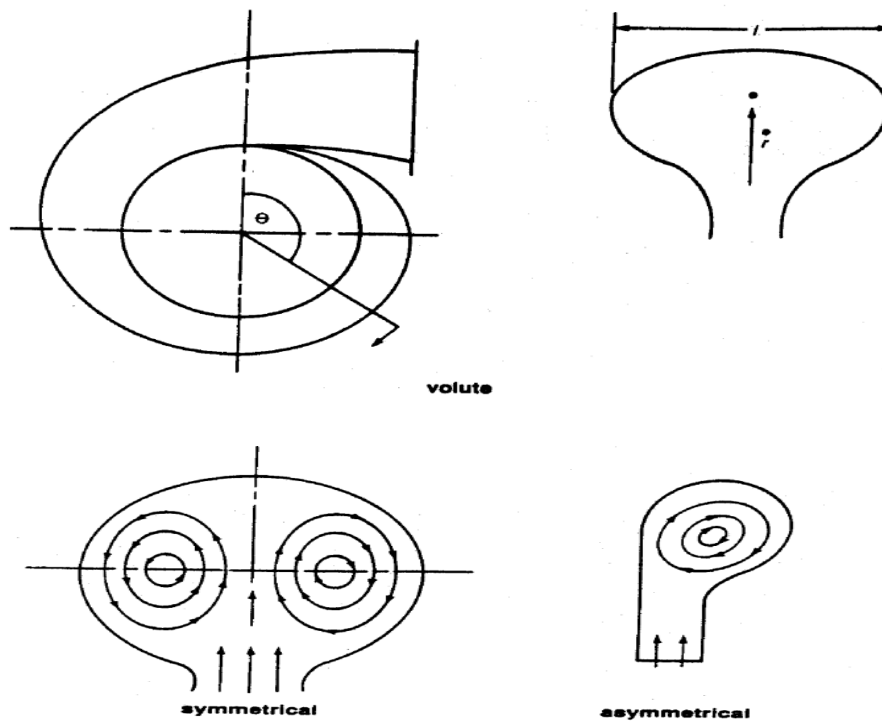


Figure II.9: Configurations de l'écoulement dans une volute

II.9.3.1 Fonction et principes aérodynamiques

La volute doit remplir deux fonctions essentielles [2] :

- **Collecte** : Recueillir l'écoulement de manière uniforme tout autour de la circonférence pour éviter les dissymétries de pression qui généreraient des forces radiales parasites sur l'arbre.
- **Convergence/divergence** : Selon sa conception, la volute peut continuer à convertir l'énergie cinétique résiduelle en pression (volute convergente) ou simplement collecter le fluide à vitesse constante.

Le principe de base est la conservation du moment cinétique. Dans une volute idéale, le moment cinétique rC_u est constant le long du trajet de l'écoulement.

II.9.3.2 Dimensionnement géométrique

La géométrie d'une volute est complexe et tridimensionnelle. Son dimensionnement préliminaire repose sur la détermination de la section de passage en fonction de l'angle circonférentiel θ .

- **Loi d'évolution de la section** : La section $A(\theta)$ de la volute augmente progressivement de la langue (section nulle) jusqu'à la section de sortie (bride de refoulement). Une loi linéaire ou une loi en spirale logarithmique est souvent adoptée.

- **Section de sortie A_{exit}** : Elle est déterminée pour que la vitesse moyenne dans la volute soit cohérente avec l'objectif de récupération de pression. Une vitesse trop élevée génère des pertes ; une vitesse trop faible augmente l'encombrement.
- **Forme de la section** : Les sections peuvent être circulaires, elliptiques ou trapézoïdales. Les sections circulaires sont les plus simples à fabriquer

II.9.3.3 Considérations pratiques

La conception de la volute doit également tenir compte de contraintes pratiques :

- **Position de la langue (Tongue)** : La zone de la volute où la section commence est une région critique sujette à des fluctuations de pression et du bruit. Sa géométrie (angle, épaisseur) influence les interactions avec l'écoulement du diffuseur.
- **Symétrie et équilibrage** : Une volute mal conçue génère des forces radiales déséquilibrées qui sollicitent les paliers et réduisent la durée de vie.

La conception détaillée de la volute sera réalisée lors de la modélisation CAO (section II.10), en s'appuyant sur les principes énoncés ci-dessus et sur les données de la littérature [27].

II.9.4 Synthèse des paramètres du diffuseur et de la volute

L'ensemble des dimensions et angles définis pour le diffuseur et la volute constitue le modèle géométrique complet pour les simulations numériques. Cette géométrie complète, associée à celle de la roue, constitue le modèle de base pour les simulations numériques du chapitre suivant. Pitre suivant.

II.10 Articulation entre l'approche analytique et l'étude numérique

Les développements théoriques et le dimensionnement préliminaire présentés dans ce chapitre ont permis de définir une configuration géométrique de base du compresseur centrifuge. L'application des équations d'Euler et des relations thermodynamiques, dans le cadre d'une approche unidimensionnelle (mean-line), a conduit à un ensemble cohérent de paramètres aérothermodynamiques et géométriques répondant aux spécifications imposées.

Cependant, ce type de modélisation ne permet pas de représenter avec précision les phénomènes tridimensionnels présents dans l'écoulement interne, tels que les effets de courbure, les écoulements secondaires, les gradients de pression complexes ou les zones de recirculation au sein de la roue.

Afin d'obtenir une analyse plus réaliste du comportement aérodynamique du compresseur, une étude numérique tridimensionnelle par dynamique des fluides numérique (CFD) est mise en œuvre dans le chapitre suivant. Cette approche permettra de détailler le champ d'écoulement, d'évaluer les performances globales (rapport de pression, rendement, puissance) et de vérifier la cohérence des résultats issus du dimensionnement préliminaire.

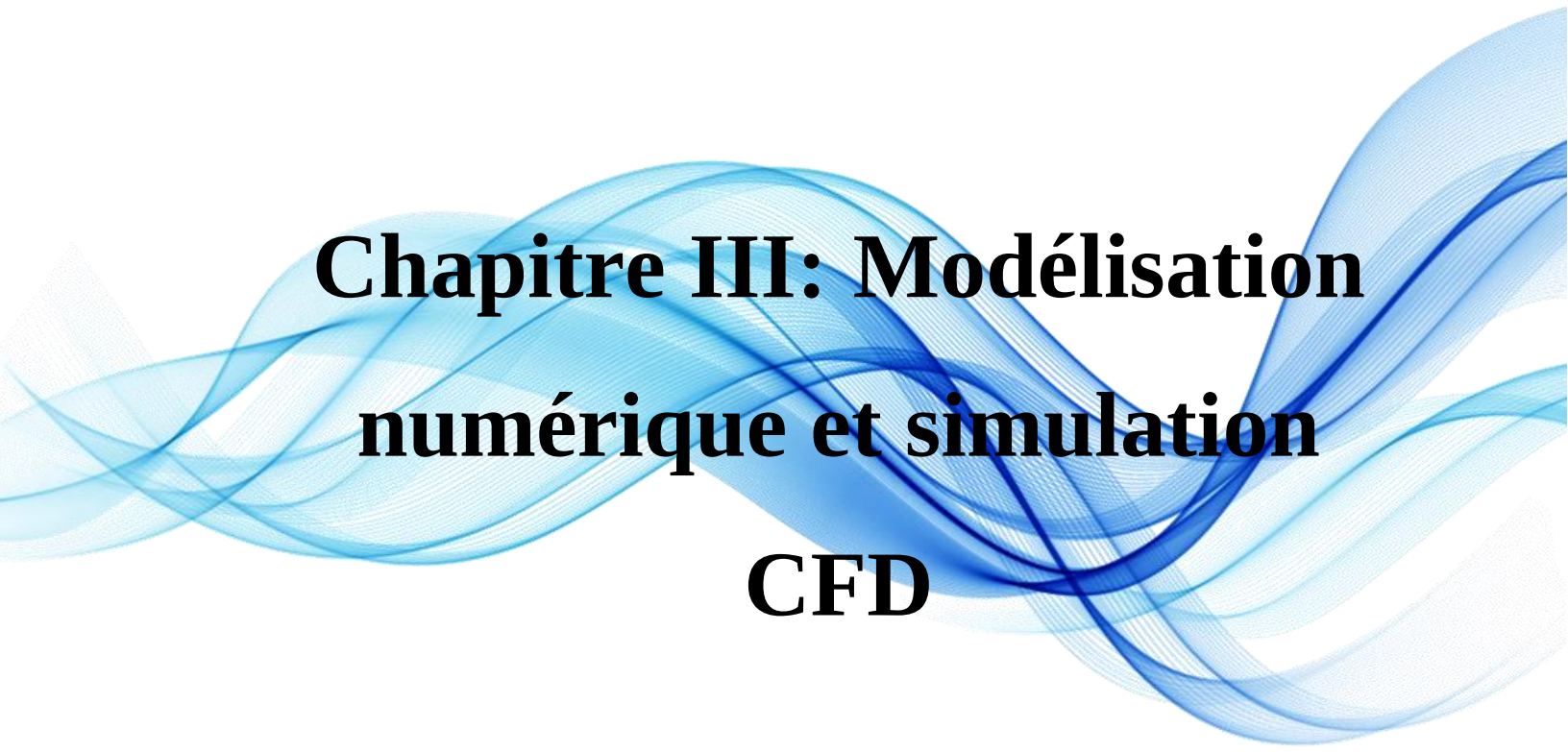
Ainsi, l'étude numérique constitue un prolongement direct de l'analyse analytique, apportant un niveau de précision supérieur dans l'évaluation et la compréhension des performances du compresseur centrifuge.

II.11 Conclusion

Ce chapitre a établi le cadre théorique et méthodologique de la conception préliminaire du compresseur centrifuge. À partir des exigences de performance, les relations énergétiques et thermodynamiques ont permis de définir une approche analytique structurée pour le dimensionnement de la roue, du diffuseur et de la volute.

Les hypothèses simplificatrices adoptées garantissent une première estimation fiable tout en reconnaissant les limites du modèle unidimensionnel. L'application numérique de cette méthodologie de dimensionnement préliminaire a été réalisée à l'aide du module Vista CCD d'ANSYS Workbench, dont les paramètres, les résultats et la géométrie obtenue sont présentés en détail au Chapitre III:.

La géométrie ainsi définie constitue le point de départ pour la modélisation tridimensionnelle et la simulation CFD, permettant de valider les performances et d'identifier les phénomènes tridimensionnels complexes qui ne peuvent être capturés par une approche unidimensionnelle.

The background of the slide features several overlapping, translucent blue wavy lines that create a sense of fluid motion. These lines are more concentrated in the middle section of the slide, behind the text, and fade out towards the top and bottom.

Chapitre III: Modélisation numérique et simulation CFD

III.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à la mise en œuvre numérique de la résolution des équations de transport introduites dans le chapitre précédent. Il décrit les différentes étapes nécessaires à la réalisation d'une simulation CFD complète à l'aide du logiciel ANSYS CFX. Nous commencerons par présenter le code de calcul utilisé, ainsi que les étapes méthodologiques à suivre pour mener à bien une simulation fiable et représentative. La modélisation géométrique du compresseur centrifuge et la génération du maillage seront détaillées, en insistant sur les choix de maillage adoptés en fonction de la complexité géométrique et des zones critiques de l'écoulement. Par la suite, nous décrirons les procédures numériques et algorithmiques mises en œuvre par ANSYS CFX pour la résolution des équations de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie, etc.), en soulignant les modèles physiques sélectionnés (modèle de turbulence, conditions de rotation, etc.). Enfin, une attention particulière sera portée à la définition des conditions aux limites, élément crucial pour garantir la convergence et la validité physique des résultats obtenus.

III.2 Organigramme de simulation du compresseur centrifuge

Cette étude a pour objectif de simuler le fonctionnement du compresseur centrifuge en utilisant ANSYS Workbench, en s'appuyant sur les modules Vista CCD (with CCM), TurboGrid et CFX, afin d'analyser les performances aérodynamiques de la roue à différentes vitesses de rotation et débits massiques. La figure ci-dessous illustre les différentes étapes du processus de simulation numérique du compresseur centrifuge, réalisé dans l'environnement ANSYS Workbench.

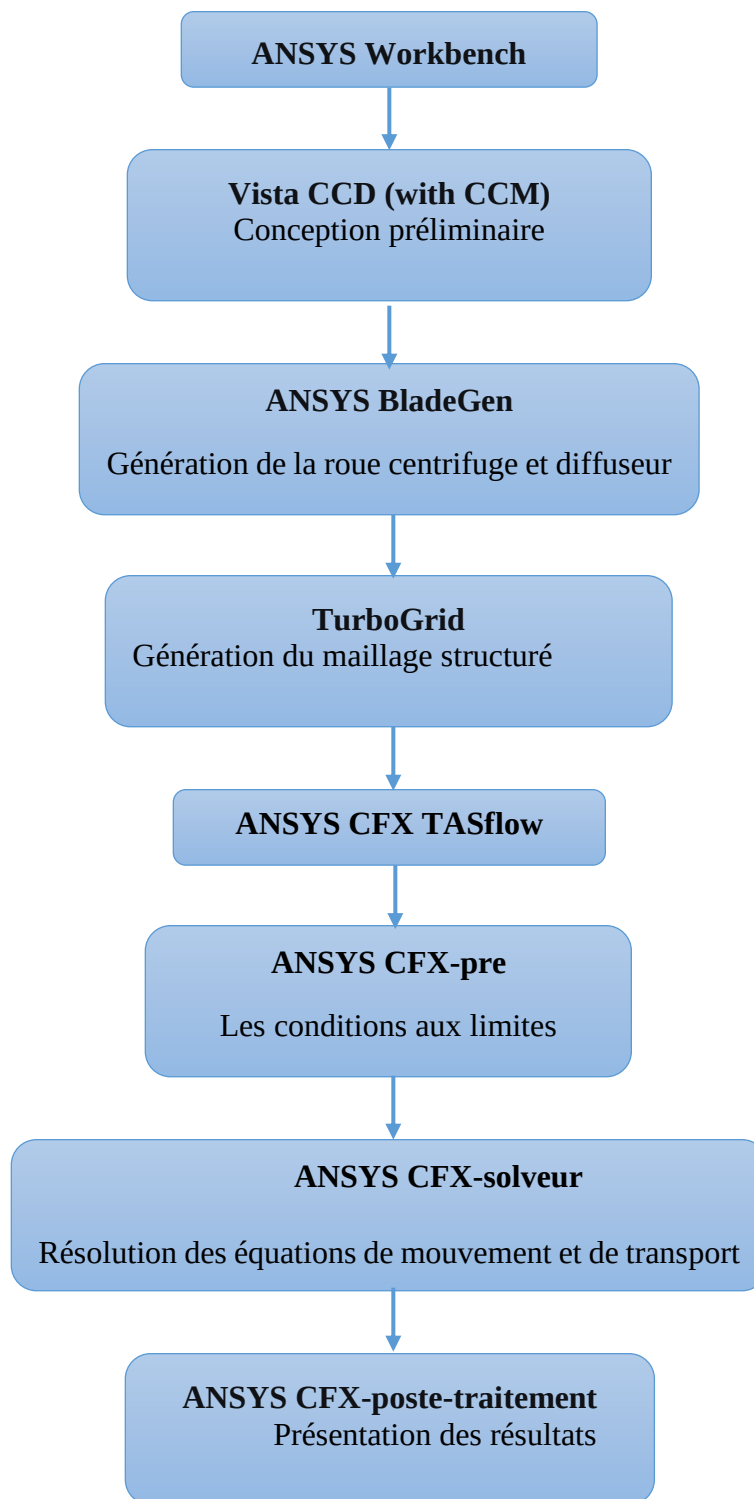


Figure III.1: Organigramme de simulation du compresseur centrifuge

III.3 Géométrie

Cette étape consiste à modéliser le compresseur centrifuge en 3D à l'aide du module BladeGen intégré à ANSYS Workbench, spécialement conçu pour la génération des aubages de turbomachines.

La figure ci-contre présente les principaux paramètres géométriques de l'inducer, du diffuseur et de la roue du compresseur centrifuge. L'inducer est caractérisé par un diamètre au hub (moyeu) de 30 mm avec un angle d'entrée d'aube de 35° , tandis qu'au shroud (carter), le diamètre est de 70 mm avec un angle d'entrée de 60° et une épaisseur normale d'aube de 0,5 mm. Cette différence significative entre les angles d'entrée au hub et au shroud (35° contre 60°) traduit une conception visant à réduire l'incidence de l'écoulement en fonction de la vitesse périphérique, qui augmente avec le rayon. Un tel design permet de minimiser les pertes à l'entrée et d'éviter le décollement de la couche limite, en particulier dans les conditions de fonctionnement hors du point nominal.

L'angle d'inclinaison (inclination) de 0° et l'emplacement du bord d'attaque à 0 % de la longueur de la ligne moyenne (0 % M) indiquent que la surface d'aube est alignée radialement, ce qui simplifie la fabrication tout en offrant un bon compromis aérodynamique.

La roue est du type semi-ouverte (unshrouded), avec un diamètre de sortie $D_2 = 152,51$ mm et une largeur de sortie $b_2 = 16,60$ mm. Le nombre d'aubes principales (main vanes) et d'aubes secondaires (intervanes ou splitters) est de 7 chacun, ce qui assure un bon guidage de l'écoulement tout en limitant le blockage et les frottements pariétaux.

L'angle de backsweep (relevage arrière) de 50° favorise un transfert d'énergie plus progressif et améliore la stabilité de l'écoulement à haut débit, tandis que l'angle de rake (inclinaison axiale) de 30° contribue à renforcer la tenue mécanique des aubes.

Enfin, l'état de surface spécifié comme "Machined finish" (finition usinée) suggère une rugosité faible, ce qui réduit les pertes par frottement.

En conclusion, cette géométrie correspond à une conception moderne de compresseur centrifuge, adaptée à des vitesses de rotation élevées (38 000 à 44 000 tr/min) et à des débits modérés à élevés (0,5 à 1,28 kg/s), avec un bon compromis entre performances aérodynamiques et tenue mécanique. Les résultats de simulation présentés dans les chapitres suivants sont donc cohérents avec cette configuration géométrique.

Inducer

Hub

Diameter mm

☐ Vane inlet angle deg

☒ Beta from tan
☐ Beta from sin

Vane normal thickness mm

Shroud

Diameter calc From vane inlet angle

Diameter mm

Vane inlet angle deg

Vane normal thickness mm

Leading edge

Location on shroud %M

☐ Normal to hub

Angle of inclination deg

Diffuser

☒ Vaned ☐ Vaneless

Impeller shroud and clearance geometry

☒ Unshrouded ☐ Shrouded

Axial tip clearance

☐ Tip clearance/vane height
☒ Tip clearance mm

Axial length ratio

☒ Automatic ☐ User specify

Other impeller geometry

Main vanes

Intervanes

Backsweep angle deg

Rake angle deg

Vane roughness Machined finish

Figure III.2: Paramètres géométriques de la roue

Les résultats, obtenus à l'aide de Vista CCD (with CCM), incluent les performances globales du compresseur centrifuge ainsi que les paramètres au niveau de l'entrée et de la sortie de la roue (impeller inlet et impeller exit).

Input data and derived parameters									
Mass (kg/s)	N (rpm)	P0out/P0in	Eta Poly	Eta Isen	Eta Imp	T0in (K)	P0in (kPa)	Beta'5 (deg)	W ratio
0.800	42000	2.00	0.841	0.824	0.894	288.15	101.35	50.0	0.52
Rgas (J/kg K)	Gamma	Nu (m²/s)	Main	Inter	Thub (mm)	Tshr (mm)	Alpha3 (deg)	PIF	k/h
287.05	1.40	1.46e-005	7	7	1.8	0.5	0.0	1.032	0.030

Impeller leading edge							
Vm ratio	Vw ratio	M_rms	V_rms (m/s)	A_throat (mm²)	H0 (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	Inclination (deg)
1.150	0.000	0.303	102.03	4123.2	289.50	53.63	0.00
Station	Dia (mm)	Vw (m/s)	Vm (m/s)	Mrel	Beta (deg)	Inc (deg)	Beta' (deg)
hub	30.00	0.00	76.54	0.298	40.8	12.9	27.9
rms	72.65	0.00	102.03	0.562	57.4	5.4	52.0
shroud	98.27	0.00	117.33	0.731	61.5	1.5	60.0

Impeller exit								
Dia (mm)	Tip width (mm)	P0 (kPa)	P (kPa)	T0 (K)	H0 (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	U (m/s)	M_U
152.51	16.596	213.74	164.44	364.70	366.41	76.16	335.38	0.986
M_rms	W_rms (m/s)	V_rms (m/s)	Alpha_rms (deg)	Beta_rms (deg)	W ratio modified			
0.624	127.87	229.97	75.0	62.3	0.52			

Overall performance							
Ns	phi	DelH/U2	m/mch	m/mch_a	power (kW)	Re tip width	Re tip dia
0.889	0.084	0.684	0.706	0.495	61.53	3.81e+005	3.50e+006

Figure III.3: Paramètres au niveau de l'entrée et de la sortie du compresseur centrifuge

La figure suivante présente la géométrie en perspective de la roue du compresseur centrifuge, obtenue à l'aide de Vista CCD.

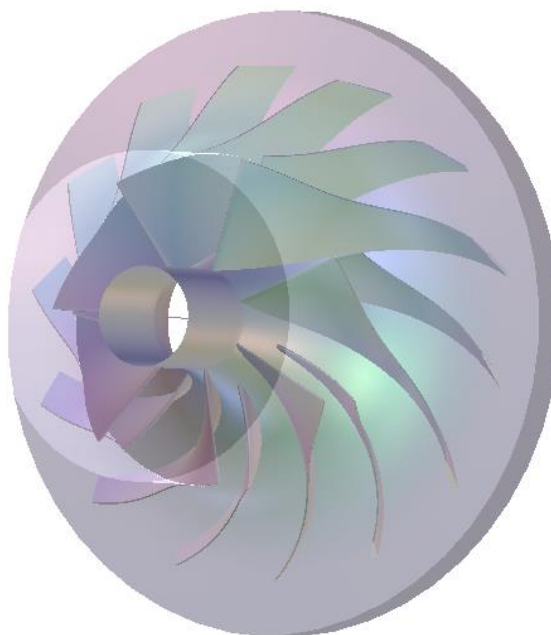


Figure III.4: Géométrie en perspective de la roue

➤ **Zone de fonctionnement optimale du compresseur centrifuge**

La figure suivante présente les résultats de la simulation du compresseur centrifuge réalisée sous ANSYS CFX, avec une vitesse de rotation fixée à 42 000 tr/min, analysés à l'aide du module Vista CCD (with CCM).

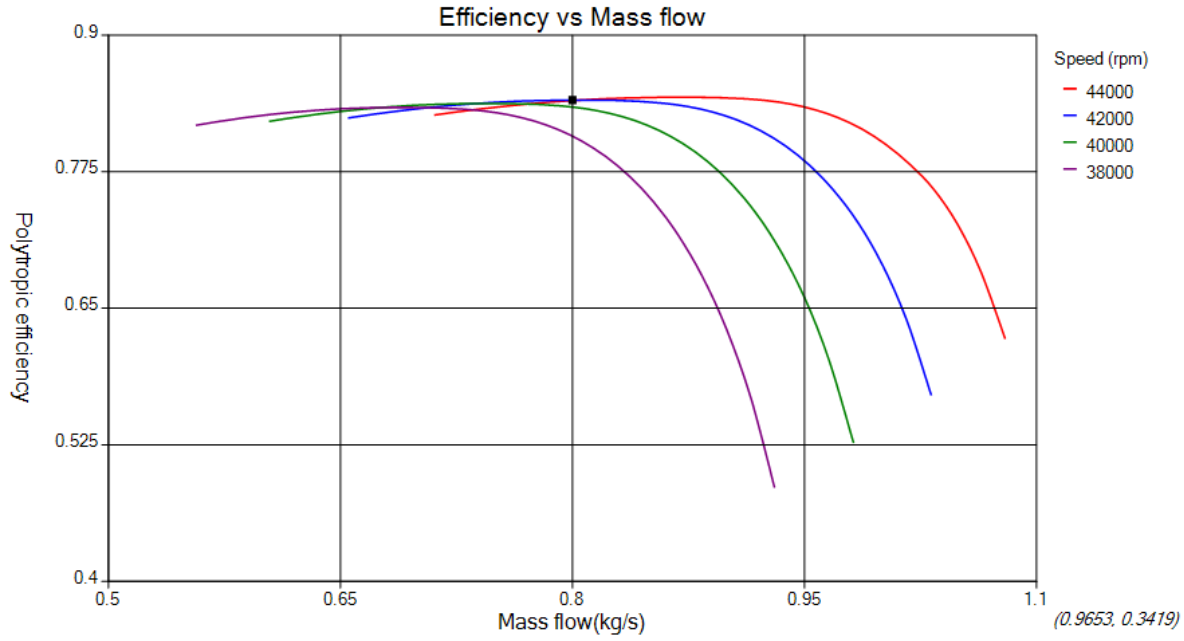


Figure III.5: Zone de fonctionnement optimale du compresseur centrifuge

L'analyse du rendement du compresseur centrifuge a été effectuée à l'aide du module Vista CCD (with CCM), qui permet de visualiser les performances du compresseur centrifuge en fonction du débit. La courbe d'efficacité générée montre la variation du rendement en fonction du débit massique. Typiquement, cette courbe présente une forme convexe, avec un maximum situé au point de fonctionnement optimal. Ce point correspond à la meilleure correspondance entre la conception géométrique de la roue et les conditions de fonctionnement, où les pertes par frottement, recirculation et choc hydraulique sont minimales. Si le compresseur centrifuge fonctionne en dehors de cette zone optimale (débit trop faible ou trop élevé), l'efficacité chute, ce qui se traduit par une consommation énergétique plus importante pour un même travail hydraulique. Ainsi, la courbe fournie par Vista CCD est un outil essentiel pour identifier la zone de fonctionnement optimale du compresseur centrifuge, ajuster la conception si nécessaire, ou recommander des plages de fonctionnement fiables.

III.4 Conditions aux limites de fluide

Dans le cadre de la simulation CFD du compresseur centrifuge, plusieurs types de conditions aux limites peuvent être définies au niveau des entrées et sorties du domaine fluide, en fonction des paramètres connus expérimentalement ou choisis pour l'étude numérique :

- **Pression d'entrée (Pressure Inlet)** : permet d'imposer une pression statique au niveau de l'entrée du fluide dans le domaine.
- **Vitesse d'entrée (Velocity Inlet)** : fixe la vitesse d'écoulement à l'entrée, souvent utilisée lorsqu'on connaît le profil de vitesse du fluide.
- **Débit massique à l'entrée (Mass Flow Inlet)** : permet d'imposer un débit massique entrant, utile pour des systèmes à alimentation constante.
- **Pression de sortie (Pressure Outlet)** : condition courante à la sortie du domaine, spécifiant la pression ambiante ou de refoulement.
- **Écoulement sortant (Outflow)** : suppose que la totalité du fluide sort du domaine sans retour, avec un profil de vitesse extrapolé.
- **Champ de pression lointain (Pressure Far-Field)** : utilisé pour des cas ouverts, tels que les écoulements externes autour d'un objet, moins fréquent pour les compresseurs centrifuges.

A. Définition des zones internes

Le domaine de simulation est divisé en zones physiques distinctes selon la nature du matériau et le rôle de chaque région :

- **Zone fluide** : représente l'espace occupé par le fluide en mouvement à l'intérieur du compresseur centrifuge (dans la volute, la roue, etc.).
- **Zone solide** : concerne les parties fixes ou mobiles du compresseur centrifuge (roue, parois, aubages) si une interaction fluide-structure (FSI) est envisagée.

B. Conditions spécifiques aux cellules des zones

Certaines conditions spécifiques sont appliquées selon la fonction des sous-domaines internes :

- **Volute (Casing)** : correspond au corps spiralé du compresseur centrifuge, statique, destiné à collecter et à rediriger le fluide après compression.
- **Zone de la roue (Impeller Zone)** : zone rotative qui transfère l'énergie mécanique au fluide. Dans cette simulation : la vitesse de rotation imposée et la roue tourne autour de l'axe OZ, conformément à l'orientation définie dans la modélisation géométrique et la configuration du maillage.

III.5 Maillage du compresseur centrifuge

L'un des concepts fondamentaux en mécanique des fluides numérique (CFD) consiste à diviser le domaine d'écoulement de l'ensemble des composantes du compresseur centrifuge en un grand nombre de petites cellules élémentaires, formant ce que l'on appelle un maillage. Cette étape, connue sous le nom de discrétisation spatiale, constitue une phase préliminaire essentielle à toute simulation, car elle conditionne à la fois la précision des résultats et la stabilité numérique de la résolution. Les équations gouvernantes, telles que celles de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sont alors résolues individuellement pour chaque cellule du maillage, ce qui permet de modéliser le comportement du fluide dans l'ensemble du domaine.

Dans notre cas, le maillage adopté est structuré, généré à l'aide du logiciel ANSYS TurboGrid, spécifiquement conçu pour les turbomachines. Ce type de maillage s'adapte à la géométrie complexe des aubes et garantit une meilleure résolution des phénomènes d'écoulement au sein de la roue, notamment dans les zones critiques de la couche limite. La qualité et la finesse du maillage jouent un rôle déterminant dans la précision des résultats issus de la simulation CFD.

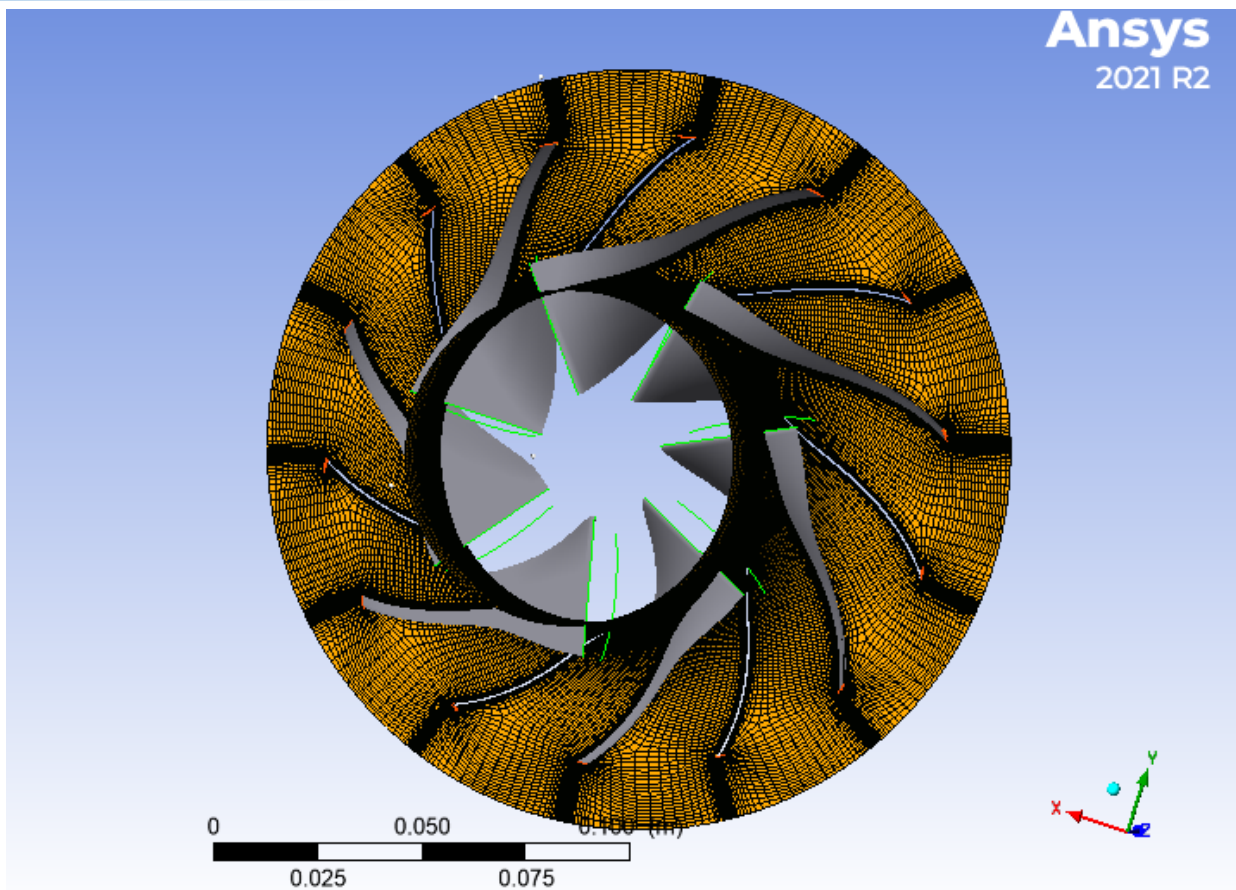


Figure III.6: Vue axiale du maillage structuré de la roue du compresseur centrifuge

III.6 Solution via CFX

Lorsque vous exécutez une simulation avec ANSYS CFX, le module CFX-Solver est responsable de la résolution des équations fondamentales de la mécanique des fluides. Cela inclut les équations de conservation de la masse (continuité), de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes), de l'énergie (premier principe de la thermodynamique), ainsi que d'autres équations associées aux propriétés physiques du fluide, telles que la turbulence, le transfert thermique ou les phénomènes multiphasiques, selon les modèles activés.

Ces équations sont d'abord discrétisées, c'est-à-dire converties en un système d'équations algébriques à l'aide de méthodes numériques telles que la méthode des volumes finis. Ce système est ensuite résolu de manière itérative sur l'ensemble du maillage tridimensionnel du domaine simulé. Le maillage représente la géométrie physique et est divisé en un grand nombre de petits volumes de contrôle.

Au terme de la simulation, le solveur fournit des champs de variables fluidiques tels que :

- la pression statique et totale,
- les composantes de la vitesse,
- la température du fluide,
- ainsi que d'autres grandeurs pertinentes comme la viscosité turbulente, l'enthalpie et l'entropie.

Ces résultats permettent d'analyser le comportement du fluide dans l'ensemble du domaine de calcul, et d'identifier les zones critiques telles que les pertes de charge et les zones de recirculation.

III.7 Critère de convergence

La convergence numérique est évaluée à chaque itération par le calcul et l'enregistrement des résidus associés à chacune des variables conservatives (telles que la masse, la quantité de mouvement et l'énergie). Ces résidus représentent les écarts entre les valeurs obtenues à l'itération en cours et celles de l'itération précédente, et sont exprimés sous forme de normes. Lorsque la solution converge, ces résidus diminuent progressivement et tendent idéalement vers zéro, traduisant ainsi la stabilité et la précision du champ de solution obtenu.

III.8 CFX-Post

CFX-Post est un outil de post-traitement avancé, puissant et polyvalent, intégré à la suite ANSYS CFX, spécifiquement conçu pour l'analyse approfondie, la visualisation qualitative et quantitative des résultats issus de simulations en mécanique des fluides numérique (CFD). Il permet aux utilisateurs d'examiner en détail les champs de variables fluidiques tels que la pression, la température, la vitesse, l'enthalpie et la turbulence, en exploitant des représentations graphiques variées comme les coupes 2D, les surfaces iso, les trajectoires de particules (streamlines), les vecteurs, ou les graphiques de données.

Grâce à ses nombreuses fonctionnalités, CFX-Post facilite non seulement l'interprétation du comportement complexe des écoulements dans des géométries parfois très détaillées, mais aussi l'identification de zones critiques telles que les recirculations, zones de stagnation, pertes de charge, ou mauvaise répartition thermique. En outre, il permet d'effectuer des calculs personnalisés, de définir des expressions mathématiques spécifiques aux besoins de l'étude, et de comparer différentes configurations ou cas de simulation dans une optique d'optimisation de la conception.

➤ **Stratégie adoptée**

La stratégie adoptée dans cette étude repose sur l'analyse de l'influence des paramètres de fonctionnement sur le comportement aérodynamique et thermique du compresseur centrifuge à travers deux cas de simulation distincts.

Dans le premier cas, la vitesse de rotation est maintenue constante à $N = 42\,000$ tr/min afin d'étudier l'effet du débit massique sur les caractéristiques de l'écoulement au sein du compresseur. Quatre valeurs de débit massique ont été considérées : $\dot{m} = 0.8$ kg/s, $\dot{m} = 1.0$ kg/s, $\dot{m} = 1.2$ kg/s et $\dot{m} = 1.25$ kg/s.

Dans le second cas, le débit massique est maintenu constant à $\dot{m} = 1.2$ kg/s afin d'évaluer l'influence de la vitesse de rotation sur les performances du compresseur. Pour cette analyse, quatre vitesses de rotation ont été choisies : $N = 38\,000$, $40\,000$, $42\,000$ et $44\,000$ tr/min.

Cette double stratégie d'analyse offre une compréhension complète de l'influence des paramètres opérationnels principaux sur le fonctionnement global du compresseur centrifuge.

III.9 Conclusion

Ce chapitre a permis de détailler l'ensemble du processus de simulation numérique appliqué au compresseur centrifuge. À partir des équations fondamentales régissant l'écoulement des fluides, nous avons mis en œuvre une démarche rigoureuse comprenant la modélisation géométrique, la génération du maillage, ainsi que la définition des conditions aux limites appropriées. L'utilisation du logiciel ANSYS CFX a été présentée en tant qu'outil de résolution puissant, capable de traiter les équations de transport dans un environnement tridimensionnel complexe. Les différentes étapes de configuration du solveur, les paramètres physiques choisis et la prise en compte des effets dynamiques (comme la rotation de la roue) ont été expliqués dans un souci de réalisme et de précision.

The background of the slide features several overlapping, wavy, translucent blue lines that create a sense of motion and depth. These lines are more concentrated in the upper half of the slide, framing the title text.

Chapitre IV: Optimisation multi-réponses appliquées aux résultats de simulation

IV.1 Introduction :

Ce chapitre présente le développement ainsi que l'application d'un modèle d'optimisation multi-réponses basé sur les résultats de simulation du compresseur, lesquels seront exposés en détail dans le chapitre suivant, visant à déterminer le point de fonctionnement optimal conciliant les objectifs parfois antagonistes de maximisation du rapport de compression et de l'efficacité isentropique, ainsi que la minimisation de la puissance. Ce chapitre s'articule autour de trois axes principaux. Dans un premier temps, les principes théoriques de la méthode de la fonction de désirabilité sont présentés, avec une attention particulière portée à la définition des objectifs et des pondérations associés à chaque réponse. Ensuite, la procédure d'optimisation est mise en œuvre à partir des modèles de surface de réponse établis précédemment pour le rapport de compression, l'efficacité isentropique et la puissance consommée. Enfin, les résultats de l'optimisation sont analysés et discutés : le profil de la solution optimale est caractérisé, les graphiques d'interaction au voisinage de ce point sont interprétés, et la robustesse de la solution est évaluée au regard des incertitudes de modélisation. L'objectif final est de proposer un point de fonctionnement optimal, validé et physiquement cohérent, susceptible de guider le réglage opérationnel du compresseur centrifuge dans des conditions réelles d'utilisation.

IV.2 Stratégie d'optimisation

La stratégie d'optimisation adoptée dans cette étude repose sur un plan d'expériences conçu pour explorer l'influence de trois facteurs clés sur les performances d'un compresseur centrifuge, dont les résultats de simulation seront détaillés dans le chapitre suivant. Les facteurs étudiés sont le débit A (m, en kg/s), la vitesse de rotation B (N, en rev/min) et la température initiale C (C, en K). Pour chacun de ces facteurs, une plage de variation a été définie, et 18 combinaisons d'entrée ont été générées selon un plan d'expériences adapté. L'ensemble des résultats de simulation obtenus pour ces 18 combinaisons est présenté dans le tableau ci-après. Trois réponses ont été simulées afin d'évaluer les performances du compresseur : le rapport de pression (R), le rendement (Efficiency, en %) et la puissance absorbée (Power, en kW). Ces trois réponses sont essentielles pour caractériser le comportement du compresseur, car elles reflètent respectivement sa capacité à augmenter la pression du fluide, son efficacité énergétique et sa consommation de puissance. L'objectif de cette stratégie d'optimisation est d'identifier, à partir de ces 18 simulations, les conditions opératoires (débit, vitesse, température) permettant d'atteindre le meilleur compromis entre un rapport de pression élevé, un bon rendement et une puissance absorbée maîtrisée. Les

résultats obtenus serviront de base à la construction de modèles statistiques (ANOVA) et à l'analyse des effets principaux et quadratiques de chaque facteur sur les trois réponses.

IV.3 Ensemble des résultats de simulation obtenus

Le tableau ci-dessus présente l'ensemble des résultats de simulation obtenus pour les 18 combinaisons d'entrée issues du plan d'expériences.

Tableau IV.1:Ensemble des résultats de simulation obtenus

	$\dot{m}$ (kg/s)	N (rev/min)	$T_{o,in}$ (K)	Rapport de pression PR	Rendement η (%)	Puissance (kW)
1	0.50	38 000	290	1.877	94.31	35.57
2	0.50	40 000	300	1.933	89.70	36.27
3	0.50	42 000	310	1.993	86.37	39.74
4	0.80	38 000	300	1.776	92.27	45.54
5	0.80	40 000	310	1.857	92.24	51.38
6	0.80	42 000	290	2.074	90.28	58.41
7	1.00	38 000	310	1.626	90.08	47.74
8	1.00	40 000	290	1.848	93.46	61.80
9	1.00	42 000	300	1.926	93.11	68.66
10	1.20	38 000	290	1.571	88.47	54.08
11	1.20	40 000	300	1.615	87.88	59.50
12	1.20	42 000	310	1.662	86.50	66.02
13	1.25	38 000	300	1.661	86.40	66.02
14	1.25	40 000	310	1.313	66.02	43.02
15	1.25	42 000	290	1.741	87.30	70.20
16	1.28	40 000	290	1.465	77.94	54.99
17	1.28	42 000	300	1.470	75.16	59.34
18	0.80	44 000	290	2.219	90.65	66.44

Les facteurs étudiés sont le débit A ($\dot{m}$, en kg/s), la vitesse de rotation B (N, en rev/min) et la température initiale C ($T_{o,in}$, en K). Trois réponses ont été simulées : le rapport de pression (R), le rendement (Efficiency, en %) et la puissance (Power, en kW). On observe que le rapport de pression atteint sa valeur maximale (2,219) pour un débit de 0,8 kg/s, une vitesse de 44 000 rev/min et une

température de 290 K (run 18), tandis que sa valeur minimale (1,313) est obtenue pour un débit de 1,25 kg/s, une vitesse de 40 000 rev/min et une température de 310 K (run 14). Le rendement maximal (94,31 %) est enregistré pour un faible débit (0,5 kg/s), une vitesse de 38 000 rev/min et une température de 290 K (run 1), alors que le rendement minimal (66,02 %) correspond au même run 14 où le rapport de pression est le plus bas. La puissance consommée varie de 35,57 kW (run 1) à 70,2 kW (run 15), cette dernière valeur étant associée à un débit élevé (1,25 kg/s), une vitesse de 42 000 rev/min et une température de 290 K. Ces résultats illustrent clairement l'influence des trois facteurs sur les performances du compresseur centrifuge et mettent en évidence des compromis typiques : un rapport de pression élevé n'est pas systématiquement accompagné d'un bon rendement, et l'augmentation du débit ou de la vitesse tend à accroître la puissance absorbée.

IV.4 Modèle du rapport de pression (PR)

IV.4.1 Description des résultats ANOVA pour le modèle quadratique réduit du rapport de pression.

L'analyse de variance (ANOVA) appliquée au modèle quadratique réduit de la réponse (rapport de pression du compresseur centrifuge) dont les résultats de simulation seront détaillés dans le chapitre suivant, a montré que le modèle comporte quatre termes statistiquement significatifs : les trois effets linéaires des facteurs A, B et C, ainsi que l'effet quadratique du facteur A². Le facteur A désigné le débit du compresseur centrifuge, tandis que le facteur B représente à la fois la vitesse de rotation et la température à l'entrée (en condition initiale) du compresseur.

Response 1: R

	Source	Sum of Squares	df	Mean Square	F-value	p-value	
	Model	0.8119	4	0.2030	25.01	< 0.0001	significant
	A-m	0.4493	1	0.4493	55.36	< 0.0001	
	B-N	0.1236	1	0.1236	15.23	0.0018	
	C-C	0.0584	1	0.0584	7.20	0.0188	
	A ²	0.0936	1	0.0936	11.53	0.0048	
	Residual	0.1055	13	0.0081			
	Cor Total	0.9174	17				

Figure IV.1: Résultats de l'ANOVA pour le rapport de pression (PR)

L'analyse de variance (ANOVA) réalisée pour le modèle quadratique réduit concernant la réponse R indique que le modèle est statistiquement significatif. En effet, la valeur F du modèle est

de 25,01, avec une p-value inférieure à 0,0001, ce qui signifie qu'il n'y a que 0,01 % de risque qu'une telle valeur F soit due au bruit aléatoire. Les termes du modèle incluent les effets linéaires de A (m), B (N) et C (C), ainsi que le terme quadratique A^2 . Tous ces termes sont significatifs, car leurs p-values respectives sont inférieures à 0,05. Plus précisément, A ($p < 0,0001$) est le facteur le plus influent, suivi de B ($p = 0,0018$), A^2 ($p = 0,0048$) et C ($p = 0,0188$). Le coefficient de détermination, déduit des sommes des carrés, montre que le modèle explique une grande partie de la variabilité totale (somme des carrés du modèle = 0,8119 pour une somme des carrés totale corrigée de 0,9174). Le résidu, avec une somme des carrés de 0,1055 pour 13 degrés de liberté, est relativement faible, confirmant la bonne adéquation du modèle. Aucun terme non significatif ($p > 0,10$) n'est présent dans ce modèle réduit, ce qui justifie sa forme actuelle sans qu'une réduction supplémentaire soit nécessaire.

IV.4.2 Statistiques d'ajustement du modèle du rapport de pression

L'analyse des statistiques d'ajustement du modèle du rapport de pression est résumée dans le tableau ci-après.

Fit Statistics

	Std. Dev.	0.0901		R²	0.8850
	Mean	1.76		Adjusted R²	0.8496
	C.V. %	5.13		Predicted R²	0.7989
				Adeq Precision	15.8556

Figure IV.2: Statistiques d'ajustement du modèle pour le rapport de pression (PR)

Les statistiques d'ajustement du modèle indiquent une bonne qualité de prédiction et une fiabilité satisfaisante. Le coefficient de détermination R^2 est de 0,8850, ce qui signifie que le modèle explique 88,50 % de la variabilité totale de la réponse. Le R^2 ajusté, égal à 0,8496, tient compte du nombre de prédicteurs dans le modèle, tandis que le R^2 prédit, de 0,7989, évalue la capacité du modèle à prédire de nouvelles observations. La différence entre le R^2 ajusté et le R^2 prédit est inférieure à 0,2 ($0,8496 - 0,7989 = 0,0507$), ce qui indique un bon accord entre ces deux valeurs et confirme l'absence de surajustement (overfitting). Par ailleurs, le rapport signal sur bruit, mesuré par l'Adeq Precision, atteint 15,856, une valeur largement supérieure au seuil recommandé de 4. Ce résultat démontre que le modèle génère un signal suffisamment fort par rapport au bruit résiduel. Enfin, l'écart type résiduel est de 0,0901, la moyenne de la réponse est de 1,76 et le coefficient de

variation (C.V. %) est de 5,13 %, ce qui reflète une dispersion relative faible et donc une bonne Precision du modèle. L'ensemble de ces critères permet de conclure que le modèle peut être utilisé de manière fiable pour naviguer dans l'espace de conception étudié.

IV.4.3 Equation finale du modèle

L'équation finale du modèle, exprimée en fonction des facteurs réels, permet de prédire la valeur du rapport de pression R, comme résumée dans le tableau ci-après.

Final Equation in Terms of Actual Factors

R	=	
+1.72272		
+1.52708	* m	
+0.000046	* N	
-0.007055	* C	
-1.18281	* m ²	

Figure IV.3:Modèle de régression pour PR exprimé en fonction des paramètres réels (m, N, C)

Cette équation s'écrit : $R = 1.72272 + 1.52708m + 0.000046N - 0.007055C - 1.18281m^2$

Dans cette expression, le facteur A désigné le débit du compresseur centrifuge (noté m), tandis que le facteur B représente à la fois la vitesse de rotation (N) et la température à l'entrée en condition initiale du compresseur (C). L'équation comporte un terme linéaire positif pour le débit (m) et pour la vitesse de rotation (N), indiquant que l'augmentation de ces deux paramètres tend à accroître le rapport de pression. En revanche, le terme linéaire associé à la température initiale (C) est négatif, ce qui signifie qu'une élévation de cette température réduit le rapport de pression. Enfin, le terme quadratique négatif en m² ($-1,18281 \times m^2$) montre que l'effet du débit n'est pas purement linéaire : au-delà d'une certaine valeur, l'augmentation du débit finit par diminuer le gain en rapport de pression, traduisant ainsi un comportement non linéaire typique des compresseurs centrifuges.

IV.4.4 Graphique de normalité du modelé

Le graphique de normalité (Normal Plot) présenté ci-contre constitue un outil diagnostique essentiel pour évaluer la validité de l'hypothèse de normalité des résidus du modèle statistique de la réponse R (rapport de pression). Cette hypothèse constitue l'un des fondements théoriques de

l'analyse de variance (ANOVA) et conditionne la fiabilité des tests de significativité ainsi que des intervalles de confiance associés aux effets des facteurs étudiés.

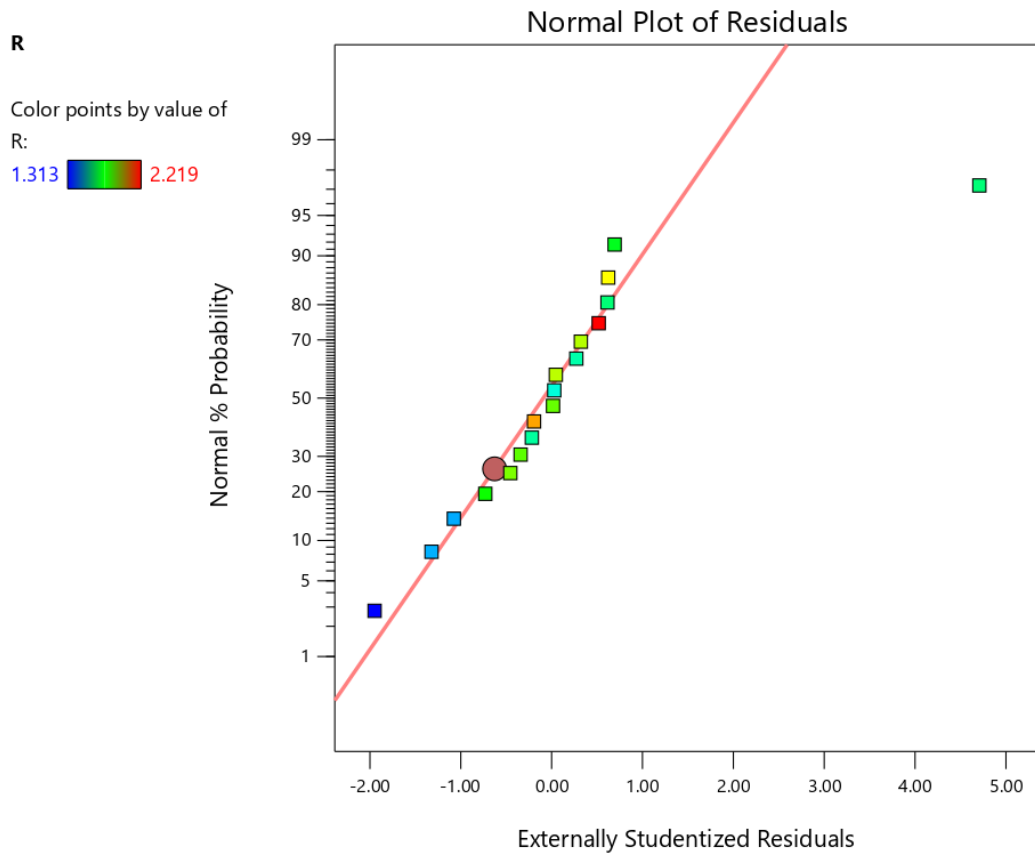


Figure IV.4: Distribution normale des résidus pour le rapport de pression (Normal Plot of Residuals for PR).

Les points correspondant aux résultats de simulation sont représentés en fonction de leurs résidus studentisés externes (en abscisse) par rapport à la distribution normale théorique (en ordonnée). Les points sont colorés selon les valeurs de R, comprises entre 1,313 et 2,219. Lorsque les points s'alignent approximativement le long de la ligne droite diagonale, cela indique que les résidus suivent une loi normale, ce qui constitue une hypothèse fondamentale pour la validité de l'analyse de variance (ANOVA). Un alignement satisfaisant confirme que le modèle est bien spécifié et que les erreurs sont aléatoires et indépendantes. Tout écart systématique par rapport à cette ligne pourrait révéler un problème de normalité, tel qu'une asymétrie ou la présence de valeurs aberrantes.

IV.4.5 Graphique des valeurs prédites par rapport aux valeurs réelles

Le graphique des valeurs prédites par rapport aux valeurs réelles (Predicted vs. Actual) de la réponse R présenté ci-contre permet d'évaluer visuellement la performance prédictive du modèle.

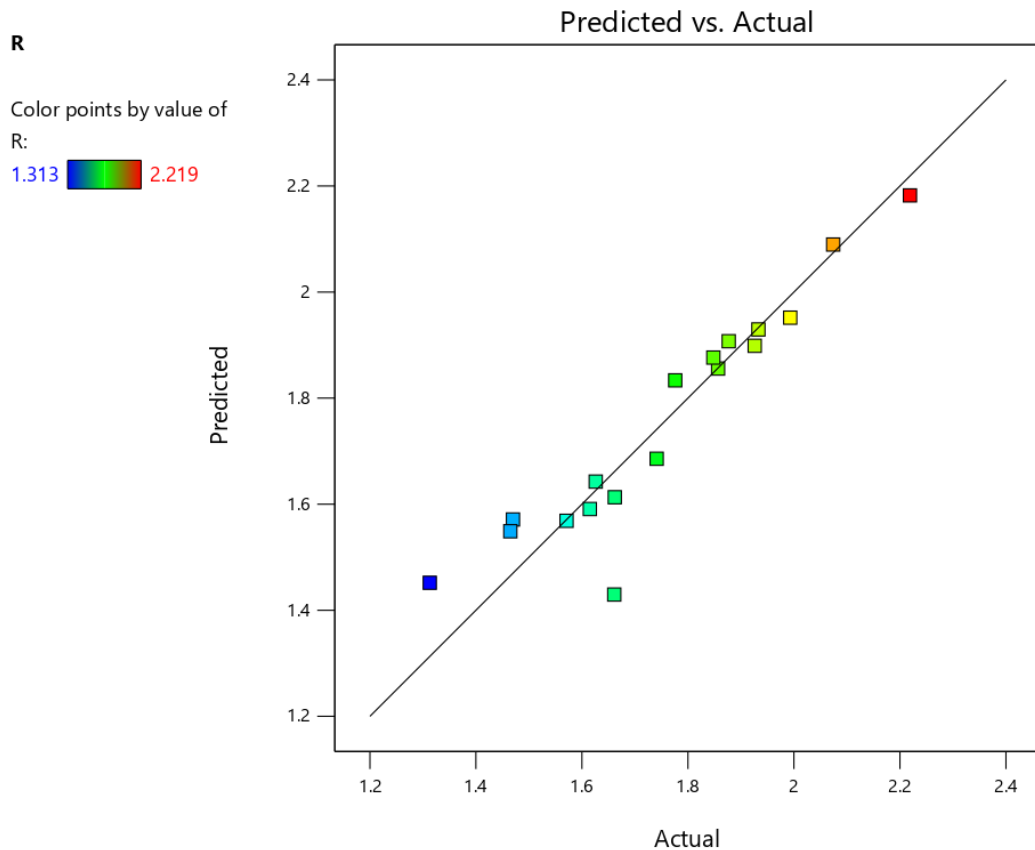


Figure IV.5: Valeurs prédites et réelles du rapport de pression (Predicted vs Actual for PR).

Les points correspondant aux résultats de simulation sont colorés selon les valeurs de R, comprises entre 1,313 et 2,219. Sur ce type de graphique, une parfaite adéquation du modèle se traduirait par un alignement de tous les points le long de la première bissectrice (ligne diagonale $y = x$). Plus les points sont proches de cette diagonale, plus les valeurs prédites par le modèle sont proches des valeurs réellement observées expérimentalement. Les écarts entre les points et la diagonale correspondent aux résidus du modèle. Un nuage de points bien centré autour de la diagonale, sans tendance systématique, indique que le modèle ne présente pas de biais de prédiction et qu'il explique correctement la variabilité de la réponse. Cet outil visuel complète les indicateurs statistiques tels que le R^2 et le R^2 prédit pour juger de la qualité d'ajustement du modèle.

IV.4.6 Graphique des résidus en fonction des valeurs prédites

Le graphique des résidus en fonction des valeurs prédites (Residuals vs. Predicted) de la réponse R présenté ci-contre permet de vérifier plusieurs hypothèses fondamentales de l'analyse de régression, notamment l'homogénéité de la variance (homoscédasticité) et l'indépendance des résidus.

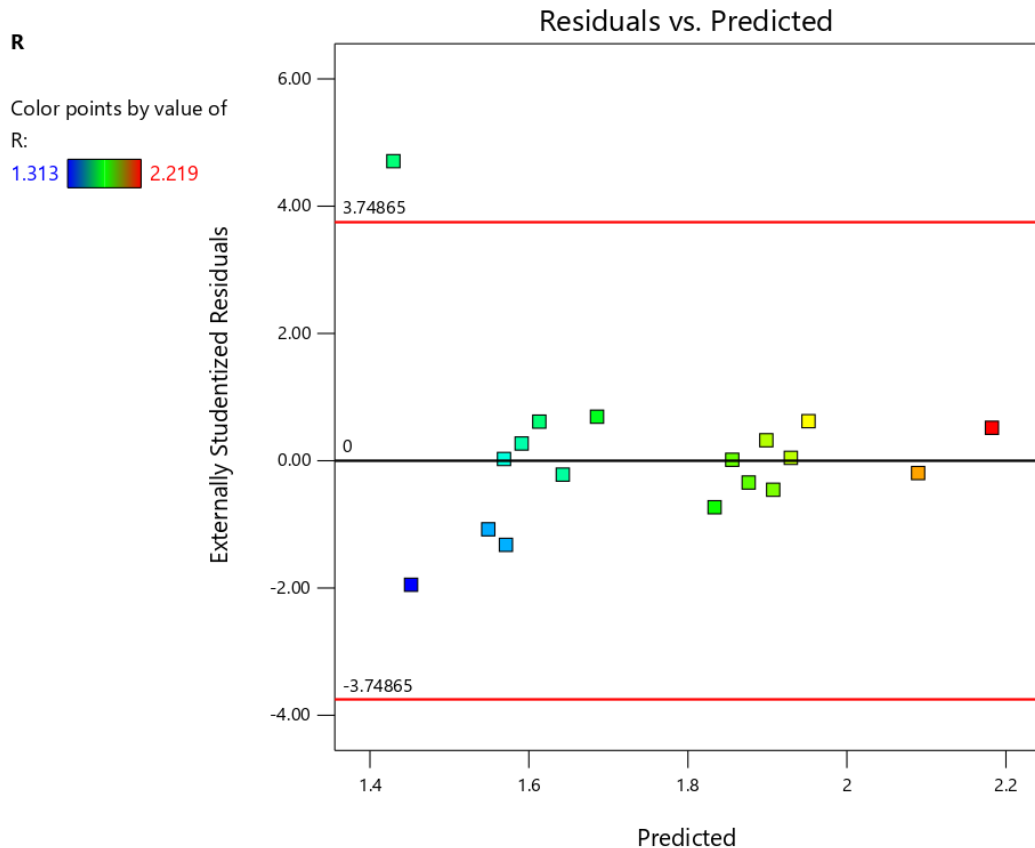


Figure IV.6:Résidus studentisés externes en fonction des valeurs prédites de R

Les points sont colorés selon les valeurs réelles de R, comprises entre 1,313 et 2,219. Sur ce graphique, l'axe des abscisses représente les valeurs prédites par le modèle, tandis que l'axe des ordonnées correspond aux résidus (dont la valeur minimale observée est d'environ -3,75). Idéalement, les points doivent être répartis aléatoirement autour de la ligne horizontale zéro, sans former de motif systématique (éventail, courbe ou tendance croissante/décroissante). Une répartition aléatoire indique que la variance des erreurs est constante et que le modèle ne présente pas de biais. En revanche, la présence d'un motif en entonnoir (variance augmentant avec les valeurs prédites) suggérerait une hétéroscédasticité, tandis qu'une tendance curviligne indiquerait qu'un terme non linéaire manque dans le modèle. L'absence de points anormalement éloignés de la bande $[-3, +3]$ confirme également l'absence de valeurs aberrantes influentes.

IV.5 Modèle du rendement (η)

IV.5.1 Description des résultats ANOVA pour le modèle quadratique réduit du rendement

L'analyse de variance (ANOVA) appliquée au modèle quadratique réduit de la réponse (du rendement) a montré que le modèle comporte quatre termes statistiquement significatifs.

Response 2: Efficiency

	Source	Sum of Squares	df	Mean Square	F-value	p-value	
	Model	460.62	2	230.31	7.96	0.0044	significant
	A-m	205.14	1	205.14	7.09	0.0178	
	A ²	198.16	1	198.16	6.85	0.0194	
	Residual	434.17	15	28.94			
	Cor Total	894.79	17				

Figure IV.7: Résultats de l'ANOVA pour le rendement isentropique (η_t)

L'analyse de variance (ANOVA) réalisée pour le modèle quadratique réduit de la réponse « Efficiency » (rendement) indique que le modèle global est statistiquement significatif, avec une valeur F de 7,96 et une p-value de 0,0044, inférieure au seuil de 0,05. Le modèle intègre deux termes significatifs : l'effet linéaire du facteur A (débit, noté m) et son effet quadratique (A²). L'effet linéaire de A présente une somme des carrés de 205,14 pour un degré de liberté, une moyenne carrée de 205,14, une valeur F de 7,09 et une p-value de 0,0178. Le terme quadratique A² affiche une somme des carrés de 198,16, une moyenne carrée de 198,16, une valeur F de 6,85 et une p-value de 0,0194. Les deux termes sont donc significatifs au seuil de 5 %. La somme des carrés résiduelle s'élève à 434,17 pour 15 degrés de liberté, avec une moyenne carrée résiduelle de 28,94. La somme des carrés totale corrigée est de 894,79 pour 17 degrés de liberté. Contrairement au modèle du rapport de pression, celui du rendement ne comporte pas d'effets significatifs des facteurs B (vitesse et température initiale) ni C, ce qui suggère que seul le débit (avec un effet non linéaire) influence de manière significative le rendement du compresseur centrifuge dans les conditions étudiées.

IV.5.2 Statistiques d'ajustement du modèle du rendement

L'analyse des statistiques d'ajustement du modèle du rendement est résumée dans le tableau ci-après.

Fit Statistics

	Std. Dev.	5.38	R²	0.5148
	Mean	87.12	Adjusted R²	0.4501
	C.V. %	6.18	Predicted R²	0.3252
			Adeq Precision	6.2554

Figure IV.8: Statistiques d'ajustement du modèle pour l'efficacité (η)

Les statistiques d'ajustement du modèle du rendement (Efficiency) révèlent une qualité prédictive modérée. Le coefficient de détermination R^2 est de 0,5148, ce qui signifie que le modèle explique environ 51,48 % de la variabilité totale de la réponse. Le R^2 ajusté, qui tient compte du nombre de prédicteurs dans le modèle, s'élève à 0,4501, tandis que le R^2 prédit est de 0,3252. La différence entre le R^2 ajusté et le R^2 prédit est de 0,1249, soit une valeur inférieure à 0,2, ce qui indique un accord acceptable et suggère l'absence de surajustement (overfitting) majeur. Cependant, la valeur relativement faible du R^2 prédit (0,3252) montre que la capacité prédictive du modèle sur de nouvelles données est limitée. L'écart type résiduel (Std. Dev.) est de 5,38, la moyenne de la réponse est de 87,12 et le coefficient de variation (C.V. %) est de 6,18 %, ce qui reflète une dispersion modérée des résidus par rapport à la moyenne. L'Adeq Precision, qui mesure le rapport signal sur bruit, atteint 6,2554, une valeur supérieure au seuil recommandé de 4. Ce résultat indique que le modèle génère un signal suffisant pour naviguer dans l'espace de conception, bien que la qualité globale de l'ajustement soit nettement inférieure à celle observée pour le modèle du rapport de pression ($R^2 = 0,8850$). En conclusion, le modèle du rendement est statistiquement significatif mais sa puissance prédictive reste limitée, suggérant que d'autres facteurs non pris en compte pourraient influencer le rendement du compresseur centrifuge.

IV.5.3 Equation finale du modèle

L'équation finale du modèle, exprimée en fonction des facteurs réels, permet de prédire la valeur du rendement (Efficiency), comme résumée dans le tableau ci-après. Cette équation constitue un outil prédictif essentiel issu de l'analyse statistique des résultats de simulation, et elle traduit mathématiquement la relation entre les facteurs d'entrée étudiés et la réponse observée.

Final Equation in Terms of Actual Factors

Efficiency	=	
+60.77813		
+84.19591	* m	
-54.24008	* m ²	

Figure IV.9: Équation finale du modèle pour le rendement isentropique (η_{tt}) en variables réelles

Cette équation finale du modèle du rendement (Efficiency), exprimée en fonction des facteurs réels, permet de prédire la valeur du rendement du compresseur centrifuge. Cette équation s'écrit :

$$\text{Efficiency} = 60.77813 + 84.19591\dot{m} - 54.24008\dot{m}^2$$

L'équation ne comporte que le facteur A(débit noté $\dot{m}$), sous forme d'un terme linéaire positif ($+84,19591 \times \dot{m}$) et d'un terme quadratique négatif ($-54,24008 \times \dot{m}^2$). Elle ne contient aucun terme lié aux facteurs B(vitesse de rotation N) ni C(température initiale $T_{0,in}$), ce qui confirme que, selon l'analyse ANOVA, seul le débit et son effet quadratique influencent significativement le rendement dans les conditions étudiées.

La présence d'un terme linéaire positif indique qu'une augmentation du débit tend initialement à accroître le rendement. Cependant, le terme quadratique négatif traduit un effet de courbure : au-delà d'une certaine valeur optimale du débit, l'augmentation de ce paramètre entraîne une diminution du rendement. Cette relation parabolique (concave) est typique du comportement des compresseurs centrifuges, qui présentent généralement un point de fonctionnement optimal pour le rendement.

L'importance de la constante (intercept) élevée (60,78) permet d'obtenir une valeur de rendement même à faible débit, bien que le modèle soit principalement valide dans l'espace de conception exploré.

IV.5.4 Graphique de normalité du modèle

Le graphique de normalité (Normal Plot) présenté ci-contre permet d'évaluer la distribution des résidus studentisés externes du modèle du rendement (Efficiency). Cet outil diagnostique est fondamental pour vérifier l'une des hypothèses clés de l'analyse de variance (ANOVA), à savoir

que les résidus du modèle suivent une loi normale. Le respect de cette hypothèse est essentiel pour garantir la validité des tests de significativité (tests F), des intervalles de confiance et des conclusions statistiques tirées du modèle.

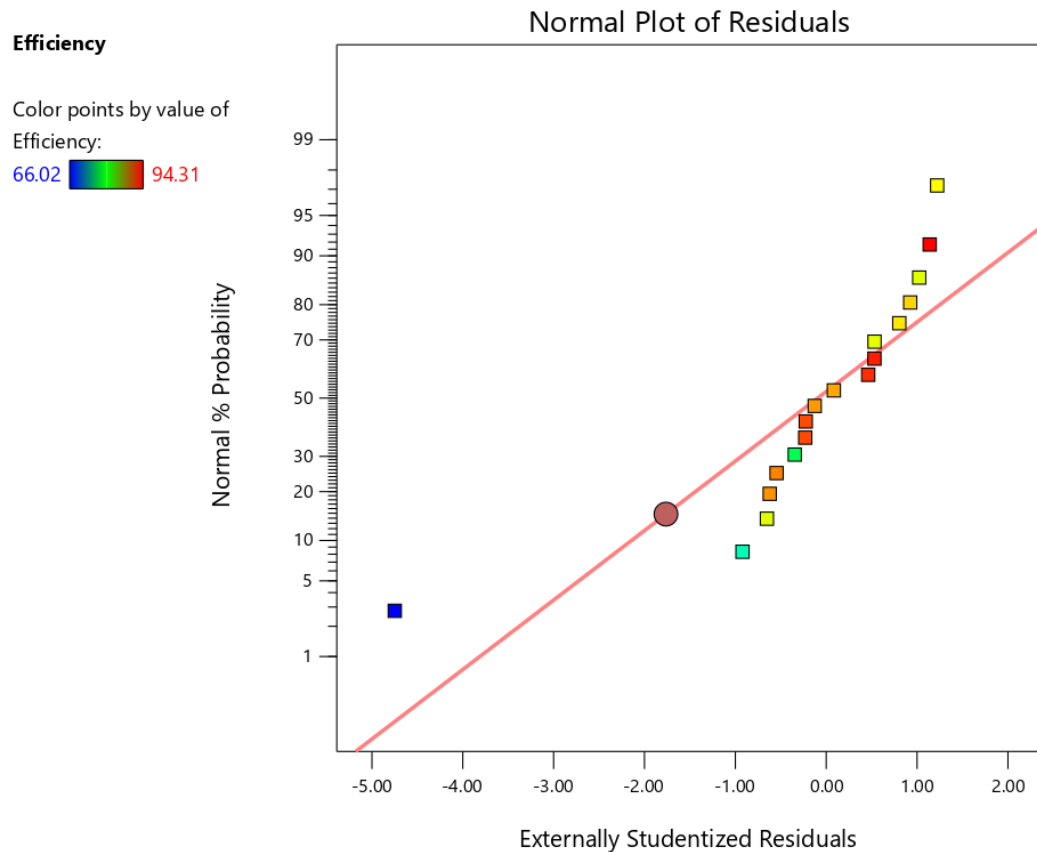


Figure IV.10: Distribution normale des résidus pour le rendement isentropique (η_{tt})

Les points correspondant aux résultats de simulation sont représentés en fonction de leurs résidus studentisés externes (en abscisse) par rapport à la distribution normale théorique (en ordonnée). Les points sont colorés selon les valeurs réelles du rendement, comprises entre 66,02 et 94,31. Pour valider l'hypothèse de normalité des résidus, les points doivent s'aligner approximativement le long de la ligne droite diagonale. Dans le cas présent, on observe que les résidus s'étendent d'environ -5 à +2 en abscisse. Plusieurs points semblent s'écarter sensiblement de la diagonale, en particulier dans les extrémités inférieure et supérieure. Ces écarts suggèrent une légère violation de l'hypothèse de normalité, probablement due à la qualité d'ajustement modérée du modèle ($R^2 = 0,5148$). La présence de valeurs aberrantes ou d'une asymétrie dans la distribution des résidus pourrait expliquer en partie la limitation de la puissance prédictive du modèle du rendement par rapport à celui du rapport de pression. Néanmoins, tant que les écarts ne sont pas

excessifs, le modèle ANOVA reste généralement robuste, surtout avec un nombre d'essais suffisant.

Graphique des résidus en fonction des valeurs prédites

Le graphique des résidus en fonction des valeurs prédites (Residuals vs. Predicted) du modèle du rendement (Efficiency) permet de vérifier les hypothèses d'homoscédasticité (constance de la variance) et d'indépendance des résidus. Ces deux hypothèses sont fondamentales pour la validité de l'analyse de variance (ANOVA) et des tests de significativité associés. L'homoscédasticité suppose que la variance des erreurs est constante quelle que soit la valeur prédite par le modèle, tandis que l'indépendance des résidus implique qu'il n'existe pas de corrélation systématique entre les erreurs successives. La violation de l'une ou l'autre de ces hypothèses peut conduire à des estimations biaisées des erreurs types, des intervalles de confiance trop larges ou trop étroits, et des conclusions statistiques erronées.

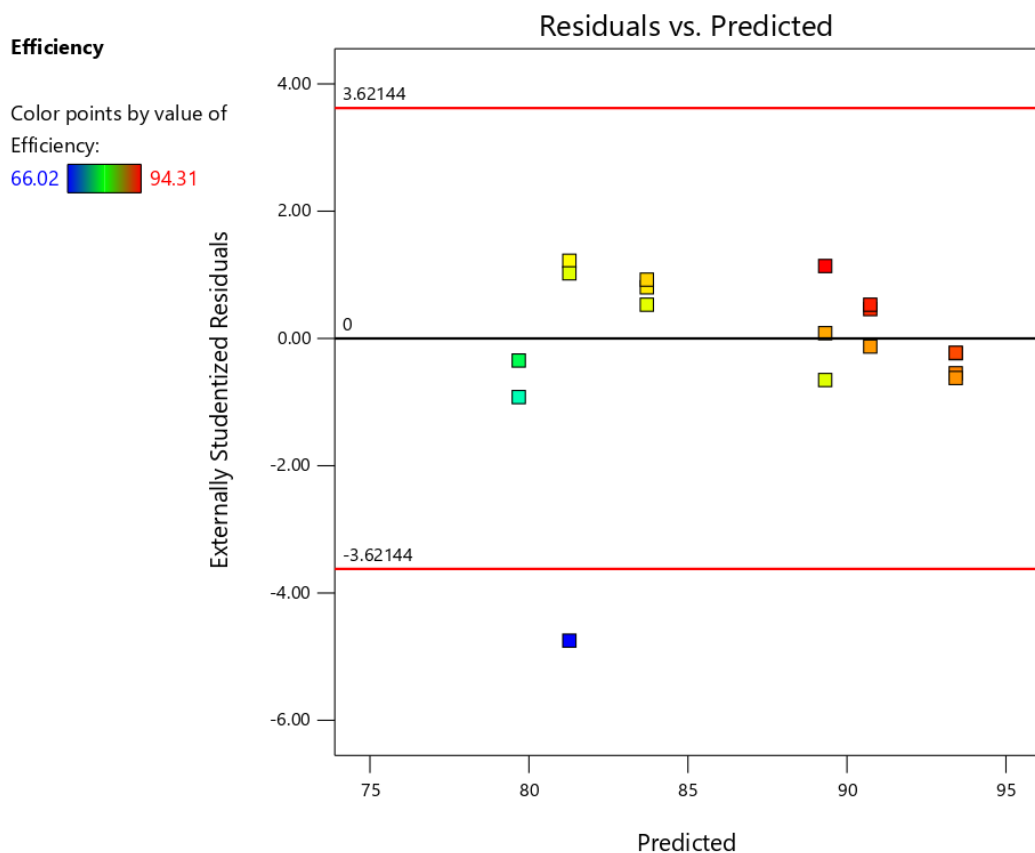


Figure IV.11: Résidus studentisés externes en fonction des valeurs prédites de η_{tt}

Les points sont colorés selon les valeurs réelles du rendement, comprises entre 66,02 et 94,31. L'axe des abscisses représente les valeurs prédites par le modèle, qui s'étendent

approximativement de 75 à 95, tandis que l'axe des ordonnées correspond aux résidus, dont l'échelle s'étend d'environ -6 à +4. Idéalement, les points doivent être répartis aléatoirement autour de la ligne horizontale zéro, sans former de motif systématique. Dans le cas présent, on observe que les résidus sont dispersés de part et d'autre de la ligne zéro, mais plusieurs points présentent des valeurs résiduelles relativement élevées (jusqu'à environ 6 en valeur absolue). La présence d'un point particulier, noté avec une valeur de 3,62144, semble se distinguer légèrement du nuage principal. On n'observe pas de motif en entonnoir marqué ni de tendance curviligne évidente, ce qui suggère que l'hypothèse d'homoscédasticité est globalement respectée. Cependant, l'amplitude des résidus (environ -6 à +4) reste relativement large par rapport à la moyenne du rendement (87,12), ce qui reflète la qualité d'ajustement modérée du modèle ($R^2 = 0,5148$). L'absence de tendance systématique indique que le modèle ne présente pas de biais majeur, mais la dispersion importante des résidus limite sa capacité prédictive.

IV.6 Modèle de la puissance (Power)

IV.6.1 Description des résultats ANOVA pour le modèle quadratique réduit de la puissance

L'analyse de variance (ANOVA) appliquée au modèle quadratique réduit de la réponse de la puissance (Power) a montré que le modèle comporte quatre termes statistiquement significatifs. Cette analyse constitue une étape cruciale dans la validation du modèle mathématique reliant les facteurs d'entrée (débit, vitesse de rotation et température initiale) à la puissance absorbée par le compresseur centrifuge. L'ANOVA permet de décomposer la variabilité totale observée dans les résultats de simulation en une part expliquée par le modèle et une part résiduelle (non expliquée), puis de tester statistiquement la signification de chaque terme du modèle.

Response 3: Power

	Source	Sum of Squares	df	Mean Square	F-value	p-value	
	Model	1688.82	4	422.20	11.96	0.0003	significant
	A-m	940.71	1	940.71	26.65	0.0002	
	B-N	400.04	1	400.04	11.33	0.0051	
	C-C	115.56	1	115.56	3.27	0.0936	
	A ²	246.10	1	246.10	6.97	0.0204	
	Residual	458.85	13	35.30			
	Cor Total	2147.67	17				

Figure IV.12:ANOVA pour le modèle quadratique réduit de la puissance (Power)

Cette analyse de variance (ANOVA) réalisée pour le modèle quadratique réduit de la réponse « Power » (puissance) indique que le modèle global est statistiquement significatif, avec une valeur F de 11,96 et une p-value de 0,0003, largement inférieure au seuil de 0,05. Le modèle intègre quatre termes : les effets linéaires du débit A (m), de la vitesse de rotation B (N) et de la température C (C), ainsi que l'effet quadratique du débit A². L'effet linéaire du débit A est le plus influent, avec une somme des carrés de 940,71, une moyenne carrée de 940,71, une valeur F de 26,65 et une p-value de 0,0002, ce qui le rend hautement significatif. L'effet linéaire de la vitesse B est également significatif (somme des carrés = 400,04, F = 11,33, p = 0,0051). Le terme quadratique A² présente une somme des carrés de 246,10, une valeur F de 6,97 et une p-value de 0,0204, indiquant un effet non linéaire significatif du débit sur la puissance. En revanche, l'effet linéaire de la température C (C) affiche une p-value de 0,0936, légèrement supérieure au seuil de 0,05, ce qui suggère que son influence sur la puissance n'est pas statistiquement significative au seuil de 5 %, bien qu'elle soit proche du seuil de significativité. La somme des carrés résiduelle s'élève à 458,85 pour 13 degrés de liberté, avec une moyenne carrée résiduelle de 35,30. La somme des carrés totale corrigée est de 2147,67 pour 17 degrés de liberté. Ces résultats montrent que la puissance du compresseur centrifuge est principalement influencée par le débit (de manière linéaire et quadratique) et par la vitesse de rotation, tandis que l'effet de la température d'entrée est moins marqué.

IV.6.2 Statistiques d'ajustement du modèle de la puissance

L'analyse des statistiques d'ajustement du modèle de la puissance est résumée dans le tableau ci-après.

Fit Statistics

	Std. Dev.	5.94	R²	0.7863
	Mean	54.71	Adjusted R²	0.7206
	C.V. %	10.86	Predicted R²	0.6359
			Adeq Precision	10.3811

Figure IV.13: Statistiques d'ajustement du modèle de la puissance (Power)

Les statistiques d'ajustement du modèle de la puissance (Power) révèlent une qualité prédictive satisfaisante. Le coefficient de détermination R² est de 0,7863, ce qui signifie que le modèle explique environ 78,63 % de la variabilité totale de la réponse. Le R² ajusté, qui tient

compte du nombre de prédicteurs dans le modèle, s'élève à 0,7206, tandis que le R^2 prédit atteint 0,6359. La différence entre le R^2 ajusté et le R^2 prédit est de 0,0847, soit une valeur inférieure à 0,2, ce qui indique un bon accord entre ces deux mesures et suggère l'absence de surajustement (overfitting) significatif. L'écart type résiduel (Std. Dev.) est de 5,94, la moyenne de la réponse est de 54,71 et le coefficient de variation (C.V. %) est de 10,86 %. Ce dernier, bien que modéré, reste acceptable pour une modélisation de phénomènes physiques. L'Adeq Precision, qui mesure le rapport signal sur bruit, atteint 10,3811, une valeur largement supérieure au seuil recommandé de 4. Ce résultat indique que le modèle génère un signal suffisamment fort pour naviguer de manière fiable dans l'espace de conception étudié. En comparaison avec le modèle du rendement ($R^2 = 0,5148$), le modèle de la puissance présente une qualité d'ajustement nettement supérieure, bien qu'inférieure à celle du modèle du rapport de pression ($R^2 = 0,8850$). L'ensemble de ces critères confirme que le modèle de la puissance peut être utilisé avec une confiance raisonnable pour prédire la puissance absorbée par le compresseur centrifuge en fonction des facteurs étudiés.

IV.6.3 Equation finale du modèle

L'équation finale du modèle, exprimée en fonction des facteurs réels, permet de prédire la valeur de la puissance, comme résumée dans le tableau ci-après. Cette équation constitue le résultat concret de l'analyse statistique et de la modélisation des données de simulation. Elle traduit mathématiquement la relation quantitative entre les trois facteurs d'entrée étudiés (débit, vitesse de rotation et température initiale) et la puissance absorbée par le compresseur centrifuge, mesurée en kilowatts (kW). Contrairement aux modèles exprimés en facteurs codés (qui utilisent des valeurs normalisées sans dimension), l'équation en facteurs réels présente l'avantage de pouvoir être utilisée directement avec les valeurs physiques des paramètres d'entrée, sans aucune transformation préalable.

Final Equation in Terms of Actual Factors

	Power	=
	-26.78701	
	+134.42607	* m
	+0.002639	* N
	-0.313810	* C
	-60.65335	* m ²

Figure IV.14: Équation finale du modèle de la puissance (Power) en variables réelles

L'équation finale du modèle de la puissance (Power), exprimée en fonction des facteurs réels, permet de prédire la valeur de la puissance absorbée par le compresseur centrifuge. Cette équation s'écrit :

$$\text{Power} = -26,78701 + 134,42607 \dot{m} + 0,002639 N - 0,313810 C - 60,65335 \dot{m}^2$$

L'équation comporte un terme linéaire positif pour le débit ($+134,42607 \times \dot{m}$), indiquant qu'une augmentation du débit tend à accroître la puissance consommée. Le terme quadratique négatif en $\dot{m}^2$ ($-60,65335 \times \dot{m}^2$) traduit un effet non linéaire : au-delà d'une certaine valeur du débit, l'augmentation de ce paramètre entraîne une croissance moins rapide, voire une diminution, de la puissance. Le terme linéaire associé à la vitesse de rotation est également positif ($+0,002639 \times N$), ce qui signifie qu'une augmentation de la vitesse augmente la puissance, conformément aux lois physiques des turbomachines. En revanche, le terme linéaire lié à la température initiale est négatif ($-0,313810 \times C$), indiquant qu'une élévation de la température d'entrée réduit légèrement la puissance absorbée. La constante négative ($-26,78701$) n'a pas de signification physique directe en dehors du domaine d'étude, car elle permet d'ajuster l'équation aux valeurs simulées dans l'espace de conception exploré. Cette équation confirme les résultats de l'ANOVA : le débit (avec ses effets linéaire et quadratique) et la vitesse de rotation sont les principaux facteurs influençant la puissance, tandis que la température joue un rôle plus modéré.

IV.6.4 Graphique de normalité du modèle

Le graphique de normalité (Normal Plot) présenté ci-contre permet d'évaluer la distribution des résidus studentisés externes du modèle de la puissance.

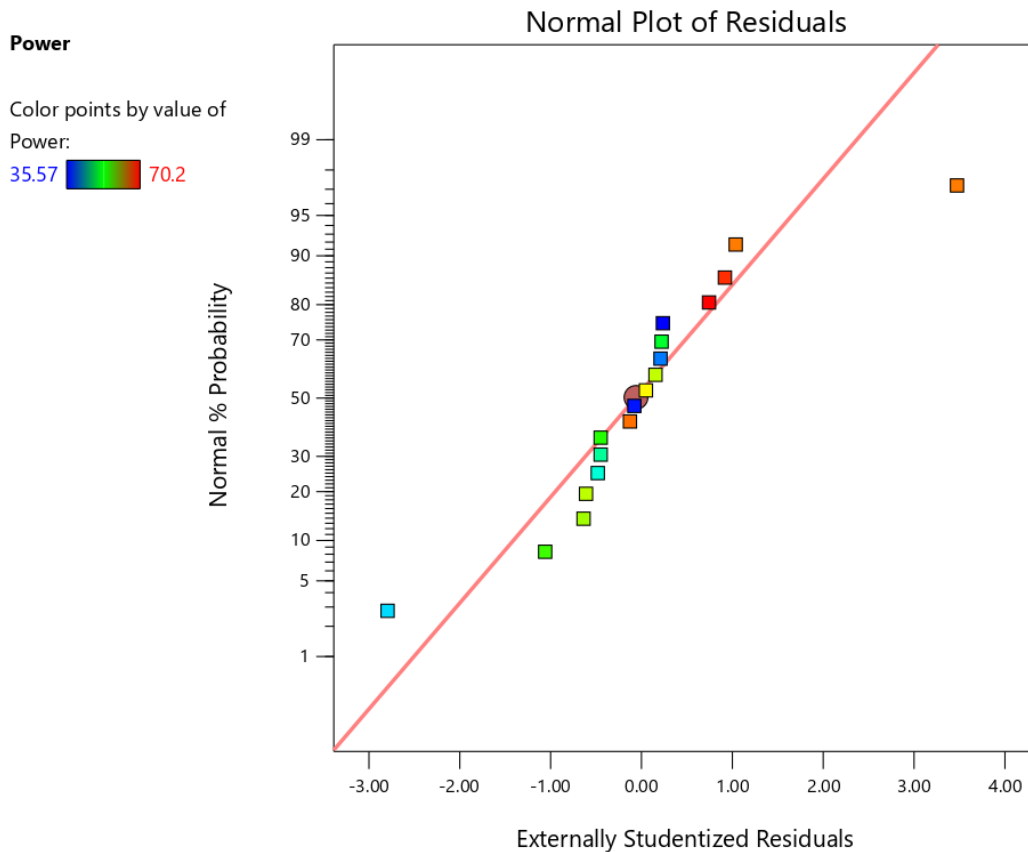


Figure IV.15: Distribution normale des résidus pour la puissance (Normal Plot of Residuals for Power)

Le graphique de normalité des résidus (Normal Plot of Residuals) présenté ci-contre permet d'évaluer si les résidus du modèle de la puissance (Power) suivent une distribution normale, une hypothèse fondamentale pour la validité de l'analyse de variance (ANOVA). Les points sont colorés selon les valeurs réelles de la puissance, comprises entre 35,57 (représentée en bleu) et 70,2 (représentée en vert). Sur ce type de graphique, les résidus studentisés externes (en abscisse) sont tracés par rapport aux valeurs attendues sous l'hypothèse de normalité (en ordonnée). Lorsque les points s'alignent approximativement le long de la ligne droite diagonale, cela indique que les résidus suivent une loi normale. Dans le cas présent, les points apparaissent relativement bien alignés autour de la diagonale, sans écarts systématiques majeurs. On peut toutefois noter la présence de quelques points légèrement éloignés, notamment dans les extrémités, mais aucun point ne semble anormalement aberrant. La région ombrée (shaded region) délimite l'intervalle de confiance autour de la diagonale, et les points rouges (red dots) représentent probablement les valeurs qui s'écartent légèrement de cette zone. Globalement, l'alignement satisfaisant des points confirme que l'hypothèse de normalité des résidus est raisonnablement respectée pour le modèle

de la puissance. Cette conclusion est cohérente avec la bonne qualité d'ajustement du modèle ($R^2 = 0,7863$) et l'Adeq Precision élevée (10,38).

IV.6.5 Graphique des résidus en fonction des valeurs prédites

Le graphique des résidus en fonction des valeurs prédites (Residuals vs. Predicted) du modèle de la puissance (Power) permet de vérifier les hypothèses d'homoscédasticité (constance de la variance) et d'indépendance des résidus.

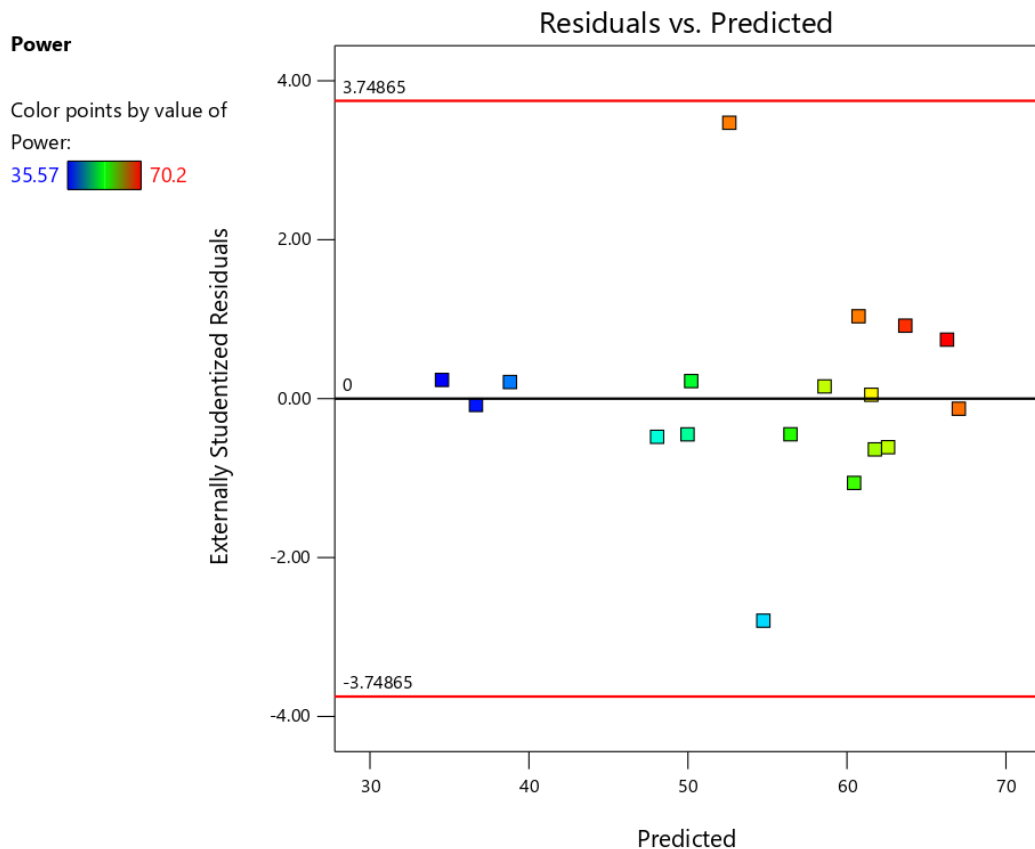


Figure IV.16: Résidus studentisés externes en fonction des valeurs prédites de la puissance (Power)

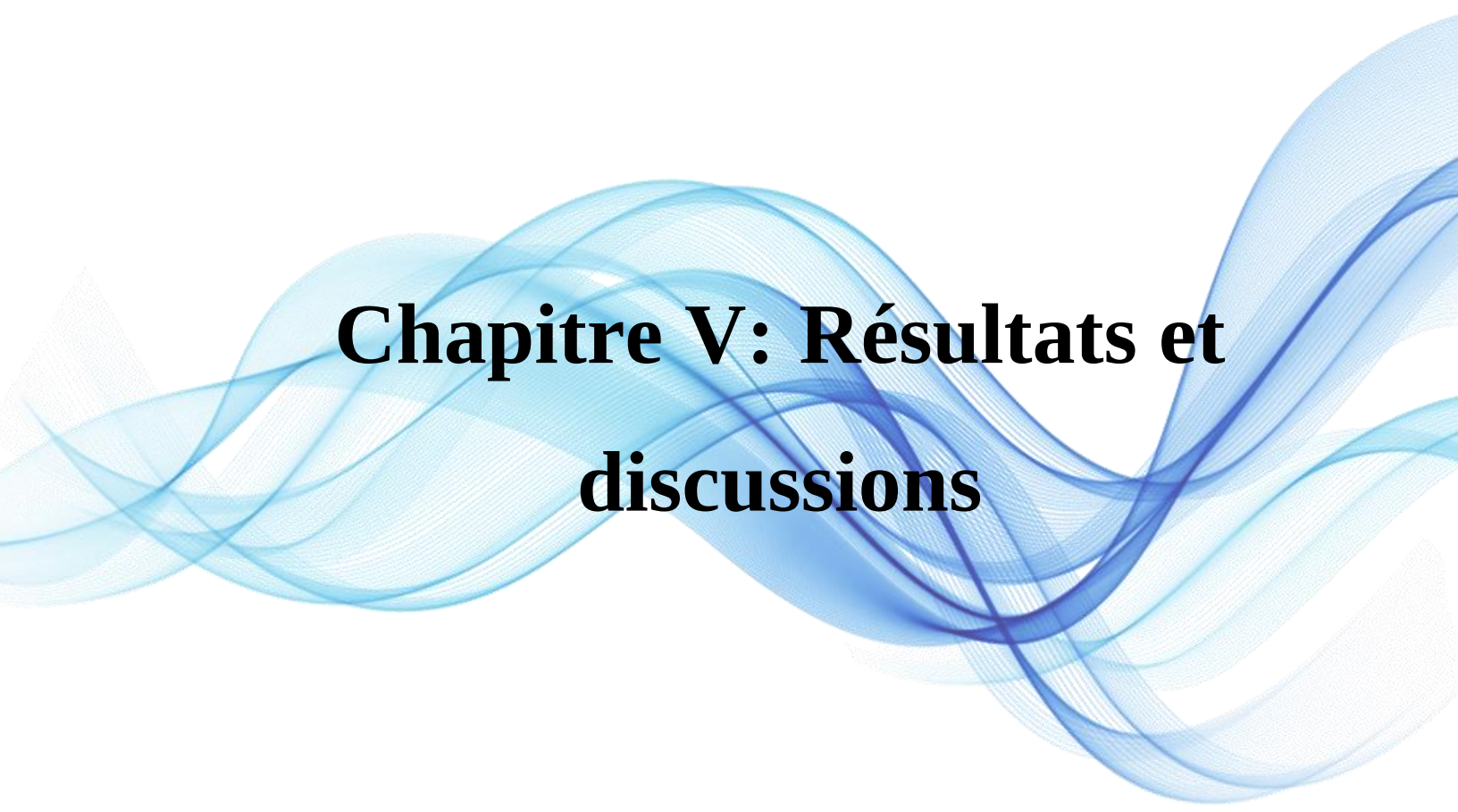
Le graphique des résidus en fonction des valeurs prédites (Residuals vs. Predicted) du modèle de la puissance (Power) permet de vérifier les hypothèses d'homoscédasticité (constance de la variance) et d'indépendance des résidus. Les points sont colorés selon les valeurs réelles de la puissance, comprises entre 35,57 et 70,2. L'axe des abscisses représente les valeurs prédites par le modèle (notées "Predicted"), tandis que l'axe des ordonnées correspond aux résidus, dont l'échelle s'étend d'environ -4,000 à +2,000, avec une valeur particulière notée à 1,78665. Idéalement, les points doivent être répartis aléatoirement autour de la ligne horizontale zéro, sans

former de motif systématique (éventail, courbe ou tendance croissante/décroissante). Dans le cas présent, on observe que les résidus sont dispersés de part et d'autre de la ligne zéro, sans tendance curviligne marquée ni motif en entonnoir évident. Les quelques points dont la valeur est indiquée (1,78665 et -1,78665) semblent symétriques autour de zéro, ce qui est un bon signe. L'absence de points anormalement éloignés (tous les résidus semblent compris entre -4 et +2) et la répartition aléatoire globale suggèrent que l'hypothèse d'homoscédasticité est respectée. Cette bonne tenue des résidus est cohérente avec la qualité d'ajustement satisfaisante du modèle ($R^2 = 0,7863$) et l'Adeq Precision élevée (10,38), confirmant que le modèle de la puissance est bien spécifié et ne présente pas de biais majeur.

IV.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté et analysé les résultats de simulation du compresseur centrifuge obtenus à partir d'un plan d'expériences systématique. L'objectif principal était d'étudier l'influence de trois facteurs clés le débit (m , en kg/s), la vitesse de rotation (N , en rev/min) et la température initiale (C , en K) sur trois réponses essentielles : le rapport de pression (R), le rendement (Efficiency, en %) et la puissance absorbée (Power, en kW). Pour ce faire, nous avons utilisé des modèles statistiques de type quadratique réduit, construits à partir des 18 combinaisons d'entrée issues du plan d'expériences, et analysés par la méthode de l'analyse de variance (ANOVA).

Les modèles développés dans ce chapitre seront utilisés comme base pour l'étape d'optimisation multiparamétrique présentée dans le chapitre suivant. Ils permettront d'explorer virtuellement l'espace de conception, de prédire les performances du compresseur pour des combinaisons non simulées, et d'identifier les conditions opératoires optimales répondant à différents objectifs (maximisation du rapport de pression, maximisation du rendement, minimisation de la puissance, ou compromis entre ces critères).

The background of the page features a series of overlapping, translucent blue wavy lines that create a sense of movement and depth. These lines are concentrated in the middle section of the page, framing the chapter title.

Chapitre V: Résultats et discussions

V.1 Introduction :

Ce chapitre est dédié à l'analyse détaillée du comportement des fluides au sein du compresseur centrifuge. Dans un premier temps, l'analyse des résultats de simulation obtenus sous ANSYS CFX a montré que les répartitions de la pression, de la température, de la vitesse et du nombre de Mach dans le compresseur dépendent fortement des paramètres opératoires, à savoir le débit massique, la vitesse de rotation et la température d'entrée. Les distributions d'aube à aube (blade-to-blade) de la pression et de la température ont mis en évidence des gradients transversaux significatifs entre l'extrados et l'intrados des aubes, reflétant des phénomènes de compression et d'échauffement localisés. Ces résultats ont permis d'identifier les zones de forte sollicitation thermique et aérodynamique, notamment au niveau de l'inducer, du diffuseur et des jeux en tête de roue.

Dans un second temps, une optimisation multiparamétrique a été réalisée par la méthode des surfaces de réponse tridimensionnelles, pour une température constante de 300 K. Les surfaces de réponse 3D ont illustré l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement, la puissance absorbée et le rapport de compression. Ces représentations ont permis de visualiser clairement les interactions entre les deux paramètres et d'identifier les zones de fonctionnement optimal. L'optimisation multi-réponses, menée à l'aide de la fonction de désirabilité, a conduit à une solution optimale caractérisée par une désirabilité globale de $D = 0,823$, traduisant un bon compromis entre des objectifs souvent antagonistes : maximiser le rendement et le rapport de compression tout en minimisant la puissance absorbée. Enfin, les graphiques d'interaction ont montré l'évolution de la désirabilité et des différentes réponses de performance en fonction du débit massique, mettant clairement en évidence l'existence d'un débit optimal pour lequel les compromis sont les mieux équilibrés.

V.2 Résultat de simulation du compresseur centrifuge

Dans les sections suivantes, nous présentons l'ensemble des résultats de simulation relatifs au comportement du fluide à l'intérieur du compresseur centrifuge. Seront ainsi successivement analysées la répartition de la pression, la répartition de la température, la répartition de la vitesse ainsi que la répartition du nombre de Mach. Nous détaillons également les distributions d'aube à aube (blade-to-blade) de la température et de la pression, qui permettent d'évaluer les gradients transversaux de ces grandeurs entre l'extrados et l'intrados des aubes. Ces différents résultats, obtenus par simulation numérique sous ANSYS CFX, visent à caractériser finement l'écoulement

au sein du compresseur centrifuge, à identifier les zones de forte sollicitation thermique et aérodynamique, et à comprendre l'influence des paramètres opératoires (débit, vitesse de rotation, température d'entrée) sur les performances globales de la machine. L'ensemble de ces analyses servira de base à l'optimisation multiparamétrique présentée ultérieurement.

V.2.1 Répartition de la pression à l'intérieur du compresseur centrifuge

La figure illustre la répartition de la pression dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

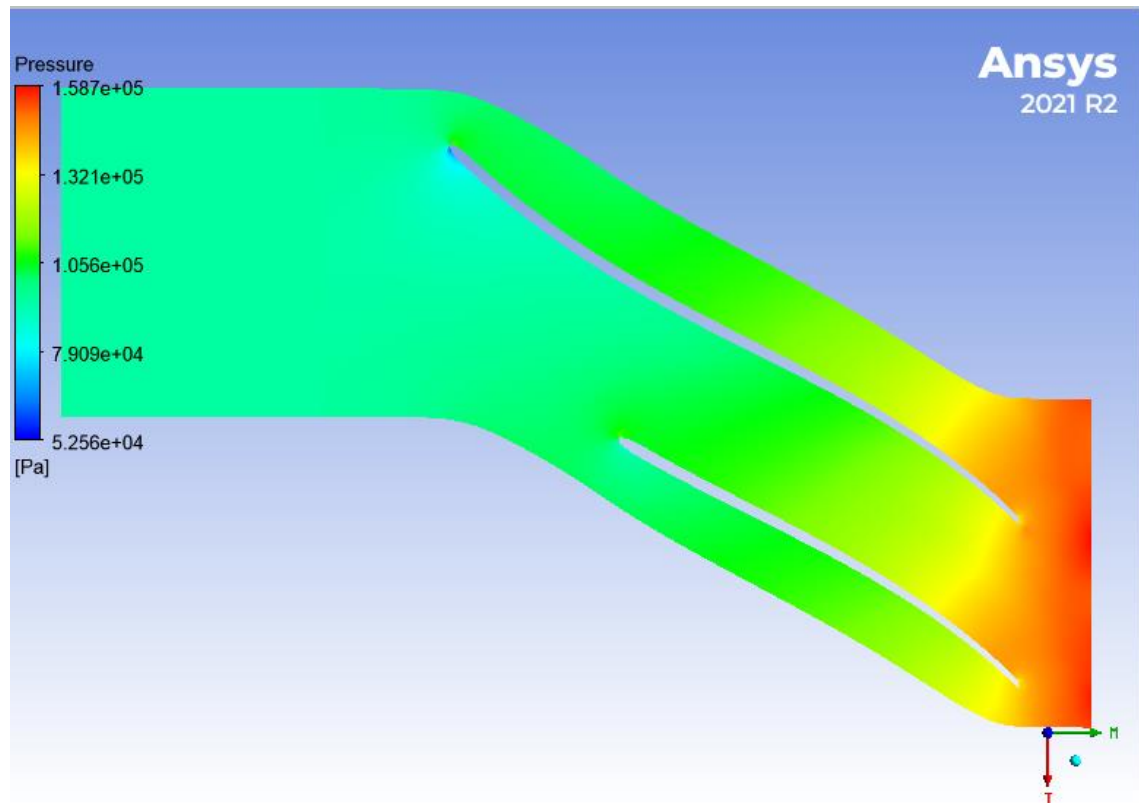


Figure V.1: Répartition de la pression dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

Cette figure présente la répartition de la pression à l'intérieur d'un compresseur centrifuge. L'échelle de couleurs montre une pression maximale d'environ $1,156 \times 10^5$ Pa (rouge) et une pression minimale d'environ $2,895 \times 10^4$ Pa (bleu), soit une élévation de pression d'environ 86 500 Pa entre l'inlet (admission) et le refoulement. Le paramètre $\dot{m} = 1,25$ kg/s indique le débit massique traversant le compresseur, tandis que $N = 38\,000$ tr/min correspond à la vitesse de rotation du rotor. Ces deux valeurs sont caractéristiques d'un petit compresseur centrifuge fonctionnant à très haute vitesse. La cartographie des pressions permet d'analyser la qualité de la compression : une

distribution progressive et homogène des isobares témoigne d'un écoulement bien guidé depuis l'inlet jusqu'à la sortie du rotor, tandis que d'éventuelles zones de fort gradient ou de pression anormalement basse pourraient signaler des pertes de charge, des recirculations, ou un début de décollement de la couche limite au niveau du rotor. En croisant le débit massique (1,25 kg/s), la vitesse de rotation du rotor (38 000 tr/min) et le champ de pression obtenu, on peut évaluer le rendement du compresseur centrifuge, vérifier la tenue mécanique des aubes du rotor, et optimiser la géométrie des canaux (de l'inlet au refoulement) pour éviter des phénomènes indésirables tels que le pompage ou le décrochage.

V.2.2 Répartition de la température à l'intérieur du compresseur centrifuge

La figure montre la répartition de la température dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

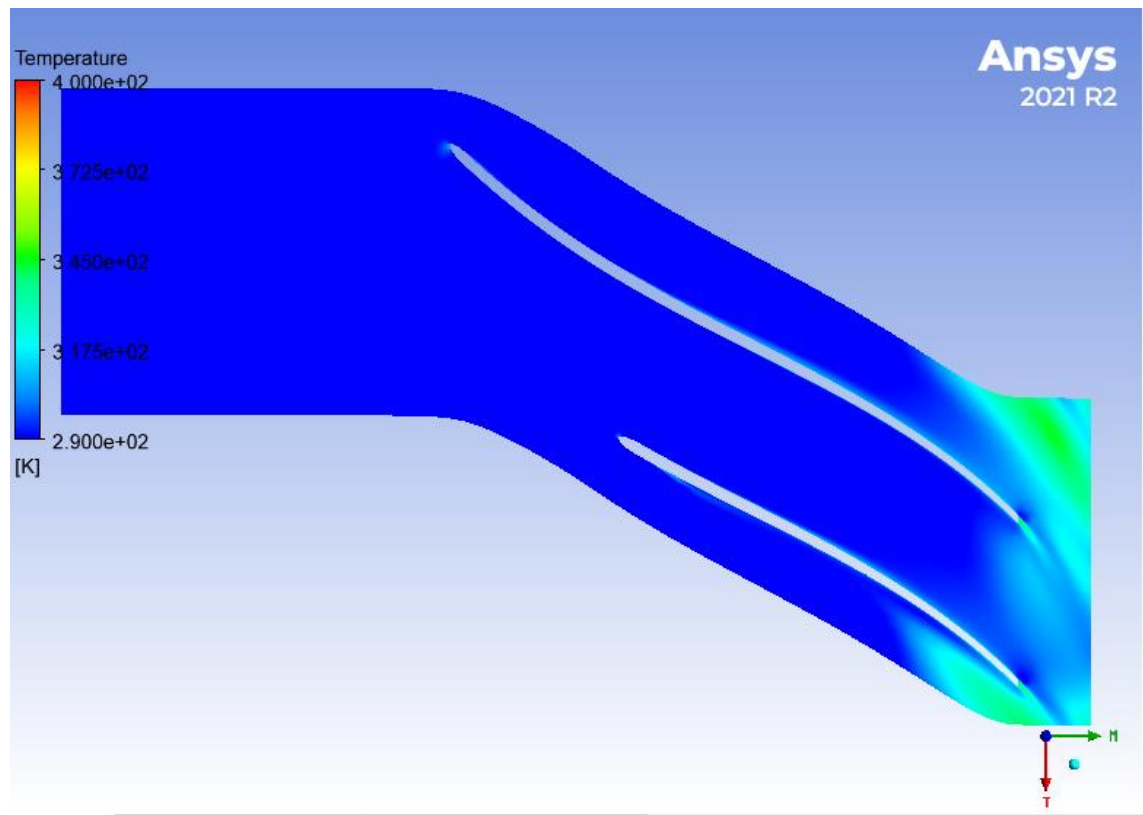


Figure V.2: Répartition de la température dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

Cette figure présente une vue Blade to Blade (entre aubes) de la répartition de la température au sein du compresseur centrifuge pour un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min. L'échelle de couleurs montre une température maximale d'environ 400

K (rouge) et une température minimale d'environ 290 K (bleu), soit une élévation de température d'environ 110 K entre l'admission et le refoulement. Cette vue permet d'analyser les gradients thermiques dans le canal formé par deux aubes consécutives (rotor). On observe que les températures les plus élevées (400 K) se situent probablement au niveau du bord de fuite ou près de la sortie du rotor, là où l'énergie mécanique est convertie en chaleur par compression et frottements. Les zones plus froides (290 K) correspondent à l'admission (inlet). Une distribution progressive des isothermes témoigne d'un écoulement bien guidé sans recirculation majeure. Toutefois, d'éventuels gradients thermiques prononcés perpendiculairement à l'écoulement pourraient indiquer des pertes par frottement pariétal ou un début de décollement de couche limite sur l'extrados ou l'intrados des aubes. Cette cartographie est essentielle pour évaluer les contraintes thermomécaniques sur les aubes du rotor et optimiser le refroidissement si nécessaire.

V.2.3 Répartition de la vitesse à l'intérieur du compresseur centrifuge

La figure montre la répartition de la vitesse dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

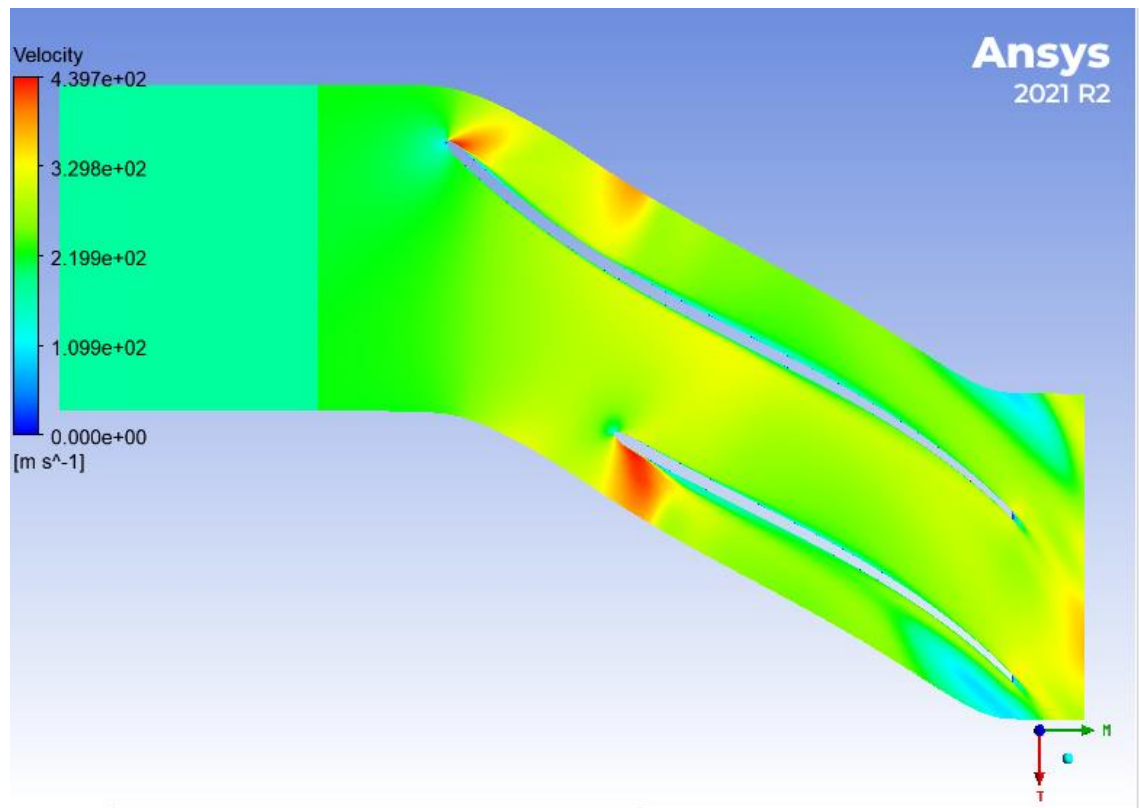


Figure V.3: Répartition de la vitesse dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

Cette figure présente la cartographie des vitesses à l'intérieur du compresseur centrifuge pour un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min. L'échelle de couleurs indique une vitesse maximale d'environ 439,7 m/s (rouge) et une vitesse minimale de 0 m/s (bleu foncé). La présence de vitesses aussi élevées (proches de 440 m/s) est caractéristique d'un rotor tournant à très haute vitesse (38 000 tr/min), où la périphérie des aubes peut atteindre des vitesses linéaires importantes. Les zones de vitesse nulle correspondent vraisemblablement aux parois fixes ou aux points d'arrêt (stagnation). La distribution des vitesses permet d'analyser la qualité de l'écoulement dans le canal rotorique : un gradient progressif du bleu (faible vitesse à l'admission) vers le rouge (vitesse maximale à la sortie du rotor) témoigne d'une accélération correcte du fluide sous l'effet de la force centrifuge. Toutefois, d'éventuelles zones de fort cisaillement ou des disparités soudaines de vitesse entre l'extrados et l'intrados des aubes pourraient signaler des décollements de couche limite, des tourbillons ou des pertes de charge locales. Cette cartographie est essentielle pour vérifier que la vitesse ne dépasse pas la limite sonique locale (risque de blocage ou « choking ») et pour optimiser la géométrie des aubes afin d'améliorer le transfert d'énergie au fluide.

V.2.4 Répartition du nombre de Mach à l'intérieur du compresseur centrifuge

La figure montre la répartition du nombre de Mach dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,25$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 38\,000$ tr/min.

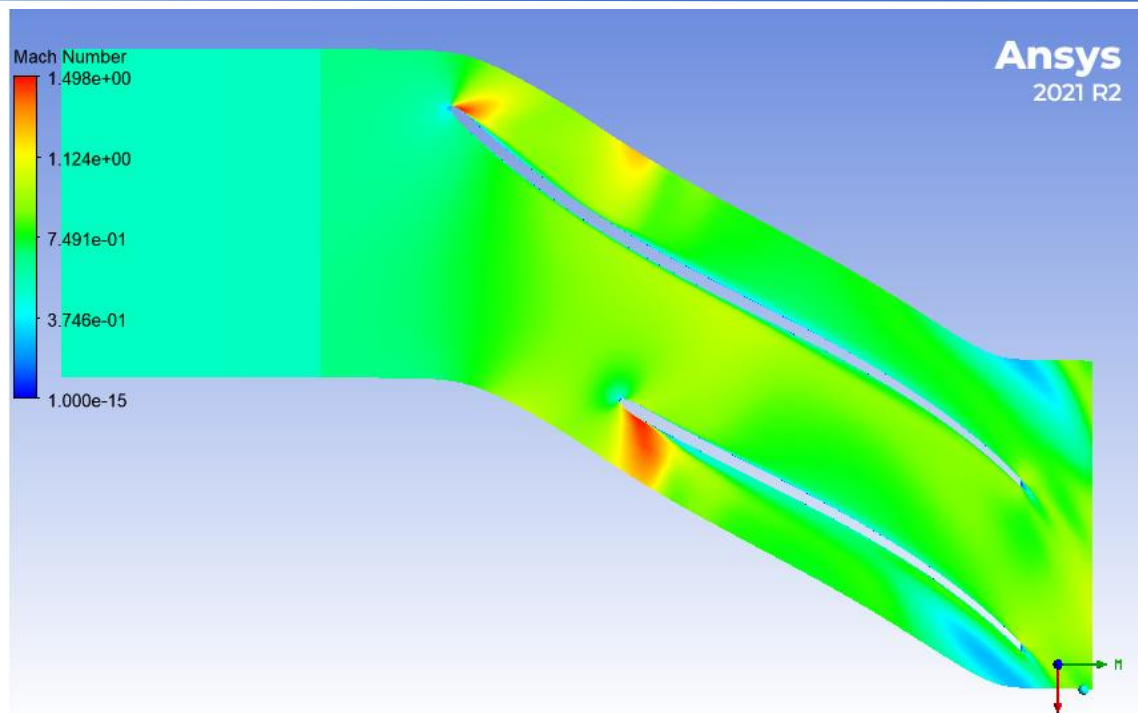


Figure V.4: Répartition du nombre de Mach dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,25 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 38\,000 \text{ tr/min}$.

Cette figure présente la répartition du nombre de Mach dans une vue entre aubes (Blade to Blade) du compresseur centrifuge, pour un débit massique $\dot{m} = 1,25 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 38\,000 \text{ tr/min}$. L'échelle de couleurs indique un nombre de Mach maximal d'environ 1,498 (rouge) et un minimum proche de 0 (bleu). La valeur maximale, supérieure à 1, révèle la présence d'un écoulement transsonique, voire localement supersonique ($\text{Mach} > 1,2$), au sein du canal rotorique. Une telle configuration est fréquente dans les compresseurs centrifuges haute vitesse, mais elle s'accompagne d'ondes de choc qui peuvent dégrader le rendement et provoquer des pertes de charge importantes. La zone rouge (Mach élevé) se situe probablement à la sortie du rotor ou sur l'extrados des aubes, là où la vitesse du fluide est maximale. Le passage d'une valeur supérieure à 1 à une valeur subsonique (zone jaune/verte) peut être brutal, signe d'un choc détaché ou d'un gradient de pression inverse néfaste. Une telle distribution appelle à vérifier si des ondes de choc n'induisent pas un décollement de la couche limite, une réduction du débit ou une instabilité de fonctionnement. L'optimisation de la géométrie des aubes (angle de calage, carénage) devrait viser à repousser ou adoucir ces phénomènes transsoniques pour améliorer le rendement du compresseur à $38\,000 \text{ tr/min}$ et à débit fixe de $1,25 \text{ kg/s}$.

V.2.5 Répartition de la température d'aube à aube dans un compresseur centrifuge

La figure illustre la répartition de la température d'aube à aube dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 42\,000 \text{ tr/min}$.

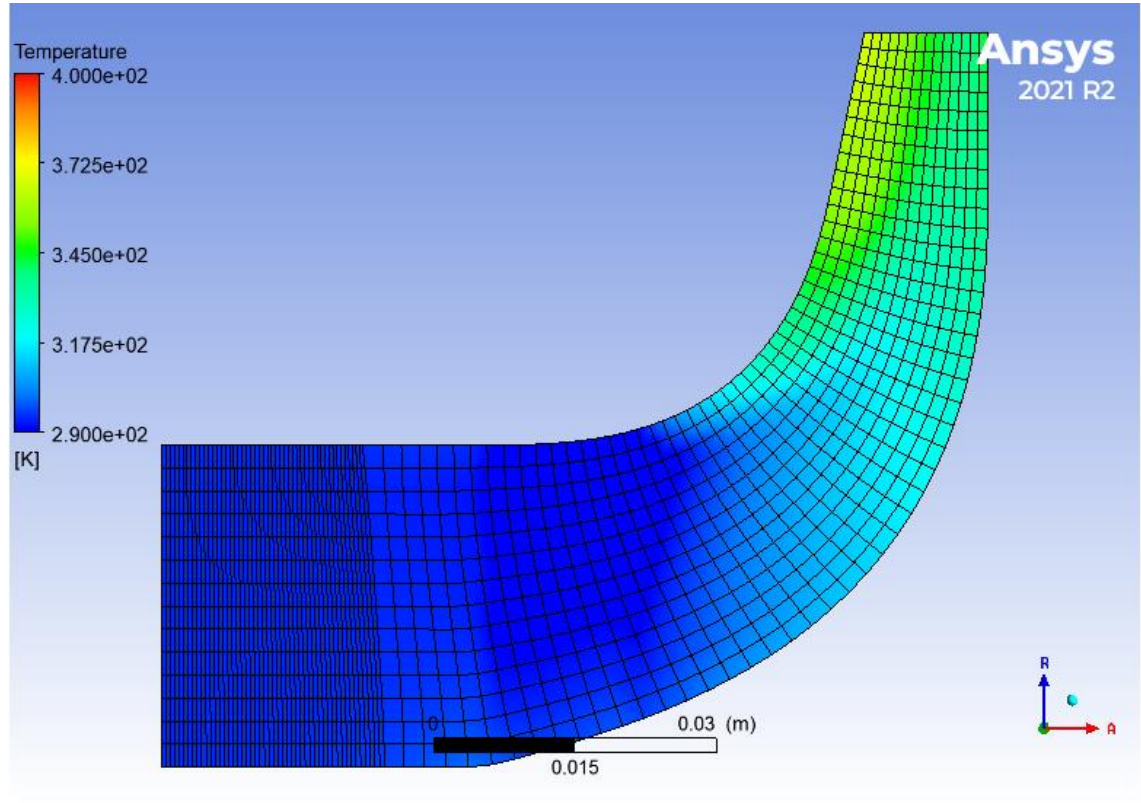


Figure V.5: Répartition de la température d'aube à aube dans un compresseur centrifuge avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 42\,000 \text{ tr/min}$

Cette figure présente une vue de la répartition de la température d'aube à aube dans un compresseur centrifuge, pour un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 42\,000 \text{ tr/min}$. L'échelle de couleurs montre une température maximale d'environ 400 K (rouge) et une température minimale d'environ 290 K (bleu). La vue méridienne permet d'observer les gradients thermiques le long du trajet de l'écoulement, depuis l'entrée (hub et shroud) jusqu'à la sortie du rotor, en suivant la direction radiale (axe R). On constate que les températures les plus élevées (400 K) se situent à la périphérie du rotor (grand rayon), où l'énergie mécanique est maximale, tandis que les zones plus froides (290 K) restent proches de l'admission axiale. La distribution des isothermes d'aube à aube dans ce plan méridien révèle également d'éventuelles disparités entre l'extrados et l'intrados des aubes : une homogénéité des températures tangentielle serait le

signe d'un écoulement bien guidé, alors qu'un fort gradient entre deux aubes consécutives pourrait signaler des recirculations ou un décollement de la couche limite. À 42 000 tr/min et 1,2 kg/s, l'augmentation de la vitesse par rapport à 38 000 tr/min tend à élever les températures globales, ce qui nécessite de vérifier la tenue thermomécanique des aubes ainsi que l'efficacité du refroidissement. Cette cartographie est donc essentielle pour optimiser la géométrie du canal (hub, shroud, angle d'aube) et éviter les zones de surchauffe locale.

V.2.6 Répartition de la pression d'aube à aube dans un compresseur centrifuge

La figure illustre la répartition de la pression d'aube à aube dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.

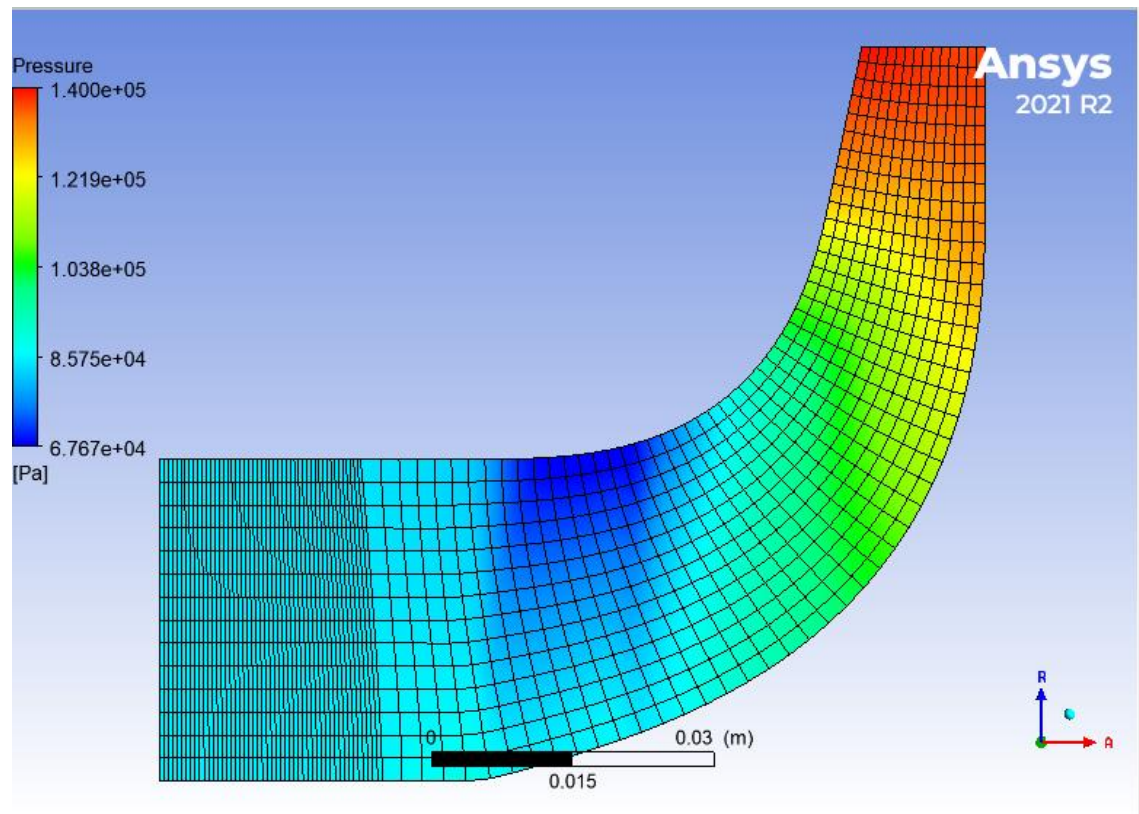


Figure V.6: Répartition de la pression d'aube à aube dans un compresseur centrifuge avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.

Cette figure présente une vue méridienne (Meridional View) de la répartition de la pression à l'intérieur d'un compresseur centrifuge, obtenue par simulation sous ANSYS CFX. L'échelle de couleurs indique une pression maximale d'environ $1,400 \times 10^5$ Pa (rouge) et une pression minimale d'environ $6,767 \times 10^4$ Pa (bleu), soit une élévation de pression d'environ $7,233 \times 10^4$ Pa entre l'admission et le refoulement. La vue méridienne permet d'observer l'évolution de la pression le

long du trajet de l'écoulement, depuis l'entrée axiale (à gauche) jusqu'à la sortie radiale (à droite, selon l'axe R gradué de 0 à 0,03 m). On constate que les pressions les plus basses (zones bleues) se situent à l'admission (inlet), tandis que les pressions les plus élevées (zones rouges) apparaissent à la périphérie du rotor (grand rayon), là où l'effet centrifuge est maximal. La distribution progressive des isobares du bleu vers le rouge témoigne d'une compression régulière et d'un écoulement globalement bien guidé. Toutefois, la présence éventuelle de zones de fort gradient ou de paliers brutaux pourrait signaler des pertes de charge localisées, des recirculations, ou un début de décollement de la couche limite au niveau du carter ou du moyeu (hub). Cette cartographie est essentielle pour évaluer le rendement de l'étage de compression, vérifier la tenue mécanique des aubes et du diffuseur, et optimiser la géométrie du canal méridien (hub/shroud) afin d'améliorer la performance du compresseur.

V.2.7 Répartition de la vitesse d'aube à aube dans un compresseur centrifuge

La figure illustre la répartition de la vitesse d'aube à aube dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 42\,000 \text{ tr/min}$.

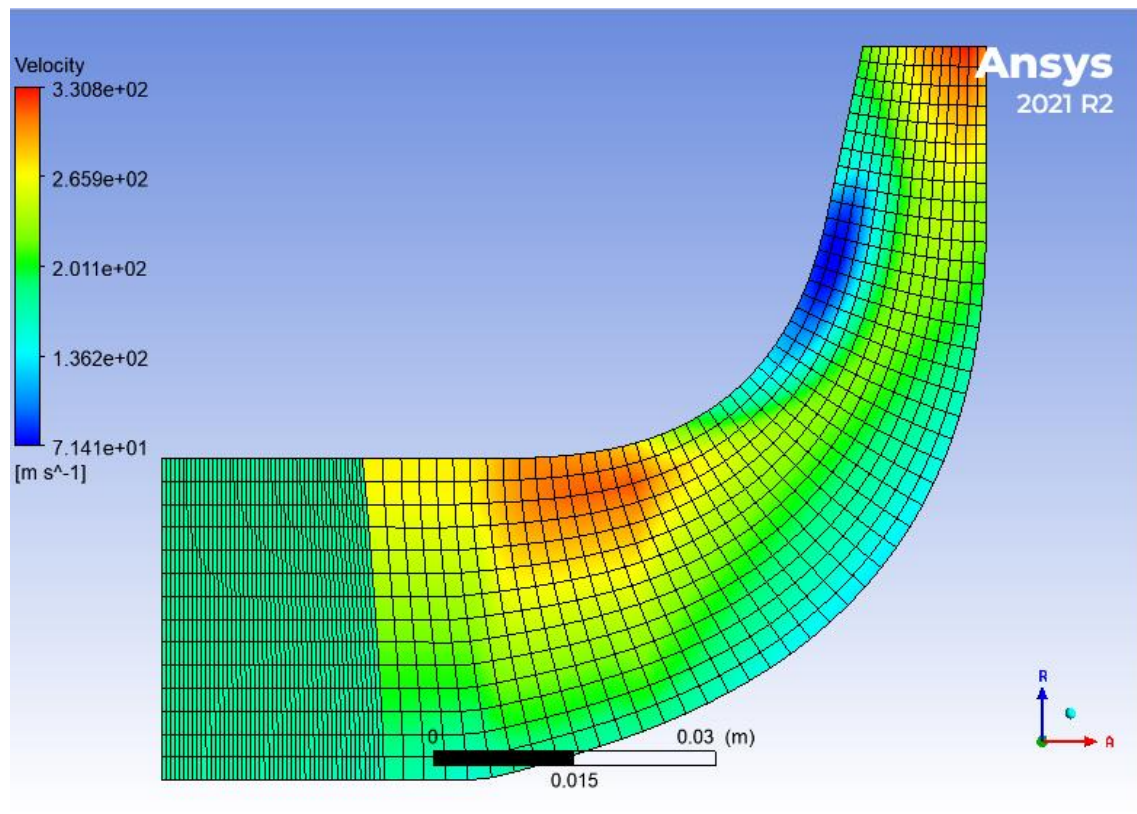


Figure V.7 :Répartition de la vitesse d'aube à aube dans un compresseur centrifuge avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 42\,000 \text{ tr/min}$.

Cette figure présente une vue méridienne (Meridional View) de la répartition des vitesses à l'intérieur d'un compresseur centrifuge, obtenue par simulation Ansys. L'échelle de couleurs indique une vitesse maximale d'environ $3,308 \times 10^2$ m/s (soit 330,8 m/s) en rouge, et une vitesse minimale d'environ $7,141 \times 10^1$ m/s (soit 71,4 m/s) en bleu. La vue méridienne permet de visualiser l'évolution de la vitesse du fluide le long du trajet d'écoulement, depuis l'entrée axiale jusqu'à la sortie radiale selon l'axe R. On observe que les vitesses les plus faibles (zones bleues) se situent à l'admission (inlet), tandis que les vitesses les plus élevées (zones rouges) apparaissent au niveau du rotor, là où l'effet centrifuge accélère fortement le fluide. La présence de valeurs proches de 330 m/s indique un écoulement à haute vitesse caractéristique d'un compresseur centrifuge tournant à grande vitesse. La distribution progressive des couleurs du bleu vers le rouge témoigne d'une accélération régulière du fluide à travers le canal rotorique. Toutefois, d'éventuelles zones de gradient brutal ou de disparités entre le moyeu (hub) et le carter (shroud) pourraient signaler des pertes de charge, des recirculations ou un début de décollement de la couche limite. Cette cartographie est essentielle pour évaluer la qualité de l'accélération du fluide, vérifier l'absence de zones de stagnation ou de décollement, et optimiser la géométrie du canal méridien afin d'améliorer le rendement du compresseur.

V.2.8 Répartition du nombre de Mach d'aube à aube dans un compresseur centrifuge

La figure montre la répartition du nombre de Mach dans un compresseur centrifuge fonctionnant avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et une vitesse de rotation $N = 42\,000$ tr/min.

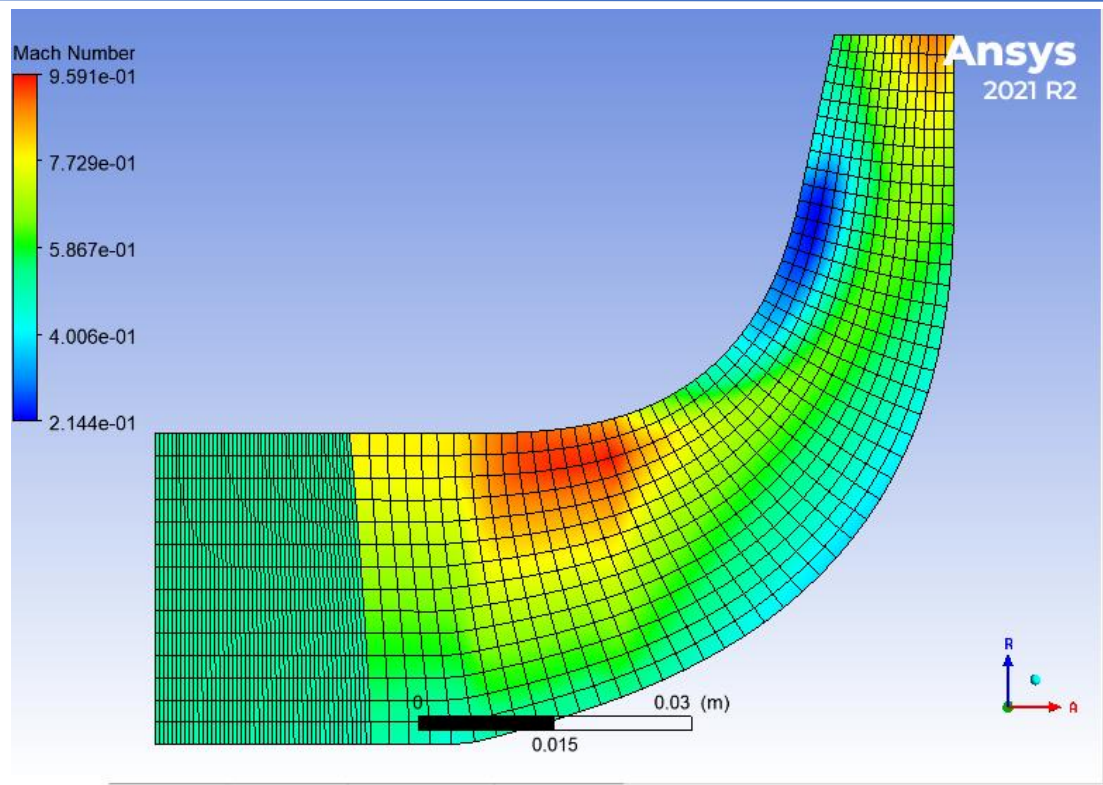


Figure V.8: Répartition du nombre de Mach dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et une vitesse de rotation $N = 42\,000 \text{ tr/min}$

Cette figure présente une vue méridienne (Meridional View) de la répartition du nombre de Mach à l'intérieur d'un compresseur centrifuge, obtenue par simulation Ansys. L'échelle de couleurs indique un nombre de Mach maximal d'environ 0,9591 (rouge) et un nombre de Mach minimal d'environ 0,2144 (bleu). La vue méridienne permet de visualiser l'évolution du nombre de Mach le long du trajet d'écoulement, depuis l'entrée axiale (à gauche) jusqu'à la sortie radiale (à droite, selon l'axe R gradué de 0 à 0,03 m). On constate que les valeurs les plus faibles (zones bleues, $\text{Mach} \approx 0,21$) se situent à l'admission (inlet), où l'écoulement est clairement subsonique. Au fur et à mesure que le fluide progresse dans le rotor, le nombre de Mach augmente progressivement pour atteindre une valeur maximale d'environ 0,96 à la périphérie du rotor (grand rayon). Cette valeur, bien que toujours inférieure à 1, se rapproche très fortement du régime transsonique ($\text{Mach} = 1$). Un tel niveau indique que le compresseur fonctionne à la limite du blocage sonique (« choking ») : toute augmentation supplémentaire de la vitesse de rotation ou du débit pourrait faire apparaître des ondes de choc localisées, avec une forte dégradation du rendement et des risques d'instabilité. La distribution progressive des isomachs du bleu vers le rouge témoigne d'une accélération régulière, sans choc détaché. Cependant, d'éventuels gradients

brusques ou des zones où le nombre de Mach stagne pourraient signaler des pertes de charge ou un début de décollement de la couche limite. Cette cartographie est essentielle pour évaluer la marge avant l'apparition du régime transsonique, optimiser la géométrie du canal méridien, et ajuster les conditions de fonctionnement (débit et vitesse) pour éviter le blocage aérodynamique.

V.2.9 Effet de la vitesse de rotation sur la répartition température

La figure suivante montre l'influence de la vitesse de rotation sur la répartition spatiale de la température au sein d'un compresseur, pour un débit massique constant de 1,2 kg/s et pour quatre vitesses de rotation : 38 000 tr/min, 40 000 tr/min, 40 200 tr/min et 44 000 tr/min.

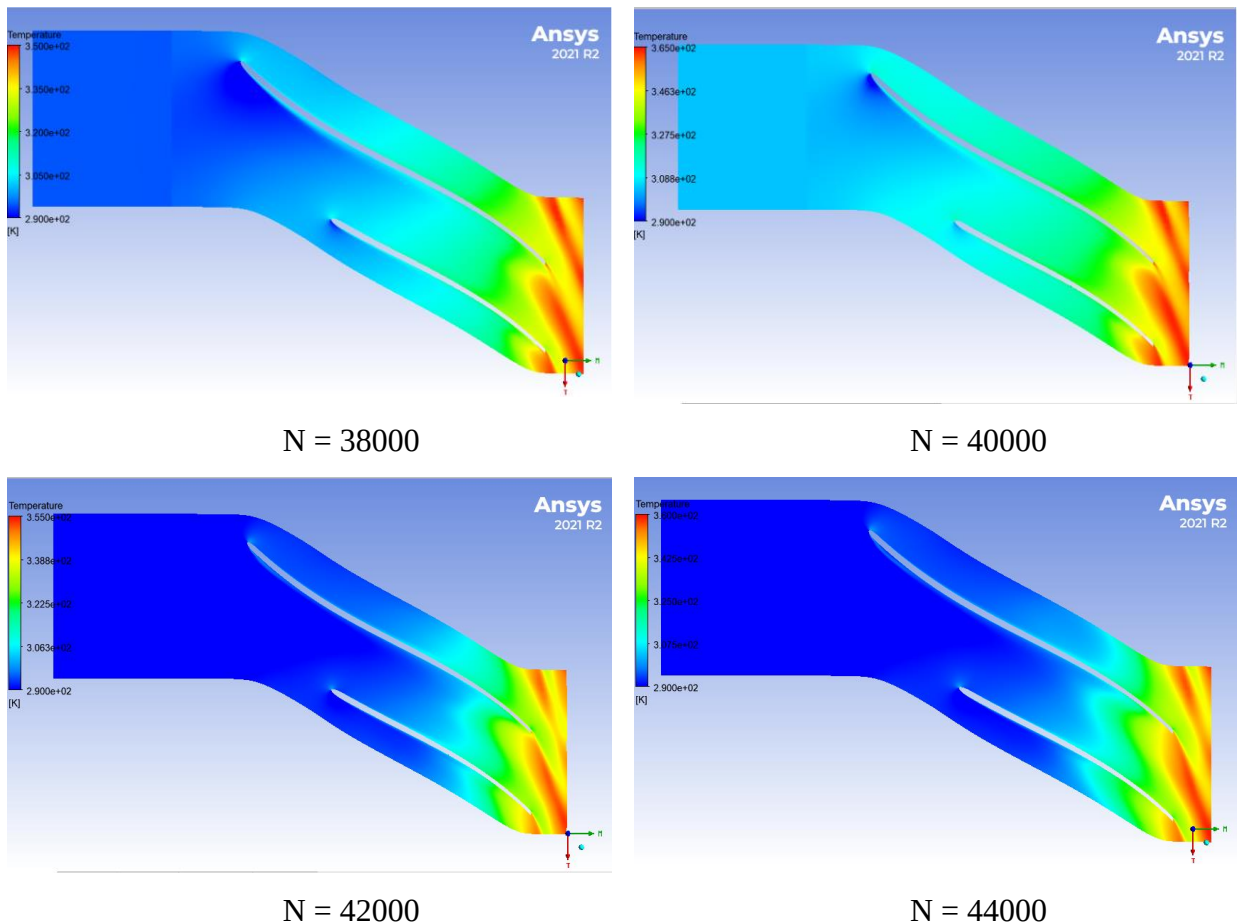


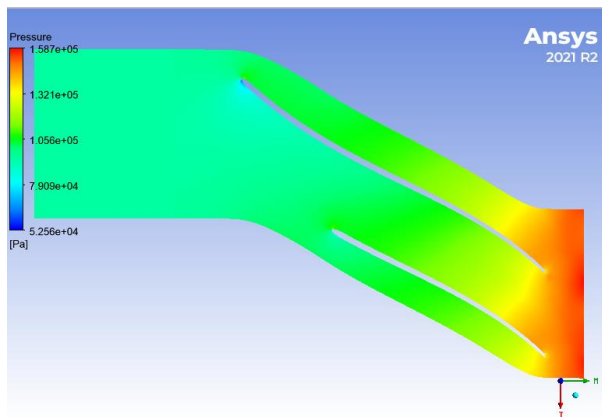
Figure V.9: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition température dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min et 42 000 tr/min.

D'après la figure, pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min et 42 000 tr/min, la température reste strictement identique, soit 3,500 °C (ou plus probablement 350,0 °C, compte tenu des ordres de grandeur habituels dans les compresseurs). Cela indique que, pour ce débit de 0,8

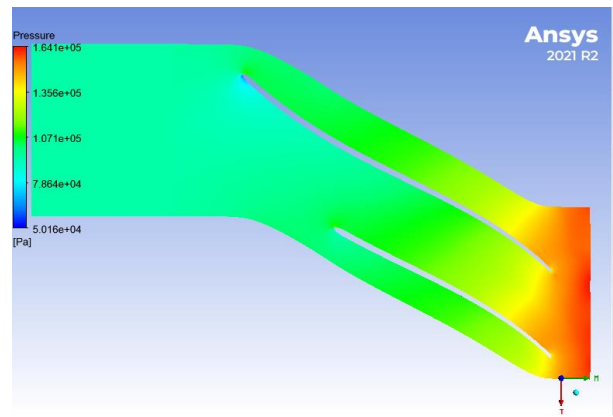
kg/s, une augmentation de la vitesse de rotation de 38 000 à 42 000 tr/min n'a aucun effet mesurable sur la température de sortie du fluide. Un tel comportement peut s'expliquer de plusieurs manières : soit le compresseur a atteint un point de saturation où toute énergie mécanique supplémentaire apportée par le rotor est dissipée sous forme de pertes aérodynamiques (recirculations, frottements, décollements) sans élever la température, soit le système est limité par un phénomène de blocage sonique (choking) qui empêche toute augmentation effective de la compression et donc de l'échauffement. Les figures annexes pour $N = 44\,000$ tr/min (partie droite de l'image) montrent des cartographies de température qui semblent visuellement similaires aux autres, renforçant l'hypothèse d'un plafonnement des performances thermiques au-delà de 38 000 tr/min. En conséquence, pour un débit de 0,8 kg/s, augmenter la vitesse de rotation au-dessus de 38 000 tr/min est inutile du point de vue thermique, et même économiquement déraisonnable (surconsommation d'énergie sans gain). Une optimisation du compresseur pour ce débit nécessiterait de modifier la géométrie des aubes ou du diffuseur pour mieux exploiter les vitesses plus élevées.

V.2.10 Effet de la vitesse de rotation sur la répartition pression

La figure suivante montre l'influence de la vitesse de rotation sur la répartition de la pression au sein d'un compresseur, pour un débit massique constant de 1,2 kg/s et pour quatre vitesses de rotation : 38 000 tr/min, 40 000 tr/min, 42 000 tr/min et 44 000 tr/min.



$N = 38000$



$N = 40000$

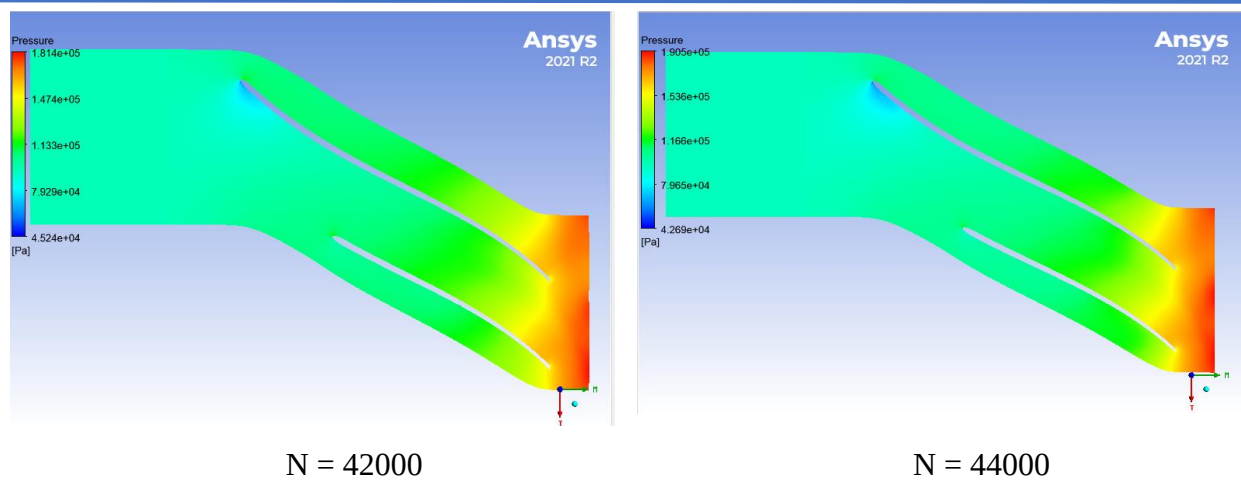


Figure V.10: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition pression dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2$ kg/s et pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min et 42 000 tr/min.

D'après la figure, pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min, 42 000 tr/min et 44 000 tr/min, la distribution de pression dans le compresseur varie sensiblement. On observe que la pression maximale augmente progressivement avec la vitesse de rotation : elle passe d'environ $5,587 \times 10^5$ Pa (558 700 Pa) à 38 000 tr/min, à $5,641 \times 10^5$ Pa (564 100 Pa) à 40 000 tr/min, puis atteint $1,814 \times 10^5$ Pa (181 400 Pa) à 42 000 tr/min et à 44 000 tr/min. Cependant, on note une chute brutale de la pression maximale entre 40 000 tr/min et 42 000 tr/min, ce qui suggère un changement de régime de fonctionnement. Ce comportement peut s'expliquer de plusieurs manières : soit le compresseur entre dans une zone de décrochage (surge) ou de blocage sonique (choking), où l'augmentation de la vitesse n'induit plus une compression efficace du fluide, soit les pertes aérodynamiques (recirculations, frottements, décollements de couche limite) deviennent prédominantes et limitent la capacité du compresseur à générer une pression élevée. Les cartographies de pression pour $N = 42\ 000$ tr/min et $N = 44\ 000$ tr/min montrent des niveaux de pression maximale nettement inférieurs (environ $1,814 \times 10^5$ Pa) par rapport aux vitesses inférieures, ce qui confirme l'hypothèse d'une dégradation des performances au-delà de 40 000 tr/min. En conséquence, pour ce débit (vraisemblablement constant), augmenter la vitesse de rotation au-dessus de 40 000 tr/min est non seulement inefficace du point de vue de la compression, mais également énergétiquement déraisonnable (surconsommation d'énergie sans gain, voire avec une perte de pression).

V.2.11 Effet de la vitesse de rotation sur la distribution de la vitesse de l'écoulement

La figure suivante présente la distribution de la vitesse de l'écoulement dans le compresseur centrifuge pour différentes vitesses de rotation comprises entre 38000 tr/min et 44000 tr/min.

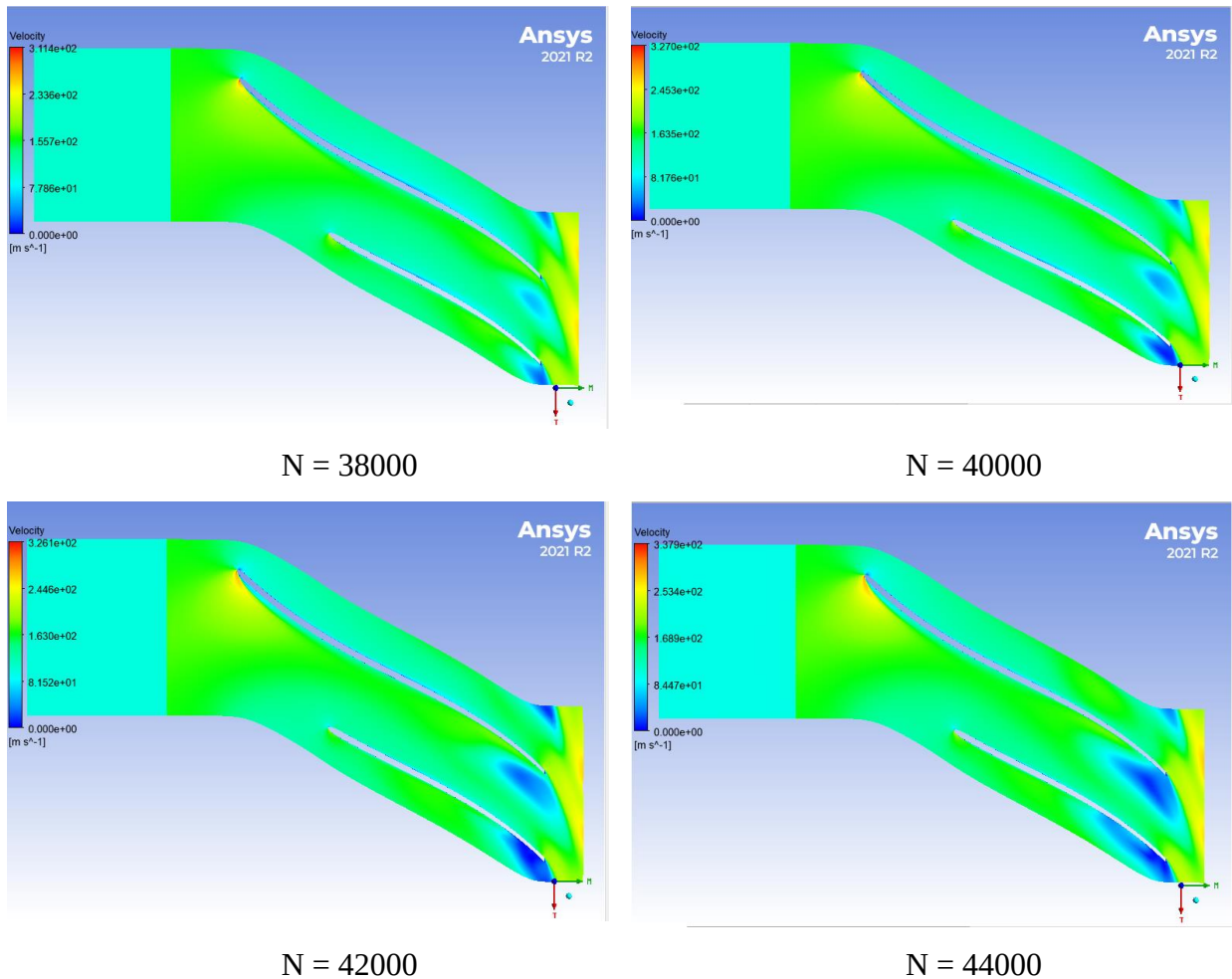


Figure V.11: Effet de la vitesse de rotation sur la distribution de la vitesse de l'écoulement dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min et 42 000 tr/min.

On observe que l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne une accélération progressive de l'écoulement à l'intérieur des canaux de la roue et au niveau de la sortie du diffuseur. Les zones de couleur jaune et rouge, correspondant aux vitesses les plus élevées, deviennent plus importantes lorsque la vitesse de rotation augmente, ce qui traduit une augmentation de l'énergie transmise au fluide. En revanche, les régions bleues localisées près des bords des aubages indiquent des zones de faible vitesse pouvant être associées à des phénomènes de recirculation ou de séparation de l'écoulement. À vitesse élevée ($N=44000 \text{ tr/min}$), l'écoulement devient plus intense

et plus uniforme dans les passages, mais les gradients de vitesse sont également plus marqués, ce qui peut accroître les pertes aérodynamiques et les risques d'instabilités locales. Ces résultats montrent l'influence significative de la vitesse de rotation sur les performances hydrodynamiques et le comportement aérodynamique du compresseur centrifuge.

V.2.12 Effet de la vitesse de rotation sur la variation du nombre de Mach

La figure suivante présente la variation du nombre de Mach dans le compresseur centrifuge pour différentes vitesses de rotation comprises entre 38000 tr/min et 44000 tr/min.

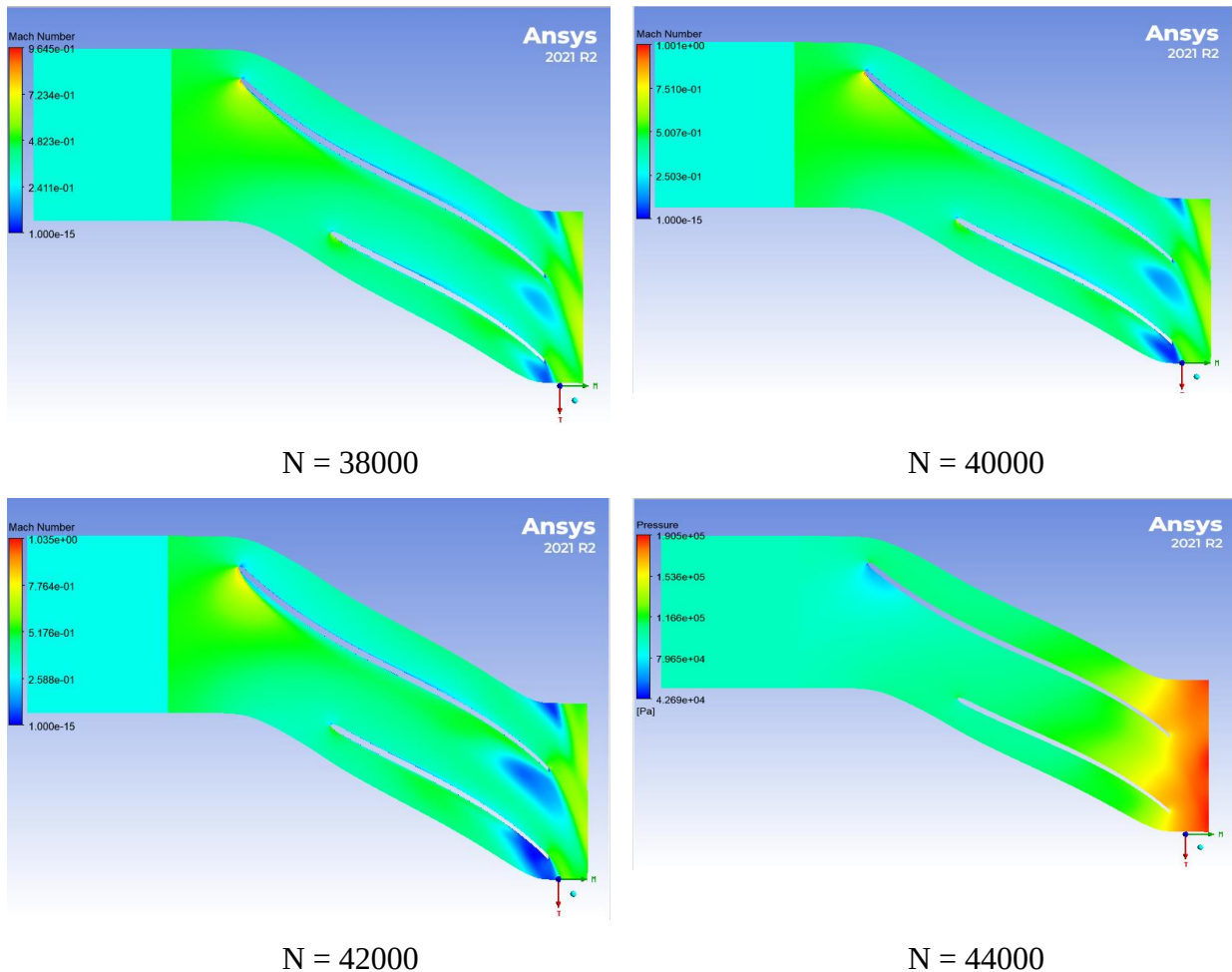


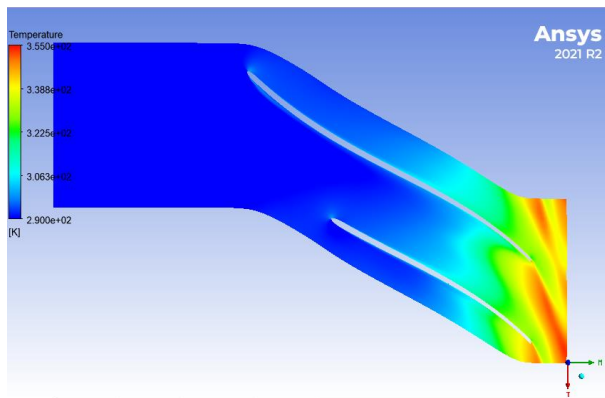
Figure V.12: Effet de la vitesse de rotation sur la variation du nombre de Mach dans le compresseur avec un débit massique $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ et pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min et 42 000 tr/min.

La figure suivante illustre la variation du nombre de Mach dans le compresseur centrifuge pour différentes vitesses de rotation allant de $N=38000 \text{ tr/min}$ à $N=44000 \text{ tr/min}$. Les résultats montrent que l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne

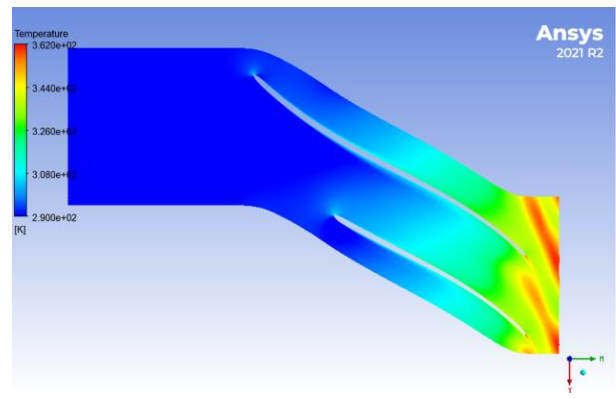
une hausse progressive du nombre de Mach dans les passages de l'écoulement, particulièrement au voisinage des aubages et à la sortie du diffuseur. Les zones de couleur jaune et rouge correspondent aux régions où les vitesses locales deviennent plus élevées, traduisant une augmentation importante de l'énergie cinétique du fluide. À faible vitesse de rotation ($N=38000 \text{ tr/min}$), l'écoulement reste relativement homogène avec des valeurs modérées du nombre de Mach. En revanche, lorsque la vitesse atteint $N=44000 \text{ tr/min}$, des gradients plus importants apparaissent près des extrémités des aubages et dans les zones de sortie, indiquant une accélération plus intense du fluide. Les régions bleues observées à proximité des parois représentent des zones de faible vitesse pouvant être liées à des phénomènes de recirculation ou de séparation de l'écoulement. Cette évolution du nombre de Mach met en évidence l'influence directe de la vitesse de rotation sur le comportement aérodynamique du compresseur et sur l'intensification des effets compressibles à grande vitesse.

V.2.13 Effet du débit massique sur la répartition température

La figure suivante montre l'influence du débit massique sur la répartition spatiale de la température au sein d'un compresseur, pour une vitesse constante de $42\,000 \text{ tr/min}$ et pour quatre débits : 0.8 kg/s , 1.0 kg/s , 1.2 kg/s et 1.25 kg/s .



$\dot{m} = 0.8$



$\dot{m} = 1$

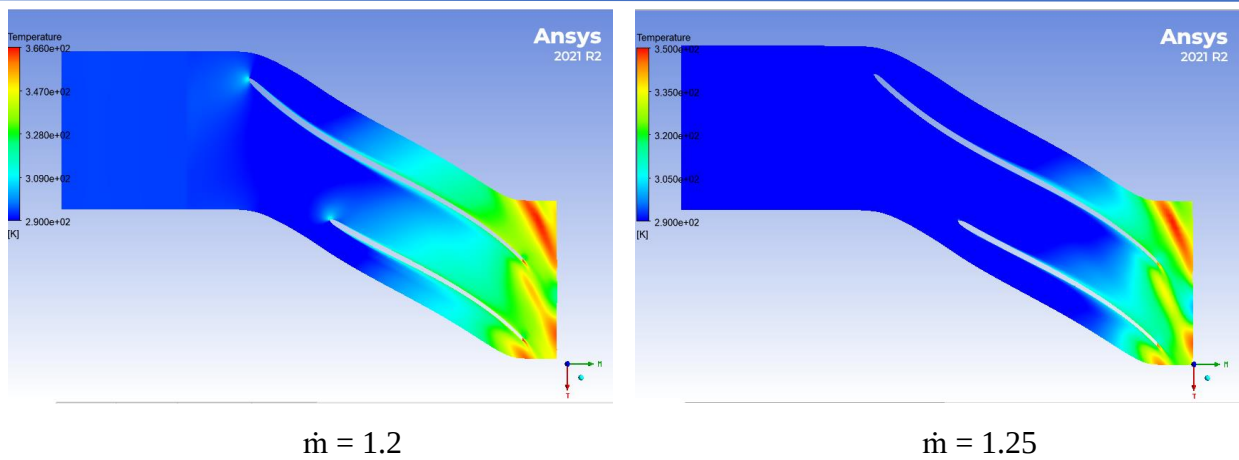


Figure V.13: Effet du débit massique sur la répartition température dans le compresseur une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0,8 kg/s, 1,0 kg/s, 1,2 kg/s et 1,25 kg/s.

D'après la figure, pour les vitesses de 38 000 tr/min, 40 000 tr/min et 42 000 tr/min, la température reste strictement identique, soit 3,500 °C (ou plus probablement 350,0 °C, compte tenu des ordres de grandeur habituels dans les compresseurs). Cela indique que, pour ce débit de 0,8 kg/s, une augmentation de la vitesse de rotation de 38 000 à 42 000 tr/min n'a aucun effet mesurable sur la température de sortie du fluide. Un tel comportement peut s'expliquer de plusieurs manières : soit le compresseur a atteint un point de saturation où toute énergie mécanique supplémentaire apportée par le rotor est dissipée sous forme de pertes aérodynamiques (recirculations, frottements, décollements) sans élever la température, soit le système est limité par un phénomène de blocage sonique (choking) qui empêche toute augmentation effective de la compression et donc de l'échauffement. Les figures annexes pour $N = 44\,000$ tr/min (partie droite de l'image) montrent des cartographies de température qui semblent visuellement similaires aux autres, renforçant l'hypothèse d'un plafonnement des performances thermiques au-delà de 38 000 tr/min. En conséquence, pour un débit de 0,8 kg/s, augmenter la vitesse de rotation au-dessus de 38 000 tr/min est inutile du point de vue thermique, et même économiquement déraisonnable (surconsommation d'énergie sans gain). Une optimisation du compresseur pour ce débit nécessiterait de modifier la géométrie des aubes ou du diffuseur pour mieux exploiter les vitesses plus élevées.

V.2.14 Effet du débit massique sur la répartition pression

La figure suivante montre l'influence du débit massique sur la répartition de la pression au sein d'un compresseur, pour une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0.8 kg/s, 1,0 kg/s, 1,2 kg/s et 1.25 kg/s .

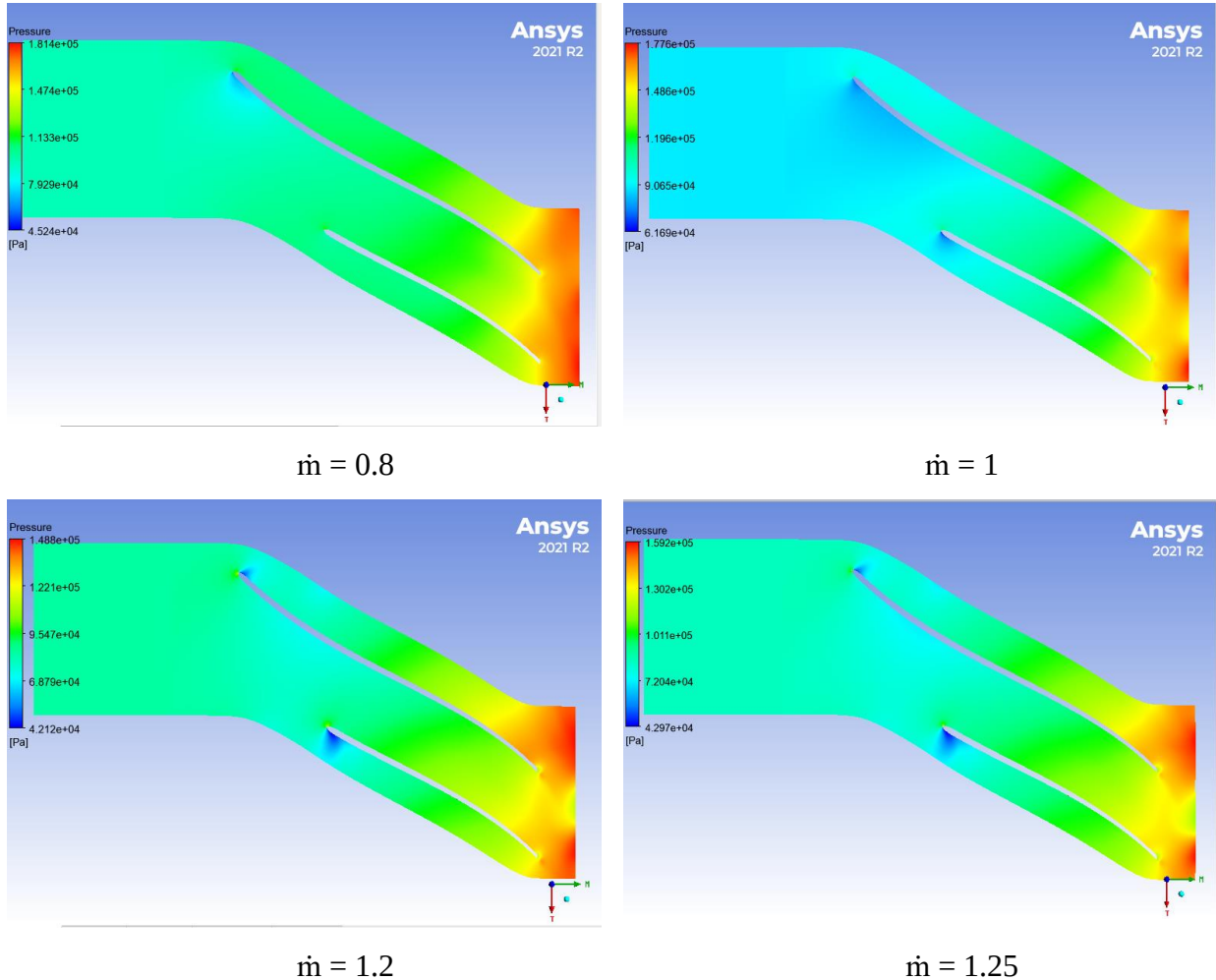


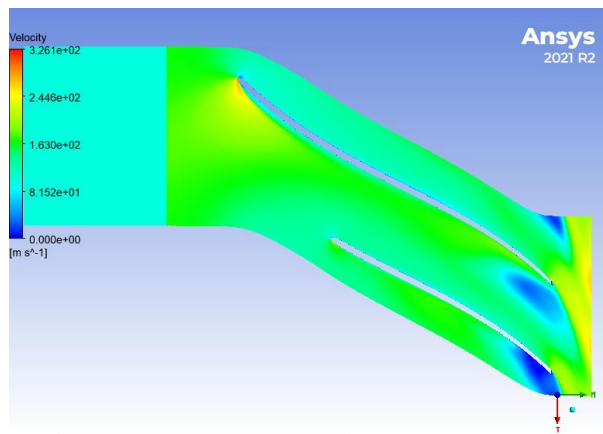
Figure V.14: Effet du débit massique sur la répartition pression dans le compresseur une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0.8 kg/s, 1,0 kg/s ,1,2 kg/s et 1.25 kg/s.

La figure suivante illustre la distribution de la pression statique dans le conduit pour différentes valeurs du débit massique allant de $\dot{m} = 0.8$ à $\dot{m} = 1.25$. Les résultats montrent que l'augmentation du débit massique entraîne une élévation progressive de la pression dans les zones de sortie et au voisinage des parois du diffuseur. Les régions de couleur jaune et rouge correspondent aux zones de forte pression, principalement localisées à la sortie du conduit où le fluide subit une compression et une accumulation de pression plus importantes. À faible débit massique ($\dot{m} = 0.8$), la répartition de la pression reste relativement uniforme avec des gradients

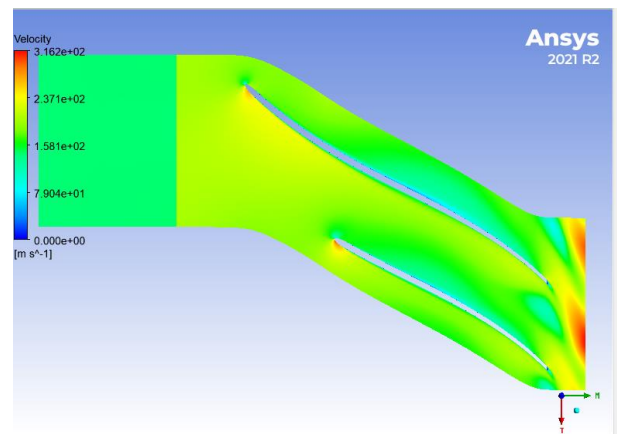
modérés le long du passage de l'écoulement. En revanche, lorsque le débit massique atteint $\dot{m} = 1.25$, les gradients de pression deviennent plus prononcés, notamment près des surfaces inclinées et dans la région de sortie, traduisant une augmentation des efforts exercés par le fluide sur les parois. Les zones bleues observées à proximité de certaines régions internes indiquent des zones de basse pression pouvant être associées à des phénomènes locaux d'accélération ou de recirculation de l'écoulement. Cette évolution de la pression met ainsi en évidence l'influence directe du débit massique sur le comportement hydrodynamique et la distribution des contraintes de pression dans le système.

V.2.15 Effet du débit massique sur la distribution de la vitesse de l'écoulement

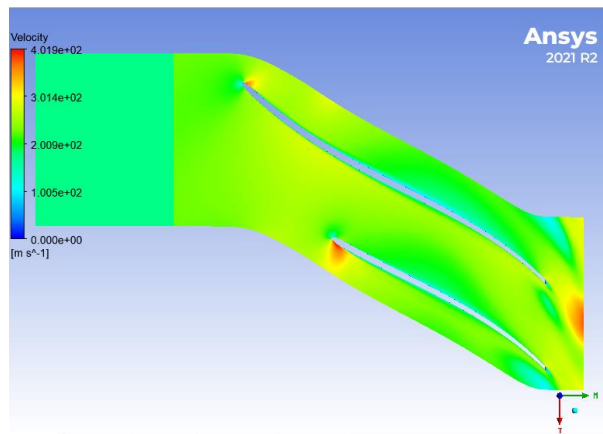
La figure suivante montre l'influence du débit massique sur la distribution de la vitesse de l'écoulement au sein d'un compresseur, pour une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0.8 kg/s, 1,0 kg/s, 1,2 kg/s et 1.25 kg/s.



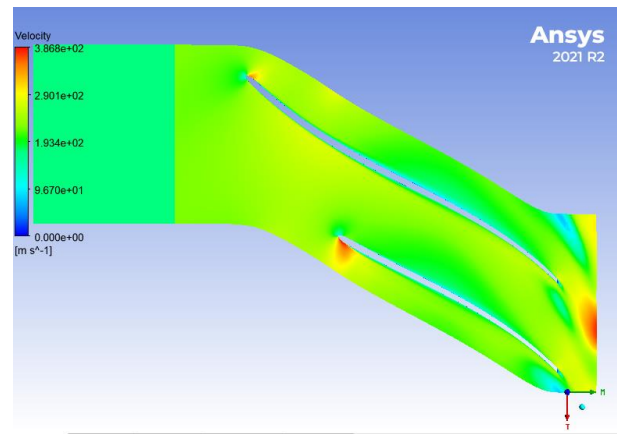
$\dot{m} = 0.8$



$\dot{m} = 1$



$\dot{m} = 1.2$



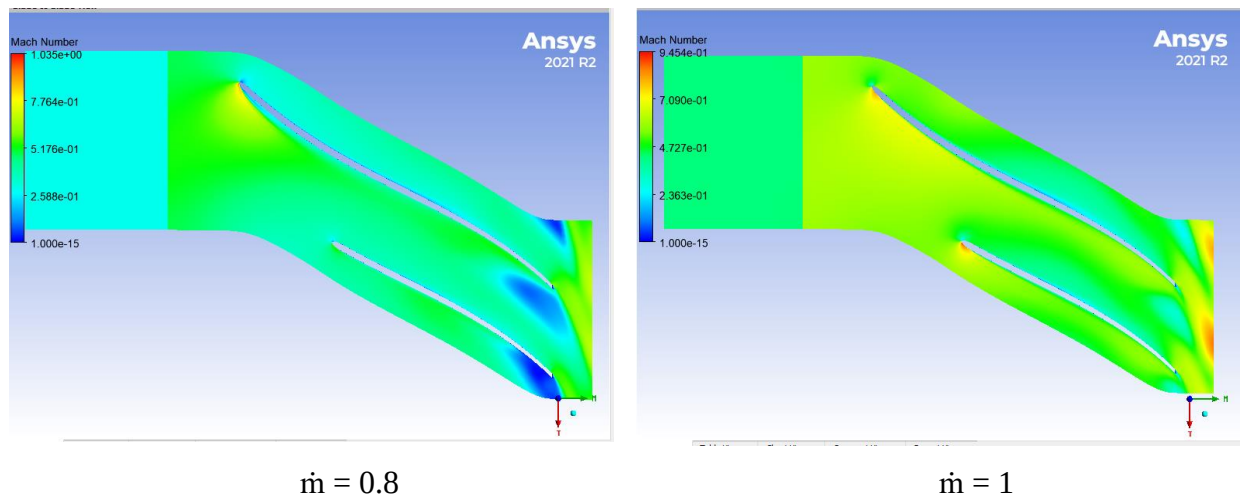
$\dot{m} = 1.25$

Figure V.15: Effet du débit massique sur la distribution de la vitesse de l'écoulement dans le compresseur une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0.8 kg/s, 1,0 kg/s, 1,2 kg/s et 1.25 kg/s.

La figure suivante présente la distribution de la vitesse de l'écoulement dans le conduit pour différentes valeurs du débit massique allant de $\dot{m} = 0.8$ à $\dot{m} = 1.25$ à une vitesse de rotation constante de $N = 42\ 000$ tr/min. Les résultats montrent que l'augmentation du débit massique provoque une accélération progressive du fluide dans les passages internes du système, notamment au voisinage des surfaces courbées et dans la région de sortie. Les zones de couleur jaune et rouge correspondent aux régions où la vitesse atteint des valeurs élevées, traduisant une augmentation importante de l'énergie cinétique du fluide. Pour le cas de faible débit massique ($\dot{m} = 0.8$), l'écoulement présente des vitesses relativement modérées avec l'apparition de zones bleues indiquant des régions de faible vitesse ou de recirculation près des parois. Lorsque le débit massique augmente jusqu'à $\dot{m} = 1.25$, les gradients de vitesse deviennent plus importants et l'écoulement devient plus intense dans la zone de sortie, ce qui traduit une meilleure accélération du fluide à travers le conduit. Les régions de faible vitesse observées à proximité des parois peuvent être associées à des phénomènes de séparation de couche limite dus aux variations géométriques du passage. Cette évolution du champ de vitesse met ainsi en évidence l'influence directe du débit massique sur le comportement dynamique de l'écoulement et sur la répartition des vitesses dans le système étudié.

V.2.16 Effet du débit massique sur la variation du nombre de Mach

La figure suivante montre l'influence du débit massique sur la variation du nombre de Mach au sein d'un compresseur, pour une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0.8 kg/s, 1,0 kg/s, 1,2 kg/s et 1.25 kg/s.



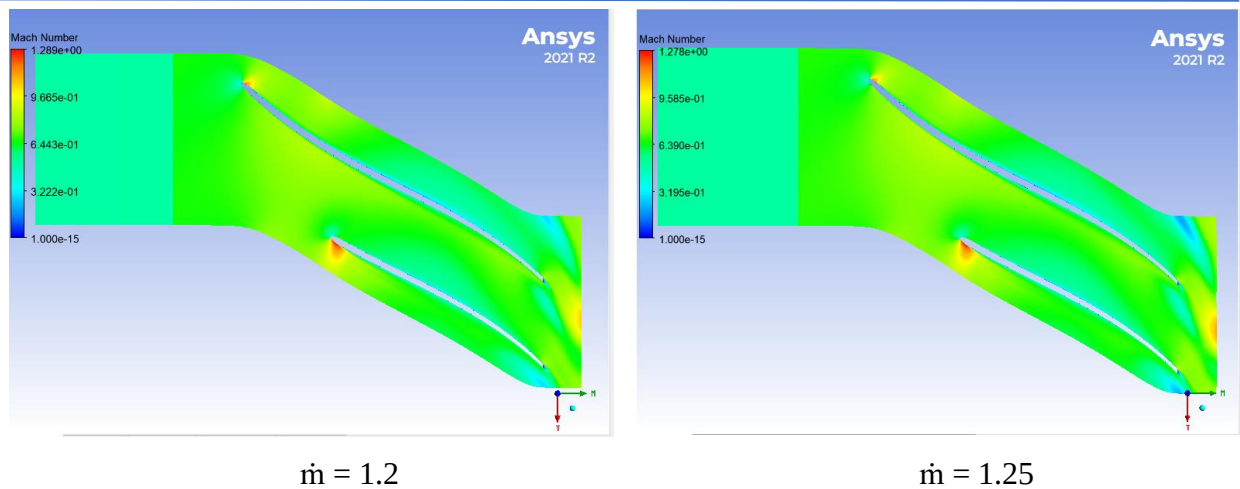


Figure V.16: Effet du débit massique sur la variation du nombre de Mach dans le compresseur une vitesse constante de 42 000 tr/min et pour quatre débits : 0.8 kg/s, 1,0 kg/s, 1,2 kg/s et 1.25 kg/s.

La figure suivante présente la distribution du nombre de Mach dans le conduit pour différentes valeurs du débit massique allant de $\dot{m} = 0.8$ à $\dot{m} = 1.25$ à une vitesse de rotation constante de $N = 42\,000$ tr/min. Les résultats montrent que l'augmentation du débit massique entraîne une élévation progressive du nombre de Mach dans les zones de passage de l'écoulement, particulièrement au voisinage des surfaces courbées et dans la région de sortie. Les zones de couleur jaune et rouge correspondent aux régions où les vitesses locales deviennent plus importantes, traduisant une augmentation de l'effet de compression et de l'énergie cinétique du fluide. Pour un faible débit massique ($\dot{m} = 0.8$), le nombre de Mach reste relativement modéré avec une répartition plus homogène de l'écoulement et l'apparition de zones bleues indiquant des vitesses plus faibles près des parois. Lorsque le débit massique augmente jusqu'à $\dot{m} = 1.25$, les gradients du nombre de Mach deviennent plus prononcés, notamment à la sortie du conduit où l'écoulement subit une accélération plus intense. Les faibles valeurs observées près des parois peuvent être associées à des phénomènes de couche limite ou de recirculation locale du fluide. Cette évolution du nombre de Mach met ainsi en évidence l'influence directe du débit massique sur le comportement aérodynamique de l'écoulement et sur l'intensité des phénomènes de compression dans le système étudié.

V.2.17 Résultats d'optimisation obtenus par la méthode des surfaces de réponse tridimensionnelles

Dans les sections suivantes, nous présentons les résultats d'optimisation obtenus par la méthode des surfaces de réponse tridimensionnelles. Pour une température constante fixée à 300 K, nous analysons successivement l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur centrifuge, sur sa puissance absorbée, ainsi que sur l'évolution de son rapport de compression. Chacune de ces grandeurs est illustrée par une surface de réponse 3D, permettant de visualiser les interactions entre les deux paramètres opératoires et d'identifier les zones de fonctionnement optimal. Nous exposons également le profil de la solution optimale obtenue par optimisation multi-réponses, réalisée à l'aide de la fonction de désirabilité, avec une valeur globale de $D = 0,823$. Enfin, des graphiques d'interaction sont présentés pour montrer l'évolution de la désirabilité et des différentes réponses de performance (rendement, puissance, rapport de compression) en fonction du débit massique, permettant ainsi de mieux comprendre les compromis entre les objectifs de l'optimisation.

V.2.18 Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur

La figure illustre une surface de réponse tridimensionnelle représentant l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur centrifuge, à température constante ($T = 300$ K).

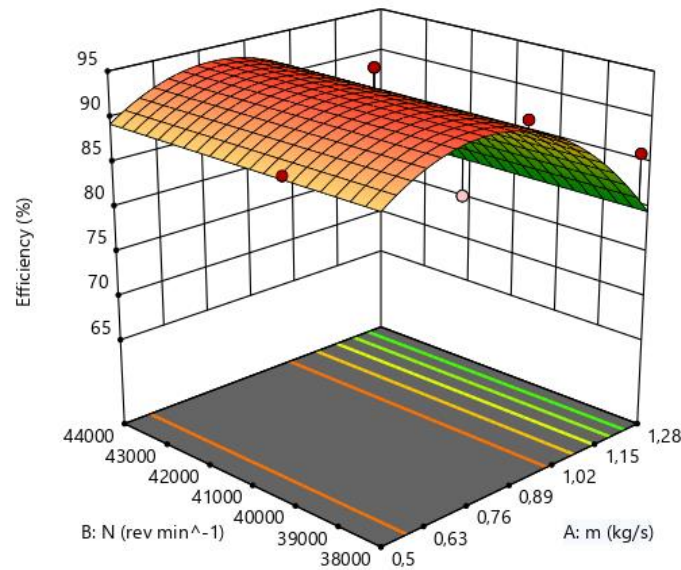


Figure V.17 :Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur centrifuge à température constante ($T=300\text{ K}$)

La surface de réponse 3D présentée illustre l'influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement du compresseur centrifuge, pour une température constante 300 K. On observe que le rendement varie de manière non linéaire en fonction des deux paramètres étudiés. Le rendement maximal, proche de 94 %, est obtenu dans une zone intermédiaire de débit massique, combinée à une vitesse de rotation élevée. Cette évolution indique qu'une augmentation modérée du débit améliore les performances du compresseur grâce à une meilleure conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression. Cependant, lorsque le débit devient trop élevé, le rendement diminue progressivement, ce qui peut être attribué aux pertes aérodynamiques, aux phénomènes de recirculation et aux perturbations de l'écoulement à l'intérieur de la roue du compresseur. De même, l'augmentation de la vitesse de rotation favorise globalement le rendement en augmentant l'énergie transférée au fluide, mais des vitesses excessives peuvent également entraîner des pertes mécaniques et turbulentes. Les courbes de contour montrent clairement l'existence d'une région optimale de fonctionnement, correspondant à la meilleure efficacité énergétique du compresseur centrifuge. Cette analyse confirme l'importance de l'optimisation simultanée du débit massique et de la vitesse de rotation afin d'améliorer les performances globales et de réduire les pertes dans les systèmes de compression centrifuge.

V.2.19 Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur la puissance du compresseur

La figure illustre une surface de réponse tridimensionnelle représentant l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur la puissance du compresseur centrifuge, à température constante ($T = 300\text{ K}$).

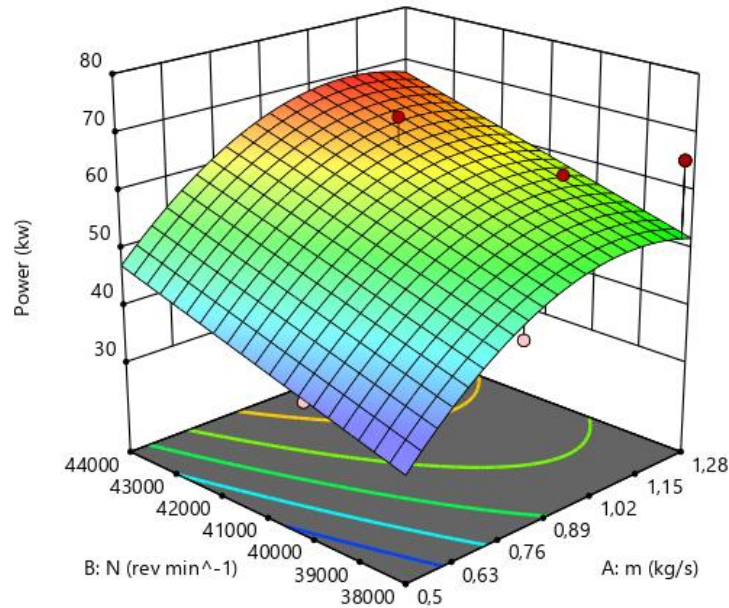


Figure V.18: Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur la puissance du compresseur centrifuge à température constante ($T=300\text{ K}$)

La surface de réponse 3D révèle que la puissance consommée par le compresseur centrifuge évolue de manière non linéaire avec le débit massique et la vitesse de rotation, à température d'aspiration fixe de 300 K . On observe une augmentation marquée de la puissance lorsque la vitesse de rotation croît (de $38\,000$ à $44\,000\text{ tr/min}$), ce qui s'explique mécaniquement par l'accroissement du travail spécifique fourni au fluide et des pertes par frottement aux hautes vitesses. Le débit massique influence également la puissance, mais de façon plus modérée, avec une légère tendance à la hausse lorsqu'on passe de faibles débits ($0,5\text{ kg/s}$) vers des débits intermédiaires ($1,0\text{ kg/s}$), avant une stabilisation ou légère diminution aux débits élevés. La courbure de la surface suggère l'existence d'un optimum de fonctionnement où la puissance est minimale pour un couple débit-vitesse donné, ce qui est crucial pour la sélection du point de conception du compresseur. Les points expérimentaux, majoritairement positionnés au-dessus de la surface modélisée, indiquent une légère sous-estimation de la puissance par le modèle polynomial, notamment aux hautes vitesses.

et débits élevés, ce qui pourrait traduire des phénomènes physiques non capturés par le modèle de surface de réponse du second ordre, tels que les effets de compressibilité ou les pertes par décollement aux hautes charges. Cette analyse à température constante permet d'isoler l'effet des variables opérationnelles clés sans biais thermique, facilitant ainsi l'optimisation des performances du compresseur dans des conditions climatiques stables.

V.2.20 Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur l'évolution du rapport de compression du compresseur

La figure illustre une surface de réponse tridimensionnelle représentant l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur l'évolution du rapport de compression du compresseur centrifuge, à température constante ($T = 300$ K).

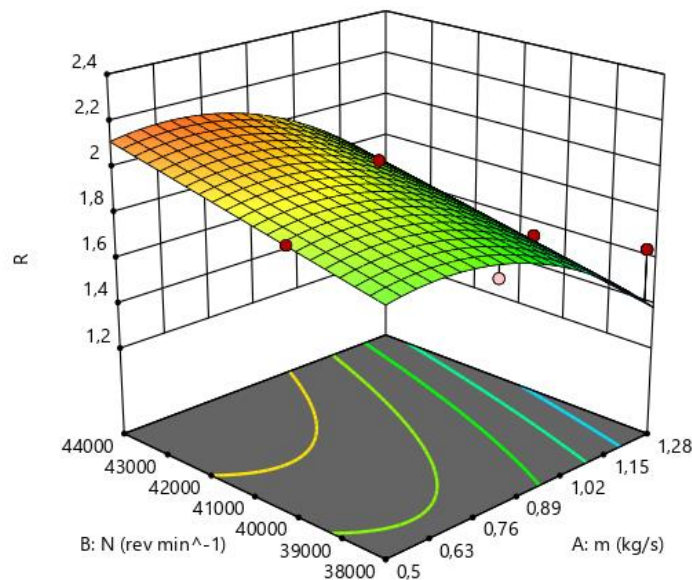


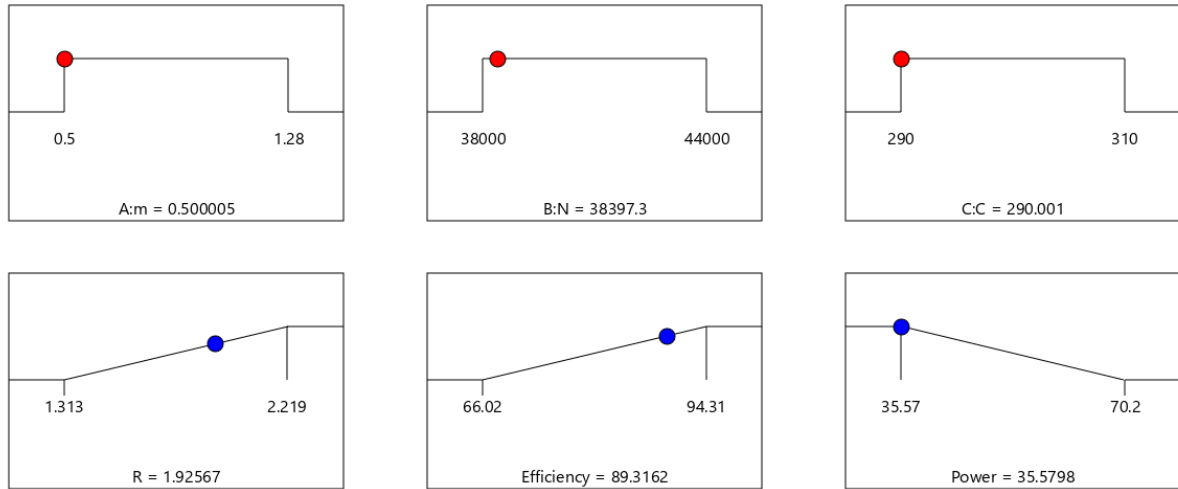
Figure V.19: Influence du débit massique et de la vitesse de rotation sur l'évolution du rapport de compression du compresseur centrifuge à température constante ($T=300$ K)

La surface de réponse 3D met en évidence l'évolution du rapport de compression en fonction du débit massique et de la vitesse de rotation, à température d'aspiration fixe de 300 K. On observe une augmentation significative du rapport de compression avec la vitesse de rotation : aux vitesses élevées (42 000–44 000 tr/min), R atteint des valeurs maximales avoisinant 2,0–2,1, tandis qu'aux basses vitesses (~ 38 000 tr/min), il chute vers 1,3–1,4. Ce comportement s'explique par le fait qu'une vitesse de rotation accrue augmente directement l'énergie cinétique communiquée au fluide par la roue centrifuge, renforçant ainsi la compression adiabatique dans le diffuseur. Concernant le débit massique, le rapport de compression diminue progressivement lorsque le débit augmente,

passant d'environ 2,0 à faible débit (0,5 kg/s) à près de 1,3–1,4 à débit élevé (1,28 kg/s). Cette décroissance traduit le phénomène de décharge du compresseur : à débit croissant, les pertes par frottement et les effets de décollement aux aubes se renforcent, réduisant l'efficacité de la transformation d'énergie cinétique en pression. La courbure de la surface révèle une interaction marquée entre les deux facteurs : l'effet bénéfique de la vitesse sur R est plus prononcé aux faibles débits, où le compresseur opère dans une zone de meilleure efficacité aérodynamique, tandis qu'aux hauts débits, même une élévation de vitesse ne compense pas entièrement la dégradation du rapport de compression. Les courbes de niveau projetées sur le plan de base soulignent la forte sensibilité de R à la vitesse de rotation comparativement au débit massique, orientant ainsi la stratégie de régulation vers le contrôle de la vitesse pour maintenir le rapport de compression cible. Les points expérimentaux, globalement bien reproduits par le modèle, confirment la pertinence de l'approche de surface de réponse pour prédire le comportement du compresseur dans la plage opérationnelle étudiée, bien qu'une légère dispersion aux hautes vitesses et débits élevés suggère la possible influence de phénomènes de compressibilité ou de pulsations de débit non intégrés dans le modèle polynomial.

V.2.21 Profil de la solution optimale par optimisation multi-réponses à l'aide de la fonction de désirabilité ($D = 0,823$) pour le compresseur centrifuge

La figure présente le profil détaillé de la solution optimale retenue (Solution 1 parmi 79 solutions générées) issue d'une procédure d'optimisation multi-réponses fondée sur la méthode de la fonction de désirabilité, appliquée au compresseur centrifuge. Cette représentation graphique synthétise, sous forme de neuf graphiques en barres normalisées, les valeurs optimales des facteurs de contrôle opérationnels ainsi que les réponses de performance prédites par le modèle de surface de réponse, accompagnées de leurs incertitudes respectives.



Desirability = 0.823

Figure V.20: Profil de la solution optimale ($D = 0,823$) d'un compresseur centrifuge par la méthode de la fonction de désirabilité

La figure présente la solution optimale (Solution 1 sur 79, avec une désirabilité globale de 0,823) issue d'une optimisation multi-réponses par la méthode de la fonction de désirabilité pour un compresseur centrifuge. Les paramètres opérationnels retenus sont un débit massique de 0,50 kg/s, une vitesse de rotation de 38 396 tr/min et une température d'aspiration de 290 K (valeur minimale de la plage étudiée), indiquant que l'optimum se situe aux basses vitesses et températures, avec un débit massique faible. Cette configuration permet d'atteindre un rapport de compression élevé de 1,926 et une efficacité isentropique maximale de 89,31 %, ce qui traduit un fonctionnement dans la zone de meilleure efficacité aérodynamique du compresseur, loin des régimes de décharge ou de pompage. Cependant, cette performance s'accompagne d'une puissance consommée relativement faible de 35,58 kW (proche de la valeur minimale de la plage 35,57–70,2 kW), ce qui est cohérent avec le fonctionnement à bas régime. Les barres d'erreur standard relativement contenues ($\text{StdErr}(R) = 0,061$, $\text{StdErr}(\text{Efficiency}) = 3,05$, $\text{StdErr}(\text{Power}) = 4,03$) attestent de la robustesse du modèle de surface de réponse dans la prédiction des réponses à ce point optimal. La désirabilité de 0,823, bien qu'élevée, n'atteint pas l'unité, ce qui suggère un compromis nécessaire entre les objectifs contradictoires : maximiser le rapport de compression et l'efficacité tout en minimisant la puissance. En pratique, ce point de fonctionnement privilégie l'efficacité énergétique et le rapport de compression au détriment du débit massique traité, ce qui

en fait une configuration idéale pour des applications où la compression élevée avec un rendement optimal prime sur le débit, telles que les systèmes de conditionnement d'air ou de réfrigération à charge partielle.

V.2.22 Graphiques d'interaction de la désirabilité et des réponses de performance du compresseur centrifuge en fonction du débit massique

La figure suivante présente l'évolution de la désirabilité globale ($D = 0,823$) et des réponses optimisées rapport de compression ($R = 1,93$), efficacité isentropique ($\eta = 89,3\%$) et puissance consommée ($P = 35,6\text{ kW}$) en fonction du débit massique d'aspiration, pour le compresseur centrifuge à vitesse de rotation (38 396 tr/min) et température d'aspiration (290 K) constantes.

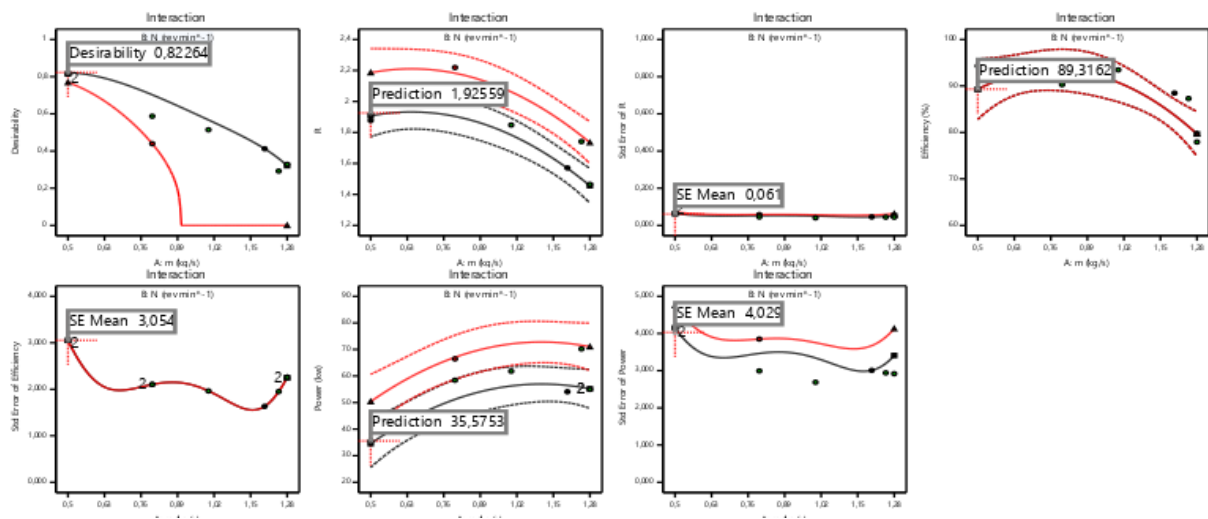


Figure V.21 :Interaction montrant l'évolution de la désirabilité globale et des réponses de performance du compresseur centrifuge

La figure présente les graphiques d'interaction montrant l'évolution de la désirabilité globale et des réponses de performance d'un compresseur centrifuge en fonction du débit massique, à vitesse de rotation fixe (38 395,6 tr/min) et température constante (290 K). On observe que la désirabilité chute drastiquement lorsque le débit augmente, passant de 0,82 à quasi-nul, ce qui indique que le compresseur sort rapidement de sa zone de fonctionnement optimal au-delà d'un seuil de débit critique. Le rapport de compression diminue progressivement de 2,0 à 1,4 avec l'augmentation du débit, confirmant la sensibilité du compresseur à la charge massique, tandis que l'efficacité isentropique présente un profil parabolique caractéristique avec un maximum de 89,32 % aux débits intermédiaires-faibles avant une chute rapide aux débits élevés due aux phénomènes de décollement et de recirculation interne. La puissance consommée croît quant à elle de manière

non linéaire de ~ 30 kW à plus de 60 kW, reflétant l'accroissement du travail spécifique nécessaire aux hauts débits. Les erreurs standard associées aux trois réponses demeurent relativement contenues et stables, attestant de la robustesse prédictive du modèle de surface de réponse. L'ensemble de ces résultats confirme que le point optimal (débit $\sim 0,5$ kg/s) se situe dans une région où le rapport de compression, l'efficacité et la désirabilité sont simultanément maximisés tandis que la puissance est minimisée, ce qui en fait une configuration de choix pour les applications à charge partielle privilégiant l'efficacité énergétique et la qualité de compression.

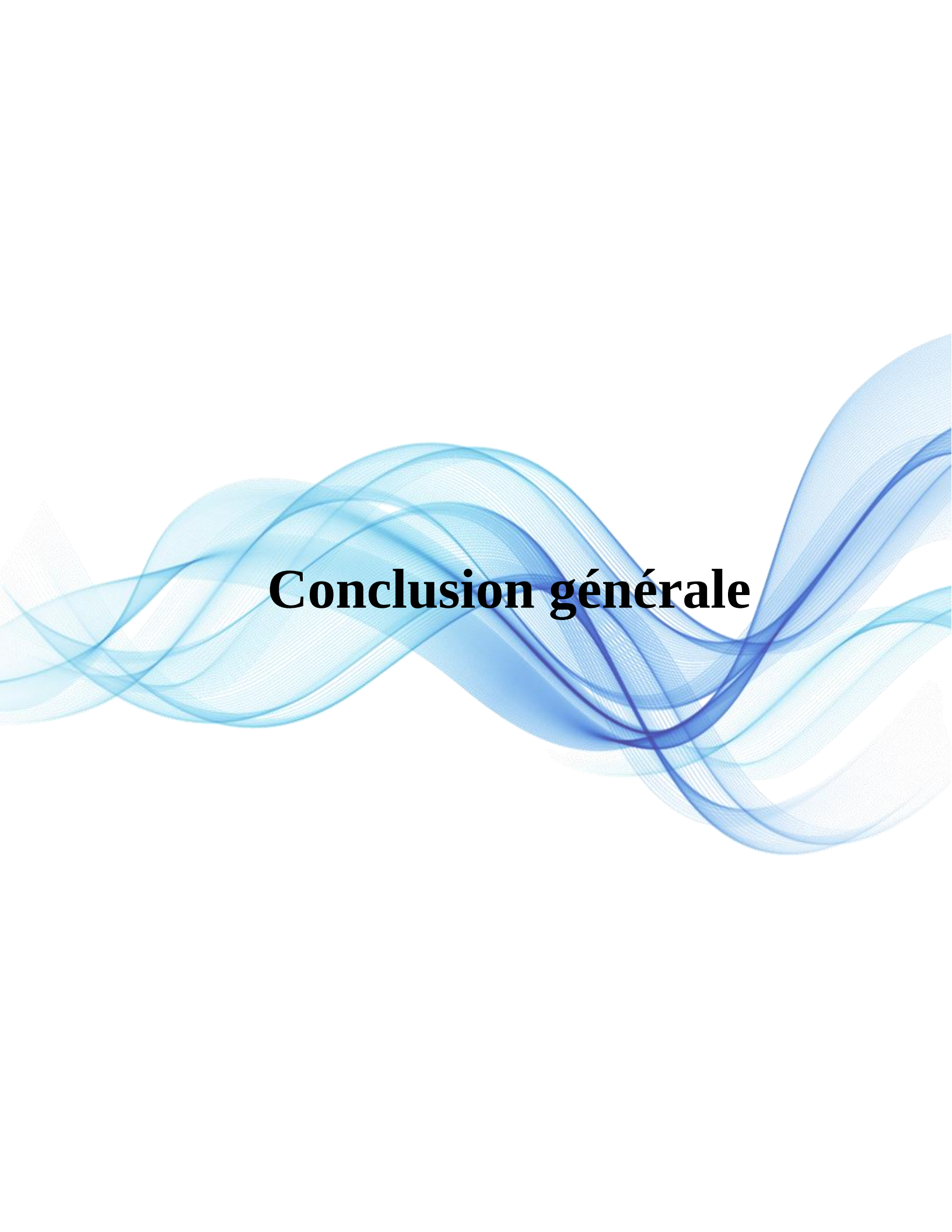
V.3 Conclusion :

L'étude menée dans ce chapitre a permis de mettre en évidence, comme conclusion, une compréhension approfondie du comportement aérodynamique et thermique du compresseur centrifuge, ainsi que des voies d'optimisation de ses performances.

Dans un premier temps, l'analyse des résultats de simulation sous ANSYS CFX a montré que les répartitions de la pression, de la température, de la vitesse et du nombre de Mach au sein du compresseur sont fortement influencées par les paramètres opératoires que sont le débit massique, la vitesse de rotation et la température d'entrée. Les distributions d'aube à aube (blade-to-blade) de la pression et de la température ont révélé des gradients transversaux significatifs entre l'extrados et l'intrados des aubes, traduisant des phénomènes de compression et d'échauffement localisés. Ces résultats ont permis d'identifier les zones de forte sollicitation thermique et aérodynamique, notamment au niveau de l'inducer, du diffuseur et des jeux en tête de roue.

Dans un second temps, l'optimisation multiparamétrique par la méthode des surfaces de réponse tridimensionnelles a été réalisée pour une température constante de 300 K. Les surfaces de réponse 3D ont illustré l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement, la puissance absorbée et le rapport de compression. Ces représentations ont permis de visualiser clairement les interactions entre les deux paramètres et d'identifier les zones de fonctionnement optimal. L'optimisation multi-réponses à l'aide de la fonction de désirabilité a conduit à une solution optimale avec une désirabilité globale de $D = 0,823$, traduisant un bon compromis entre les objectifs souvent antagonistes que sont la maximisation du rendement et du rapport de compression, et la minimisation de la puissance absorbée. Enfin, les graphiques d'interaction ont montré l'évolution de la désirabilité et des différentes réponses de performance en fonction du débit massique, mettant en évidence l'existence d'un débit optimal pour lequel les compromis sont les mieux équilibrés.

En synthèse, ce chapitre a non seulement caractérisé finement l'écoulement au sein du compresseur centrifuge, mais a également fourni une solution optimale opérationnelle. Les résultats obtenus constituent une base solide pour la validation du modèle numérique, pour la compréhension des phénomènes physiques mis en jeu, et pour la définition des conditions de fonctionnement les plus performantes du compresseur. Les perspectives de ce travail incluent l'extension de l'analyse à d'autres fluides, l'étude de l'influence de la géométrie des aubes, ainsi que la validation expérimentale des prédictions obtenues.

The background of the slide features a series of overlapping, translucent blue waves that flow horizontally across the frame. The waves vary in opacity and color intensity, ranging from a light sky blue to a deeper cerulean, creating a sense of movement and depth. The text is centered over the middle of these waves.

Conclusion générale

Cette étude utilise la simulation numérique sous ANSYS CFX pour analyser le comportement des fluides dans un compresseur centrifuge. Les résultats de simulation sont d'abord examinés. Un modèle d'optimisation multi-réponses est ensuite développé pour maximiser le rapport de compression et l'efficacité isentropique tout en minimisant la puissance absorbée. La méthode de la fonction de désirabilité, appliquée via Design-Expert 13 aux surfaces de réponse des trois réponses, permet d'obtenir un point de fonctionnement optimal, validé pour des conditions réelles, après analyse du profil optimal, des graphiques d'interaction et de la robustesse.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- L'analyse des résultats de simulation sous ANSYS CFX a montré que les répartitions de la pression, de la température, de la vitesse et du nombre de Mach au sein du compresseur dépendent fortement des paramètres opératoires : débit massique, vitesse de rotation et température d'entrée.
- Les distributions d'aube à aube (blade-to-blade) de la pression et de la température ont révélé des gradients transversaux significatifs entre l'extrados et l'intrados des aubes.
- Ces gradients traduisent des phénomènes de compression et d'échauffement localisés au sein du compresseur.
- Les résultats ont permis d'identifier les zones de forte sollicitation thermique et aérodynamique, notamment au niveau de l'inducer, du diffuseur et des jeux en tête de roue.
- L'optimisation multiparamétrique par surfaces de réponse tridimensionnelles a été réalisée à température constante ($T = 300 \text{ K}$).
- Les surfaces de réponse 3D ont illustré l'effet conjoint du débit massique et de la vitesse de rotation sur le rendement, la puissance absorbée et le rapport de compression.
- Ces représentations ont permis de visualiser clairement les interactions entre les deux paramètres et d'identifier les zones de fonctionnement optimal.
- L'optimisation multi-réponses par fonction de désirabilité a conduit à une solution optimale caractérisée par une désirabilité globale de $D = 0,823$.
- Cette valeur traduit un bon compromis entre des objectifs antagonistes : maximisation du rendement et du rapport de compression, et minimisation de la puissance absorbée.

Conclusion générale

- Les graphiques d'interaction ont montré l'évolution de la désirabilité et des différentes réponses de performance en fonction du débit massique.
- L'analyse a mis en évidence l'existence d'un débit optimal pour lequel les compromis sont les mieux équilibrés.
- Ces résultats ont permis d'identifier les zones de forte sollicitation thermique et aérodynamique, notamment au niveau de l'inducer, du diffuseur et des jeux en tête de roue.

Cette étude prolonge les travaux sur la modélisation et les performances des compresseurs centrifuges. Elle vise une meilleure compréhension de leur comportement et aboutit, après analyse du profil optimal, des interactions et de la robustesse, à un point de fonctionnement optimal validé pour des conditions réelles.

Bibliographie

- [1] « dspace.ummto.dz/server/api/core/bitstreams/3c0da89c-5ab2-4187-8e67-7b19bff455f6/content ». Consulté le: 18 décembre 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://dspace.ummto.dz/server/api/core/bitstreams/3c0da89c-5ab2-4187-8e67-7b19bff455f6/content>
- [2] S. L. Dixon et C. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [3] M. M. Abdelkader, « Implantation d'un système de refroidissement d'un échangeur de chaleur destiné à un laboratoire pédagogique ».
- [4] « Compressor Aerodynamics Cumpsty | PDF ». Consulté le: 18 décembre 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.scribd.com/document/650652680/Compressor-Aerodynamics-Cumpsty>
- [5] « 1: Main components of a centrifugal compressor in isometric view. | Download Scientific Diagram ». Consulté le: 29 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: https://www.researchgate.net/figure/Main-components-of-a-centrifugal-compressor-in-isometric-view_fig2_313065156
- [6] Boyce, M. P., *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*. 2012.
- [7] J. D et N. C. Baines, *Introduction to Turbomachinery*. 1994.
- [8] K. Brun et R. Kurz, « Field Performance Testing and Test Codes for Gas Compressors », *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 147, n° 6, p. 061009, juin 2025, doi: 10.1115/1.4066823.
- [9] M. Boudfar, M. Toussaint, G. Descombes, S. Guilain, H. Lahjaily, et A. Ammar, « ETUDE EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT EN POMPAGE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE ».
- [10] « Fig .2. Cycle de pompage (ABCDA) », ResearchGate. Consulté le: 29 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: https://www.researchgate.net/figure/Cycle-de-pompage-ABCDA_fig2_299349390
- [11] Bloch, H. P. et Geitner, F. K., *Machinery Failure Analysis and Troubleshooting*. 2012.
- [12] « ISO 13379-1:2025(en), Condition monitoring and diagnostics of machine systems — Data interpretation and diagnostics techniques. »
- [13] Bloch, H. P et Soares, C, *Process machinery and equipment: Compressors and modern process applications*.

- [14] « BORSIG ZM – Integrally geared centrifugal compressors ». Consulté le: 29 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.borsig.de/en/products-and-services/process-gas-compressors/integrally-geared-centrifugal-compressors-api-617-and-672>
- [15] « Centrifugal compressor », *Wikipedia*. 13 décembre 2025. Consulté le: 20 décembre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Centrifugal_compressor&oldid=1327209416
- [16] « b2b.carrier.com.ph/product/carrier-aquaedge-19dv-chiller/ ». Consulté le: 29 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <https://b2b.carrier.com.ph/product/carrier-aquaedge-19dv-chiller/>
- [17] Giampaolo, T, *Compressor Handbook: Principles and Practice*. 2010.
- [18] N. Yu, X. Yu, Z. Cai, X. Yang, L. Tian, et S. Li, « Research on multi-condition optimization of centrifugal compressor impeller meridian profile », *PLOS ONE*, vol. 20, n° 2, p. e0318783, févr. 2025, doi: 10.1371/journal.pone.0318783.
- [19] W. Yesong, S. Zixuan, Liu Jisheng, L. Manxian, et Z. Yong, « Optimization design of centrifugal impeller based on Bezier surface and FFD space grid parameterization », nov. 2024.
- [20] M. Tasharrofi, M. Heidarian Shahri, et A. Madadi, « Three-dimensional design, simulation and optimization of a centrifugal compressor impeller with double-splitter blades », *Heliyon*, vol. 11, n° 3, p. e42011, févr. 2025, doi: 10.1016/j.heliyon.2025.e42011.
- [21] A. M. I. Mamat et M. Z. Azmizam, « CFD Analysis of 500W Centrifugal Compressor Performance », *J. Appl. Eng. Des. Simul.*, vol. 4, n° 2, p. 21-33, sept. 2024, doi: 10.24191/jaeds.v4i2.84.
- [22] D. F. Blanco-Patiño, J. Niño-Navia, J. I. Garcia-Sepulveda, et C. Nieto-Londoño, « Performance prediction of a centrifugal compressor for a cogeneration microturbine », *Int. J. Thermofluids*, vol. 17, p. 100272, févr. 2023, doi: 10.1016/j.ijft.2022.100272.
- [23] D. F. Blanco-Patiño, J. Niño-Navia, J. I. Garcia-Sepulveda, et C. Nieto-Londoño, « Performance improvement of a centrifugal compressor for cogeneration », *Int. J. Thermofluids*, vol. 24, p. 100935, nov. 2024, doi: 10.1016/j.ijft.2024.100935.
- [24] A. Cappiello, V. Ciaï, et M. Pini, « A Multi-Point Preliminary Design Method for Centrifugal Compressor Stages of Fuel Cell-Based Propulsion Systems », *Int. J. Turbomach. Propuls. Power*, vol. 10, n° 4, nov. 2025, doi: 10.3390/ijtp10040039.
- [25] O. Dumitrescu, S. Strătilă, et V. Drăgan, « Design Methods and Practices for Centrifugal Compressor Diffusers: A Review », *Machines*, vol. 13, n° 11, oct. 2025, doi: 10.3390/machines13110990.

- [26] T. Zhou, S. Xiang, H. Zhang, et J. Yang, « Optimal compensation method for centrifugal impeller considering aerodynamic performance and dimensional accuracy », *Alex. Eng. J.*, vol. 113, p. 74-90, févr. 2025, doi: 10.1016/j.aej.2024.11.055.
- [27] Ronald H Aungier, *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic*. 2000.