

N°...../faculté FHC/UMBB/2019

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbures

Option : Mécanique des Unités pétrochimiques

Présenté par : MAHTALI Khaled Seifeddine

THEME

Simulation de l'écoulement dans le compresseur d'un Turbo-Expander
MAFI-TRENCH EC5

Soutenu publiquement le 07 / 07 / 2019

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury	BENBRIK Abderrahmane	Professeur	UMBB/FHC
Examineurs	SERRIER Mohamed	MA/A	UMBB/FHC
Examineurs	BETTAYEB Mourad	MC/B	UMBB/FHC
Examineurs	KHELIFI TOUHAMI M.S	MC/B	UMBB/FHC
Promoteur :	SAHNOUNE Khaled	MA/A	UMBB/FHC

Boumerdès :2019

Dédicace

Ce mémoire est dédié à :

Mes parents et mes sœurs

Mes grands pères et toute ma famille

Mes amis et mes collègues

Remerciement

Premièrement louange à Dieu qui m'a fourni de la patience et la force au moment de besoin.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mon promoteur Monsieur SAHNOUNE KHALED. Je le remercie de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

Je désire aussi, exprimer mes essentiels remerciements à tous l'équipe de l'unité GPL2

Particulièrement, je tient à remercie Mr. LAGHOUAG NOURI

Je remercie mes très chers parents, AZZEDINNE et NADJET, qui ont toujours été là pour moi. Je remercie mes sœurs NADA, YASMINE et RIME, pour leurs encouragements.

Enfin, je remercie mes amis Oussama, Ishek, Chefik, Lokman et Nasro qui ont toujours été là pour moi. Leur soutien inconditionnel et leurs encouragements ont été d'une grande aide.

À tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude.

Sommaire

Introduction	1
Chapitre 01 : Présentation de turbo-expander	2
1.1. Introduction.....	3
1.2. Generalite sur les turbomachines.....	3
1.3. Les organes de turbo-expander	4
1.4 Description de l'unité GPL 2	9
1.5. Autres domaines d'utilisation du turbo-expander.....	11
1.6. Technologie d'amélioration de conception	12
1.7. Conclusion	12
Chapitre 02 : Notions théoriques	13
2.1 Concepts de base de la thermodynamique	14
2.2 Théorie d'écoulement	16
2.3 Théorie de la simulation numérique.....	18
2.4 Conclusion	23
Chapitre 03 : La turbine radiale	24
3.1. Généralité	25
3.2. Rendement de la turbine	28
3.3. Performance	29
3.4. Calcul thermodynamique.....	31
3.5. Simulation sur Hysys	35
3.6. Conclusion	39

Table des matières

Chapitre 04 : Conception et simulation du compresseur	40
4.1 Présentation du compresseur centrifuge	41
4.2 Rendement du compresseur	45
4.3 Performance	47
4.4 Calcul sur Hysys	49
4.5 Design de la roue du compresseur	53
4.6 Simulation de la roue de compresseur.....	57
4.7 Conclusion	67
Chapitre 05 : Résultats et discussion	68
5.1. La solution.....	69
5.2. L'effet de variation de maillage sur la solution	70
5.3. Interprétation	71
5.4. Analyse de performance.....	76
5.5. Conclusion	80
Conclusion générale	81

Liste des figures

Figure 1-1 : vue de coupe d'un turbo-expander	4
Figure 1-2 : vue de coté d'un Turbo-Expander	5
Figure 1-3:arbre de turbo-expander	7
Figure 1-4 : labyrinthe d'étanchéité	7
Figure 1-5 : paliers lisses	7
Figure 1-6:systèmes auxiliaires de la machine	8
Figure 1-7: schéma de procès de l'unité GPL 2	10
Figure 1-8 : maillage de la roue avec les IGVs	12
Figure 2-1: volume de contrôle	17
Figure 2-2: couche limite sur une plaque	18
Figure 2-3:volume de contrôle VF	21
Figure 2-4: type de maille dans le VF	21
Figure 2-5: type de maille dans le VF 2	22
Figure 3-1 : Illustration 3D des différentes parties de la turbine.	26
Figure 3-2:triangle des vitesses de turbine	28
Figure 3-3:diagramme h-s de détente turbine	29
Figure 3-4 : courbe caractéristique de la turbine	30
Figure 3-5 : schéma du procès de turbo-expander sur Hysys	36
Figure 3-6 : introduction des composantes (Turbine)	36
Figure 3-7 : choix du modèle thermodynamique	37
Figure 3-8 : résultats de simulation sur Hysys (turbine)	37
Figure 4-1 : illustration 2D et 3D des différentes parties du compresseur	42
Figure 4-2 : triangle des vitesses de la roue turbine	44
Figure4- 3 : diagramme h-s de la compression	45
Figure4- 4 : Caractéristique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.	48
Figure 4-5 : introduction des composantes	50
Figure 4-6 : choix du modèle thermodynamique	50
Figure 4-7 : schéma PFD du compresseur	51
Figure 4-8 : roue du compresseur centrifuge avec aube intercalaire	53
Figure 4-9: vecteurs vitesses pour un compresseur centrifuge	54
Figure 4-10 : effet du glissement	55
Figure 4-11 Boite de dialogue : condition de service et aérodynamique	58
Figure 4-12 Boite de dialogue : Propriétés de gaz	58

Table des matières

Figure 4-13 Boite de dialogue : Géométrie	59
Figure 4-14 Boite de dialogue : résultats de simulation 1D	60
Figure 4-15 : vue 3D de la roue compresseur	62
Figure 4-16 : vue aube à aube	62
Figure 4-17 : vue méridienne des aubes	63
Figure 4-18 : raffinement du maillage près de la couche limite	64
Figure 4-19 : la forme des mailles dans les bords d'attaque	64
Figure 4-20: topologie finale de maillage	64
Figure 4-21: un canal aube à aube	65
Figure 4-22 boite de dialogue CFX : insertion des propriétés de gaz	66
Figure 4-23: canal aube à aube après établissement conditions aux limites	67
Figure 5-1 : convergence de masse et Q_m	69
Figure 5-2 : convergence de turbulence	69
Figure 5-4 : convergence de transfert de chaleur	69
Figure 5-3 : convergence rendement	69
Figure 5-5 : variation de pression pour les cas de maillages	70
Figure 5-6 : variation de température pour les cas de maillages	71
Figure 5-9 : charge sur aubes à 80%	72
Figure 5-10 : vue 3D du champ de vitesses	72
Figure 5-11: vecteurs vitesses en vue aube à aube	73
Figure 5-12: évolution de nombre de Mach en vue méridienne et aube à aube	73
Figure 5-13: évolution de pression en vue méridienne et aube à aube	74
Figure 5-14: évolution de pression en vue 3D isométrique	74
Figure 5-15: courbe d'évolution de pression	75
Figure 5-16: évolution de température en vue méridienne et aube à aube	75
Figure 5-17: évolution de température en vue 3D isométrique	76
Figure 5-18: courbe d'évolution de pression	76
Figure 5-19: courbe de performance	78
Figure 5-20: taux de compression	79
Figure 5-21: diagramme h-s obtenu par la CFD	80

Table des matières

Liste des tableaux

Tableau 3-1 : composition molaire du gaz de turbine _____	31
Tableau 3-2 : conditions opératoires de la turbine _____	32
Tableau 3-3 : performance de la turbine donnée par le fabricant _____	32
Tableau 3-4 : géométrie de la turbine _____	33
Tableau 3-5 : calcul analytique du travail de compresseur _____	33
Tableau 3-6 : calcul analytique de la détente isentropique _____	34
Tableau 3-7 : résultats des performances obtenues par Hysys (Turbine) _____	38
Tableau 4-1 : composition chimique du gaz _____	49
Tableau 4-2: conditions opératoires _____	49
Tableau 4-3: performance _____	49
Tableau 4-4: Géométrie _____	50
Tableau 4-5: quelques propriétés physiques données par Hysys _____	51
Tableau 4-6: résultats performance par Hysys _____	52
Tableau 4-7: détermination de l'incertitude entre Hysys et cas design _____	52
Tableau 4-8: propriétés du gaz utilisé pour la simulation _____	52
Tableau 4-9 : paramètres obtenus par Hysys _____	59
Tableau 4-10 évaluation de la géométrie _____	61
Tableau 4-11 : tailles de maillage _____	65
Tableau 5-1: comparaison de performance _____	77

Table des matières

Nomenclature

Lettres latines

C	vitesse absolue
C_θ , C_u	Composante tangentielle de C
C_r	Composante radiale de C
C_m	Composante méridienne de C
CFD	Computational Fluid Dynamics
h	enthalpie
M	nombre de mach
\dot{m}	Débit massique
P	Puissance
Q_V	Débit volumétrique
r	rayon
R	constant de gaz
s	entropie
U	vitesse d'entraînement
u	énergie interne
VC	volume de contrôle
VF	volume Finis
W	vitesse relative
w	Travail

Lettres grecques

α	angle absolue
β	angle relative
γ	exposant isentropique
η	rendement
τ	couple
Ω	vitesse de rotation
π_c	Taux de compression
μ	viscosité
ρ	densité

Résumé

Le but de ce mémoire est de vérifier la faisabilité de la méthode CFD (dynamique des fluides numérique) dans la conception du compresseur d'un Turbo-expander, et dans la simulation de l'écoulement à travers sa roue, en comparant les résultats obtenus de la performance avec les données de fabricant. Avant l'initialisation de cette étude, il était nécessaire de déterminer les caractéristiques générales de la machine et les propriétés du gaz, en utilisant divers calculs et outils thermodynamiques.

Abstract

The aim of this thesis is to verify the feasibility of the CFD (computational fluid dynamics) method in the design of a Turbo-expander's compressor, and in the simulation of the flow through its impeller, by comparing the obtained results of the performance with the manufacturer's data. Before the initialization of this study it was necessary to determine the overall characteristics of the machine and the gas properties, using various thermodynamic calculations and tools.

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو التحقق من جدوى استعمال طريقة ديناميكية المائع الحسابية في تصميم ضاغط توربو الموسع وفي محاكاة التدفق عبر شفرات الدافع, وذلك بمقارنة نتائج الأداء التي تم الحصول عليها مع بيانات الشركة المصنعة, قبل بدء هذه الدراسة, كان من الضروري تحديد الخصائص الكلية للماكينة وخصائص الغاز, وذلك باستخدام مختلف الحسابات والأدوات الديناميكية الحرارية.

Introduction

La plupart de turbomachines en général, et le Turbo-Expander en particulier, contribuent à la rentabilité des installations de traitement modernes, tout en protégeant l'environnement. Ce sont des machines très fiables qui représentent une technologie mature.

Les nouvelles méthodes de simulation de la dynamique des fluides (CFD), ouvrent plusieurs perspectives sur les améliorations des performances et des nouvelles applications qui étaient inconnus dans le passé.

Le comportement de Turbo-expander est principalement testé expérimentalement et le résultat est souvent présenté sous forme des tables ou diagrammes, qui contiennent des informations sur les performances de la machine dans différentes conditions de fonctionnement. Ces tables sont généralement obtenues auprès des fournisseurs et peuvent ne pas donner suffisamment d'informations aux ingénieurs de procès pour l'amélioration du procès, ou aux ingénieurs de maintenance pour la détection des anomalies. Pour recevoir des informations plus détaillées et plus facilement, il est possible d'utiliser la méthode (CFD).

L'objectif de cette étude est de créer une conception approchée de la roue du compresseur du turbo-Expander, et de simuler l'écoulement passant à travers ses aubes, mais d'abord, il faut déterminer les différents paramètres de fonctionnement de la partie turbine car elle influe sur les performances du compresseur, en appliquant et en introduisant les différents théories et outils de calcul thermodynamique nécessaires.

L'approbation de cette méthode ne peut pas être prise, sans qu'elle réponde à ces questions: Comment les résultats des simulations se comparent-ils aux données expérimentales des cartes de performances? Quels sont les choix convenables des paramètres et des conditions de la simulation, afin d'obtenir des résultats acceptables et précises. Est-il possible de prédire ce qui se passe dans la zone de pompage?

Chapitre 1

Chapitre 1 : présentation du Turbo-Expander

1.1. Introduction

Les Turbo-Expanders cryogéniques sont utilisés dans de nombreuses applications, notamment les usines d'éthylène, les raffineries, les usines de traitement du gaz et les installations de séparation de l'air. Ils produisent souvent le niveau de réfrigération le plus froid disponible dans l'usine et fonctionnent souvent avec des conditions de sortie de turbine où de grandes quantités de liquide sont condensées au cours du processus de détente. Les Turbo-expanders ont connu une grande révolution dans les 20 dernières années. Leur efficacité et leur fiabilité élevées ont conduit à une utilisation généralisée dans le monde entier.

1.2. Généralité sur les turbomachines

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin « Turbinis » qui signifie qui tourne ou alors en rotation.

1.2.1. Classification des turbomachines

On peut classer les turbomachines suivant différents aspects :

Selon le sens du transfert d'énergie

On distingue alors les turbomachines en deux principales catégories :

- Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide, dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs, les pompes...
- Les turbomachines desquelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique, dans ce cas on parle alors de turbine.

Selon la trajectoire de fluide : on distingue

- **Machines radiales :** C'est les machines dont l'écoulement de fluide est perpendiculaire à l'axe de la machine.
- **Machines axiales :** L'écoulement à travers ce genre de machines est parallèle par rapport à son arbre.

Selon la nature du fluide : on trouve

- **Machines à fluide compressible :** C'est le cas des machines à gaz, d'où la masse volumique varie considérablement. Cette variation est due au changement de volume.

On trouve dans cette catégorie les machines suivantes : les compresseurs axiaux, centrifuges et ventilateurs, etc.

- **Machines à fluide incompressible :** Il s'agit principalement des machines fonctionnant avec les liquides, dont la variation de la masse volumique est négligeable, les machines les plus utilisées sont les pompes centrifuges.

1.2.2. Principe de fonctionnement

Un turbo-expander est considéré comme une turbine à entrainement radial connectée à un dispositif de charge (typiquement un compresseur centrifuge) au moyen d'un seul arbre rigide.

Turboexpander a pour objectif d'exécuter efficacement deux fonctions distinctes, mais complémentaires, sur une même machine. Cela se fait par la turbine de détente, qui extrait efficacement l'énergie thermique potentielle du flux de gaz, le refroidissant considérablement. Cette énergie extraite est convertie en énergie mécanique pour faire pivoter l'arbre vers l'extrémité du compresseur de surpression du Turboexpander, qui ré-comprime partiellement le flux de gaz résiduel.

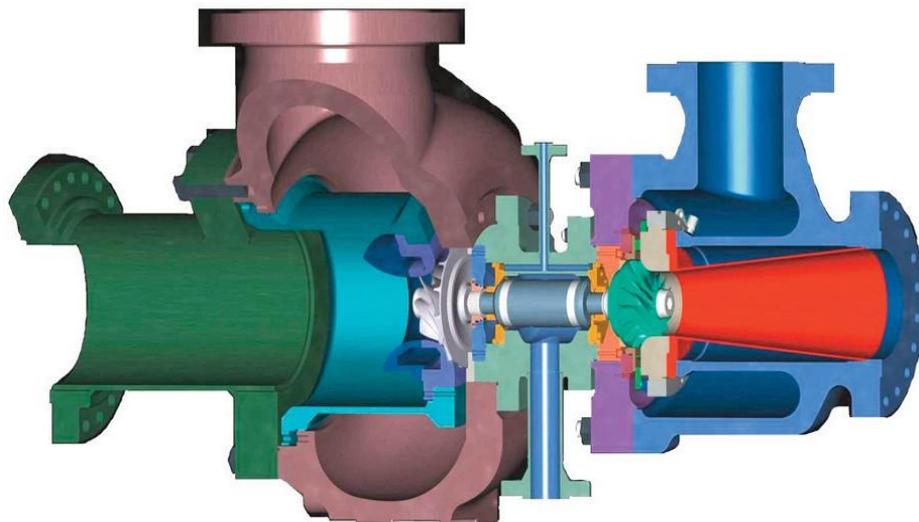


Figure 1-1 : vue de coupe d'un turbo-expander

1.3. Les organes de turbo-expander

Le Turbo-Expander est conçu par MAFI-TRENCH corporation [15], Il constitue de :

- D'un corps de turbine où loge la roue radiale de la turbine de détente (expansion) et qui comporte les brides d'aspiration et de refoulement ainsi que l'ensemble des aubes directrices variables commandées par une vanne qui règle la charge de la turbine et par la suite la vitesse de rotation de l'arbre.

- D'un corps de compresseur où se situe la roue du compresseur et le joint étanche à labyrinthe et qui comporte les brides d'aspiration et de refoulement et les directrices fixes du compresseur.
- D'un système mécanique central MCS (**M**echanic **C**enter **S**ystem) entre les deux corps. Il est composé d'un arbre en alliage d'acier inoxydable munis à ses extrémités :
 - De deux roues, une de turbine et l'autre de compresseur.
 - La rotation de l'arbre se fait sur deux paliers lisses où se forme un film d'huile complet grâce à la lubrification sous pression pour éviter l'endommagement des paliers.
 - Deux butées fixées sur l'arbre par des ergots pour éviter le frottement de l'arbre sur les paliers.

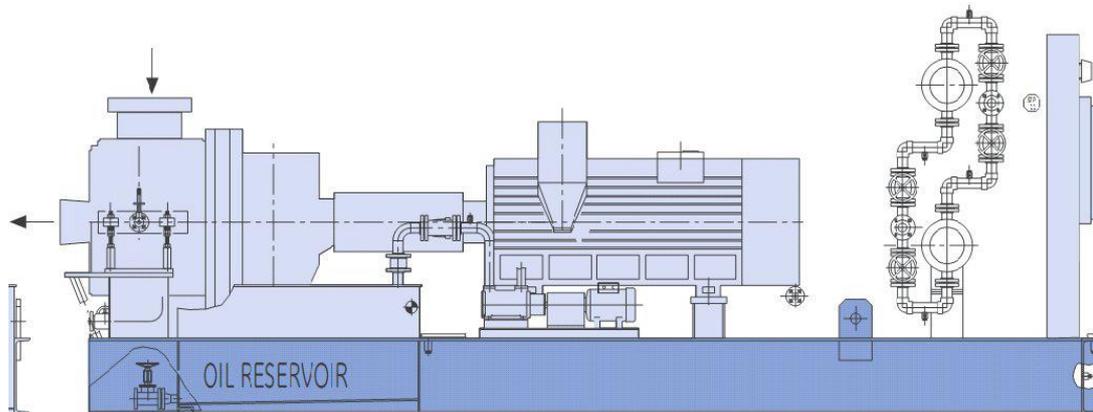


Figure 1-2 : vue de coté d'un Turbo-Expander

1.3.1. Les roues de la machine

Coté Expander : C'est une turbine de détente à grande vitesse de fonctionnement de 13000 tour/min et a pour rôle de détente l'énergie de pressurisation de gaz ou la pression d'alimentation chute de 95 à 28 bar et par conséquent la température bas de 12°C à -42°C.



Figure A : roue de Turbine

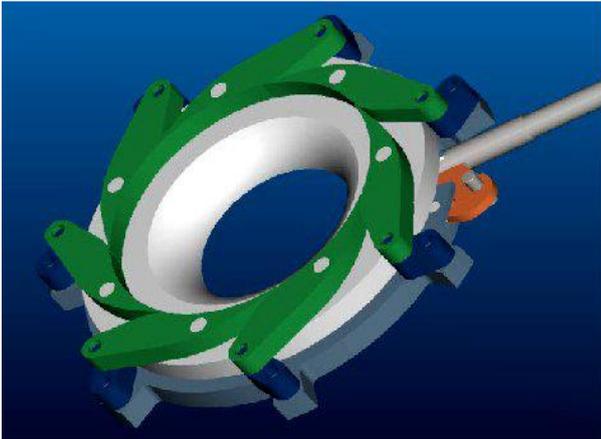


Figure B : aubes directrice IGVs

Les aubes directrices (Figure-B) font d'une manière pour préserver et commander le débit d'entrée côté expander, cette commande de débit est contrôlée par une vanne, ces aubes attachant le débit de gaz perpendiculairement par rapport aux ailettes de la roue de l'expander pour faire tourner l'arbre de l'MCS. Cette conception supprime les fuites latérales et empêche la défaillance de l'expander due à la surcharge.

Coté compresseur : La conception de ce compresseur centrifuge à un seul étage permis à comprimé le gaz de $P = 20$ bar jusqu'au $P = 32$ bar, ce compresseur est d'un rôle secondaire telle qu'il suit le mouvement de l'arbre entraîné par la turbine qu'elle est actionnée par le gaz de travail, donc on a placé ce compresseur pour récupérer l'énergie mécanique produite par l'expander ainsi que pour équilibré le système et éviter la vibration qui produise des anomalies sur l'MCS.

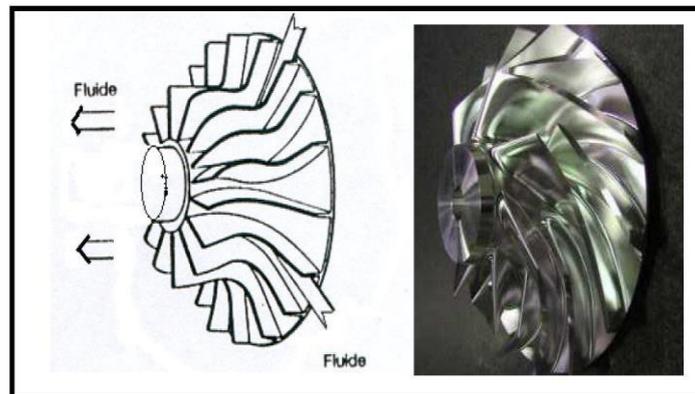


Figure C : roue du compresseur

1.3.2. L'arbre

L'arbre porte tous les pièces et les éléments mécaniques, les roues et les et les garnitures mécaniques d'étanchéité (labyrinthes) et c'est lui qui fait la liaison entre les deux extrémités (roues) de la machine. Une bande d'aluminium plaquée à chaud est appliquée sur l'arbre, dans la zone surveillée par les sondes de détection de vibrations.

Les roues sont fixées à l'arbre sur un profil taraudé spécial, avec des clavettes, et des rainures de clavettes cylindriques. Cette conception évite les concentrations des contraintes associées aux languettes et aux rainures des clavettes classiques. Ce montage garantit une fixation des roues stables même en condition de vitesses et de température extrêmes.



Figure 1-3: arbre de turbo-expander

1.3.3. Garniture mécanique

C'est de type de labyrinthe qui garantissant une perte de gaz minimale. La construction se base sur une pièce tournant avec l'arbre en acier, et une partie fixe en phénolique renforcé en contact avec la partie statique peut être facilement échangée. La garniture coté compresseur et turbine sont identiques.



Figure 1-4 : labyrinthe d'étanchéité



Figure 1-5 : paliers lisses

1.3.4. Les paliers

Ce sont de type paliers lisse, Un détecteur de température intègre dans les paliers. Pour transmettre les changements de températures signalent les situations de danger.

Les patins de butée sont nécessaires pour maintenir la position axiale du rotor, dans les limites des tolérances, les deux paliers expander et compresseur sont identique conçues pour direction.

1.3.5. Les systèmes auxiliaires de la machine

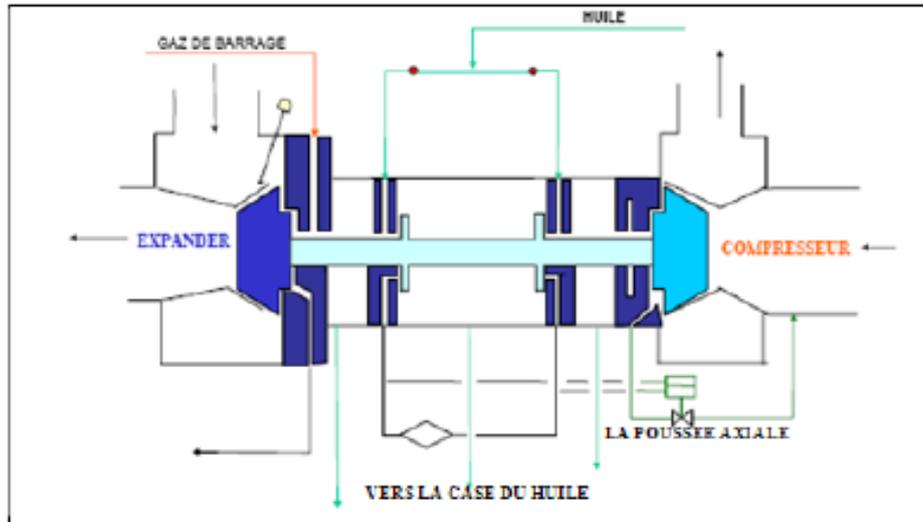


Figure 1-6: systèmes auxiliaires de la machine

1.3.6. Système lubrification

- Pompe d'huile de lubrification
- Régulateur de pression d'huile
- Refroidisseur d'huile
- Accumulateur
- Filtre d'huile de lubrification

1.3.7. Système de gaz d'étanchéité

Constitué d'un régulateur de pression différentiel, d'un filtre, et de tous les instruments de mesure nécessaire

Le gaz travers un filtre et une électrovanne qui contrôle la pression de gaz s'ouvre pour satisfaire la pression de gaz d'étanchéité exigée.

1.3.8. Système de contrôle de la poussée axiale ATE

Le deuxième problème qui influe sur le bon fonctionnement de turbo-expander est la force de gaz exercé sur l'arrière roues (impulseurs) de compresseur et de la turbine qu'est appelée la **poussée axiale**. Et d'après les indicateurs de pression reliant le système d'équilibrage de poussée axiale on remarque que cette poussée est généralement de côté compresseur, car la section de la roue est plus grande par rapport à celui de l'expander. Cette force provoque un appui sur les paliers de lubrification qui anime des anomalies sur les paliers

et la lubrification de turbo-expander. Pour éliminer ce problème on a un système breveté pour équilibrer la poussée axiale « égalisateur automatique de poussée » (ATE) « **A**utomatically **T**ransmitter **E**qualizer », ce système est contrôlé par une vanne qui comprend un piston à double sens d'action, actionné par la pression d'huile existante entre l'arbre et le palier de butée.

Fonctionnement De Système

Pour éviter une valeur excessive de la poussée axiale, un système de contrôle est installé entre l'arrière roue de compresseur, ce système de contrôle est assuré par la vanne qui a le rôle de charger ou décharger les butées. Ce système est actionné par la pression d'huile de lubrification qui actionne un piston et de sa part il ferme ou ouvre une conduite d'arrière roue compresseur vers un piquage sur le côté d'admission de compresseur.

- Si la poussée est vers côté compresseur la vanne s'ouvre pour soulager la pression arrière roue de compresseur.
- Si la poussée est vers côté expander la vanne se ferme pour augmenter la pression arrière roue compresseur. (Annexe 1)

L'influence de la Poussée axiale et le factures influent la poussée axiale

Ce problème est nuisible sur les organes de l'MCS et peut entraine des anomalies excessives sur le rendement de turbo-expander comme les frottements métal/métal qui exerce l'arrachement de palier due à la coupure de film d'huile de butée et les vibrations excessif. L'augmentation de la poussée axiale due à la vitesse de rotation de l'arbre de l'MCS d'après l'augmentation de la pression d'entrée de la turbine, ainsi que la diminution de la pression arrière roue de compresseur.

1.4. Description de l'unité GPL2

L'unité GPL-2 est composée de trois trains identiques et comprend les sections suivantes [14] :

- Un manifold de distribution d'une capacité de 40 MNm³ /J, alimente les deux GPL de CIS ;
- Une section de Boosting: composée de quatre turbocompresseurs d'une puissance unitaire de 30000 CV ;
- Trois trains identiques constitués chacun de :
 - Trois déshydrateurs (tamis moléculaire) ;
 - Un **turbo-Expandeur** (refroidissement et détente) ;
 - Fractionnement constitué de colonnes du déethaniseur et du débutaniseur ;
 - Une boucle d'huile chaude (régénération) ;

- Des échangeurs et des Aéro-réfrigérants ;
- Un Dépropaniseur pour la production du propane et butane commerciaux ;
- Quatre sphères de stockage de GPL : de 500 m³ chacun, et d'une « pomperie » d'expédition ;
- Utilités ;
- Un réseau d'air service et d'air instrument ;
- Unité d'azote pour la production d'azote gazeux ;

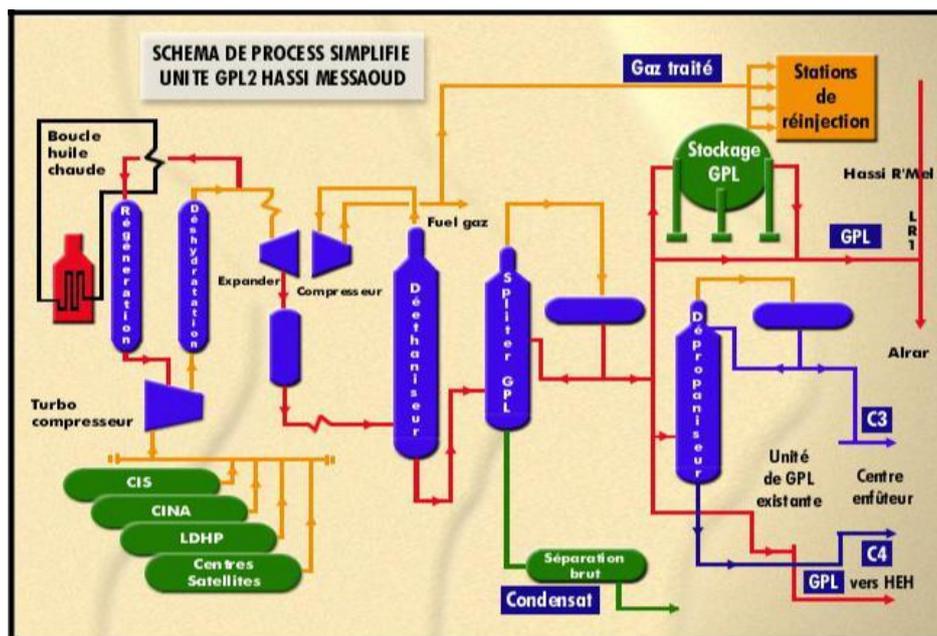


Figure 1-7: schéma de procès de l'unité GPL 2

1.4.1. Rôle de la machine dans l'unité

C'est un équipement nécessaire pour la récupération de GPL dans le Processus de traitement des gaz bruts à l'unité *GPL 2* du centre sud industriel (*CIS*) de la région de *Hassi Messaoud*.

Le turbo-expander est utilisé pour extraire l'énergie de l'écoulement de gaz, produisant ainsi de l'énergie et refroidissant le gaz. L'effet de réfrigération de ce processus de refroidissement est habituellement la partie principale du fonctionnement de la machine.

Dans la plupart des cas, le gaz d'entrée est très froid et à saturation ou presque. Cela signifie que le gaz qui passe à travers le détendeur va non seulement devenir plus froid, mais certains composants plus lourds se liquéfieront également.

Habituellement, ce liquide contient un produit précieux (condensât) qui est récupéré à la suite du processus de condensation, ce qui rend l'unité plus rentable. La quantité de ce liquide peut varier d'environ 0 à 30% du flux d'entrée.

Le coté compresseur récupère l'énergie cinétique fournie par la roue expander et la transformer en énergie mécanique pour comprimer le gaz résiduel léger $C1$ et $C2$ et l'acheminer vers les stations de compression pour la réinjection dans le gisement.

1.4.2. Avantages et inconvénient

Avantages de l'utilisation de turbo-expander

- Il assure une bonne performance par rapport aux autres systèmes de détente.
- Il apporte une meilleure récupération des fractions condensables du gaz naturel.
- Utilisation du travail fournit par détente pour alimenter le compresseur (double rôle).
- Grande capacité de production (pour les grandes installations).

Inconvénients

- Le Turbo-Expander comme toutes les machines tournantes à grande vitesse s'affronte au problème d'usure mécanique,
- Coût élevé de l'installation due au matériau utilisé et à la fabrication de ces éléments
- Problème de réfrigération lié à la température très basse,

1.4.3. Anomalies

- Déclanchement par haute température.
- Déclanchement par poussée axiale.
- Formation de gouttelettes pouvant abimer les ailettes de l'Expander.

1.5. Autres domaines d'utilisation du Turbo-Expander

- Cryogénie (refroidissement par détente d'un gaz).
- Récupération d'énergie sur champs pétroliers (réduction de la pression).
- Liquéfaction de l'air et Séparation de O_2 et N_2 .
- Purification des gaz : H_2 et He.
- Récupération d'éthane et GPL à partir du gaz naturel.
- Liquéfaction du gaz naturel.

1.6. Technologie d'amélioration de conception

Un rendement élevé est une exigence fondamentale pour tous les processus impliquant des turbo-expanders. On atteint cette performance en utilisant les derniers outils technologiques.

Pour assurer une efficacité maximale, on utilise la dynamique des fluides numérique (CFD) et l'analyse par éléments finis (FEA) (Figure 1-8) dans la conception des roues, ainsi que les derniers processus de fabrication assistée par ordinateur à 5 axes. [12]

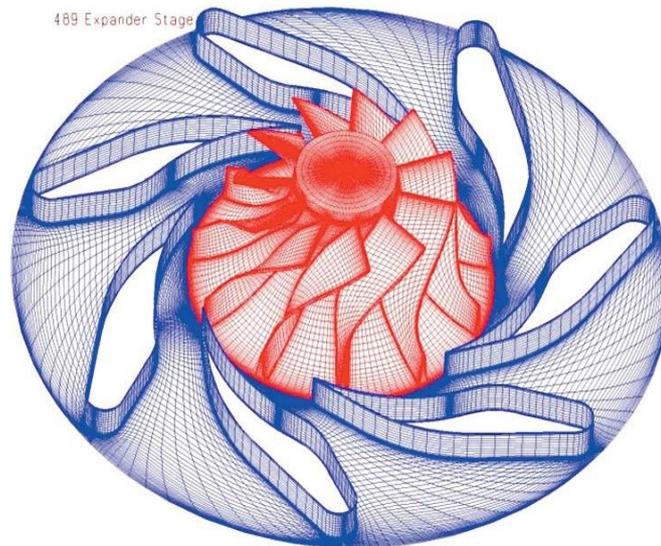


Figure 1-8 : maillage de la roue avec les IGVs

1.7. Conclusion

Dans ce chapitre :

- Une définition du turbo-expander est donnée, ainsi que le principe de fonctionnement de ses différents éléments,
- Son rôle dans le process de traitement des gaz.
- Les technologies utilisées pour l'amélioration de la conception et de l'efficacité.

Chapitre 2

Chapitre 02 : Notions théoriques

2.1 Concepts de base de la thermodynamique

Pour l'étude des écoulements compressibles il faut définir les lois de la thermodynamique et les concepts de base.

2.1.1. Premier principe de la thermodynamique

Le premier principe est un énoncé particulier du principe général de la conservation de l'énergie, appliqué à la chaleur et au travail.

Si un système passe par un cycle le premier principe énonce que la somme des travaux qui sont transférés est égale à la somme des chaleurs transférées. Mathématiquement on écrit :

$$\oint dQ = \oint dW \quad (2-1)$$

2.1.2. Energie interne

L'énergie interne d'une substance est une propriété thermodynamique qui est égale à la différence entre le travail et la chaleur qui sont transférées entre deux états,

$$U_2 - U_1 = Q_{(1-2)} - W_{(1-2)} \quad (2-2)$$

Cette énergie est due au mouvement des molécules du fluide et s'exprime en Joules.

2.1.3. Enthalpie

La combinaison de l'énergie interne U et du travail de transvasement $P.V$ donne une nouvelle propriété appelée enthalpie,

$$h = U + P.V \quad (J) \quad (2-3)$$

Si on utilise l'énergie interne spécifique u et le volume spécifique v on obtient l'enthalpie spécifique h ,

$$h = u + P.v \quad (J/Kg) \quad (2-4)$$

2.1.4. Entropie

L'entropie est une propriété qui est définie pour une transformation réversible par :

$$dS = \left[\frac{dQ}{dT} \right]_{rév}$$

La variation d'entropie est donnée par :

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 dS = \int_1^2 \left[\frac{dQ}{dT} \right]_{\text{rév}}. \quad (2-5)$$

L'entropie est une conséquence du Second Principe de la thermodynamique.

2.1.5. Second principe de la thermodynamique

Le Second Principe est une expression qui montre qu'une quantité de chaleur est toujours rejetée durant un cycle et donc le rendement du cycle est toujours inférieur à l'unité.

Si le fluide subit une transformation cyclique réversible en aura :

$$S_2 - S_1 = \int \left[\frac{dQ}{dT} \right] = 0 \quad (2-6)$$

Si le fluide subit une transformation cyclique irréversible on aura :

$$S_2 - S_1 < \int \left[\frac{dQ}{dT} \right] \quad \text{ou} \quad \left[\frac{dQ}{dT} \right] < 0 \quad (2-7)$$

2.1.6. Nombre de mach

Le nombre de Mach est défini par le rapport de la vitesse locale V de l'écoulement et de la vitesse du son a (Annexe 2)

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (2-8)$$

2.1.7. Equation d'énergie

Pour un écoulement permanent et adiabatique l'équation d'énergie est :

$$h + \frac{V^2}{2} = Cste \quad (2-9)$$

2.1.8. Ecoulement isentropique d'un gaz parfait

Un écoulement isentropique d'un gaz parfait peut être défini par :

- l'équation d'énergie :

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} = Cste \quad (2-10)$$

- l'équation de continuité :

$$\rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2 = Cste \quad (2-11)$$

- la relation isentropique : (Annexe 2)

$$P_1 V_1 = P_2 V_2^\gamma \quad \text{ou} \quad \frac{P_1}{\rho_1^\gamma} = \frac{P_2}{\rho_2^\gamma} \quad (2-12)$$

L'équation d'énergie peut s'écrire sous la forme

$$h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) \quad (2-13)$$

2.2 Théorie d'écoulement

2.2.1. Dynamique des gaz

La dynamique des gaz est l'étude des fluides compressibles en mouvement avec considérations des efforts exercés, elle utilise les lois de la mécanique en combinaison avec les lois de la thermodynamique.

2.2.2. Aérodynamique

L'aérodynamique est l'étude des écoulements gazeux (compressibles) et non-visqueux qui sont en mouvement avec considérations des efforts exercés.

2.2.3. Types d'écoulement de fluide compressible

- Ecoulements hypersoniques :

C'est des écoulements donnés par les fluides compressibles et leur vitesse est supérieure à celle du son et sont caractérisés par le nombre de Mach M :

$$6 < M \leq 40$$

- Ecoulements supersoniques :

C'est des écoulements donnés par les fluides compressibles et leur vitesse est supérieure à celle du son et sont caractérisés par le nombre de Mach M :

$$1 \leq M < 6$$

- Ecoulements transsoniques :

C'est des écoulements donnés par les fluides compressibles et leur vitesse est égales à celle du son et sont caractérisés par le nombre de Mach M :

$$M = 1$$

- Ecoulements subsonique :

C'est des écoulements donnés par les fluides compressibles et leur vitesse est inférieure à celle du son et sont caractérisés par le nombre de Mach M :

$$M < 1$$

2.2.4. Volume de control

Dans le cas des écoulements les lois sont appliquées à l'intérieur d'un volume fixe appelé volume de control. Dans le volume de control la quantité du fluide et son état

peuvent changer avec le temps. La forme du volume de contrôle est fixe. Comme exemple on peut citer l'écoulement dans un rétrécissement ou dans une tuyère.

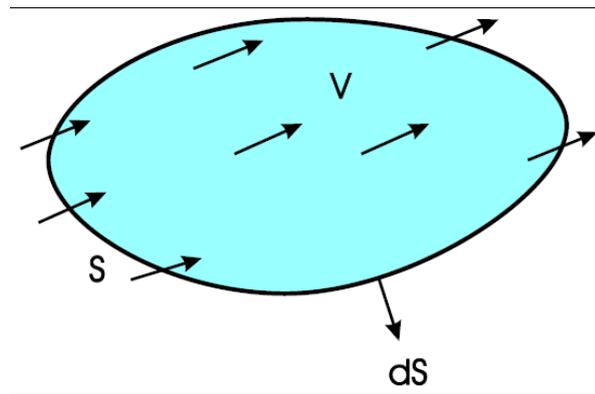


Figure 2-1: volume de contrôle

2.2.5. Écoulement stationnaire ou permanent

Un écoulement est stationnaire ou permanent si les propriétés du fluide et les paramètres de l'écoulement ne varient pas avec le temps. Dans ce cas toutes les dérivées par rapport au temps sont nulles :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} = 0$$

2.2.6. Equations de Navier-Stokes (Annexe 6)

Les équations qui régissent un écoulement de fluide sont généralement appelées les équations de Navier Stokes. Elles sont composées de la combinaison de l'équation de continuité et de l'équation du moment, mais pour un écoulement compressible, l'équation de l'énergie doit également être prise en compte.

- Equation de continuité :

Elle est obtenu en appliquant le principe de la conservation de la masse dans les 3 directions (x;y;z):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2-14)$$

- Equation de mouvement :

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} = \nabla \cdot (\rho V V) = \nabla \cdot P + \rho g \quad (2-15)$$

-Equation d'énergie :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E V) = \nabla \cdot (P \cdot V) + \rho g \cdot V + \nabla \cdot q \quad (2-16)$$

2.2.7. La turbulence et la couche limite

- Concept de la couche limite : (Annexe 3)

Les termes de viscosité dans les équations de Navier-Stokes dépendent de la viscosité du fluide et du gradient des vitesses. Ces termes donnent lieu à des forces de viscosité qui sont importantes lorsque les gradients des vitesses sont très grands. Ces gradients de vitesse ne peuvent exister que dans une région du fluide où les vitesses sont très faibles. Ceci ne se produit que dans une couche adjacente à la paroi solide.

Cette couche adjacente dans laquelle les contraintes de frottement sont importantes est appelée couche limite.

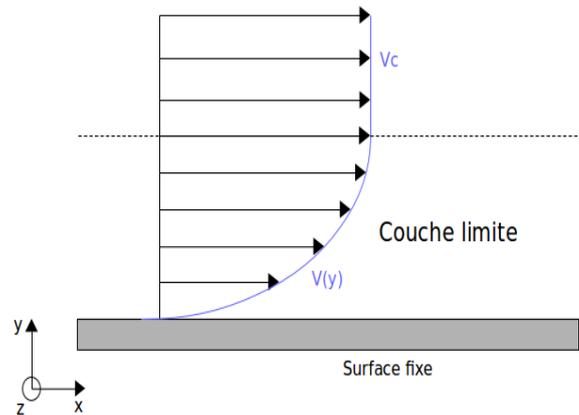


Figure 2-2: couche limite sur une plaque

- Domaines d'application de la couche limite :

L'étude de la couche limite dynamique est utilisée dans :

- L'aérodynamique (écoulements autour des profils)
- **Les turbomachines** (écoulements autour des aubes),
- Transfert de chaleur (convection) ·

2.3 Théorie de la simulation numérique

2.3.1. Modèles mathématiques simplifiés

Les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sont plus complexes qu'il n'y paraît, Ils sont non linéaires, couplés et difficiles à résoudre.

L'expérience montre que les équations de Navier-Stokes décrivent avec précision l'écoulement d'un fluide newtonien. Seulement dans un petit nombre de cas. Dans la plupart des cas, même les équations simplifiées ne peuvent pas être résolues analytiquement ; il faut utiliser des méthodes numériques.

2.3.2. Approches aux problèmes de dynamique des fluides

Les expériences sont un moyen efficace de mesurer des paramètres globaux, mais le développement expérimental peut s'avérer trop coûteux et /ou trop long. Donc trouver une alternative raisonnable est essentiel.

Une fois que la puissance des ordinateurs a été reconnue, l'intérêt pour les techniques numériques s'est considérablement accru et la résolution des équations de la mécanique des fluides sur ordinateur est devenue importante. Ce domaine est connu sous le nom de mécanique ou dynamique des fluides numérique (MFN ou DFN) en anglais [Computational Fluid Dynamics CFD]. [10]

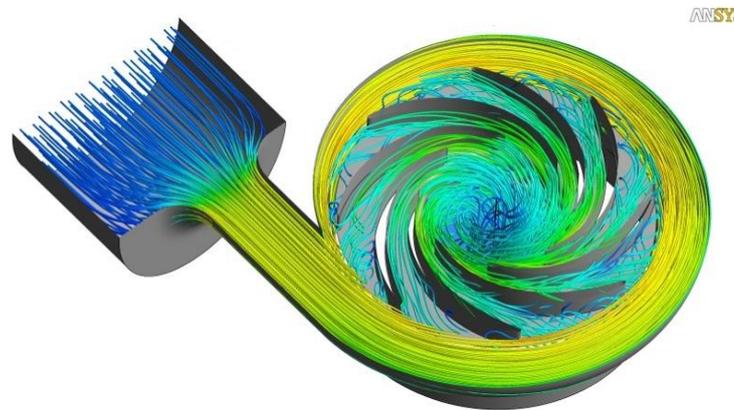


Figure 2-A : CFD appliqué au turbomachine

Principe de la CFD :

Les équations d'écoulements ne peuvent être résolues analytiquement sauf dans des cas spéciaux. Pour obtenir une solution approximative numériquement, nous devons utiliser une méthode de discrétisation qui approche les équations différentielles par un système d'équations algébriques, qui peut ensuite être résolu sur un ordinateur. Les approximations étant appliquées à de petits domaines dans l'espace et/ou le temps, la solution numérique fournit des résultats à des emplacements discrets dans l'espace et dans le temps. Bien que la précision des données expérimentales dépende de la qualité des outils utilisés, la précision des solutions numériques dépend de la qualité des discrétisations utilisées. [10]

2.3.3. La méthode de résolution numérique

La méthode de résolution consiste de : (Annexe 4)

- Modèle mathématique
- Méthode de discrétisation
- Systèmes vectoriels de coordonnées et de bases
- Maillage
- Approximations Finies

- Méthode de solution
- Critère de convergence

Propriétés de la méthode de résolution numérique :

Uniformité (cohérence) : La discrétisation doit devenir exacte lorsque l'espace entre le maillage tend à être nul.

Stabilité : Une méthode de solution numérique est dite stable si elle ne grossit pas les erreurs qui apparaissent au cours du processus de solution numérique.

Convergence : Une méthode numérique est dite convergente si la solution des équations discrétisées tend à la solution exacte de l'équation différentielle lorsque l'espace entre les mailles tend à zéro.

Conservation : Étant donné que les équations à résoudre sont les lois de conservation, le système numérique devrait également respecter ces lois. Cela signifie que, à l'état d'équilibre et en l'absence de sources, la quantité conservée laissant un volume fermé est égale à la quantité entrant dans ce volume.

Limitation : Les solutions numériques devraient se situer dans les limites appropriées. Une solution avec dépassements indique généralement que les erreurs dans la solution sont importantes et que le maillage nécessite quelques améliorations.

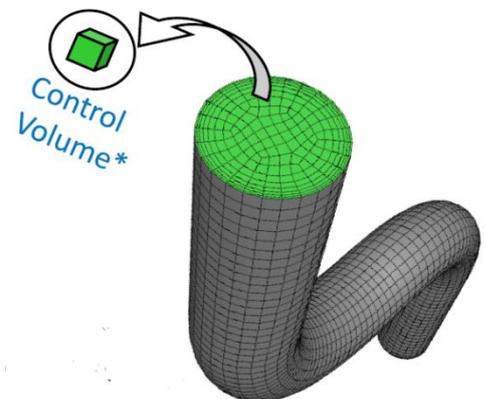
Réalisabilité : Les modèles de phénomènes trop complexes pour être traités directement doivent être conçus de manière à garantir des solutions physiquement réalistes.

Précision : Les solutions numériques aux problèmes d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur ne sont que des solutions approximatives. Outre les erreurs pouvant être introduites au cours du développement de l'algorithme de la solution, ces erreurs peuvent être :

- Les erreurs de modélisation,
- Les erreurs de discrétisation,
- Les erreurs d'itération,

2.3.4. Les méthodes de discrétisation

- Différences finies
- Éléments finis
- Volumes finis



La méthode des volumes finis

La méthode VF utilise la forme intégrale des équations de conservation comme point de départ. Le domaine de solution est subdivisé en un nombre fini de volumes de contrôle voisins (VC), et les équations de conservation sont appliquées à chaque VC.

La méthode de VF peut prendre en charge tout type de maillage et convient donc aux géométries complexes. L'approche VF est peut-être la plus simple à comprendre et à programmer. Tous les termes à approximer ont une signification physique, raison pour laquelle ils sont populaires auprès des ingénieurs.

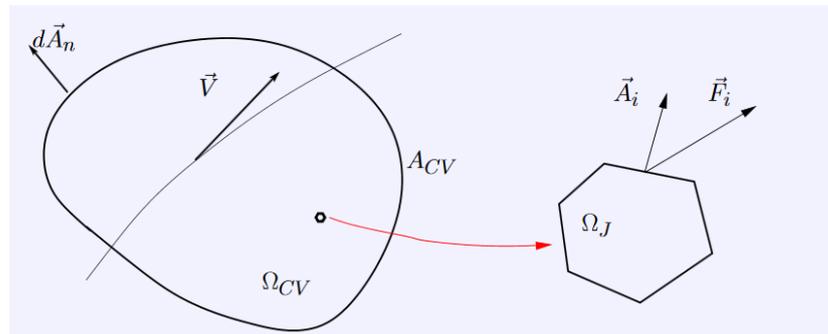


Figure 2-3: volume de contrôle VF

Ω_{CV} : Volume (domaine) de contrôle

A_{CV} : Surface extérieure du volume

Points clés de la méthode

- Choix des volumes de contrôle (maillage).
- Type d'approximation dans les volumes.
- Schémas numériques pour évaluation des flux.

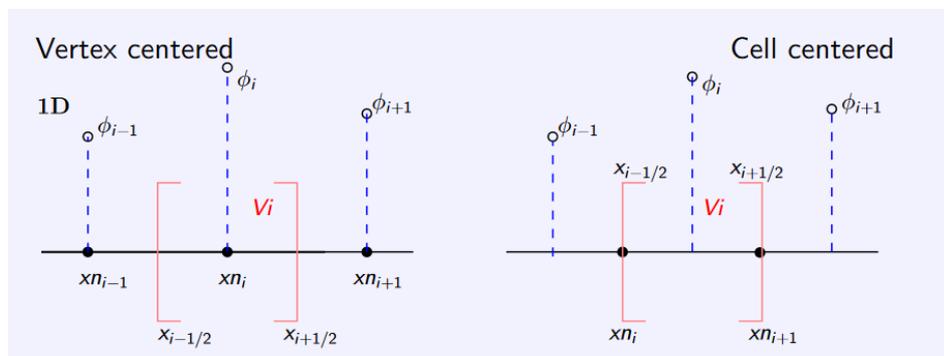


Figure 2-4: type de maille dans le VF

Pourquoi utiliser l'approche de Volumes Finis?

- Approche très "physique" : bilan des flux
- S'adapte à une géométrie quelconque
- Plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires hyperboliques
- Conservative (par sa formulation)
- La base de tous les codes généralistes en Mécanique des Fluides : Fluent et CFX (ANSYS), StarCCM+ et ProStar (CD-Adapco), Fire(AVL), OpenFoam (Libre)...etc

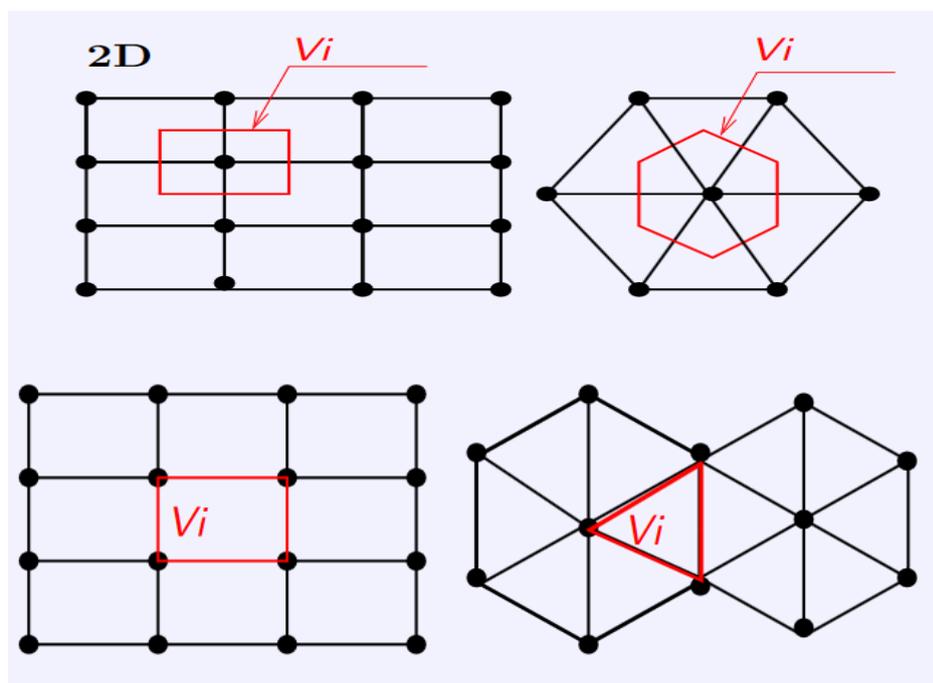


Figure 2-5: type de maille dans le VF 2

2.3.5. Approche de modélisation de turbulence

Pour simuler numériquement la turbulence de façon correcte, il faudrait résoudre ces équations directement ; cette approche est la DNS (Direct Numerical Simulation) mais est extrêmement coûteuse en termes de coûts de calcul, en particulier pour les gammes de nombre de Reynolds dépassant quelques milliers. En effet, ce coût est dû au fait que le maillage doit être suffisamment dense pour pouvoir représenter les plus petites échelles turbulentes. Ainsi la turbulence ne pouvant pas être, en pratique, simulée de manière directe, on est alors contraint de la modéliser soit intégralement (approche RANS), soit en partie (approche LES). [10]

RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)

Dans les approches de la turbulence RANS (annexe 5), toute l'instabilité est moyennée, c'est-à-dire que toute instabilité est considérée comme faisant partie de la turbulence. En moyenne, la non-linéarité des équations de Navier-Stokes donne lieu à des termes à modéliser, La complexité de la turbulence rend peu probable qu'un seul modèle à moyenne de Reynolds puisse représenter tous les écoulements turbulents. Les modèles de turbulence doivent donc être considérés comme des approximations techniques plutôt que des lois scientifiques.

Le principe de l'approche RANS consiste alors à décomposer chaque grandeur turbulente f en une partie moyennée statistiquement $\langle f \rangle$ et une partie fluctuante f' :

$$f = \langle f \rangle + f'$$

Cette méthode a l'avantage d'être peu coûteuse en termes de puissance de calcul, mais elle ne permet pas de par sa nature de résoudre le mouvement turbulent.

Celle-ci est d'ailleurs largement utilisée industriellement pour par exemple décrire les caractéristiques globales (taux de compression/rendement en fonction du débit) d'une turbomachine et pour son optimisation. [10]

Choix du modèle de turbulence

K-epsilon :

Il s'agit d'un modèle à deux équations qui donne une description générale de la turbulence au moyen de deux équations de transport, une pour l'énergie cinétique turbulente (k) et l'autre pour la dissipation (ϵ epsilon). La dissipation turbulente est la vitesse à laquelle les fluctuations de vitesse se dissipent.

Dans le modèle **k- ϵ** standard, la viscosité turbulente est déterminée à partir d'une échelle de longueur de turbulence unique l , de sorte que la diffusion turbulente calculée est celle qui ne se produit qu'à l'échelle spécifiée, alors qu'en réalité toutes les échelles de mouvement contribueront à la diffusion turbulente. Le modèle **k- ϵ** utilise l'hypothèse de la diffusion du gradient pour relier les contraintes de Reynolds (Annexe 3) aux gradients de vitesse moyenne et à la viscosité turbulente.

Il existe autres modèles de turbulence, et qui utilisent différentes approches, on cite : k- ω (k- ω SST), Realizable k-epsilon model, RSM ou RST (Reynolds Stress Turbulence Model), V2F.

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les notions théoriques de la mécanique des fluides et la thermodynamique, ainsi que les méthodes numériques qui seront appliquées dans les prochains chapitres.

Chapitre 3

Chapitre 3 : la Turbine radiale

3.1. Généralité

3.1.1. Définition

Une turbine est un dispositif d'écoulement qui extrait l'énergie d'un fluide grâce à un stator et un rotor. A la sortie du stator le fluide ayant une vitesse tangentielle élevée provoque la rotation du rotor. Pour les turbines radiales, l'écoulement principal possède une direction perpendiculaire à l'arbre de la machine. [2]

Dans un étage de turbine radiale, l'écoulement subit un changement important de rayon durant son passage dans la roue. Alors que dans une turbine axiale la direction axiale domine l'écoulement avec un faible changement de rayon. La turbine radiale délivre une puissance spécifique plus élevée qu'un étage axial équivalent, ce qui implique moins d'étages ou un étage plus petit.

Un étage de turbine est généralement composé d'une volute, un distributeur et une roue mobile :

3.1.2. La volute

La volute sert à guider l'écoulement de la manière la plus uniforme possible vers l'entrée du distributeur. La section de la volute de la turbine diminue dans la direction de l'écoulement d'une manière à compenser la diminution du débit et alimenter le distributeur d'une manière uniforme.

3.1.3. Le distributeur (Nozzle ou IGV)

Le rôle du distributeur est d'accélérer et de guider l'écoulement en entrée de roue.

Les conditions en amont du distributeur dépendent de la vitesse d'écoulement à l'entrée, ainsi la turbine risque de fonctionner à des débits et des vitesses de rotation très variables.

Pour augmenter la plage de fonctionnement de la turbine des distributeurs à géométries variables sont souvent utilisés. Le mouvement des ailettes permet d'adapter la vitesse à l'entrée de la roue de la turbine pour assurer la puissance requise par le compresseur.

L'utilisation d'un distributeur à géométrie variable nécessite la présence d'un jeu entre les ailettes et les parois du carter et du moyeu induisant des pertes très importantes dans la turbine.

3.1.4. La roue

La roue est l'organe qui fournit la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur, la conception de la roue est un compromis entre la performance aérodynamique, durabilité, poids et prix de fabrication.

Une roue avec un faible poids et une faible inertie réagit rapidement au changement de charge, mais pour réduire le poids, la taille de la roue doit être petite, ce qui conduit à des vitesses élevées et des fortes courbures qui réduisent l'efficacité de la turbine. La roue doit avoir des larges passages inter-aubes pour réduire la vitesse de l'écoulement ainsi que des aubes à courbure bien adaptée pour éviter les écoulements secondaires et les points singuliers associés aux décollements 3D en paroi.

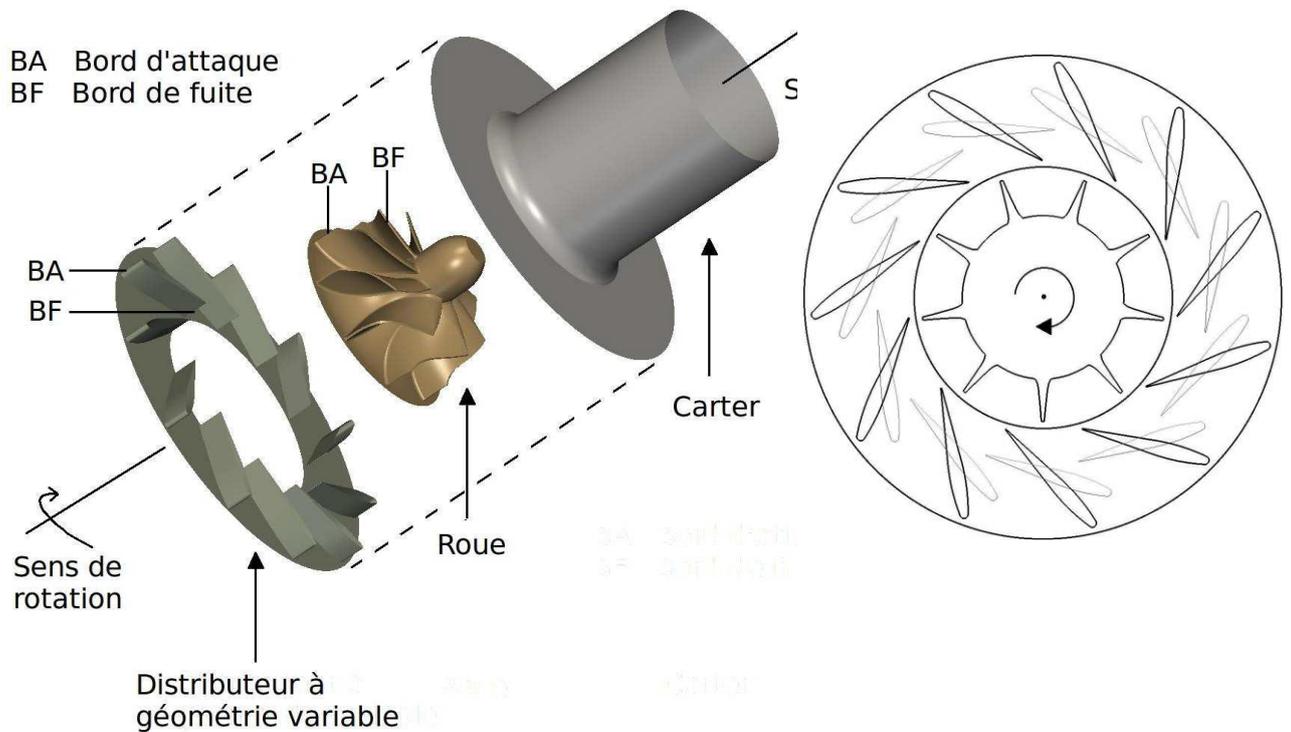


Figure 3-1 : Illustration 3D des différentes parties de la turbine.

3.1.5. Triangle des vitesses et transfert d'énergie

Le transfert d'énergie dans le rotor peut être obtenu à partir du triangle des vitesses illustré sur la figure (2). De la même manière que dans le compresseur le triangle des vitesses s'écrit :

$$C = W + U \tag{3-1}$$

Avec :
$$U = \Omega \cdot r \tag{3-2}$$

L'écoulement arrive à l'entrée de la roue avec une vitesse absolue C_1 et un angle α_1 qui dépend de l'ouverture des ailettes. C_{r1} , et $C_{\theta 1}$ représentent respectivement la composante radiale et tangentielle de la vitesse absolue au bord d'attaque. La vitesse linéaire du bord d'attaque du rotor étant U_1 , la vitesse relative est alors W_1 avec un angle d'écoulement relatif β_1 . [1]

En sortie la vitesse absolue est C_2 avec un angle d'écoulement α_2 , loin du bord de fuite des aubes du rotor, l'écoulement peut être considéré comme étant parfaitement axial car les frottements conduisent à dissiper l'énergie de rotation autour de l'axe z :

$$\alpha_2 = 0, C_{\theta 2} = 0$$

En absence de pertes externes d'énergie dues aux transferts de chaleur au travers des parois, le travail récupéré par la turbine W_t est égale à la chute d'enthalpie totale :

$$w_{turb} = h_{turb1} - h_{turb2} \quad (3-3)$$

La puissance spécifique récupérée par la turbine s'écrit :

$$P_{rec} = \dot{m}(h_{turb1} - h_{turb2}) = \dot{m}(U_1 C_{\theta 1} - U_2 C_{\theta 2}) \dots 1 \quad (3-4)$$

En appliquant les relations du triangle des vitesses en obtiennent :

$$P_{rec} = \frac{1}{2} [(C_1^2 - C_2^2) + (W_2^2 - W_1^2) + (U_1^2 - U_2^2)] \dots 2 \quad (3-5)$$

Cette équation montre nettement l'intérêt d'utiliser une turbine radiale due à la contribution importante du terme $(U_1^2 - U_2^2)$ qui représente l'effet centrifuge. Dans le cas d'une turbine axiale le changement du rayon de l'écoulement entre l'entrée et la sortie est très faible et donc ce terme est quasi nul. A travers cette équation il est possible de déduire la forme des triangles de vitesses à imposer pour avoir une récupération optimale de l'énergie.

Afin que le terme $(W_2^2 - W_1^2)$ apporte une contribution positive à la puissance récupérée par la roue, il faut que le terme W_2^2 soit supérieur à W_1^2 (si la conception le permet).

Le terme $(C_1^2 - C_2^2)$ représente l'apport d'énergie cinétique. Pour que ce terme soit positif il faut que C_1 soit supérieur à C_2 , donc il faut accélérer l'écoulement à la sortie du diffuseur en utilisant des passages inter-aubes de forme convergente, et essayer de diminuer la vitesse absolue à la sortie de la roue. Une conclusion à partir des équations 1 et 2 est que la vitesse optimale à l'entrée du rotor est une vitesse purement

tangentielle. La position des ailettes fermées permet d'augmenter la valeur de la composante tangentielle de la vitesse à l'entrée de la roue. Cela permet d'augmenter la puissance récupérée par la turbine par contre le rendement diminue. La chute du rendement est due à l'angle d'incidence élevée à l'entrée du rouet qui provoque une grande zone de décollement en aval du bord d'attaque qui se propage dans la roue et provoque des pertes importantes dans l'écoulement. [2]

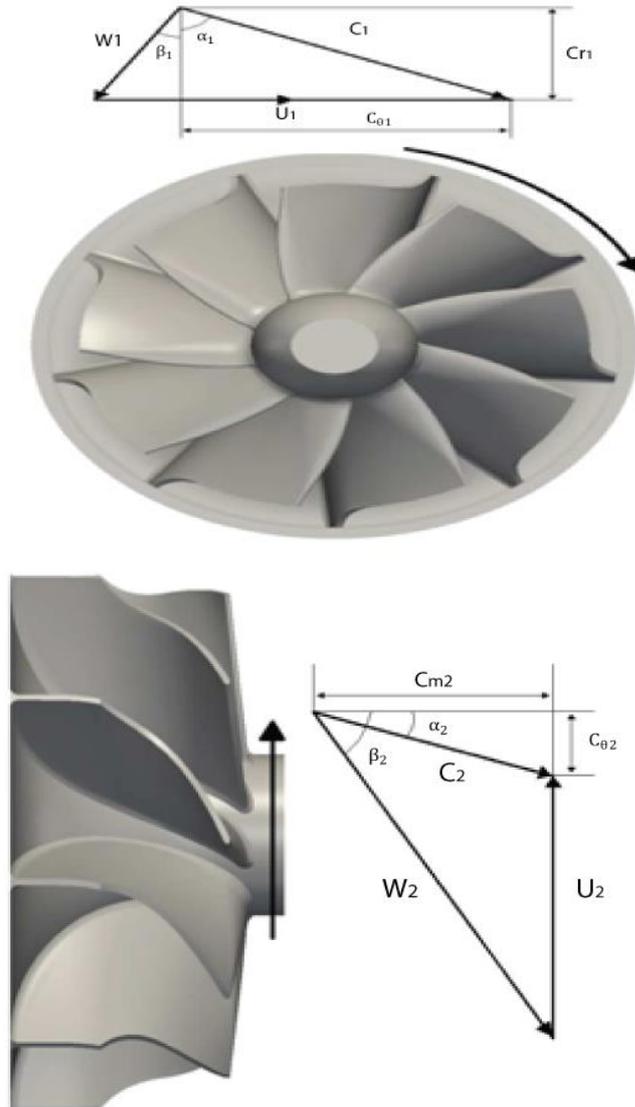


Figure 3-2: triangle des vitesses de turbine

3.2. Rendement de la turbine

La détente des gaz d'échappement se produit dans la turbine avec une chute de pression dans le passage inter-aube. En absence de pertes cette détente se produit sans génération d'entropie et elle est représentée par une ligne verticale dans le diagramme entropie-enthalpie de la figure (3).

Dans le cas réel, la détente prend la forme d'une courbe qui se déplace vers la droite dans le diagramme entropie-enthalpie, indiquant une génération d'entropie. Le rendement isentropique d'une turbine est défini comme le rapport entre travail réel produit au travail qui serait produit si la détente dans la turbine était isentropique, soit: [1]

$$\eta_T = \frac{\text{Travail réel}}{\text{Travail isentropique}} = \frac{h_{t01} - h_{t02}}{h_{t01} - h_{t02s}} \quad (3-6)$$

Le rendement isentropique représente donc l'écart en enthalpie d'arrêt entre la détente réelle et la détente isentropique. Plus l'évolution réelle s'éloigne de l'évolution isentropique, pire est son rendement. En utilisant la même procédure que dans le chapitre précédent (), le rendement isentropique s'écrit :

$$\eta_T = \frac{1 - (T_{02}/T_{01})}{1 - (P_2/P_{01})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3-7)$$

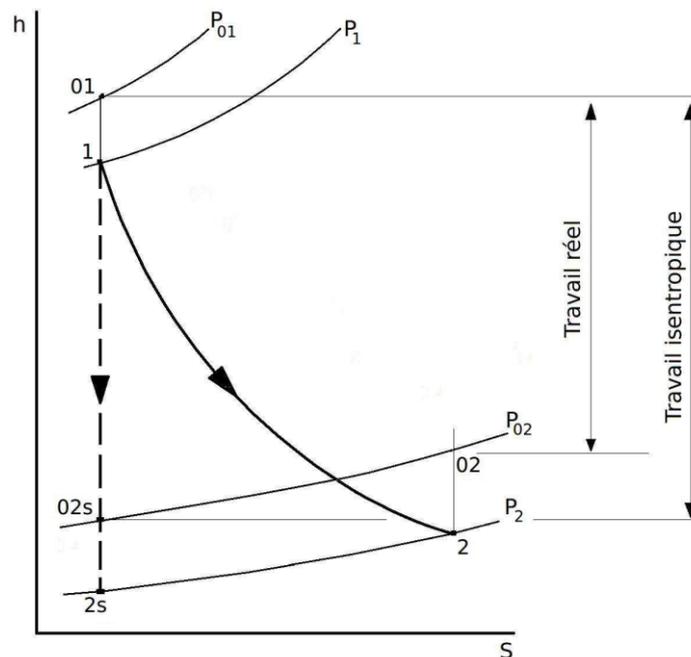


Figure 3-3:diagramme h-s de détente turbine

3.3. Performance d'une turbine

Les courbes caractéristiques d'une turbine sont définies à travers le taux de détente π_T et le rendement isentropique η_T . Ces paramètres sont tracés en fonction du débit corrigé Q_{rT} et pour plusieurs vitesses de rotation; on note que: [1]

$$\pi_T = P_{01}/P_{02} \quad , \text{ et} \quad Q_{rT} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}/T_{ref}}}{P_{01}/P_{ref}}$$

Le rendement isentropique est parfois tracé en fonction de coefficient de débit U/C_0 [1]

$$U/C_0 = \frac{U}{\sqrt{2C_p T_{01} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}} \quad (3-9)$$

U représente la vitesse linéaire des aubes et C_0 la vitesse isentropique, qui est la vitesse que l'écoulement pourrait avoir si la détente avait lieu dans une tuyère idéale plutôt que dans la turbine, de sorte que l'énergie du gaz entrant soit convertie en énergie cinétique plutôt qu'en travail fourni à l'arbre. Pour une turbine radiale classique le rendement maximum est obtenu pour une valeur de U/C_0 d'environ **0,7** [2]. Cela représente un paramètre très important dans la conception de la turbine.

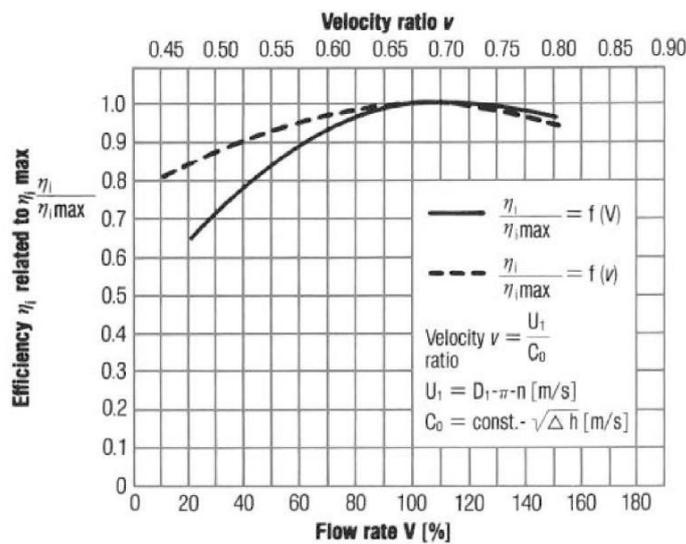


Figure 3-4 : courbe caractéristique de la turbine

3.4. Calcul thermodynamique

4.1.1 Méthode de calcul du rendement isentropique d'une turbine

Sachant que :

$$\eta_T = \frac{\text{Travail réel}}{\text{Travail isentropique}} = \frac{h_{t01} - h_{t02}}{h_{t01} - h_{t02s}} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{is}} = \frac{w_t}{w_{is}}$$

L'enthalpie totale est calculé par :

$$h_x = \sum Y_i * H_i \quad (3-10)$$

Y_i : Fraction molaire

H_i : obtenu à partir des abaques d'enthalpie

Avant de commencer l'étude de l'expander, les paramètres de fonctionnement dans le cas Design sont présentés au dessus :

3.4.1. Paramètres de fonctionnement

Ces paramètres sont donnés par le constructeur (Atlas Copcos Mafi-Trench) dans le cas Design ;

- Composition molaire

GAZ	
composition	fraction M
Methane	0.6722
Ethane	0.173
Propane	7.76E-02
i-Butane	6.40E-03
n-Butane	1.75E-02
i-Pentane	2.50E-03
n-Pentane	3.30E-03
n-Hexane	1.90E-03
Nitrogen	3.00E-02
CO2	1.56E-02

Tableau 3-1 : composition molaire du gaz de turbine

- Conditions opératoires :

	Entré	Sortie
Température (C)	12	-43,2
Pression (bar)	95	21,3
Débit massique (kg /h)	258780	
Poids moléculaire (kh/mole)	22,9	

Tableau 3-2 : conditions opératoires de la turbine

- Performance :

Vitesse de rotation à 100% (Rpm)	13000
Puissance (kW)	5672
Hauteur isentropique [Head] (m)	9251
Efficacité isentropique η	87
Taux de détente	4,46
Chute d'enthalpie isentropique (KJ/kg)	90,714
Vitesse d'aube [Tip speed] (m/s)	237
Coefficient de vitesse $U_2/C\theta$	0,64

Tableau 3-3 : performance de la turbine donnée par le fabricant

- Géométrie :

Diamètre de la roue (mm)	401
Nombre d'aube Z	13
Matière de fabrication roue	alliage d'aluminium 7075 T6 (Zicral)
Diamètre d'orifice d'entrée (mm)	393,7

Diamètre d'orifice de sortie (mm)	457,2
-----------------------------------	-------

Tableau 3-4 : géométrie de la turbine

3.4.2. Calcul analytique de rendement de l'expander

Tout d'abord on effectue le calcul sur le compresseur, on ne peut pas lire la valeur de l'enthalpie h_{T2} à partir des abaques, car on obtient un mélange (liquide+vapeur) à la sortie d'expander, dans ce cas on utilise le principe de la conservation d'énergie entre le compresseur et l'expander ;

Sachant que : $w_c = \dot{m}_c \Delta h_c$ et $w_{turb} = \dot{m}_{turb} \Delta h_{turb}$

L'énergie tirée du gaz de détente, est transféré de la turbine vers le compresseur par l'arbre (MCS), avec un rendement mécanique $\eta_{mec} = 0,95$, donc on peut le négliger et dire que le travail de l'expander est sensiblement égal au travail du compresseur.

$$\dot{m}_c \Delta h_c = \dot{m}_{turb} \Delta h_{turb} \tag{3-11}$$

composition	Yi	hc1	Yi*hc1	hc2	Yi*hc2
Méthane	0.717 4	932.2 9	668.8248 46	1018. 9	730.9588 6
Ethane	0.204 3	662.7	135.3896 1	727.7 7	148.6834 11
Propane	2.87 E-02	313.5	8.99745	640.2 1	18.37402 7
i-Butane	6.00 E-04	302.6 3	0.181578	407.1 2	0.244272
n-Butane	1.00 E-03	303.4 9	0.30349	407.6 4	0.40764
Nitrogène	3.05 E-02	323.6 8	9.87224	363.8 2	11.09651
CO2	1.75 E-02	504.2 4	8.8242	535.0 8	9.3639
$\Sigma Y_i * h_i$	1		832.3934 14		919.1286 2
Δh	86.735				

Tableau 3-5 : calcul analytique du travail de compresseur

On a: $\dot{m}_c = 254580 \text{ Kg/h}$, donc : $w_c = 254580 * 86.735 = 22080996.3 \text{ kJ/h}$

3.4.3. Calcul $\Delta h_{Turb\ is}$ de la turbine pour la détente isentropique

Compos	Yi	h_{turb1}	Yi* h_{turb1}	$h_{turb2\ is}$	Yi* $h_{turb2\ is}$
Méthane	0.672 2	775.0 8	521.0087 76	626.97	421.4492 34
Ethane	0.173	278.3 7	48.15801	259.6	44.9108
Propane	7.76 E-02	235.1 5	18.24764	221.12	17.15891 2
i-Butane	6.40 E-03	235.0 3	1.504192	222.27	1.422528
n-Butane	1.75 E-02	235.9 1	4.128425	223.57	3.912475
i-Pentane	2.50 E-03	- 27.02 6	-0.067565	-38.61	-0.096525
n-Pentane	3.30 E-03	- 46.95	-0.154935	-58.46	-0.192918
n-Hexane	1.90 E-03	- 122.8 1	-0.233339	- 133.76	-0.254144
Nitrogène	3.00 E-02	274.9 6	8.2488	177.04	5.3112
CO2	1.56 E-02	223.2 8	3.483168	212.64	3.317184
Σ hi	1		604.323		496.939
$\Delta h_{turb\ is}$			107.384		

Tableau 3-6 : calcul analytique de la détente isentropique

Calcul h_{turb2} de la détente réelle :

Sachant que :

$$\dot{m}_c \Delta h_c = \dot{m}_{turb} \Delta h_{turb}$$

$$\dot{m}_c \Delta h_c = \dot{m}_{turb} (h_{turb1} - h_{turb2})$$

Donc :

$$h_{turb2} = h_{turb1} - \frac{\dot{m}_c \Delta h_c}{\dot{m}_{turb}} \quad (3-12)$$

AN:

$$h_{turb2} = 604.32 - \frac{254580 * 86.735}{258750} = \mathbf{518.98 \text{ kJ/kg}}$$

Le rendement de la turbine est:

$$\eta_T = \frac{h_{turb1} - h_{turb2}}{h_{turb1} - h_{turb2 \text{ is}}}$$

AN :

$$\eta_T = \frac{604.323 - 518.98}{604.323 - 496.939} = \mathbf{0.795}$$

Le travail de la turbine :

$$W_{turb} = h_{turb1} - h_{turb2}$$

AN:

$$W_{turb} = \mathbf{604.323 - 518.98 = 85.343 \text{ kJ/kg}}$$

La puissance récupérée est :

$$P_{\text{réc}} = \dot{m}(h_{turb1} - h_{turb2})$$

AN:

$$P_{\text{réc}} = \mathbf{258780 * (604.323 - 518.98) = 22085061.54 \text{ kJ/h}}$$

$$P_{\text{réc}} = \frac{22085061.54}{3600} = \mathbf{6134.74 \text{ kW}}$$

3.5. Simulation sur Hysys

La simulation va être effectuée par Aspen Hysys V9;

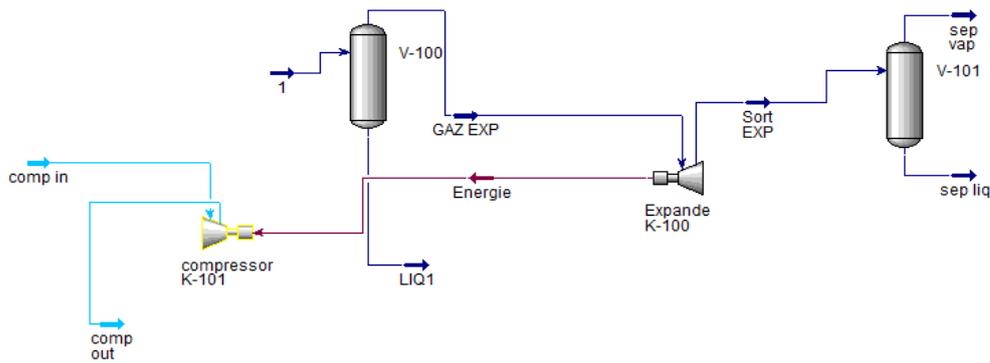


Figure 3-5 : schéma du procès de turbo-expander sur Hysys

- Introduction des composants

Source Databank: HYSYS

Component	Type	Group
Methane	Pure Component	
Ethane	Pure Component	
Propane	Pure Component	
i-Butane	Pure Component	
n-Butane	Pure Component	
i-Pentane	Pure Component	
n-Pentane	Pure Component	
n-Hexane	Pure Component	
Nitrogen	Pure Component	
CO2	Pure Component	

Figure 3-6 : introduction des composantes (Turbine)

- Choisir le modèle thermodynamique (Fluide Package)

L'équation de Peng-Robinson est recommandée pour les calculs d'équilibres liquide-vapeur des hydrocarbures sous pression (application en pétrochimie, au gaz naturel). [3]

L'équation de Peng-Robinson est essentielle et relativement irremplaçable pour les calculs d'équilibres liquide-vapeur sous pression. (Annexe 7)

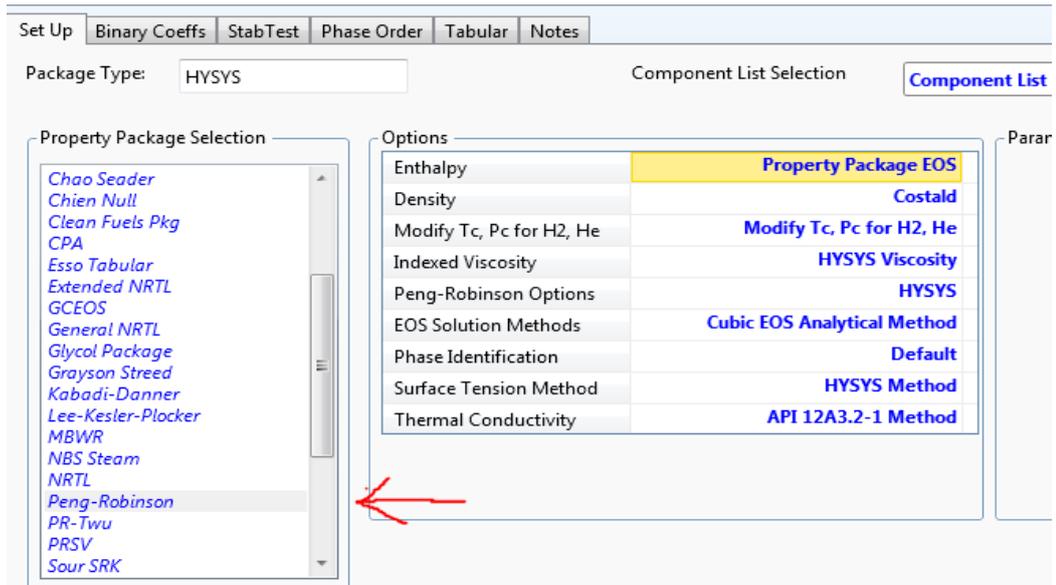


Figure 3-7 : choix du modèle thermodynamique

Résultats obtenu par Hysys

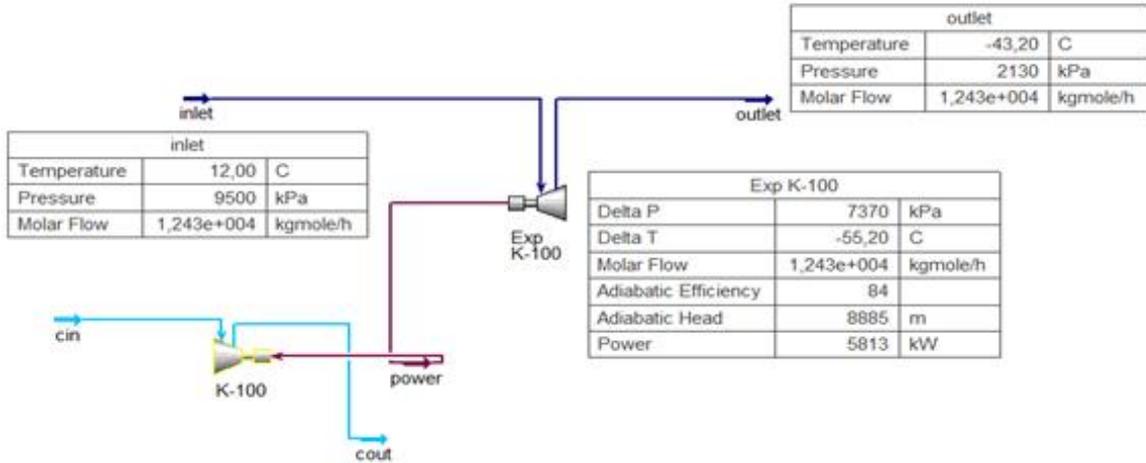


Figure 3-8 : résultats de simulation sur Hysys (turbine)

Le tableau suivant représente les paramètres de performance obtenu :

Performance	
Hauteur isentropique [m]	8884.91905
Hauteur polytropique [m]	9032.81363
ΔH_{is} [kJ/kg]	87.1312914
ΔH_{poly} [kJ/kg]	88.5816418
Rendement isentropique	84.3784673
Rendement polytropique	82.9969357
Puissance consommée [kW]	5813.35275
Facteur polytropique	1.00192886
Exposant polytropique	0.99804237
Exposant isentropique	1.02058651
Vitesse [Tr/min]	13000

Tableau 3-7 : résultats des performances obtenues par Hysys (Turbine)

Comparaison avec le calcul analytique et les données de fabricant (design) :

performance	Calcul analytique	Hysys	Fabricant (design)
Rendement	79.5	84.378	87
Puissance [kW]	6134.74	5813.35	5763

On remarque que les résultats de Hysys sont plus proche au données de fabricant, que celles obtenu par le calcul analytique, cela peuvent être causé par la mauvaise lecture sur les abaques des enthalpies, si on détermine le taux d'erreur sur les rendements entre ces valeurs, on trouve :

Entre le fabricant et calcul analytique :

$$\Delta E_{F-An} = \frac{87 - 79.5}{87} = 0.075 = 7.5\%$$

Entre Hysys et calcul analytique :

$$\Delta E_{H-An} = \frac{84 - 79.5}{84} = 0.053 = 5.3\%$$

Entre le fabricant et Hysys :

$$\Delta E_{F-H} = \frac{87 - 84}{84} = 0.03 = 3\%$$

On calcul l'erreur aussi sur les puissances, on trouve :

Entre le fabricant et calcul analytique :

$$\Delta E_{F-An} = \frac{6134.75 - 5763}{6134.74} = 0.06 = 6\%$$

Entre Hysys et calcul analytique :

$$\Delta E_{H-An} = \frac{6134.74 - 5813.35}{6134.74} = 0.052 = 5.2\%$$

Entre le fabricant et Hysys :

$$\Delta E_{F-H} = \frac{5813.35 - 5763}{5813.35} = 0.0086 = 0.86\%$$

3.6. Conclusion

On peut considérer la marge des erreurs comme acceptable, et on va prendre les résultats de Hysys pour le prochain calcul, d'où on va travailler sur la conception de la roue de compresseur, on va considérer aussi que les pertes mécaniques sont négligeable puisque il est de valeur $\eta_{méc} = 0.95$.

Chapitre 4

Chapitre 4 : design et simulation du compresseur

4.1 Présentation du compresseur centrifuge

4.1.1 Définition

Les compresseurs sont des machines qui transforment l'énergie mécanique fournie par un moteur (dans ce cas par une turbine) en énergie de pression; en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux. [1]

Le compresseur centrifuge se distingue par le sens de l'écoulement du gaz qu'il comprime. Le vecteur vitesse d'écoulement du gaz est radiale dans la roue du compresseur, en sort tangentiellement et reste tangentiel dans le diffuseur.

D'un point de vue historique, la configuration du compresseur centrifuge a été développée et utilisée bien avant les compresseurs axiaux, Le compresseur radial se distingue de son homologue axial par de plus forts taux de compression par étage, mais au prix d'un encombrement plus important. Soigneusement conçu, un compresseur centrifuge pourra fonctionner efficacement sur une plage de vitesses de rotation relativement large. [2]

4.1.2 Eléments du compresseur

- La partie amont (entrée): Le rôle de la partie amont est d'amener l'écoulement jusqu'à la roue avec le moins de pertes possible. Le fluide est accéléré de la vitesse C_0 à la vitesse C_1 et la pression statique chute de P_0 à P_1 ;
- La roue : La roue contient 7 aubes principales et 7 aubes intercalaires. Grâce à sa vitesse de rotation, l'écoulement est aspiré dans la direction axiale, accéléré à grande vitesse, puis expulsé dans une direction radiale.
- Le diffuseur : Le diffuseur ralentit l'air ayant une grande vitesse, avec un minimum de pertes, de sorte que la pression statique augmente. Les diffuseurs dans cet équipement ne comportent pas d'aubages redresseurs.
- La volute : La volute collecte l'air et le ralentit encore avant d'atteindre la sortie du compresseur avec le moins de pertes et si possible pour qu'une partie de l'énergie cinétique soit convertie en pression statique.

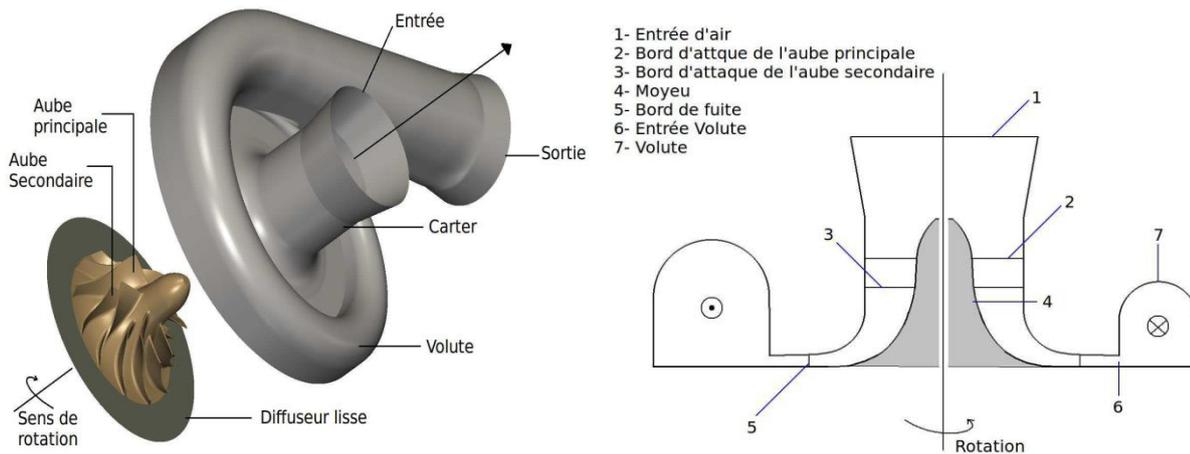


Figure 4-1 : illustration 2D et 3D des différentes parties du compresseur

4.1.3 Le compresseur dans le turboexpander

Les compresseurs centrifuges sont le dispositif de charge le plus couramment utilisé sur les turbo expandeurs. Le matériau le plus souvent utilisé pour la roue est l'aluminium plutôt que l'acier. L'aluminium est relativement facile à usiner, présente un bon rapport résistance / poids, et convient à la plupart des flux de gaz classiques utilisant des turbo-expandeurs.

La roue est souvent une conception «ouverte», ce qui signifie que la roue ne comporte ni carénage (couronne) ni plaque de recouvrement. Cela est souhaité pour plusieurs raisons: la contrainte exercée sur la roue est moindre pour une vitesse de pointe donnée, la qualité d'usinage et l'intégrité de la roue sont meilleures pour une roue ouverte monobloc, et les problèmes de résonance de l'enveloppe inhérents aux roues enveloppées ne sont pas présents dans les roues ouvertes. Ce sont presque toujours des roues «3-D», ce qui signifie que la partie inductrice de la roue a une entrée axiale plutôt que radiale. Ceci conduit à une efficacité plus élevée et à des nombres de Mach inférieurs.

La plupart des turbo-expandeurs utilisent un diffuseur sans aubes directrices pour récupérer l'énergie de la vitesse quittant la roue. Cela tend à donner une plage stable plus large et moins de chance d'exciter une résonance de roue que les diffuseurs à aubes. [12]

4.1.4 Triangle des vitesses

Le triangle des vitesses est une représentation graphique du principe de la cinématique selon lequel le vecteur de vitesse absolue C d'une particule de fluide est composé du vecteur de vitesse relative W à la roue mobile plus le vecteur vitesse linéaire de la roue mobile U . La vitesse absolue s'écrit alors :

$$C = W + U \quad (4-1)$$

Avec
$$U = \Omega \cdot r \quad (4-2)$$

W Et r représentent respectivement la vitesse de rotation du rotor (en radians/s) et la distance radiale de la particule du fluide. La figure 2 illustre la projection de vectrices vitesses citées ci-dessus à l'entrée et à la sortie de la roue. Les angles α et β représentent respectivement les angles absolus et relatifs de l'écoulement. L'intégration des triangles de vitesses dans l'équation d'Euler permet de calculer la puissance échangée entre la roue et le fluide.

Le couple τ exercé sur une particule de fluide, se traduit par un changement de la vitesse tangentielle de $C_{\theta 1}$ à $C_{\theta 2}$:

$$\tau = \dot{m}(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (4-3)$$

Avec $r_1 C_{\theta 1}$ et $r_2 C_{\theta 2}$ représentent respectivement les moments angulaires en entrée et en sortie de roue. En multipliant par la vitesse de rotation de la roue, la puissance échangée s'écrit alors :

$$P_e = \Omega \cdot \tau = \dot{m} (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}) \quad (4-4)$$

D'après cette équation, le travail que peut recevoir le fluide à travers la roue est lié à la capacité de celle-ci de produire sur l'écoulement une variation du rayon moyen ($U = \Omega \cdot r$) et une variation de C_{θ} . Ceci permet aux compresseurs centrifuges d'atteindre des taux de compression supérieurs à ceux rencontrés dans les compresseurs axiaux car le rayon augmente entre l'amont et l'aval de la roue. Le travail absorbé par le compresseur et par unité de masse est :

$$w = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad (4-5)$$

Pour un écoulement adiabatique, l'intégration du premier principe de la thermodynamique montre que :

$$w = h_{t2} - h_{t1} = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad (4-6)$$

Où h_t est l'enthalpie par unité de masse de fluide. Le travail échangé à travers la roue dépend donc de la composante tangentielle des vectrices vitesses C_{θ} .

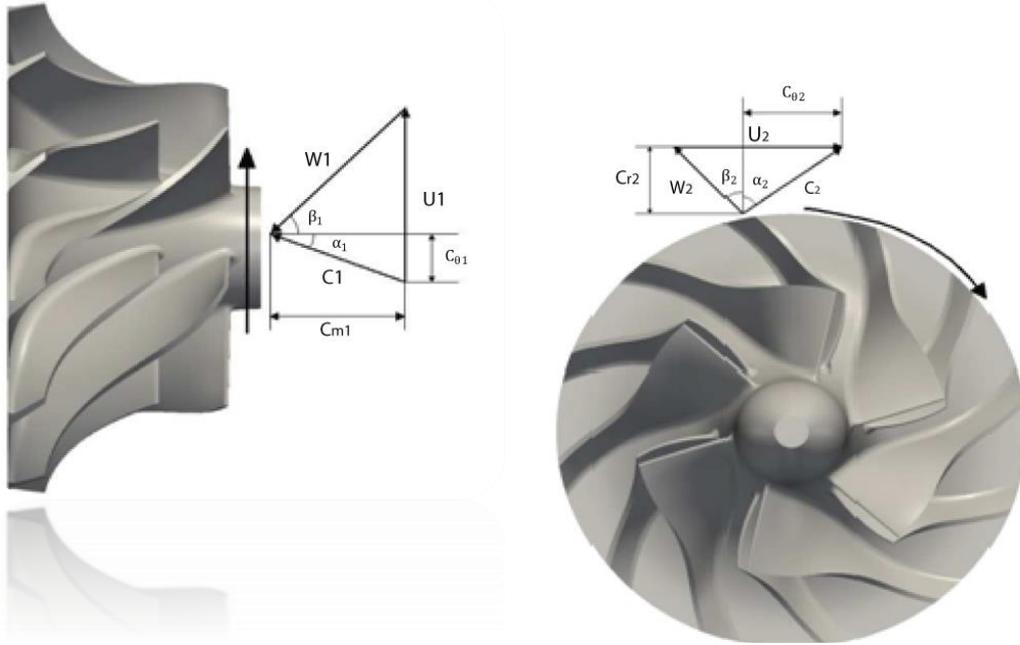


Figure 4-2 : triangle des vitesses de la roue turbine

Pour une vectrice vitesse en sortie situé dans un plan normal à l'axe de rotation, le triangle des vitesses en sortie permet d'écrire :

$$C_{r2}^2 = C_2^2 - C_{\theta 2}^2 = W_2^2 - W_{\theta 2}^2 = W_2^2 - (U_2 - C_{\theta 2})^2 \quad (4-7)$$

On en déduit donc la relation suivante :

$$U_2 C_{\theta 2} = \frac{1}{2} (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2) \quad (4-8)$$

De même pour le triangle des vitesses en entrée :

$$U_1 C_{\theta 1} = \frac{1}{2} (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \quad (4-9)$$

En remplaçant $U_2 C_{\theta 2}$ et $U_1 C_{\theta 1}$ de l'équation (4-6) par leurs valeurs calculées à partir des équations (4-8) et (4-9) on obtient l'expression de la variation de l'enthalpie totale :

$$h_{t2} - h_{t1} = \frac{1}{2} [(C_2^2 - C_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_1^2)] \quad (4-10)$$

Le terme $(C_2^2 - C_1^2)$ représente l'apport d'énergie cinétique reçue par le fluide. L'augmentation de la vitesse C_2 peut assurer une contribution maximale à ce terme dans l'augmentation de l'enthalpie.

Le terme $(W_1^2 - W_2^2)$ représente la diffusion dans le repère relatif, ou le ralentissement de l'écoulement dans le repère relatif. Ce terme justifie la forme divergente du passage inter-aube.

Le terme $(U_2^2 - U_1^2)$ représente l'effet centrifuge, qui est le point fort des compresseurs centrifuges pour lesquels le rayon en sortie de roue est beaucoup plus grand que le rayon en entrée.

Pour faciliter l'étude d'un compresseur, on applique l'hypothèse d'un écoulement sans pré-rotation à l'entrée, c'est-à-dire : [16]

$$C_{\theta 1} = 0, \alpha_1 = 0$$

D'où on obtient le travail : $w = C_{\theta 2} \cdot U_2$

4.2 Rendement du compresseur

4.2.1 Rendement isentropique

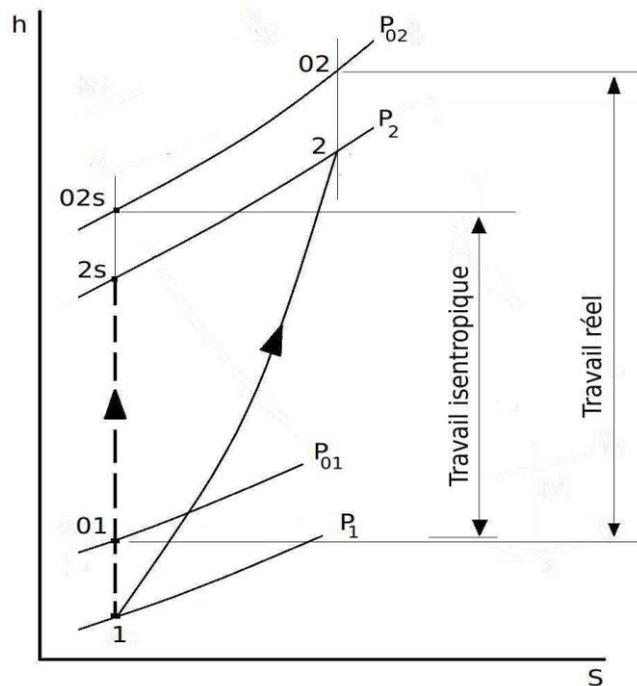


Figure 4-3 : diagramme h-s de la compression

Le rendement du compresseur et de la turbine ont une influence primordiale sur la performance du turboexpander. Le rendement isentropique du compresseur est défini comme le rapport entre le travail dans le cas idéal, en supposant une compression isentropique, et le travail réel. Ainsi, le rendement d'un compresseur peut s'écrire :

$$\eta_c = \frac{\text{travail isentropique}}{\text{travail réel}} = \frac{h_{t02s} - h_{t01}}{h_{t02} - h_{t01}} \quad (4-11)$$

Avec h_T l'enthalpie totale. Les indices 1 et 2 représentent respectivement l'entrée et la sortie du compresseur et l'indice s désigne l'état de compression idéale avec la même valeur d'entropie en entrée. Dans un cas de compression réelle l'entropie augmente, ainsi le travail

réel du compresseur est supérieur au travail isentropique (figure 3). Pour un gaz parfait, l'enthalpie est reliée à la température par la chaleur spécifique à pression constante, $H = C_p T$.

Ainsi l'équation 2.11 s'écrit :

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (4-12)$$

La température isentropique T_{02s} en sortie peut être reliée à la pression en sortie P_{02} par la loi de Laplace $\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$.

Finalement le rendement isentropique s'écrit :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \quad (4-13)$$

Cette équation montre que pour un rapport de pression imposé, le rendement sera d'autant plus élevé que la température en sortie sera faible.

4.2.2 Rendement polytropique

Lors d'une compression isentropique :

$$T_{c(is)} = T_a \left(\frac{P_c}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4-14)$$

$$W(is) = C_p(T_{c(is)} - T_a) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{R T_a}{M}\right) \left[\left(\frac{P_c}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] \quad (4-15)$$

Pour une compression réelle et afin de tenir compte des pertes par frottements, recirculations internes, etc., on définit un chemin d'évolution du gaz suivant une loi $PV^n = Cte$, n étant supérieur à γ . L'exposant n est appelé exposant polytropique et γ l'exposant isentropique.

La température en fin d'évolution polytropique est plus élevée que la température en fin d'évolution isentropique, elle est donnée par :

$$T_{c(poly)} = T_a \left(\frac{P_c}{P_a}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4-16)$$

Le travail de compression polytropique, supérieur au travail de compression isentropique et s'écrit :

$$W_{(poly)} = Cp(T_{c(poly)} - T_a) = \frac{n}{n-1} \left(\frac{R.T_a}{M} \right) \left[\left(\frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4-17)$$

On appelle rendement polytropique $\eta_{(poly)}$ le rapport entre le travail de compression polytropique $W_{(poly)}$ et le travail indiqué W_i soit :

$$W_i = Cp(T_{c(poly)} - T_a) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{R.T_a}{M} \right) \left[\left(\frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4-18)$$

Donc :

$$\eta_{(poly)} = \frac{W_{(poly)}}{W_i} = \left(\frac{n}{n-1} \right) \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad (4-19)$$

Le rendement isentropique $\eta_{(is)}$ est défini comme le rapport entre le travail isentropique $W_{(is)}$ et le travail indiqué W_i , soit :

$$\eta_{(is)} = \frac{W_{(is)}}{W_i} = \frac{(T_{c(is)}) - T_a}{(T_{c(poly)}) - T_a} \quad (4-20)$$

4.3 Performance

Les paramètres de performance les plus importants pour un compresseur sont le rapport de pression $\pi_c = \frac{P_{02}}{P_{01}}$ et le rendement η_c .

Un exemple typique du champ de fonctionnement du compresseur est illustré sur (figure 4) et présente le rapport de pression en fonction du débit et de la vitesse de rotation ainsi que les contours de rendements.

Le débit réduit: $\dot{m}_r = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}/T_{ref}}}{P_{01}/P_{ref}}$ est souvent utilisé dans les courbes de performance.

Il est évident que le rapport de pression et le rendement dépendent du débit et de la vitesse de rotation, néanmoins il existe une zone limitée de rendement maximum qui assure un fonctionnement plus efficace du système. La plage de fonctionnement stable d'un compresseur est limitée par le blocage sonique à forts débits et le pompage à faibles débits :

$$Plage = \frac{\dot{m}_{blocage} - \dot{m}_{pompage}}{\dot{m}_{nominale}}$$

L'apparition du pompage fixe le débit minimum de fonctionnement du compresseur pour différentes vitesses de rotation. Le pompage est caractérisé par des oscillations de pression et par une inversion de débit qui peut détruire rapidement le compresseur. La région de rendement maximum étant proche de la limite du pompage, il existe une plage dite plage de pompage qui détermine la limite de rapprochement d'un point stable à la zone de pompage

Afin de pouvoir comparer les différents compresseurs les constructeurs utilisent des variables adimensionnelles, comme la vitesse de rotation spécifique définie comme :

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (4-21)$$

Avec Q le débit volumique souvent mesuré à l'entrée du compresseur et gH la hauteur manométrique délivré par le compresseur.

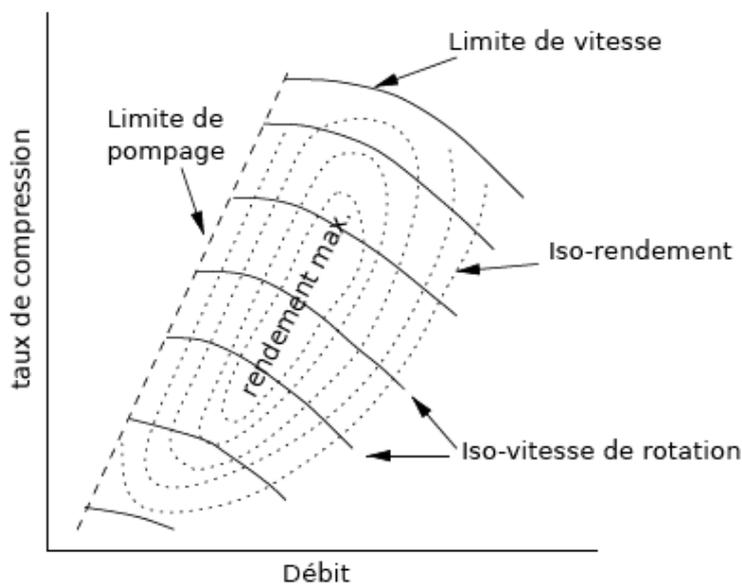


Figure4- 4 : Caractéristique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.

4.4 Calcul sur Hysys

Le but de cette partie est de comparer les paramètres de fonctionnement et la performance donnés par le constructeur avec les paramètres obtenu par Hysys, et cela pour tirer les propriétés du gaz comprimé par la partie compresseur.

4.4.1 Paramètres de fabricant

Tout d'abord on présente les différentes caractéristiques du compresseur :

Gaz	
Methane	0,7174
Ethane	0,2043
Propane	2,87 ^E -02
i-Butane	6,00 ^E -04
n-Butane	1,00 ^E -03
Nitrogen	3,05 ^E -02
CO2	1,75 ^E -02

Tableau 4-1 : composition chimique du gaz

	Entré	Sortie
Température [C]	42,3	83,3
Pression [bar]	19,7	32,2
Débit massique [kg /h]	254580	
Poids moléculaire [kh/mole]	20,63	

Tableau 4-2 : conditions opératoires

Vitesse de rotation à 100% [Rpm]	13000
Puissance [Kw]	5763
Hauteur Polytropique [m]	6490
Rendement Polytropique η_{poly}	80
Taux de compression	1,63
augmentation d'hauteur Polytrop [KJ/kg]	63,64
Nombre de Mach	0,8
Pompage estimé [m3/min]	196

Tableau 4-3 : performance

Diamètre de la roue [mm]	508
Nombre d'aube <i>Z</i>	7
Nombre d'aube séparateurs	7
Matière de fabrication roue	alliage d'aluminium 7075 T6 (Zicral)
Diamètre d'orifice d'entrée [mm]	596,9
Diamètre d'orifice de sortie [mm]	609,6

Tableau 4-4 : Géométrie

4.4.2 Introduction des conditions limites (Inputs)

Suivant les étapes suivantes, on obtient les :

Component	Type	Group
Methane	Pure Component	
Ethane	Pure Component	
Propane	Pure Component	
i-Butane	Pure Component	
n-Butane	Pure Component	
Nitrogen	Pure Component	
CO2	Pure Component	

Figure 4-5 : introduction des composantes

Choix du modèle thermodynamique « Fluide package » : (Annexe 7)

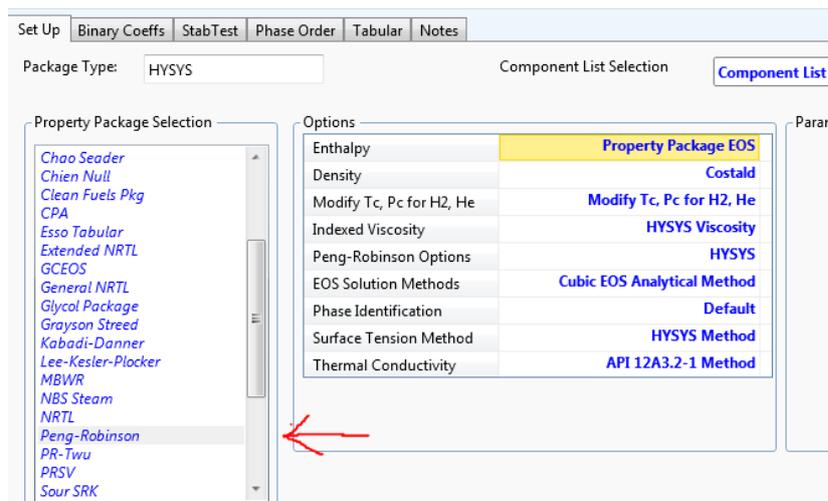


Figure 4-6 : choix du modèle thermodynamique

4.4.3 Résultats de calcul (Outputs)

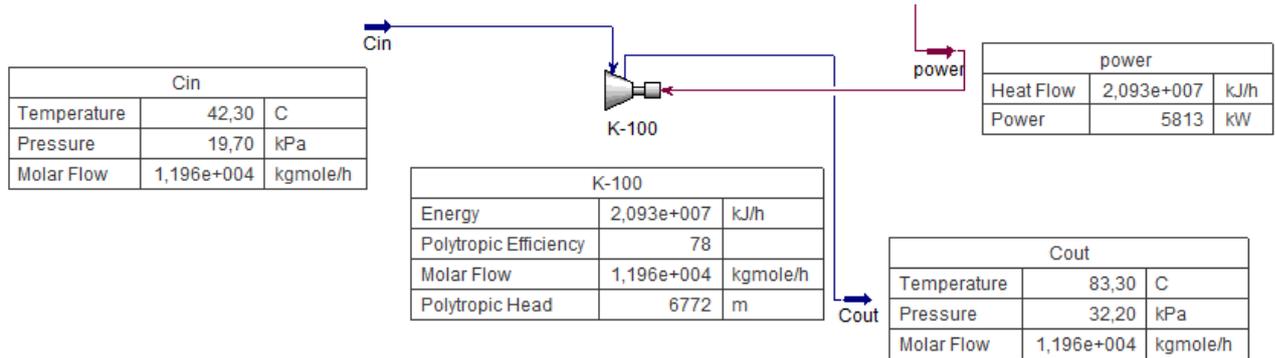


Figure 4-7 : schéma PFD du compresseur

Propriétés	Entrée	Sortie
Masse moléculaire	20,6356058	20,6356058
Densité molaire [kgmole/m3]	7,52 ^E -03	1,09E-02
Densité [kg/m3]	0,15508493	0,22434281
Entropie [Kj/kg-C]	10,0303244	10,0851213
Cp molaire [Kj/kgmole-C]	41,4909553	44,0634341
Cp massique [Kj/kg-C]	2,01064877	2,13531091
Débit de gaz actuel [ACT_m3/h]	1590886,56	1099756,84
Chaleur spécifique [Kj/kgmole-C]	41,4909553	44,0634341
Facteur de compressibilité	0,99943964	0,99939135
$Cp/(Cp - R)$	1,25060769	1,23257415
Cp/Cv	1,25139834	1,23345786
Chaleur de vapeur [Kj/kgmole]	13859,7733	13728,0261
Viscosité cinématique [cSt]	75,443404	58,2977429
Volume molaire [m3/kgmole]	133,060028	91,9824701
Conductivité thermique [W/m-K]	3,18 ^E -02	3,75E-02
Viscosité [Cp]	1,17 ^E -02	1,31 ^E -02
Cv [Kj/kgmole-C]	33,1556738	35,7235018
Cv massique [Kj/kg-C]	1,60672161	1,73115838

Tableau 4-5 : quelques propriétés physiques données par Hysys

Performance	
Hauteur isentropique [m]	6683,37666
Hauteur polytropique [m]	6772,0588
ΔH_{is} [Kj/kg]	65,5415357
ΔH_{poly} [Kj/kg]	66,4112104
Rendement isentropique	77,2673933
Rendement polytropique	78,2926591
Puissance consommée [Kw]	5813,35275
Facteur polytropique	1,00037368
Exposant polytropique	1,33083611
Exposant isentropique	1,24362005
Vitesse [Tr/min]	13000

Tableau 4-6 : résultats performance par Hysys

4.4.4 Calcul de l'incertitude

Comparaison des résultats de performance						
		Hysys	Fabricant	différence	Erreur abs	Err(%)
H	hauteur Polytropique [m]	6772,0588	6490	-282,058795	0,04346052	4,35
η	Rendement Polytropique	78,2926591	80	1,70734092	0,02125	2.12
ΔH	ΔH [Kj/kg]	66,4112104	63,63936	-2,77185039	0,0435556	4,35
					incertitude acceptable	

Tableau 4-7 : détermination de l'incertitude entre Hysys et cas design

Puisque l'erreur est de l'ordre de 3% laquelle est acceptable, on peut prendre les propriétés suivantes (tableau 8) obtenues à partir des calculs sur Hysys, lesquels seront utiles dans la simulation prochaine.

Propriété	entrée	sortie	moyenne
Densité [kg/m ³]	0,15508493	0,22434281	0,18971387
Cp [Kj/kg-C]	2,01064877	2,13531091	2,07297984
$\gamma=Cp/Cv$	1,25139834	1,23345786	1,2424281
R = (Cp – Cv) [Kj/kg-C]	0,40392716	0,404172711	0,40404994
Viscosité cinématique [cSt]	75,443404	58,2977429	66,8705735
Cv [Kj/kg-C]	1,60672161	1,73115838	1,66894

Tableau 4-8 : propriétés du gaz utilisé pour la simulation

4.5 Design de la roue du compresseur

La Figure 8 illustre un rotor d'un compresseur centrifuge avec les dimensions principales. Elles sont respectivement les diamètres inférieur et supérieur de l'œil D_{oi} et D_{os} , diamètre de la sortie du rotor D_2 et l'épaisseur des pales à la sortie b_2 .

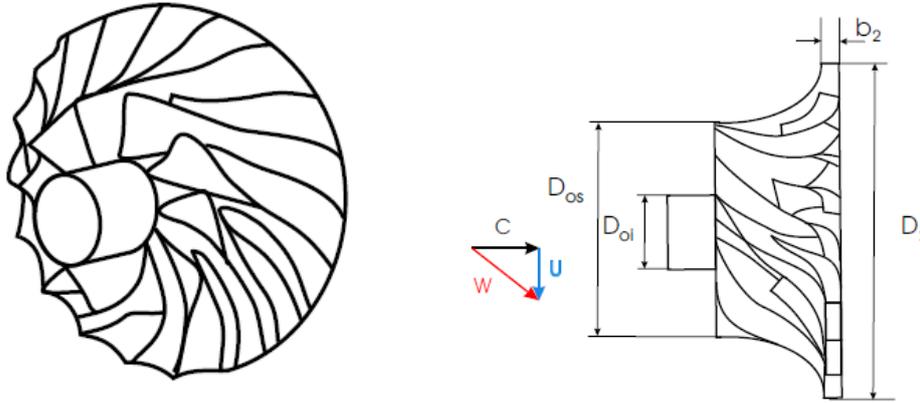


Figure 4-8 : roue du compresseur centrifuge avec aube intercalaire

4.5.1 Le design optimum à l'entrée de la roue :

On suppose que le débit volumique à l'entrée est constant :

$$Q_V = A_1 \cdot C_1 = \pi(r_s^2 - r_i^2) \sqrt{W_1^2 - (\Omega \cdot r_s)^2} \tag{4-22}$$

D'où

$$C_1 = \sqrt{W_1^2 - (\Omega \cdot r_s)^2} ; \tag{4-23}$$

$$U_1 = \Omega \cdot r_s ; \tag{4-24}$$

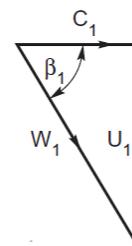
Et : r_i rayon inférieur ; r_s rayon supérieur ; Ω : vitesse de rotation

r_i est fixe donc on a les deux cas suivante :

- si r_s est grand, la vitesse absolue C_1 est basse, et la vitesse d'aube U_1 est grande
- si r_s est petit, la vitesse absolue C_1 est grande, et la vitesse d'aube U_1 est basse

Et les deux cas donnent une haute vitesse relative W_1 , donc il faut trouver la valeur optimum de r_s entre ces conditions limites.

Pour un débit maximal Q : $\frac{1}{\pi} \frac{\partial Q}{\partial r_s} = 0$ après simplification on obtient :



$$2(W_1^2 - \Omega^2) = (r_s^2 - r_i^2) \cdot \Omega^2 \quad (4-25)$$

$$2C_1^2 = (1 - \frac{r_i^2}{r_s^2}) \cdot U_1^2 \quad (4-26)$$

Si on met $K = (1 - \frac{r_i^2}{r_s^2})$ alors $\frac{K}{2} = \frac{C_1^2}{U_1^2}$ et donc $\sqrt{\frac{K}{2}} = \frac{C_1}{U_1} = \phi$ Coefficient de débit.

$$\phi = \frac{C_1}{U_1} = \cot \beta_1 \quad (4-27)$$

On déduit que l'angle β_1 a une relation avec les dimensions r_s et r_i

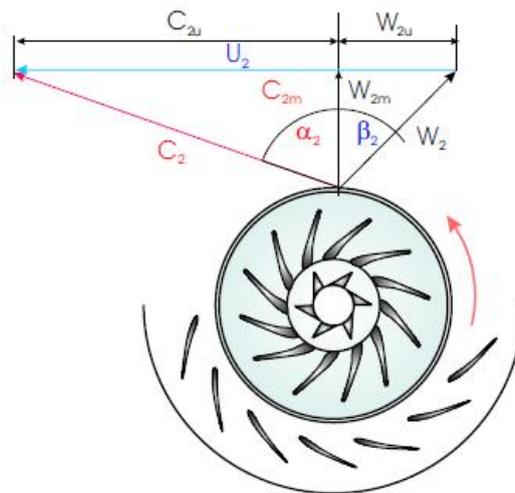


Figure 4-9: vecteurs vitesses pour un compresseur centrifuge

4.5.2 Déviation et facteur de glissement

Pour l'analyse du compresseur centrifuge, on applique une théorie unidimensionnelle au travers de l'équation d'Euler. En particulier, on considère un profile de vitesses moyens à la sortie du rotor et un nombre infinie d'aubes.

Cependant, l'écoulement n'est pas uniforme à la sortie du rotor à cause du : nombre finie d'aube, subséquente circulation du fluide entre les aubes, de la déviation par l'épaisseur de l'aube à la sortie, et du phénomène de décollement.

La Figure 4 donne une idée de l'influence de la variation de l'angle du fluide (en bleu) par rapport à l'angle d'aube (en rouge). On peut noter que dans les 2 cas la vitesse radiale C_{2m} demeure constante car elle est en fonction du débit et de l'air disponible.

Afin d'incorporer la relation entre les angles du fluide et de l'aube, on introduit le facteur de glissement. Initialement, le facteur de glissement a été défini comme le rapport entre la vitesse tangentielle qui suit l'écoulement (bleu) et l'idéal qui suit l'aube (rouge).

Notamment :

$$\sigma_S = \frac{C_{2uf}}{C_{2ua}} \quad (4-28)$$

Puisqu'idéalement la vitesse de sortie devrait coïncider avec la vitesse de périphérique, on a opté pour la définition :

$$\sigma_S = \frac{C_{2uf}}{U_2} \quad (4-29)$$

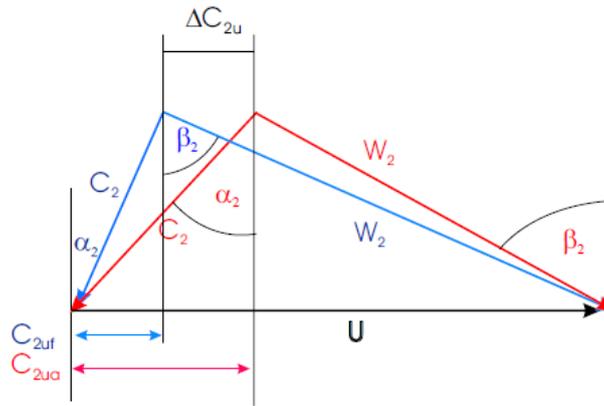


Figure 4-10 : effet du glissement

L'obtention de formules pour le facteur de glissement a demandé de nombreux essais et plusieurs corrélations ont été analysées, les trois relations les plus utilisées sont celles de Weisner, Stanitz et Stodola : [2]

$$\sigma_S = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{2a}}}{Z^{0.7}} \quad \text{Weisner} \quad (4-30)$$

$$\sigma_S = 1 - \frac{0.63\pi/Z}{1 - (C_{2m}/U_2) \tan \beta_{2a}} \quad \text{Stanitz} \quad (4-31)$$

$$\sigma_S = 1 - \frac{\pi/Z \cos \beta_{2a}}{1 - (C_{2m}/U_2) \tan \beta_{2a}} \quad \text{Stodola} \quad (4-32)$$

Z: le nombre d'aube

On constate que le facteur de glissement s'approche de l'unité au fur et à mesure que le nombre d'aube tend vers l'infini.

Lorsque cette formule est utilisée conjointement avec :

$$\sigma_S = \frac{C_{2uf}}{U_2} \quad \text{Et} \quad w = C_{2u} \cdot U_2 \quad (4-33)$$

On obtient autre définition du travail :

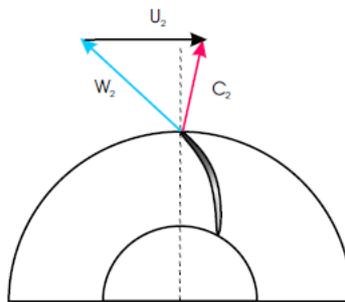
$$w = \sigma_s \cdot U_2^2 \quad (4-34)$$

Donc le facteur de glissement est une correction qui limite la capacité d'un compresseur dans des conditions idéales ou réelles, plus cette quantité se rapproche de l'unité mieux est le design.

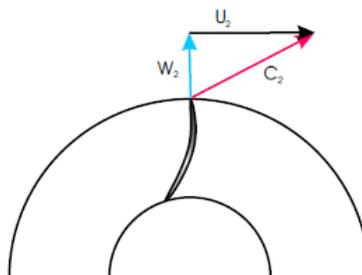
4.5.3 Inclinaison des pales

Le comportement d'une machine radiale est affecté par l'angle physique β_2 à la sortie des aubes, pour un compresseur centrifuge les profils peuvent être :

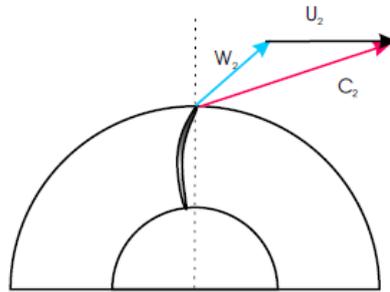
- courbé en arrière ($\beta_2 > 0$) ; fournissent le meilleur rendement



- radiales ($\beta_2 = 0$) ; idéales du point de vue de la résistance mécanique



- courbé en avant ($\beta_2 < 0$) ; employé pour des grands débits



La première forme entraîne des vitesses C_2 relativement faible, mais elle permet des meilleurs rendements, et beaucoup plus utilisée pour les grands machine à l'échelle industriel et notamment pour notre étude.

4.6 Simulation de la roue de compresseur

Dans cette partie du rapport, la géométrie donnée sera présentée d'abord, après la façon dont le maillage a été structuré. Le déroulement des simulations est également expliqué et finalement, le résultat des simulations sera présenté.

4.6.1 Géométrie

La création de la géométrie de roue est obtenu par deux étapes, à l'aide de "Vista CCD" et "Blade Gen" [8];

La première étape sert à créer un design 1D (unidimensionnel) de la roue dans "Vista CCD", ce programme permet d'avoir ce design en donnant les paramètres suivants :

- conditions de service du compresseur (taux de compression, débit massique, vitesse de rotation, efficacité...etc.)
- Les propriétés du gaz (gamma γ , constant des gaz R, viscosité...etc.)
- Contraintes géométriques fixes (diamètre du moyeu, épaisseur de la palette, nombre des pales...etc.)

Les figures suivantes illustrent la boîte de dialogue du programme :

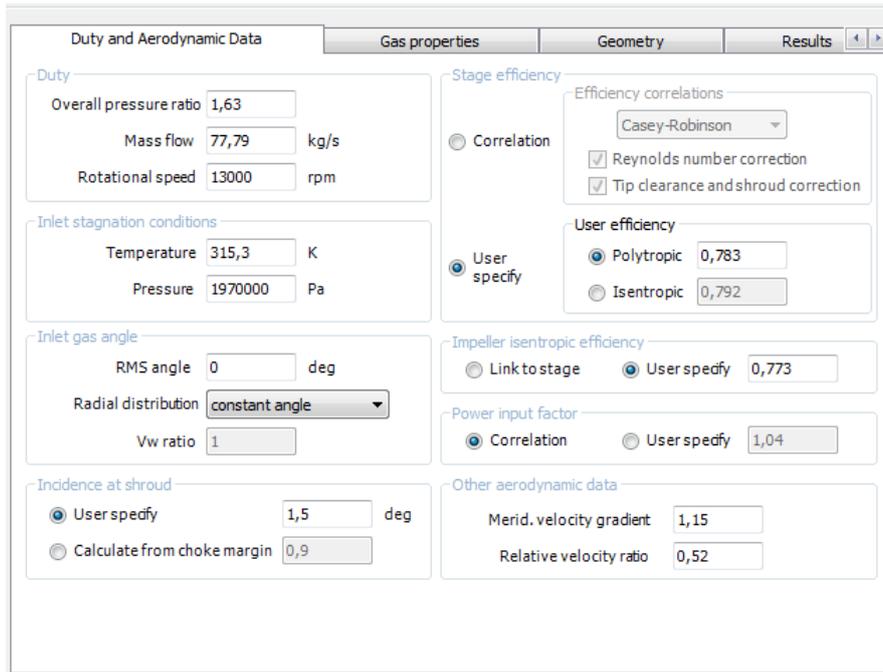


Figure 4-11 Boite de dialogue : condition de service et aérodynamique

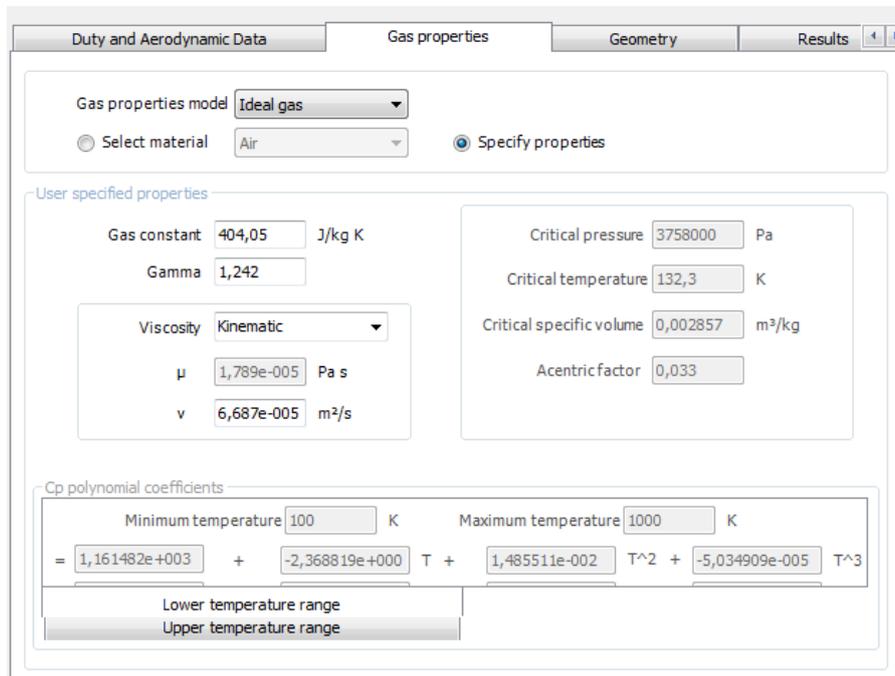


Figure 4-12 Boite de dialogue : Propriétés de gaz

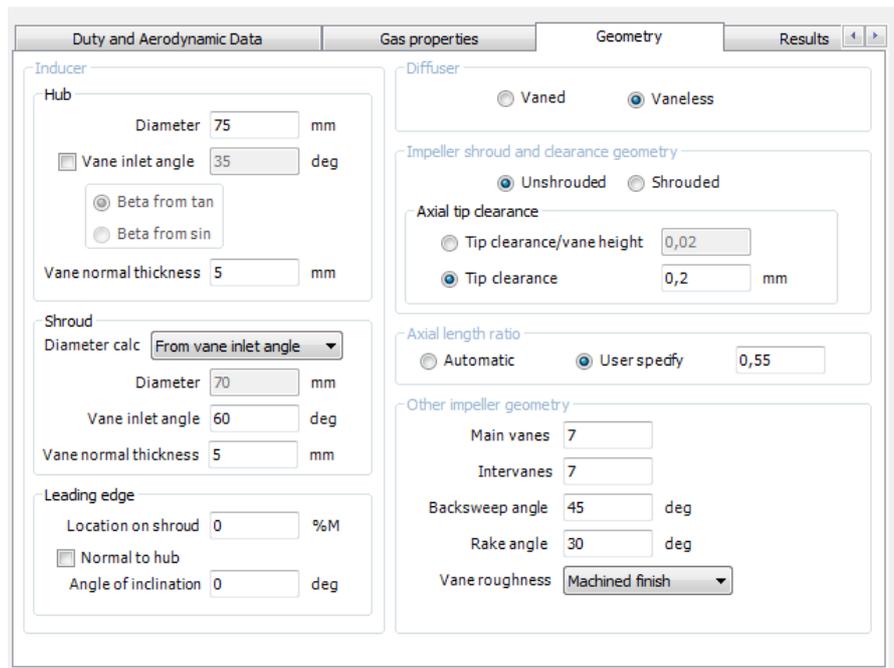


Figure 4-13 Boite de dialogue : Géométrie

Le tableau suivant montre les paramètres principales de fonctionnement dont ils obtenu par la simulation précédente de Hysys:

Paramètre	Valeur
Taux de compression	1,63
Débit massique [kg/s]	70.72
Vitesse de rotation [tr/min]	13000
Pression d'entrée [Pa]	1970000
Température d'entrée [K]	315,3
Efficacité polytropicque	78,3
Efficacité isentropicque	77,3
Modèle du gaz	Gaz parfait
R [J/Kg.K]	404,05
γ	1,242
Viscosité cinématique [m ² /s]	6,687e-05
Nombre d'aube /aube séparatrice	7/7

Tableau 4-9 : paramètres obtenus par Hysys

Les paramètres dépendants géométriques et aérodynamiques 1D sont calculés et affichés numériquement, et une vue méridienne de la roue est également affichée.

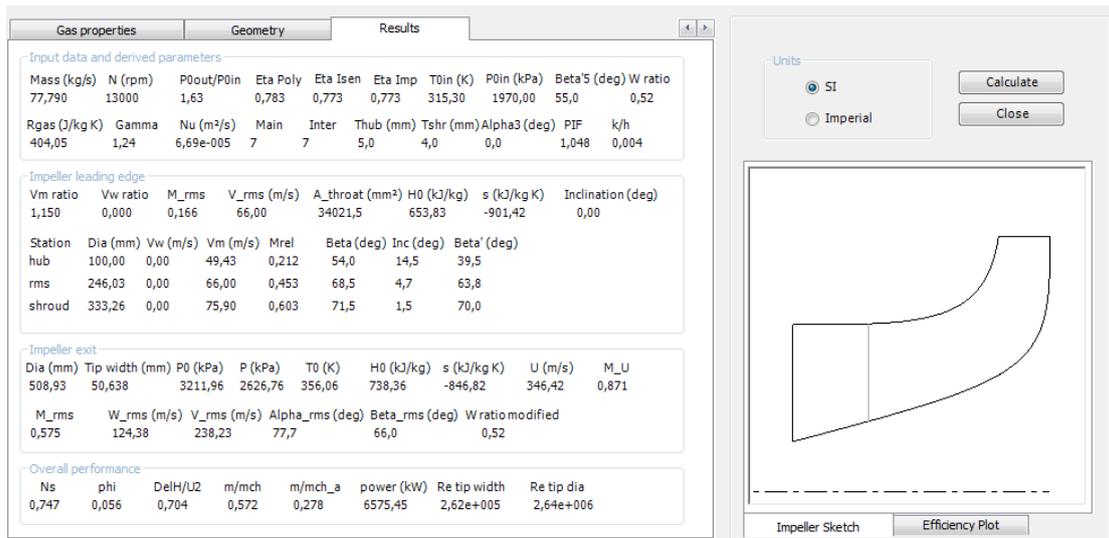


Figure 4-14 Boite de dialogue : résultats de simulation 1D

4.6.2 Évaluation de la géométrie

Dans cette évaluation on s'intéresse par le choix de design optimum qui sera proche au celle de la roue réelle; en fait, il est difficile de créer la conception exact avec les paramètres disponibles, surtout avec ce manque du données concernant la géométrie de la roue, mais heureusement le fabricant a indiqué la dimension du diamètre, $D = 508 \text{ mm}$, donc on va essayer de trouver le diamètre optimum en fonction du changement de : l'angle en amont d'aube (β_1) cité précédemment, l'inclinaison des aubes (β_2), et le diamètre du moyeu, en respectant aussi la forme générale de l'aube. On prend la valeur optimale du rapport des rayons entre $0.3 \leq \frac{r_i}{r_s} \leq 0.6$ donc $56 \leq \beta_1 \leq 60$.

Diamètre moyeu [mm]	Angle d'entrée β_1	Angle d'inclinaison β_2	Diamètre calculé par le logiciel [mm]	Calcul différence $\Delta D(\%)$	forme général d'aube	
75	60	55	501,55	0,0645		
		60	503,25	0,0475		
		65	504,77	0,0323		
	65	55	503,64	0,0436		
		60	505,45	0,0255		
		65	507,05	0,0095		
	70	55	507,74	0,0026		acceptable
		60	509,74	0,0174		
		65	511,52	0,0352		
100	60	55	503,03	0,0497		
		60	507,84	0,0016		mauvaise
		65	506,42	0,0158		
	65	55	504,99	0,0301		
		60	506,86	0,0114		
		65	508,52	0,0052		mauvaise
	70	55	508,93	0,0093	acceptable	
		60	510,99	0,0299		
		65	512,82	0,0482		
125	60	55	505,01	0,0299		
		60	506,88	0,0112		
		65	508,54	0,0054	mauvaise	
	65	55	506,73	0,0127		
		60	508,68	0,0068		mauvaise
		65	510,41	0,0241		
	70	50	508,08	0,0008	acceptable	
		55	510,48	0,0248		
		60	512,61	0,0461		
65		514	0,06			

Tableau 4-10 évaluation de la géométrie

On a trouvé trois conceptions acceptables qui ont un diamètre presque égale à :

$D = 508 \text{ mm}$, il est acceptable d'utiliser les trois, alors on va choisir le cas où la différence du calcul de diamètre ΔD est minimum: $D_h = 125 \text{ mm}$ $\beta_1=70$, $\beta_2=50$

La deuxième étape de la création de géométrie sert à convertir le design 1D vers le design 3D, et c'est le rôle de *BladeGen* [8], qui permet de transformer les résultats de calcul de "Vista CCD" à une conception 3D (tridimensionnelle).

On applique quelques modifications sur la géométrie obtenue pour l'améliorer encore plus, les figures suivantes illustrent les différentes vues de l'aube ainsi que la vue 3D de la roue finale.

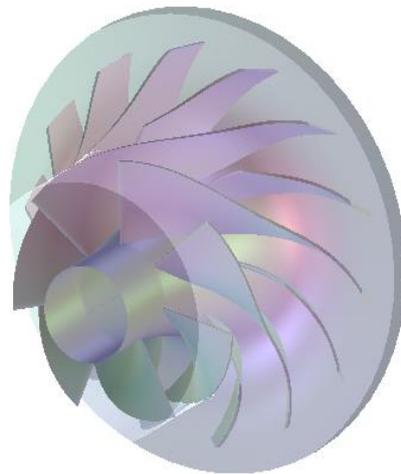


Figure 4-15 : vue 3D de la roue compresseur

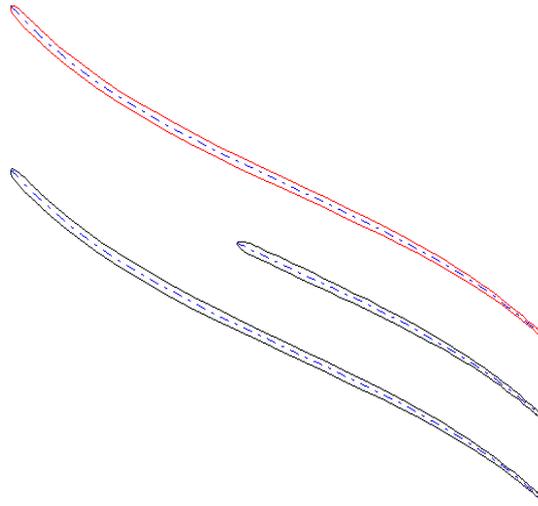


Figure 4-16 : vue aube à aube

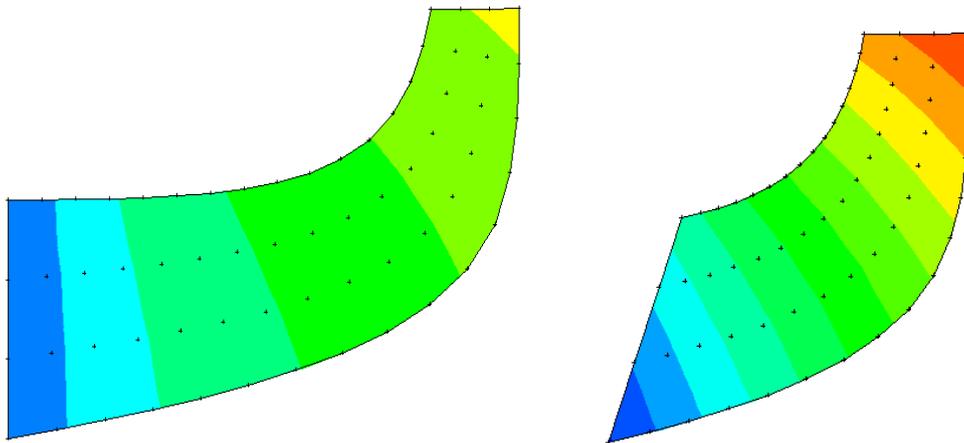


Figure 4-17 : vue méridienne des aubes

4.6.3 Maillage

La solution d'écoulement dans le compresseur est obtenue par l'approche aux volumes finis. La géométrie du canal de l'aube est construite à l'aide du logiciel TurboGrid [8], puis l'ensemble du domaine est discrétisé par un maillage d'éléments tridimensionnels hexaédriques.

Lors du processus de génération de maillage, il convient de choisir avec soin le premier espacement du maillage c.à.d. le raffiner près des limites des murs pour obtenir une résolution appropriée de la couche limite.

L'influence de la vitesse de rotation exercée sur les performances du compresseur est montrée sur un canal d'aube à aube, avec des conditions d'écoulement périodiques présentées

sur la surface méridienne moyenne. Un passage de l'aube comprenant l'orifice d'aspiration est montré sur la figure 21.

Les aubes principales et secondaires sont maillées avec une topologie O-H, tandis que le jeu entre les aubes et le carter est maillé avec un bloc en H entouré d'un bloc en O dans les bords d'attaque et de fuite (figure19).

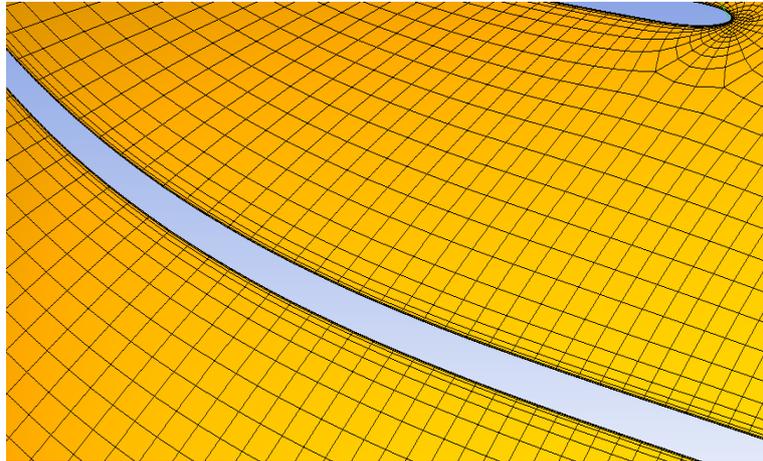


Figure 4-18 : raffinement du maillage près de la couche limite

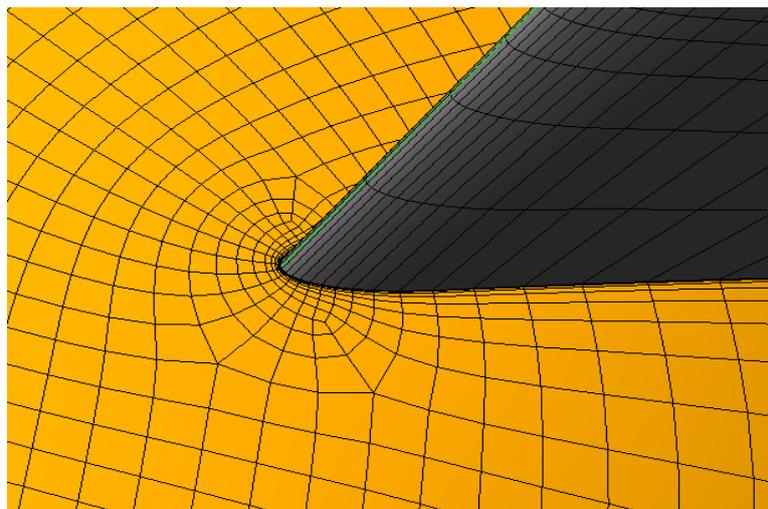


Figure 4-19 : la forme des mailles dans les bords d'attaque

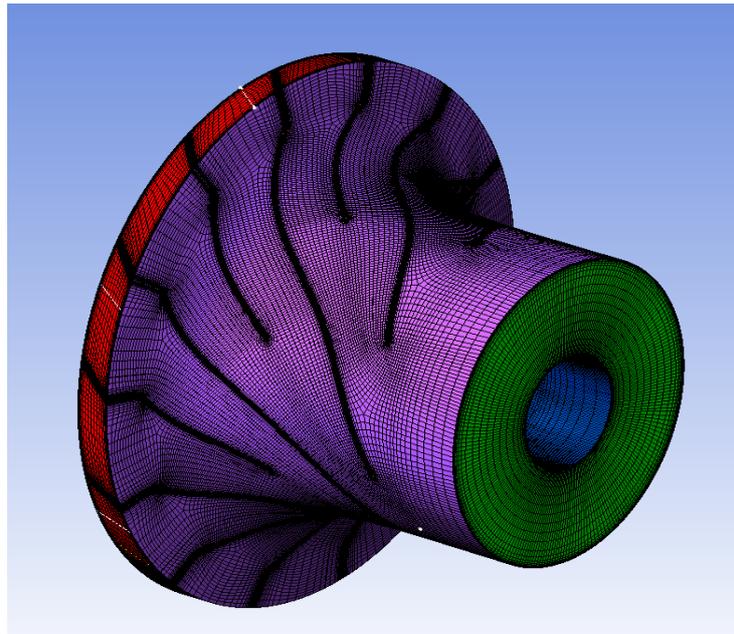


Figure 4-20: topologie finale de maillage

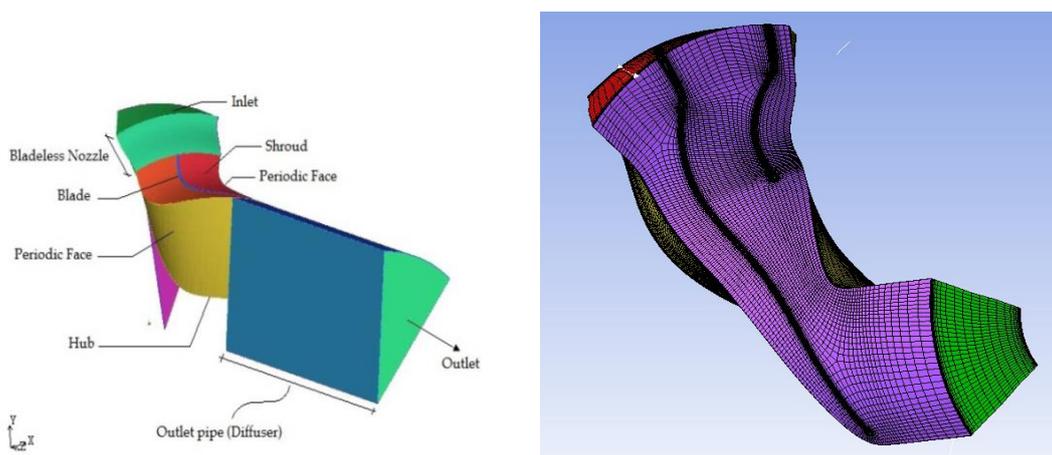


Figure 4-21: un canal aube à aube

Le tableau suivant montre les différentes tailles de maillage utilisé :

maillage	P400	P300	P200	P100
Nœuds	422702	361268	279244	192020
Eléments	386918	328399	250919	169276

Tableau 4-11 : tailles de maillage

4.6.4 Simulation d'écoulement

Une fois la qualité du maillage vérifiée, la géométrie résultante est prête pour la prochaine étape : la configuration du modèle. Pour configurer le modèle il faut définir les

conditions aux limites respectives pour les différentes surfaces impliquées et fixer certains autres paramètres qui nous permettront d'effectuer une représentation précise de la situation.

Le maillage tridimensionnel généré pour les aubes de compresseur est importé dans le préprocesseur "CFX-Pré ANSYS"[6]. Les conditions aux limites déterminent dans une large mesure les caractéristiques de la solution obtenue. Par conséquent, il est important de définir des conditions aux limites qui reflètent avec précision la situation réelle afin de vous permettre d'obtenir des résultats précis.

Les conditions aux limites doivent être appliquées à toutes les régions limites du domaine de calcul. Les conditions aux limites peuvent être des entrées, des sorties, des ouvertures, des murs et des plans de symétrie.

Le tableau suivant donne les conditions aux limites appliquées à la simulation :

Débit massique [kg/s]	70.72
Vitesse de rotation [Tr/min]π	13000
Pression d'entrée [bar]	19,7
Température d'entrée [K]	315,3

Insertion des propriétés de gaz obtenu par Hysys:

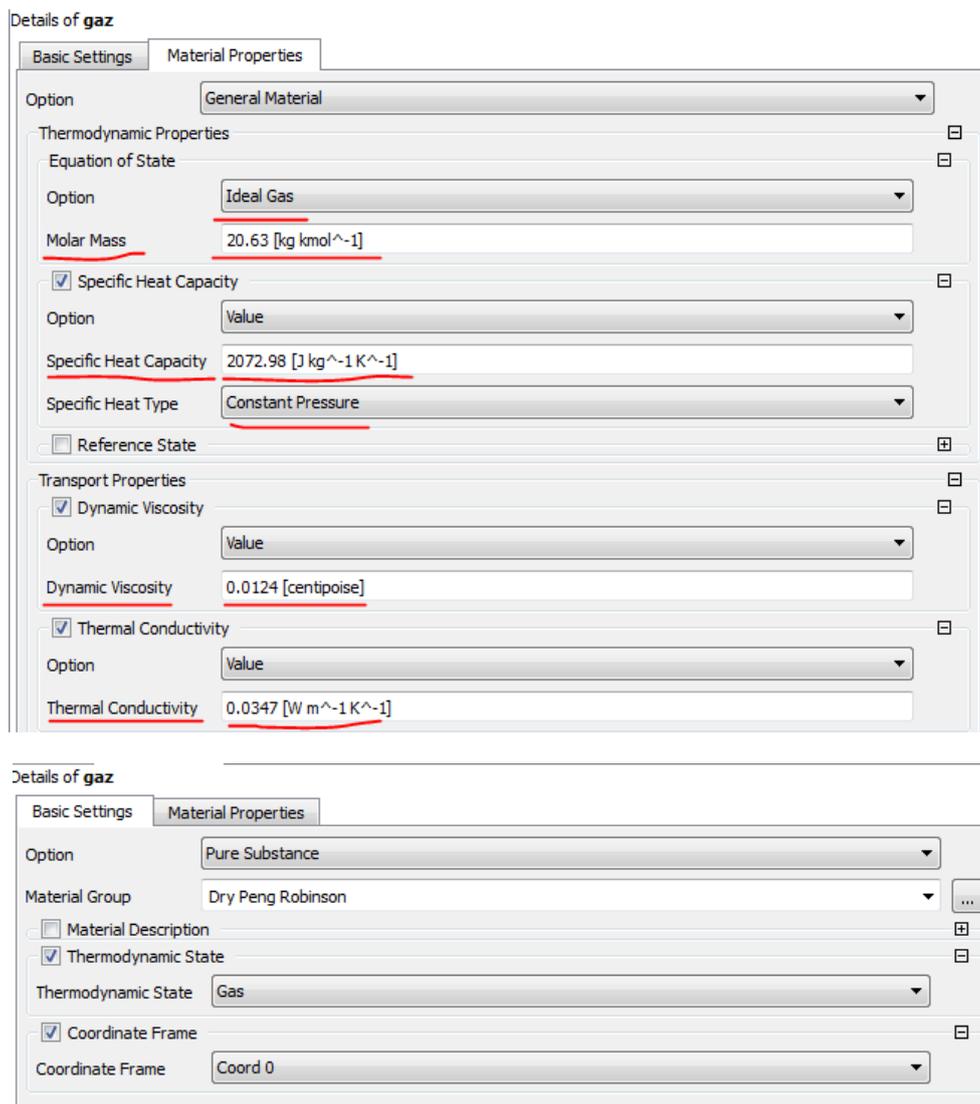


Figure 4-22 boîte de dialogue CFX : insertion des propriétés de gaz

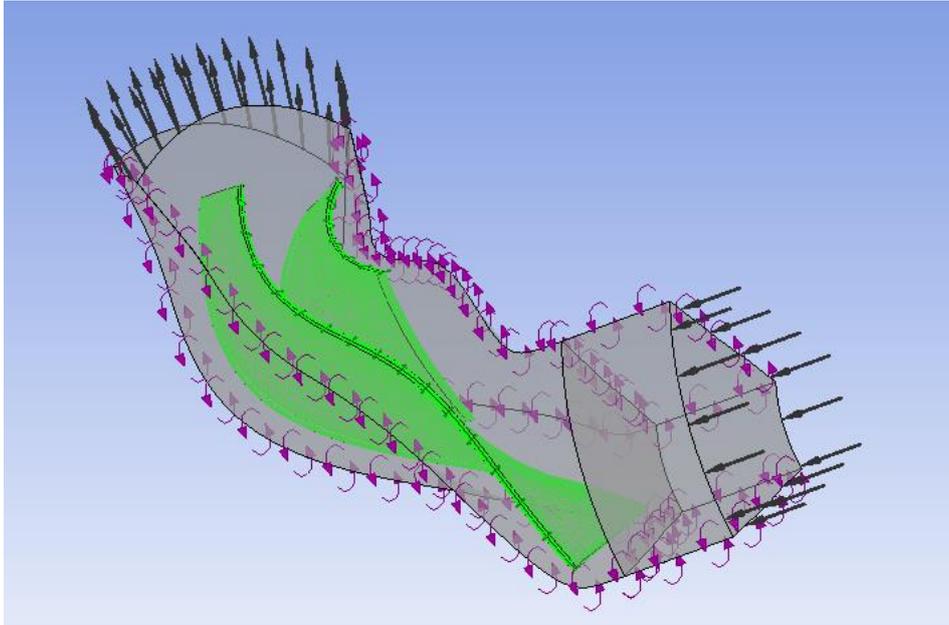


Figure 4-23: canal aube à aube après établissement conditions aux limites

4.7 Conclusion

Après le travail effectué dans ce chapitre, un modèle de conception de la roue est préparé pour la simulation CFD, en définissant les paramètres les plus importants et en affectant les conditions aux limites requises. A partir de la même géométrie 3D, l'étape suivante consiste à créer le maillage, dans ce cas, non lié au solide mais dans la région de la géométrie dans laquelle le fluide va s'écouler.

Les résultats et les interprétations seront présents dans le prochain chapitre.

Chapitre 5

Chapitre 05 : Résultats et discussion

5.1. La solution

Après l'établissement des conditions aux limites et la configuration du modèle, la solution s'effectue dans le Solver CFX-Solver [7], les équations de flux et d'énergie sont itérées jusqu'à ce que les erreurs résiduelles sont réduites à l'ordre de 10^{-3} - 10^{-4} , les figures (1-2-3 et 4) montrent respectivement la convergence des itérations pour : les équations de conservation de masse et quantité de mouvement, le modèle de turbulence, le transfert de chaleur, et l'efficacité.

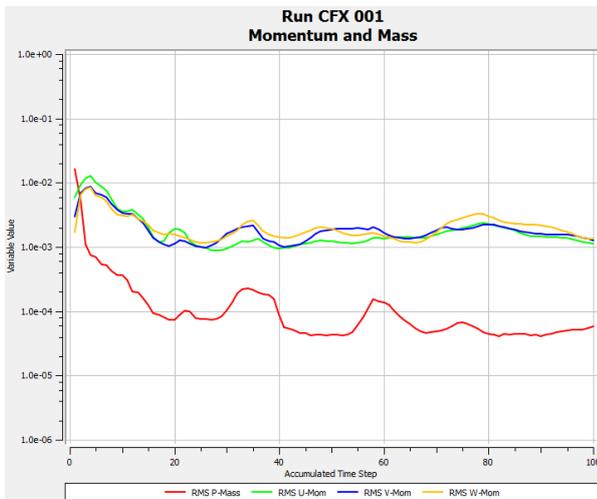


Figure 5-1 : convergence de masse

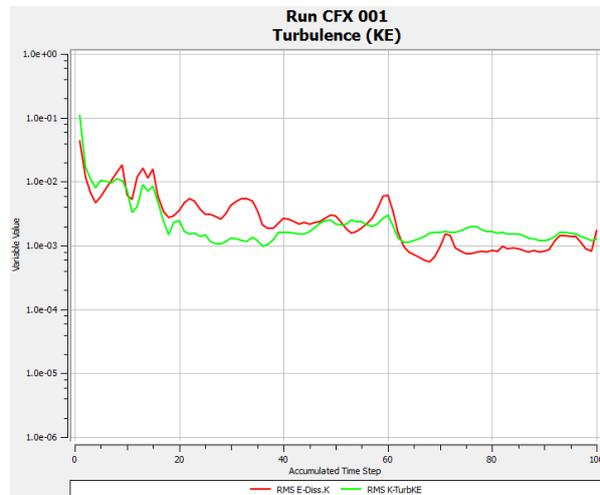


Figure 5-2 : convergence de turbulence

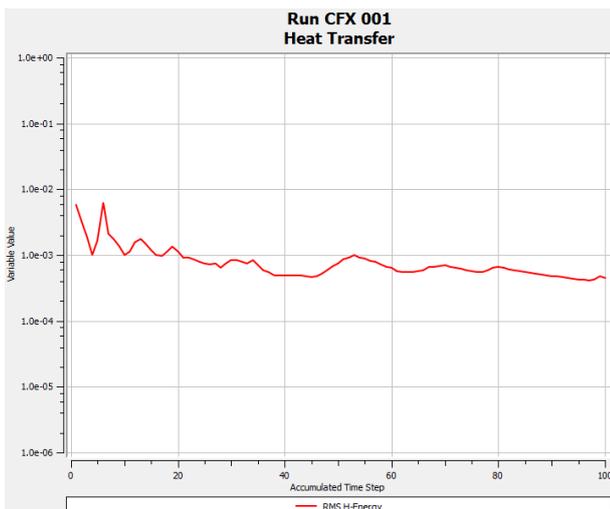


Figure 5-3 : convergence de transfert de chaleur

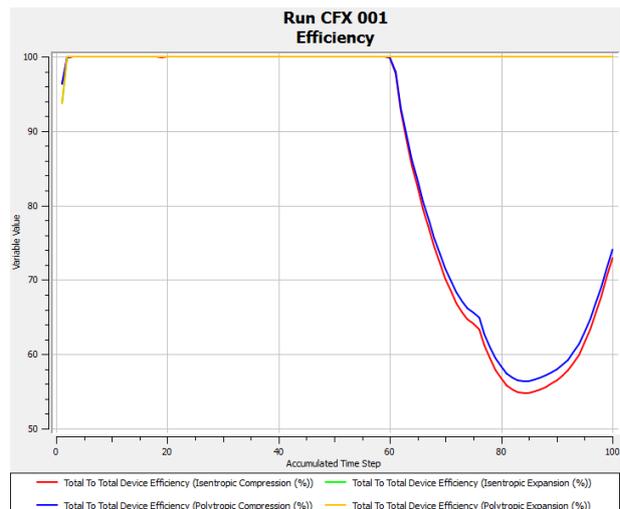


Figure 5-4 : convergence rendement

Une fois la simulation de l'écoulement est terminée, les résultats des calculs de performance et d'efficacité, ainsi que les courbes des différents paramètres est obtenu et montrés.

5.2. L'effet de variation de maillage sur la solution

Comme indiqué dans le tableau (4-11) dans le chapitre précédent, quatre tailles de maille ont été utilisées pour calculer la solution d'écoulement turbulent dans le compresseur afin de choisir le maillage optimal pour le calcul final.

Deux paramètres physiques (Température T et pression P) ont été choisi pour comparer les solutions obtenues par les quatre tailles de maillage et sont présentées à la figure (5 et 6).

On remarque que cette variation de maillage donne une différence infinitésimale de calcul, donc il est acceptable de choisir toutes les tailles, mais il faut choisir une taille optimale qui assure le bon résultat par rapport au temps de calcul minimum. Le maillage « P200 » avec 279244 nœuds et 250919 éléments, donne un résultat satisfaisant et utile pour les prochains cas de calcul.

Notant que cette différence peut être plus importante si le nombre des itérations utilisées soit plus grand.

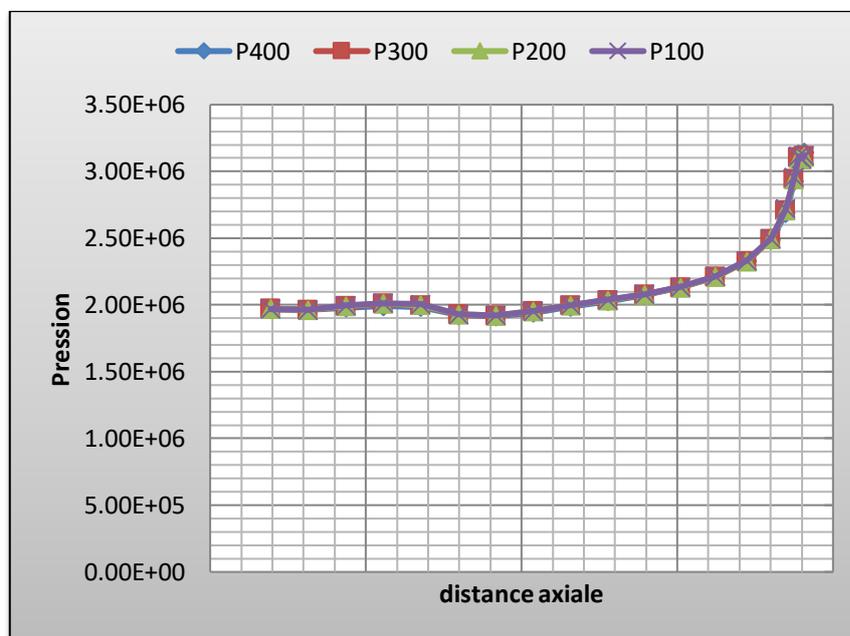


Figure 5-5 : variation de pression pour les cas de maillages

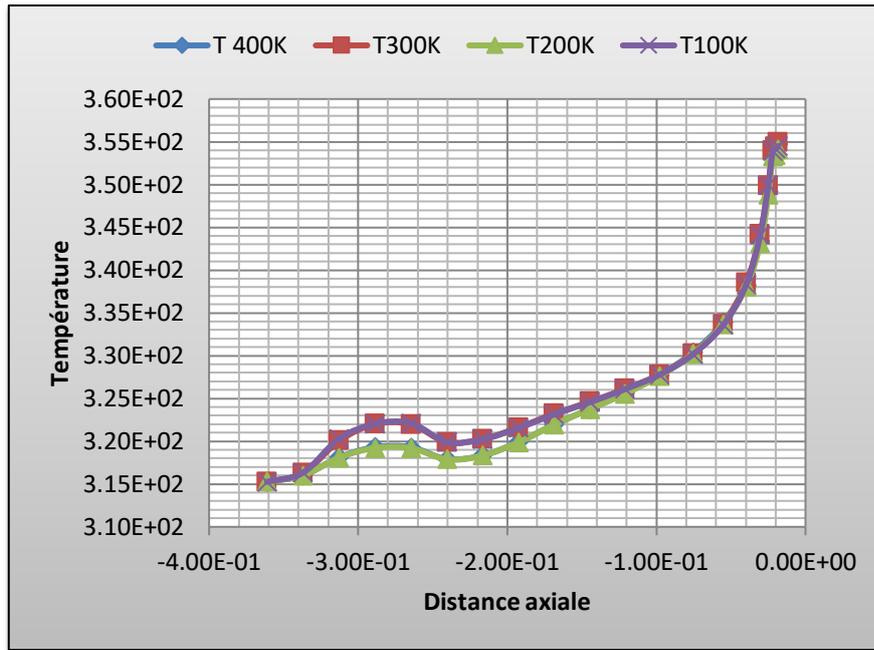


Figure 5-6 : variation de température pour les cas de maillages

5.3. Interprétation

5.3.1. La charge sur les aubes

La roue du compresseur tourne avec une vitesse de rotation de $N=13000$ tr/min, subit d'un débit de $\dot{m} = 70.72$ kg/s et sous une pression d'aspiration de 19,7 bar.

La charge de pression sur l'aube suivant la direction méridienne est illustrée sur les figures (7,8 et 9) et qui représentent respectivement la charge sur 20% 50% et 80% du diamètre des aubes (Span).

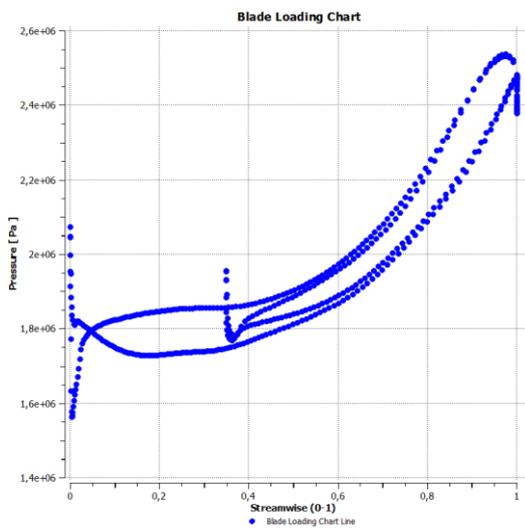


Figure 5-7 : charge sur aubes à 20%

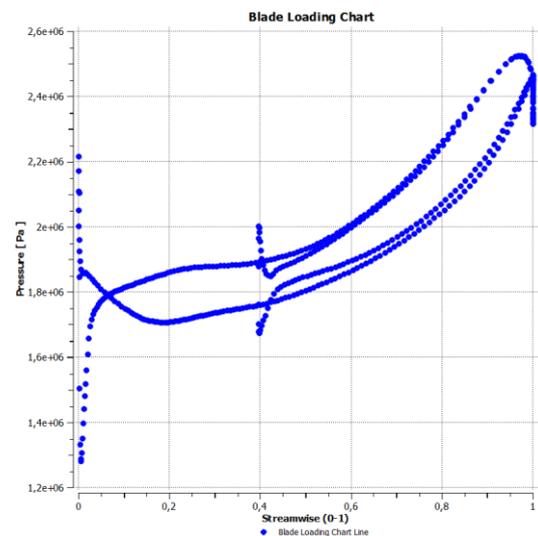


Figure 5-8 : charge sur aubes à 50%

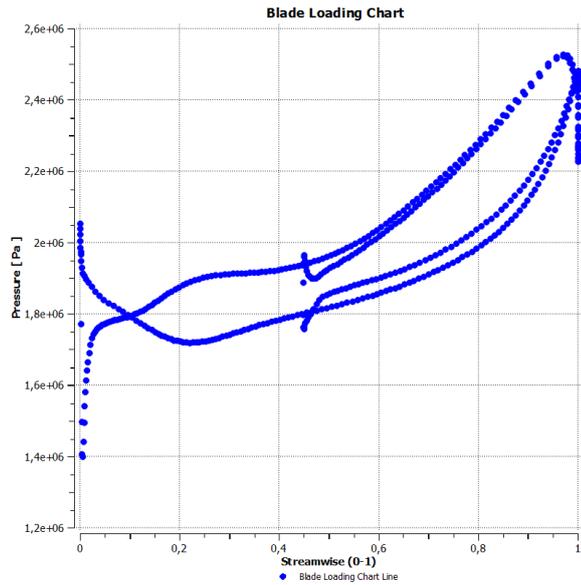


Figure 5-7 : charge sur aubes à 80%

Ces différentes courbes représentent la différence de pression appliquée sur l'intrados et l'extrados de l'aube, on note que même l'aube intercalaire est représentée aussi, puisqu'il subit aussi à cette différence de pression.

5.3.2. La vitesse d'écoulement

Les grandes vitesses relatives peuvent entraîner une augmentation des pertes de charge totales de la turbine. Dans les compresseurs centrifuges à grande vitesse, les effets du nombre de Mach peuvent devenir importants avec des vitesses relatives élevées à l'entrée.

Les figures (11) montrent le champ de vectrices vitesses à travers la roue, on remarque son diminution, et surtout dans la zone des aubes intercalaire, qui est explicable du fait que ces aubes contrôlent la diffusion de l'écoulement, et lui guident proprement à la sortie de la roue.

Donc ce choix de conception permet d'avoir un diffuseur sans aube directrice, lequel est plus léger et a une plage de fonctionnement plus large.

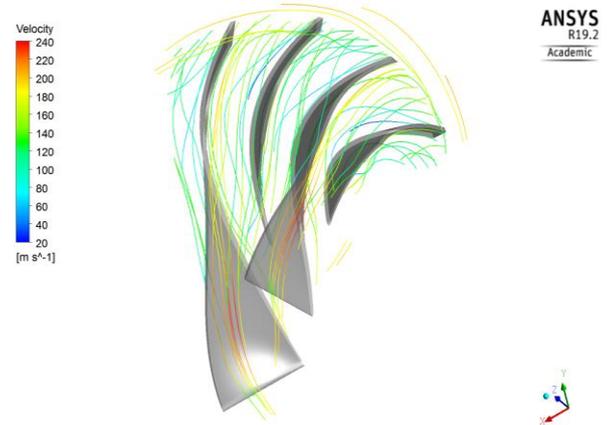


Figure 5-8 : vue 3D du champ de vitesses

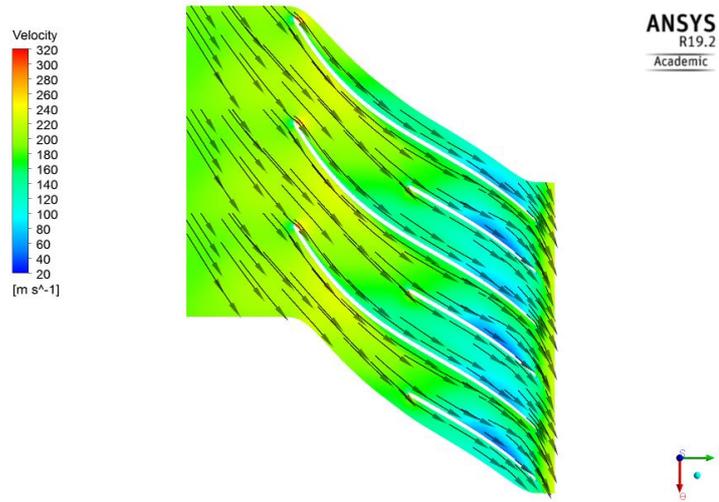


Figure 5-9: vecteurs vitesses en vue aube à aube

5.3.3. Nombre de Mach

Les effets de la vitesse relative élevée à l'entrée de la roue sont ressentis comme des effets du nombre de Mach, donc il est important de réduire ce paramètre à cause de son danger sur l'équipement. Selon le constructeur [15] le nombre mach ne doit pas dépasser 0,8.

Les figures (12) nous donnent les vues méridienne et axiale de l'évolution de M suivant la roue :

Le résultat montre que M est dans le domaine acceptable de fonctionnement $M < 0,8$ avec certaines régions atteignent 0,7 aux bords d'attaque des aubes.

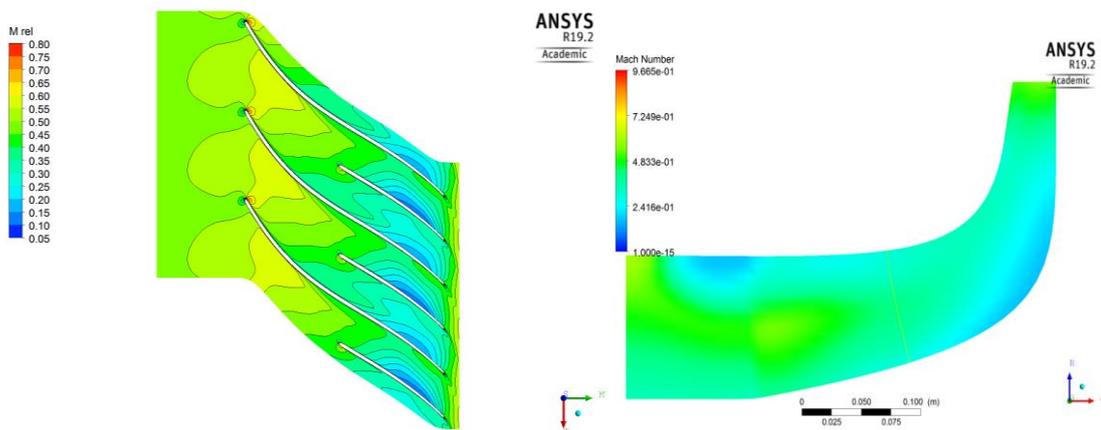


Figure 5-10: évolution de nombre de Mach en vue méridienne et aube à aube

5.3.4. Pression

Le figure (13) illustre une élévation dans valeur de la pression de l'entrée jusqu'à la sortie de la roue, mais il existe une région où on remarque sa chute, ceci peut être expliqué par le fait que les profils de pression sur les surfaces proches de la région du milieu et tête de moyeu fournissent des détails sur la séparation de la couche limite avec de forts gradients de pression défavorables, car La roue elle-même a une vitesse angulaire Ω de sorte que, par rapport à la roue, le fluide a une vitesse angulaire de $-\Omega$; on va considérer cette zone comme une zone de turbulence défavorable.

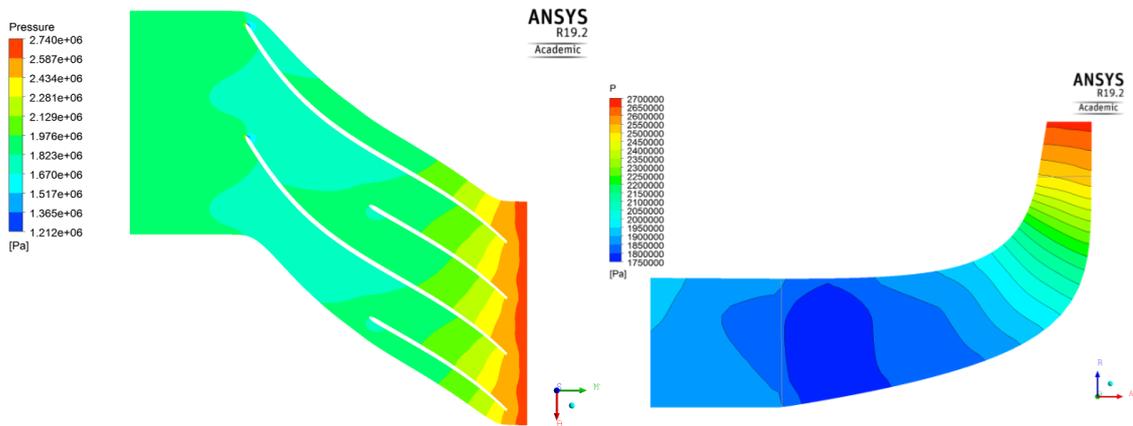


Figure 5-11: évolution de pression en vue méridienne et aube à aube

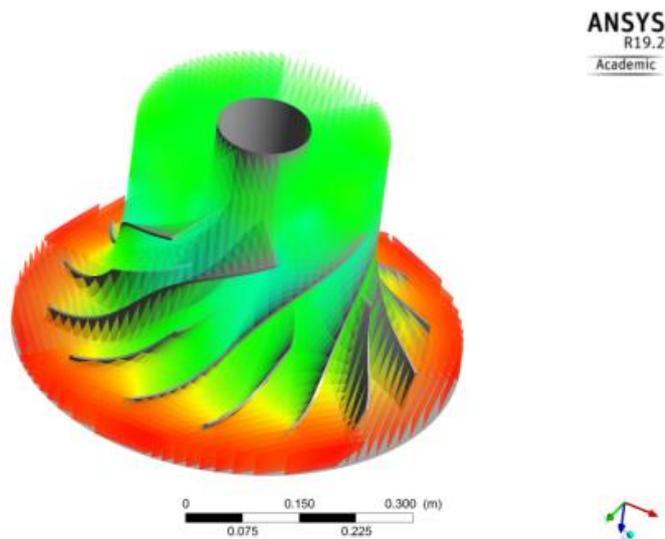


Figure 5-12: évolution de pression en vue 3D isométrique

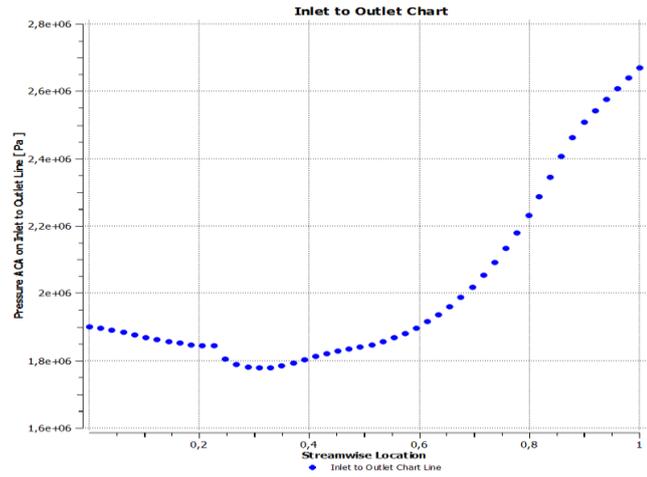


Figure 5-13: courbe d'évolution de pression

5.3.5. Température

L'élévation de la température peut être expliquée par la loi $T \cdot P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$, puisque on a déjà assimilé le fluide par un gaz parfait, on peut dire aussi que cette élévation dans la zone des aubes intercalaires, ou séparatrices, est due aux frictions puisque on a augmenté la surface de contact avec ces aubes.

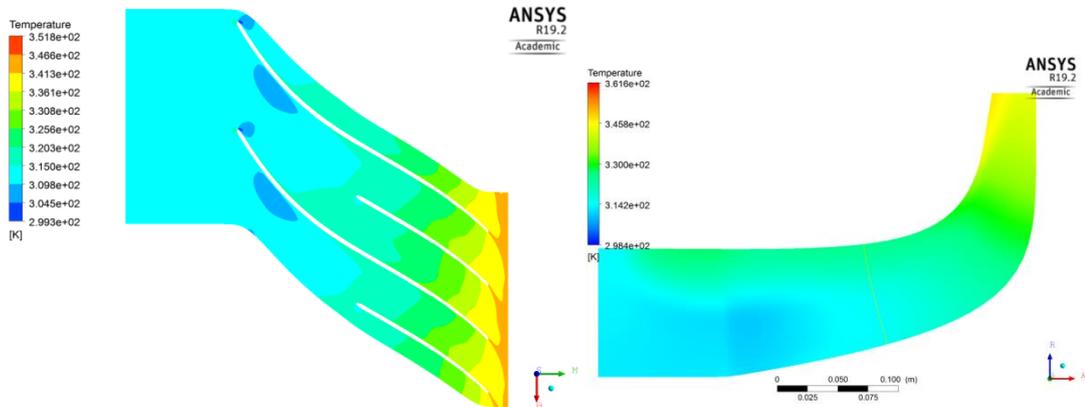


Figure 5-14: évolution de température en vue méridienne et aube à aube

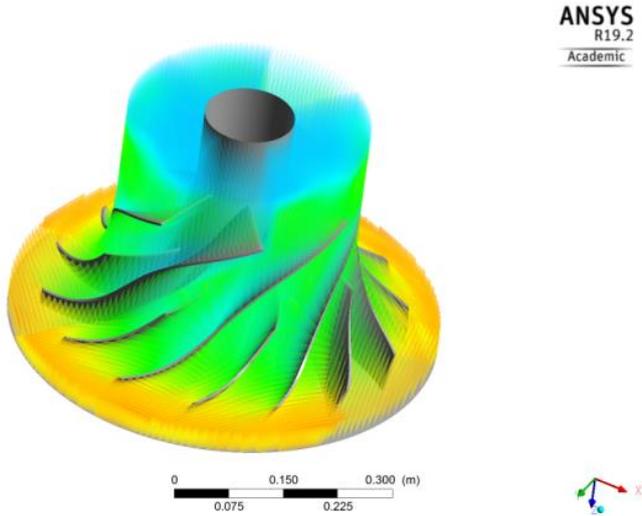


Figure 5-15:évolution de température en vue 3D isométrique

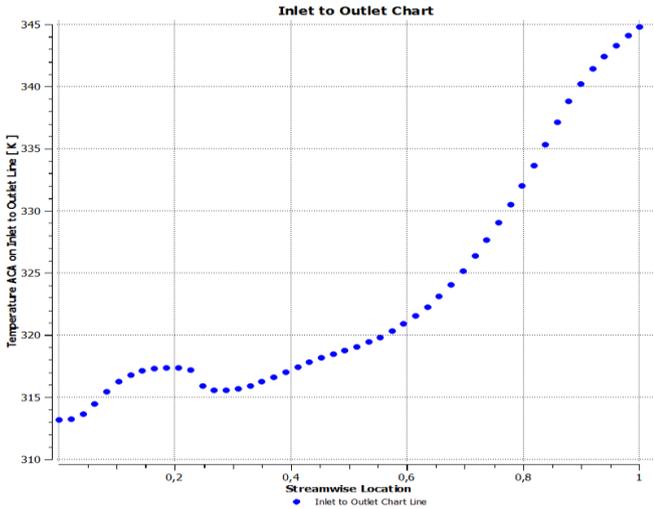


Figure 5-16:courbe d'évolution de pression

5.4. Analyse de performance

	Fabricant	Hysys	CFD
taux de compression π_c	1.63		1.6201
puissance [kW]	5763	5813.353	6043.32
Couple [N.m]	4233.27	4270.25	4439.178
rendement poly [%]	80	78.293	76.76
ΔH [kJ/kg]	63.63	66.41	66.397
Débit [kg/s]	70.72		

Tableau 5-1: comparaison de performance

D'après l'analyse du tableau : il est clairement démontré qu'il y a une différence assez importante entre les valeurs de puissance et rendement obtenue par la CFD, et celle donnée par le constructeur.

Cette différence est explicable par le fait que pendant le processus de la conception de la roue, on a supposé que la composante tangentielle de la vitesse absolue à l'entrée de la roue est presque nulle $C_{\theta 1} \approx 0$, cela signifie qu'on a éliminé la pré-rotation du fluide avant son induction à la roue, et en revenant à l'équation suivante :

$$P_e = \Omega \cdot \tau = \dot{m} (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1})$$

On voit que la composante $C_{\theta 1}$ affecte la puissance échangée. Généralement la pré-rotation du fluide est assurée par des aubes directrices placées en amont de la roue.

Un autre facteur qui peut expliquer cette différence, c'est : le non pris en considération l'effet des autres éléments du compresseur (la partie amont – diffuseur) sur l'écoulement du gaz, puisque l'étude se limite sur l'étude de la roue seulement, ainsi que les pertes de charge due au frottement sur les surfaces de contact peuvent contribuer à l'augmentation de la puissance absorbée, et par conséquent la diminution du rendement.

Tous ces facteurs sont pris en considération par Hysys, et notamment par le fabricant aussi.

5.4.1. La courbe caractéristique

Les deux figures (19 et 20) illustrent les caractéristiques de la courbe de pression et d'efficacité du compresseur, à une vitesse constante $N=13000\text{tr/min}$ et débit variable, où la pression et l'efficacité atteignent leur maximum à un certain débit. L'augmentation ou la diminution du débit à partir de ce point optimal entraîne une réduction de la pression et du rendement.

La pression chute rapidement avec l'augmentation du débit massique, ce qui peut provoquer un blocage sonique à un moment donné.

D'autre part, la pression diminue également en conséquence du fait que le débit massique est réduit à partir de ce point optimal et que le pompage commencera à apparaître rapidement.

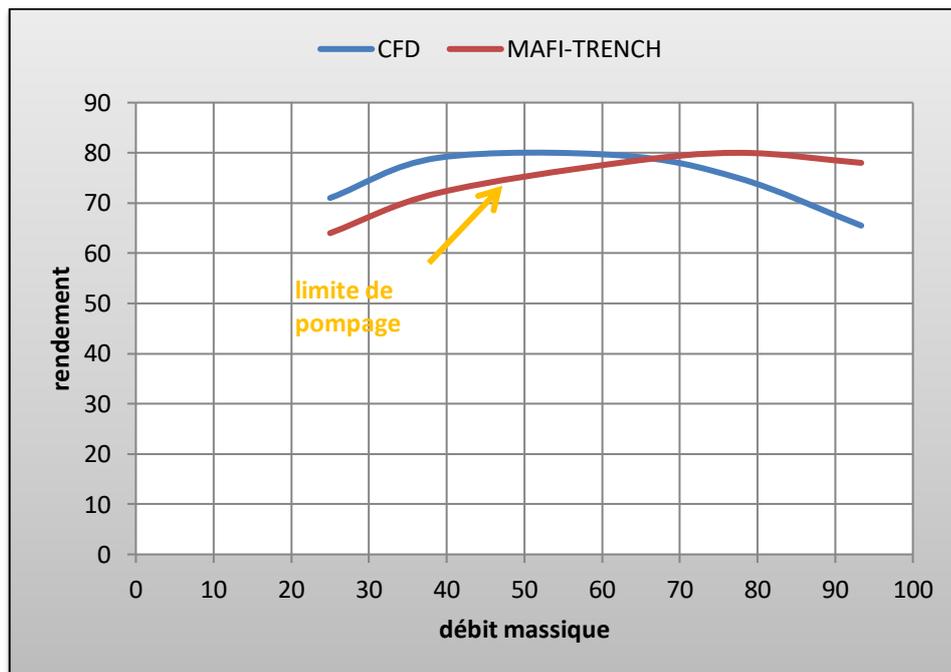


Figure 5-17: courbe de performance

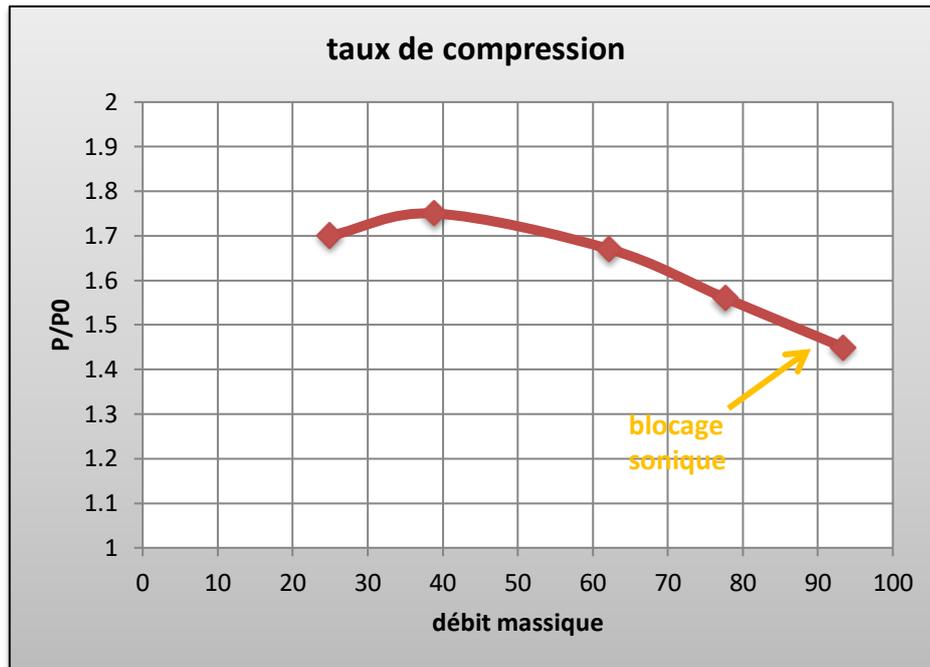


Figure 5-18: taux de compression

5.4.2. Diagramme h-s

La figure (21) montre la variation de l'enthalpie h en fonction de l'entropie s , et qui représente une compression réelle avec l'augmentation de l'entropie.

On remarque la même chute défavorable dans la zone de turbulence, car l'enthalpie est liée à la température $h = C_p T$. et comme C_p est presque constant, le changement dans T correspond un changement de h .

Sachant que :

$$w = h_{t2} - h_{t1} = \Delta h_t$$

Dans la zone de perturbation, la différence d'enthalpie Δh est négative ce qui donne un travail négative échangé à travers la roue.

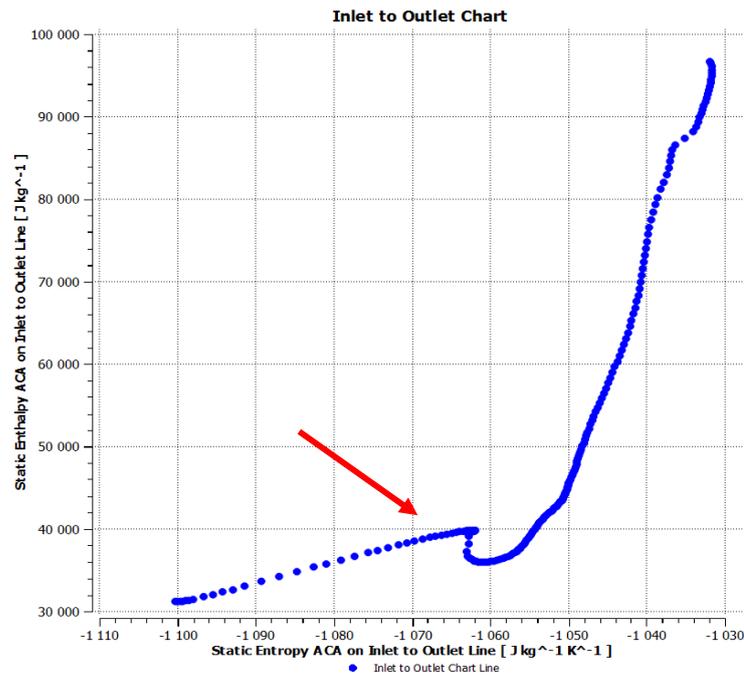


Figure 5-21 : diagramme h-s obtenu par la CFD

5.5. Conclusion

La simulation avec les variations de débit massique donne les caractéristiques de courbe de pression et d'efficacité du compresseur, on remarque que la pression et l'efficacité ont atteint leur maximum à un certain débit. L'augmentation ou la diminution du débit à partir de ce point optimal entraîne une réduction de la pression et du rendement. La différence dans les paramètres de performance signifie que notre conception a besoin d'amélioration, ça ne veut pas dire qu'elle est complètement fautive, mais également qu'on est dans le bon chemin pour l'optimiser.

Conclusion générale

L'objectif de ce mémoire, est de vérifier la faisabilité de la méthode de simulation **CFD** dans la détermination des paramètres de performance du compresseur d'un Turbo-expander, en comparant les résultats obtenus par les données de constructeur qui sont clairement la référence qui vérifie le succès ou l'échec de la simulation.

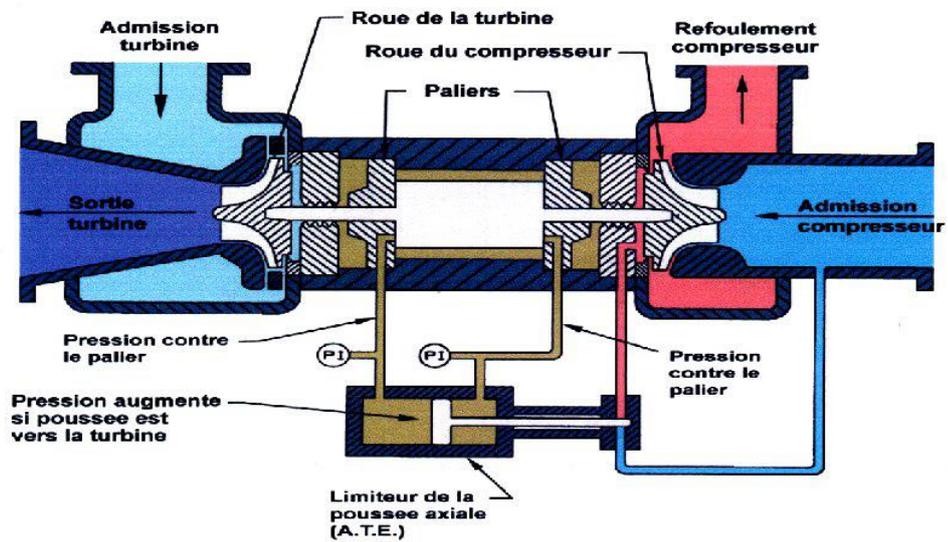
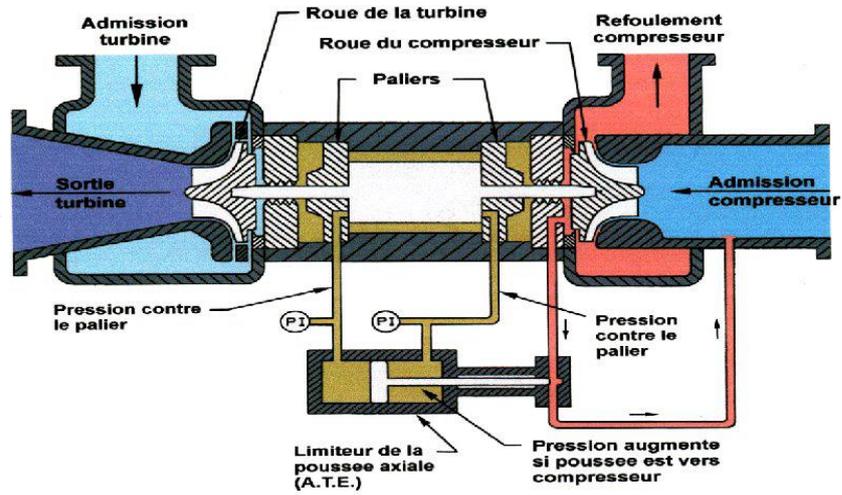
D'après l'étude effectuée, et en comparant les performances entre la simulation et les données de constructeur, on a trouvé : l'erreur dans la puissance et le couple est **4.6%**, dans le rendement **4.05%**, et dans le taux de compression **0.6%**, les causes de cette différence ont été expliquées. La pression chute rapidement avec l'augmentation du débit massique, ce qui entraîne un blocage à un moment donné. D'autre part, la pression diminue également en conséquence, à mesure que le débit massique diminue à partir de ce point optimal d'où le pompage commence à apparaître.

La simulation a donné l'évolution de l'écoulement à travers la roue, d'où on a observé une zone de turbulence, qui a perturbé les valeurs des gradients de pression et de température ainsi que l'augmentation de l'enthalpie. Ainsi elle permet de voir le rôle des aubes intercalaires dans l'orientation de fluide.

La valeur ajoutée fournie par la CFD c'est qu'elle donne des solutions numériques approchées pour les équations complexes (Navier Stokes à titre d'exemple) qui sont impossibles à résoudre analytiquement pour les géométries complexes, au même temps elle diminue les coûts importants qui vont être dépensés sur l'étude expérimentale. On rappelle que pour cette étude on a supposé que le régime est stationnaire et on a choisi l'approche de la turbulence RANS, qui reste moins efficace pour la description d'écoulement par rapport à d'autres approches, mais elle est peu coûteuse en termes de puissance de calcul, en plus elle est suffisamment utilisable industriellement pour décrire les caractéristiques globales d'une turbomachine et pour son optimisation.

Comme perspectives de ce travail on peut citer l'étude de la structure et la vérification de résistance mécanique, ainsi que le transfert de chaleur à travers les aubes en plus de l'optimisation de la géométrie de l'impulseur pour améliorer ces performances.

Annexe 01 : principe de fonctionnement de système ATE



Annexe

Annexe 2 : notions thermodynamiques

Transformation isentropique :

Une transformation isentropique est définie comme une transformation pour laquelle l'entropie est constante,

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 dS = 0 \quad \text{ou} \quad S_2 = S_1$$

Relations isentropiques :

Pour une transformation isentropique (entropie constante) on peut écrire une relation entre la pression P et le volume spécifique v : $P \cdot v^\gamma = \text{Cste}$

Entre deux états d'un fluide on peut écrire :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^\gamma$$

Vitesse du son :

La vitesse du son a pour un écoulement isentropique est donnée par :

$$a_2 = \left[\frac{\partial P}{\partial \rho} \right]_{isent}$$

Pour un gaz parfait ($PV = RT$) la vitesse du son est :

$$a = \sqrt{\gamma RT}$$

Chaleurs spécifiques C_P et C_V :

La chaleur spécifique est importante dans les études des écoulements compressibles car elle permet de relier la chaleur fournie au fluide avec la variation de la température du fluide.

La chaleur spécifique est définie par :

$$C = \frac{dQ}{dT} \quad (\text{J} / \text{Kg.K})$$

On utilise en général deux types de chaleurs spécifiques, chaleur spécifique à volume constant C_V et chaleur spécifique à pression constante C_P qui sont définies par :

$$C_V = \left[\frac{\delta Q}{dT} \right]_V = \left[\frac{\partial U}{\partial T} \right]_V \quad \text{et} \quad C_P = \left[\frac{\delta Q}{dT} \right]_P = \left[\frac{\partial H}{\partial T} \right]_P$$

Le rapport de ces deux chaleurs spécifiques est γ , appelé indice isentropique,

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V}$$

Et leur différence représente la constante des gaz R , $C_P - C_V = R$

Annexe 3 : Notions sur la turbulence

Écoulement a grand nombre de Reynolds:

Si la viscosité d'un fluide est faible, les forces de viscosité sont négligeables devant les forces d'inertie et le nombre de Reynolds tend vers l'infini. Dans ce cas l'écoulement est considéré non-visqueux et est décrit par les équations d'Euler. A proximité d'une paroi solide les forces de viscosité sont très importantes et les forces d'inertie sont négligeables. Cette couche qui est adjacente à la paroi est appelée couche limite. Le concept de la couche limite a été introduit par Prandtl.

Écoulement turbulent :

L'écoulement turbulent est un écoulement dans lequel le fluide suit un chemin ou une trajectoire perturbée et dans lequel il y'a des vitesses et pressions de perturbation. Les particules fluides se déplacent au hasard sur des trajectoires de formes quelconques et compliquées. Le mouvement d'un écoulement turbulent est exprimé en fonction de deux vitesses, une vitesse moyenne \bar{v} et une vitesse de perturbation v' , et on écrit: $v = \bar{v} + v'$, cette expression est valable dans les 3 directions (x;y;z). La vitesse de perturbation ou de fluctuation donnent la mesure de la turbulence et faire apparaître une autre viscosité appelée "viscosité de turbulence ε ".

Couche limite turbulente :

La couche limite turbulente est obtenue après la couche limite laminaire lorsque le nombre de Reynolds devient supérieur à 500 000. La couche turbulente est définie par les mêmes paramètres que la couche limite laminaire. Dans la couche limite turbulente il existe une sous-couche laminaire très proche de la paroi.

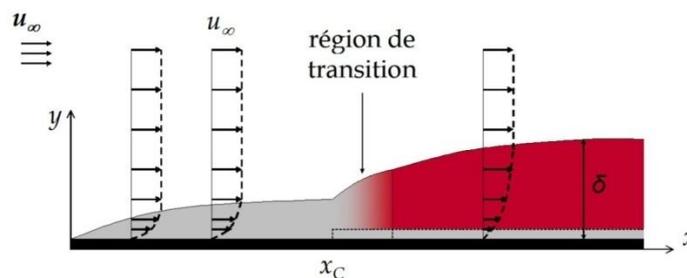


Figure 2-1 : couche limite turbulente

Contraintes de Reynolds:

Reynolds a introduit les valeurs instantanées dans les équations de Navier-Stokes et a obtenu des quantités qui décrivent les contraintes de frottement dans l'écoulement turbulent. Ces contraintes sont appelées contraintes de Reynolds et sont données par:

$$\tau_{\text{turb}} = -\rho \overline{u'v'w'}$$

Où $\overline{u'v'w'}$ est la moyenne temporelle des vitesses de fluctuation u' , v' et w' .

Annexe 4 : La méthode de résolution numérique

Modèle mathématique : Le point de départ de toute méthode numérique est le modèle mathématique c'est-à-dire l'ensemble des équations différentielles les conditions aux limites. Ce modèle peut inclure des simplifications des lois de conservation exactes. Une méthode de solution est généralement conçue pour un ensemble particulier d'équations.

Méthode de discrétisation : Après avoir sélectionné le modèle mathématique, il faut choisir une méthode de discrétisation appropriée, c'est-à-dire une méthode d'approximation des équations différentielles par un système d'équations algébriques pour les variables situées à certains emplacements discrets dans l'espace et dans le temps. Il existe de nombreuses approches, mais les plus importantes sont les méthodes des différences finies (DF), des volumes finis (VF) et des éléments finis (EF).

Systèmes vectoriels de coordonnées et de bases : Les équations de conservation peuvent être écrites sous différentes formes, en fonction du système de coordonnées et des vecteurs de base utilisés. Par exemple, on peut sélectionner des systèmes de coordonnées cartésiennes, cylindriques, sphériques, curvilignes orthogonales ou non orthogonales, fixes ou mobiles. Le choix dépend de l'écoulement et peut influencer la méthode de discrétisation et le type de maillage à utiliser.

Maillage : Les locations discrètes auxquels les variables doivent être calculées sont définies par le maillage numérique, qui est essentiellement une représentation discrète du domaine géométrique sur lequel le problème doit être résolu. Il divise le domaine de la solution en un nombre fini de sous-domaines (éléments, volumes de contrôle, etc.).

Approximations Finies : Suivant le choix du type de maillage, il faut sélectionner les approximations à utiliser dans le processus de discrétisation. Le choix influe sur la précision de l'approximation. Il affecte aussi la difficulté de développer la méthode de la solution, le coder, et la vitesse du code. Une approximation plus précise implique plusieurs nœuds et donne des matrices de coefficients plus complètes. Un compromis entre simplicité, facilité de mise en œuvre, précision et l'efficacité du calcul doit être faite.

Méthode de solution : La discrétisation donne un grand système d'équations algébriques non linéaires. Les méthodes de solution dépendent du problème. Ces méthodes utilisent une linéarisation successive des équations et les systèmes linéaires résultants sont presque toujours résolus par des techniques itératives. Le choix du solveur dépend du type de maillage et du nombre de nœuds impliqués dans chaque équation algébrique.

Annexe

Annexe 5: RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)

Dans les approches de la turbulence RANS (annexe), toute l'instabilité est moyennée, c'est-à-dire que toute instabilité est considérée comme faisant partie de la turbulence. En moyenne, la non-linéarité des équations de Navier-Stokes donne lieu à des termes à modéliser. La complexité de la turbulence rend peu probable qu'un seul modèle à moyenne de Reynolds puisse représenter tous les écoulements turbulents. Les modèles de turbulence doivent donc être considérés comme des approximations techniques plutôt que des lois scientifiques.

Le principe de l'approche RANS consiste alors à décomposer chaque grandeur turbulente f en une partie moyennée statistiquement $\langle f \rangle$ et une partie fluctuante f' :

$$f = \langle f \rangle + f'$$

Cette définition permet de séparer les fluctuations désordonnées correspondant à la turbulence représentée par le terme f' , du reste qui est compris dans le terme $\langle f \rangle$. Ainsi le terme $\langle f \rangle$ est toujours dépendant du temps puisqu'il regroupe toute fluctuation instationnaire régulière de l'écoulement. Cette décomposition est due à Reynolds (d'où la dénomination "Reynolds Averaged"), mais pour les écoulements compressibles il est plus commode d'introduire la moyenne pondérée par la masse :

$$f = \tilde{f} + f''$$

$$\text{Où : } \tilde{f} = \frac{\langle \rho f \rangle}{\langle \rho \rangle}$$

Cette définition de la moyenne pondérée sera utilisée, dans les équations de Navier-Stokes, pour traiter les grandeurs cinématiques et thermiques. La pression et la masse volumique seront, quant à elles, soumises à la moyenne d'ensemble définie précédemment. On obtient ainsi un système d'équations de Navier-Stokes moyen qui vont être résolues numériquement.

Cette méthode a l'avantage d'être peu coûteuse en termes de puissance de calcul, mais elle ne permet pas de résoudre le mouvement turbulent.

Celle-ci est d'ailleurs largement utilisée industriellement pour par exemple décrire les caractéristiques globales (taux de compression/rendement en fonction du débit) d'une turbomachine et pour son optimisation.

Annexe 6 : les variables de l'équation de Navier-Stokes

- t représente le temps (unité SI : s) ;
- ρ désigne la masse volumique du fluide (unité SI : kg m^{-3}) ;
- \mathbf{V} désigne la vitesse eulérienne d'une particule fluide (unité SI : m s^{-1}) ;
- \mathbf{P} désigne le tenseur des contraintes (ou tenseur de pression) qui, si on néglige le rayonnement, se décompose en :

$$\mathbf{P} = \boldsymbol{\Sigma} - p \cdot \mathbf{I}$$

- $\boldsymbol{\Sigma}$ désigne le tenseur des contraintes visqueuses (unité SI : Pa) ;
- \mathbf{I} désigne le tenseur unité ;
- p désigne la pression thermodynamique (unité SI : Pa) ;
- $\mathbf{g}(x,t)$ désigne la gravité ou toute autre force massique extérieure (unité SI : m s^{-2}) ;
- E désigne l'énergie totale par unité de masse (unité SI : J kg^{-1}) ; elle s'exprime en fonction de l'énergie interne par unité de masse e par :

$$E = e + \frac{V^2}{2}$$

- \mathbf{q} désigne le flux de chaleur dû à la conduction thermique (unité SI : $\text{J m}^{-2} \text{s}^{-1}$).
- \mathbf{q}_R désigne le flux de chaleur dû au rayonnement (unité SI : $\text{J m}^{-2} \text{s}^{-1}$).

Annexe 7 : choix du modèle thermodynamique

TABLE B.1: Modèles thermodynamiques et utilisation (* : faisable, mais plus difficile).

Modèle	type	prop.	equilib.	domaine	applications/molécules	mélange	préd.
Viriel (1er ordre)	EoS	V	-	$P < 1,5MPa$, haute température	simples	oui	non
Viriel (2nd ordre)	EoS	V	-	$P < 1/3P_{crit}$, haute température	simples	oui	non
BWR	EoS	VL	VLE	$<< P_{crit}$	hydrocarbures légers, non-polaires	oui*	non
Starling-BWR	EoS	VL	VLE	$< P_{crit}$	non-polaires, hydrocarbures légers et plus lourds (+ eau), N ₂ , CO ₂ , H ₂ S	oui*	oui (pur)
Soave-BWR	EoS	VL	VLE	$\leq P_c, \leq T_c$	hydrocarbures (+ eau)	oui	non
Lee-Keesler	EoS	VL	-	$\leq P_c, \leq T_c$	hydrocarbures (C1 - C8), non-polaires ou faiblement polaires	possible	oui
Lee-Keesler-Pocker	EoS	VL	VLLE	$\leq P_c, \leq T_c$	hydrocarbures légers ou composé fortement hydrogénés	oui	oui
MBWR	EoS	VL	-	$\leq P_c, \leq T_c$	très restreint (param. connus)	non	non
Nothnagel	EoS	V	-	-	mol. très associatives	oui	non
Van der Waals	EoS	VL	VLE	-	mél. faiblement non idéaux	oui	non
PR	EoS	VL	VLE	$< 10atm$	mél. faiblement non idéaux / process hydrocarbures	oui	non
PR-Boston-Mathias	EoS	VL	VLE	$< 10atm$	mél. faiblement non idéaux / process hydrocarbures	oui	non
PR-MHV2	EoS	VL	VLE	$< 10atm$	phase pure (préf.) / process hydrocarbures	oui	oui
PR-Wong-Sandler	EoS	VL	VLE	$< 10atm$	phases pures préf.	oui	non
PR Panagiotopoulos-Reid	EoS	VL	VLLE	moyennes à hautes pressions	systèmes simples et purs / process hydrocarbures	oui	non
PR Huron-Vidal (PRH)	EoS	VL	VLLE	moyennes à		oui	non

TABLE B.3: Choix des modèles en fonction des utilisations (informations extraites de PRO/II™ 9.1 *Thermodynamic Data Keyword Manual*, entre autres).

Type d'utilisation	méthodes recommandées	commentaires
gaz bruts (hydrocarbures) à basse pression	BK10 SRK / PR GS / IGS / GSE	bien et rapide idem à basse température bien en haut de colonne
gaz bruts (hydrocarbures) à haute pression	SRK / PR GS / IGS / GSE	bon à haute concentration plus rapide et moins bon à haute concentration
Gaz naturel	SRK / PR / BWRS SRKKD SRKM/PRM/SRKS SRKP/PRP	généralement bons pour hydrocarbures (+eau) systèmes à haute pression avec eau et composés polaires moins bien mais plus simple
hydrocarbures légers	SRK/PR/BWRS SRKKD CPA	molécules semblables meilleurs si présence d'eau si présence d'eau et d'alcools

Nombre adimensionnel

Le coefficient de débit ϕ

Ce paramètre est défini comme le rapport entre la vitesse normale à une section de passage et une vitesse caractéristique. Pour une machine axiale la vitesse liée au débit est la vitesse axiale C_x tandis que pour une machine centrifuge, cette vitesse correspond à la vitesse radiale C_m . La vitesse caractéristique est liée à la vitesse de rotation, $UD/2$ à un rayon pré défini, alors

$$\phi = \frac{C_m}{U} = \frac{(\dot{m}/\rho A)}{N(D/2)}$$

Si on considère que l'aire est proportionnelle à D^2/A et en éliminant les facteurs numériques, on peut écrire :

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho N D^3}$$

Le coefficient de charge ψ

$$\psi = \frac{W_e}{U^2}$$

Ce nombre adimensionnel est une relation entre le travail spécifique et l'énergie cinétique spécifique de référence. Dans le contexte des machines rotatives on peut le réécrire comme:

$$\psi = \frac{W_e}{N^2 D^2}$$

Le nombre de Reynolds R_e :

Le nombre de Reynolds est le rapport entre les forces d'inertie et les forces de cisaillement. Le travail utile est celui des forces d'inertie qui produisent le mouvement du fluide tandis que les forces de cisaillement sont les responsables du travail de dissipation. On déduit que si le rapport des forces d'inertie aux forces de cisaillement est le même pour deux machines, leur rendement est aussi le même. Donc : $R_e = \frac{\rho N D^2}{\mu}$

Vitesse et diamètre spécifique :

Les deux groupes adimensionnels les plus importants pour la sélection d'une turbomachine sont les paramètres de forme : *le diamètre spécifique et la vitesse spécifique*. En éliminant la vitesse N des équations de Ψ et ϕ on trouve le diamètre spécifique

$$D_s = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\phi^{\frac{1}{2}}} \qquad N_s = \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{1}{4}}}$$

Bibliographie

- [1] Hadi Tartousi. Simulation numérique des compresseurs et des turbines automobiles. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2011. Français.
- [2] Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery; Fifth Edition, in SI/Metric units S.L. Dixon, B.Eng., Ph.D. Senior Fellow at the University of Liverpool
- [3] Baptiste Bouillot : Introduction aux méthodes Thermodynamiques pour le génie de procédés, Choix d'un modèle thermodynamique et simulation ; Version 2015-2016. École Nationale Supérieure des Mines de Saint-Étienne ;
- [4] STEPHANIE BERGQVIST. Prediction of Turbo Compressor Maps using CFD, Master's thesis 2014:07, Chalmers University of Technology Gothenburg, Sweden
- [6] ANSYS CFX-Pre User's Guide, ANSYS, Inc
- [7] ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, ANSYS, Inc
- [8] ANSYS TurboSystem User's Guide, ANSYS, Inc
- [9] Srinivas G. Numerical simulation of centrifugal compressor, Department of Aeronautical Engineering, MIT-Manipal University, Manipal, Udupi, Karnataka, India
- [10] Joel H. Ferziger / Milovan Perić, Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd ed. Berlin: Springer; 2002
- [11] Dictionary for the Turbomachinery Domain, Glossary of Terms for the Turbo-machinery Domain Version of October 18, 2002, laboratoire de thermique appliquée et de turbomachines (lt) école polytechnique fédérale de Lausanne
- [12] Tutorial on cryogenic turboexpanders by Jigger Jumonville, Senior Consulting Engineer Atlas Copco Mafi-Trench Company, LLC Santa Maria, California
- [13] Abdenour Berkoune, aide mémoire de mécanique des fluides, définitions et terminologie, formules et équations, 2ème édition
- [14] Manuel opératoire de l'Unité GPL 2. (JGC CORPORATION)
- [15] Mafi-trench corporation, introduction aux Turbo-expandeur Mafi-trench, EUA (Novembre 1999).
- [16] M.Reggio & J.Y Trépanier: Théorie des Turbomachines, école polytechnique Montréal