



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique Université abbes laghrou
khenchela



Mémoire

Département de Génie mécanique

Pour l'obtention du diplôme de :

MASTER

Spécialité : construction mécanique

Par:

Sari Rochdi
Rahali chaker

Thème

Simulation numérique d'un écoulement dans une
Turbine à gaz radiale

Jury:

Dr. Maache Mouna

MCA Univ. de Khenchela

Président

Dr. Chehhat Abdelmadjid

MCA Univ. de Khenchela

Rapporteur

Dr. Zaamouche Radia

MCA Univ de Khenchela

Examineur

2021/2022

REMERCIEMENTS

Le présent mémoire a été réalisé, sous la direction de monsieur professeur Chehhat Abdelmadjid au Département génie mécanique

Faculté des Sciences et technologie l'Université abbes laghrour khenchela , Nous tenons à le remercier vivement d'avoir.

accepté d'être rapporteur de ce mémoire, et qu'il trouve ici l'expression de ma très cordiale gratitude pour les conseils, le soutien et les encouragements qu'il nous a dispensé au cours de la réalisation de ce travail.

Nous remercions tous les enseignants qui feront de cette note un succès.

Enfin, merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

DÉDICACE

*Nous avons toujours pensé faire ou offrir quelque chose à nos
parents en signe
de reconnaissance pour tout ce qu'ils n'ont consenti rien que
pour nous voir
réussir, et voilà, l'occasion est venue.*

*À ceux qui nous ont donné la vie, symbole de beauté, et de
fierté, de sagesse et de
patience.*

*À ceux qui sont la source de notre inspiration et de notre
courage, à ceux qui nous
doivent de l'amour et de la reconnaissance.*

À nos très chères mères et pères.

À nos frères et nos Sœurs.

À tous les membres de nos familles.

*À nos amis, et toutes les personnes qui nous ont connus de près
ou de loin.*

Sommaire

Introduction générale

Contenu du Mémoire

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

I.1. Suralimentation par turbocompresseur

I.1.1. But de la suralimentation

I.2. Eléments Constitutifs D'une turbocompresseur

I.2.1. Carter d'entrée des gaz d'échappement

I.2.2. La turbine

I.2.3 .Le compresseur

I.3. Fonctionnement D'une turbocompresseur

I.4. Enjeux industriels

I .4.1. Présentation du compresseur centrifuge

I .4.2. Présentation de la turbine centripète

I.5.. Approche Thermodynamique

I.5.1. Rendement de la turbine

I.5.2.Rendement du compresseur centrifuge

I.6. Domaines D'application

I.6.1 Avantages Et Inconvénients

Chapitre II : Simulation numérique

Introduction

II.1 . modèle mathématique

II.1.1.Equation de continuité

II.1.2 Equations de conservation de quantité de mouvement

II.1.3 Equation d'énergie

II.1.4 Equations de la turbulence- Modèle k- ϵ standard

II.2. Modèle géométrique de la turbine radiale

II.3.Maillage du domaine

II.3.1 Sensibilité au maillage

II.3.2.Examine mesh

II.3.3.Condition initiales

II.4. Condition aux limites

II.5. Etapes de calcul

II.5.1 Intégration des équations de transport

II.5.2. Discrétisation spatiale

II.5.3. Algorithme de couplage vitesse-pression

II.5.4. Sous relaxation

II.5.5. Critères de convergence

II.6. Convergence des calculs

Chapitre III: Résultats et discussion

Introduction

III.1 Performance de la turbine

III.1.1. Calcul du Rendement

III.1.2. Rapport de Pression (détente) pour la Turbine

III.2. champ de pression

III.3. champ de vitesse

II.4. Influence de la fermeture des ailettes du distributeur

II.5. Influence de la variation de la température d'entrée

Conclusion générale

Introduction générale

Introduction générale :

L'augmentation de la puissance spécifique des moteurs pour une quantité d'énergie consommée donnée, ainsi que le couple à bas régime a toujours été l'un des plus grands défis pour les constructeurs automobiles. Plusieurs solutions s'offrent aux motoristes permettant d'augmenter la quantité d'air admise dans les cylindres. L'augmentation du régime de rotation du moteur est une solution utilisée en compétition, cette technique entraîne des usures multiples dans le moteur et réduit cependant sa durée de vie. La consommation du moteur ainsi que la pollution augmentent lors de l'utilisation de cette technique, tous ces désavantages diminuent la fiabilité, et la rendent incapable d'obéir aux normes actuelles de construction des moteurs automobiles. Une deuxième solution plus facile consiste à augmenter la cylindrée du moteur, par augmentation de la cylindrée unitaire ou bien du nombre des cylindres. L'augmentation de la masse, l'encombrement du moteur, ainsi que la consommation sont des conséquences qui pénalisent cette technique. Une dernière solution consiste à assurer un meilleur remplissage des cylindres par suralimentation.

Le principe de la suralimentation a été proposé pour la première fois par l'ingénieur suisse Büchi en 1905, et fait sa première apparition sur les moteurs d'avions de chasses durant la première guerre mondiale. Dans les années 1950 la suralimentation bénéficie des développements importants avec l'introduction d'une turbine centrifuge, et de nouveaux matériaux plus résistants à la température. A ce jour la suralimentation utilisant les turbocompresseurs est largement répandue sur les moteurs Diesel modernes et dans une moindre mesure sur les moteurs à essence. [1]

Les turbocompresseurs fournissent de l'air comprimé aux moteurs utilisant l'énergie des gaz d'échappement pour entraîner la turbine radiale montée sur le même axe du compresseur, le compresseur, à son tour charge le gaz comprimé dans le conduit d'admission du moteur. Le rôle de la turbine radiale est très primordial, elle doit donc être adaptée non seulement au régime nominal du moteur mais aussi au bas régime où le couple moteur est relativement faible. Pour ceci le turbocompresseur est équipé d'une turbine à géométrie variable, une aube de buse pivotante par un actionneur, peut changer sa zone de gorge de buse pour répondre le fonctionnement du moteur du ralenti au régime nominal et est particulièrement adapté à la réalisation d'une puissance de turbine optimale pour les différents points de fonctionnement du moteur.

Dans cette étude l'écoulement 3D d'air à travers une turbine radiale à géométrie variable utilisée pour un turbocompresseur d'un moteur diesel est simulé numériquement par ANSYS

Introduction générale

FLUENT en régime stationnaire compressible en régime turbulent utilisant le modèle $k-\epsilon$ pour deux positions d'aube directrice de la buse : ouverte et fermée et pour trois régime de rotations de la turbine 50, 70 et 80 ktr/min. ainsi pour deux températures d'entrée des gaz : 600°C et 800°C. Lors des simulations numériques les champs des vitesses et de pression sont présentés et les performances ; rapport de détente, rendement isentropique et puissance récupérée sont calculés et représentés en fonction des différents débits massiques dans tous les cas de simulation pour différentes vitesses de rotation de la turbine et différentes températures d'entée des gaz.

Contenu du Mémoire :

Ce mémoire organisé come suite :

- ❖ Une introduction générale suivie d'une étude bibliographique, et trois chapitres répartis comme suit :
- ❖ Le premier chapitre : présent une description générale des turbomachines et leurs applications dans l'industrie et quelques généralités sur la Suralimentation des moteurs par turbocompresseurs.
- ❖ Le deuxième chapitre : expose le modèle mathématique régissant l'écoulement et la procédure de résolution numérique par le mailleur **GAMBIT** et le code de calcul **FLUENT**
- ❖ Le troisième chapitre : est consacré à discussion des résultats obtenus

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

I.1. Suralimentation par turbocompresseur :

A ce jour la suralimentation est largement utilisée dans les moteurs a combustion interne. La grande majorité des moteurs Diesel fabriqués aujourd'hui sont équipés d'un turbocompresseur tandis que les moteurs atmosphériques sont de moins en moins fréquents. Le mot turbocompresseur ou "turbocharger" en anglais, est l'abréviation de "turbosupercharger". Le supercharger est un compresseur entraîné par le vilebrequin du moteur. Le turbocompresseur permet d'éviter de prendre de l'énergie au moteur, en étant relié à une turbine alimentée par les gaz d'échappement.

La turbine et le compresseur sont montés sur un arbre en commun. L'énergie cinétique des gaz d'échappement assure la rotation d'une turbine centrifète qui entraîne mécaniquement la rotation du compresseur. Dans le cas d'un fonctionnement stable l'énergie fournie par la turbine est égale à l'énergie absorbée par le compresseur. Dans un moteur suralimenté par un turbocompresseur, la masse volumique de l'air à l'admission est augmentée grâce à la compression et au refroidissement de l'air à travers un échangeur de chaleur placé entre le compresseur et l'admission du moteur. La quantité de l'air à l'admission est réglée par une soupape de décharge (Wastegate). En l'absence de soupape, la pression d'admission générée par le turbocompresseur varie avec la pression des gaz d'échappement du moteur. La soupape dérive une partie des gaz d'échappement hors de la turbine, pour contrôler la vitesse de rotation de la turbine, qui à son tour contrôle la vitesse de rotation du compresseur. La fonction principale de la soupape de décharge est de régler une pression de suralimentation maximale pour protéger le moteur et le turbocompresseur. [2]

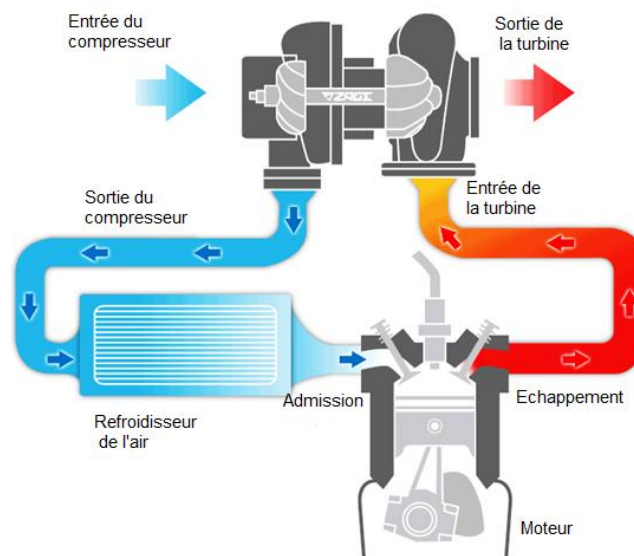


Fig. I.1 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile

I.1.1. But de la suralimentation :

Le But de la suralimentation est d'augmenter la puissance d'un moteur de cylindrée et de vitesse données de façon à réduire le coût du (kilowatt installé). La puissance en watt (W) d'une machine motrice dont le moment du couple est (c) (n.m), et la vitesse de rotation angulaire (ω), (rad/sec) est $P=c.\omega$ pour augmenter la puissance d'un moteur on peut donc agir sur la vitesse de rotation ou sur le couple moteur.

L'accroissement de la vitesse d'un moteur est vite limité par l'inertie des pièces en mouvement. aussi, si l'on veut augmenter la puissance d'un moteur de cylindrée donnée, on agira sur le couple moteur, or celui-ci dépend de la pression des gaz à l'intérieur de cylindre, et celle-ci de la quantité de combustible introduite lorsqu'on augmente la quantité de combustible introduit dans un cylindre. Il faut aussi augmenter proportionnellement la masse d'air, pour assurer une combustion complète de ce combustible. La masse d'air contenu dans un cylindre donnée est proportionnelle à sa pression inversement proportionnelle à sa température absolue. Il y a donc deux solutions possibles :

1. Augmenter la pression de l'air.
2. Abaisser la température de l'air.

En fait ces deux solutions sont utiliser car la compression s'accompagnant d'une augmentation de la température (jusqu'à 160 c°). Il est ensuite nécessaire de réfrigérer l'air compressé pour augmenter le remplissage de la masse de cylindre on appelle taux de suralimentation,

$$N = P_s / P_a$$

- **P_s** : pression de suralimentation absolue.
- **P_a** : pression atmosphérique.

A la puissance nominale, il est compris entre 2,4 et 3 sur les moteur lents à deux temps, et environ 2,8 sur les moteur semi-rapide, il peut atteindre 3,9 sur les moteur << à bas taux de compression >> (btc), et dits << à double suralimentation ce dispositif est utilisé sur les moteurs rapides et semi-rapides.

I.2. Eléments Constitutifs D'une turbocompresseur:

- **Carter d'entrée des gaz d'échappement:**

Pièce moulée en fonte, reliée au collecteur d'échappement par des soufflets de dilatation. Les soufflets de dilatation permettent:

- D'absorber les dilatations dues aux T° de fonctionnement.
- Les désalignements.
- D'absorber les vibrations.

Une paroi d'isolation thermique sépare l'air des gaz (acier inoxydable).

- **La turbine:**

Elle peut être axiale (diamètre > 300mm) ou centripète ($\varnothing < 160$ mm), les deux solutions sont utilisées dans les dimensions intermédiaires. Les ailettes peuvent être rapportées (par une fixation type pied de sapin, talon goujonné, talon en queue d'aronde) ou directement moulées avec la turbine. Les ailettes peuvent recevoir un fil amortisseur de vibrations.

- **Le compresseur**

Les roues de compresseur peuvent être monobloc (généralement en alliage léger) ou deux parties:

- roue d'entrée d'air en acier recouverte d'une laque (résistance à l'érosion et l'oxydation)
- rouet en alliage d'aluminium (diminution de l'inertie) Pour les compresseurs ayant un taux de compression voisin de 4, en raison des températures de refoulement, des matériaux tels que l'acier ou le titane peuvent être employés.

- **Carter d'entrée d'air**

Il reçoit le filtre silencieux et le collecteur d'air de sural des cylindres.

Les températures d'entrée d'air n'étant pas élevées cela permet l'utilisation d'alliage d'aluminium

- **Les paliers:**

Les paliers de compresseurs et de turbines peuvent être lisses ou à billes.

Ils sont situés soit entre la turbine et le compresseur soit de part et d'autre de ces deux éléments.

Les paliers lisses ont pour avantage d'avoir:

- Un taux d'usure plus faible donc une longévité accrue.

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

- Une moins grande sensibilité aux chocs et aux vibrations.
- Un encombrement généralement plus faible.

- **La lubrification des paliers:**

Les paliers lisses sont généralement lubrifiés par le circuit moteur. Ceci va nécessiter un pré-graissage ainsi qu'un post-graissage assurant ainsi la lubrification des paliers avant et après l'arrêt du moteur (temps d'arrêt turbo > temps d'arrêt moteur). Avant l'arrêt, il est impératif de laisser tourner le moteur au ralenti le temps que la vitesse de rotation du turbocompresseur diminue. Ceci va limiter les problèmes de lubrification lors de l'arrêt.

Les paliers à billes sont généralement lubrifiés par de l'huile contenue dans des carters propres au turbocompresseur. L'arrosage des paliers eux-mêmes est assuré par un disque monté sur l'arbre du turbocompresseur. Dans le cas des vitesses de rotation élevées des pompes à huile à engrenages, entraînées par le turbocompresseur assurent la lubrification.

- **Le palier buté:**

Son rôle est de maintenir dans l'axe la position du rotor et ainsi encaisser les poussés axiales du compresseur et de la turbine.

Il est généralement placé côté compresseur en raison des contraintes thermiques moindres.

- **Réfrigération:**

Le fluide réfrigérant dont la température est environ égale à 80°C est toujours l'eau de réfrigération du moteur.

- **L'étanchéité:**

L'étanchéité entre les différentes parties (air, gaz, paliers) peut être assurée par:

- Des séries de labyrinthes éventuellement pressurisés.
- Des segments d'étanchéité. [3]

I.3. Fonctionnement D'une turbocompresseur :

Le turbocompresseur fait partie des principaux systèmes de suralimentation utilisés sur les moteurs à combustion et explosion, conçus pour l'amélioration de la puissance. Il est constitué d'une hélice ou des ailettes et d'une turbine cylindrique. Son principe est l'augmentation de la pression des gaz admis qui permet un remplissage satisfaisant des cylindres en mélange air/carburant. Cette opération permet soit de réduire la consommation avec un moteur de plus faible cylindrée soit d'augmenter la puissance volumique du moteur. Le turbocompresseur est actionné par une turbine animée par la vitesse des gaz provenant du bloc-moteur. Ils transmettent une partie de leur énergie cinétique pour que la turbine pivote, sans la moindre consommation de puissance sur l'arbre moteur. Turbocompresseurs [4]

I.4. Enjeux industriels:

La technologie de suralimentation a atteint un haut degré de raffinement et de nombreuses variations sur le turbocompresseur ont été explorées et dans certains cas mises en production. L'utilisation d'un turbocompresseur commercial, comme base pour un nouveau moteur ou une machine qui fonctionne particulièrement selon différents principes de la thermodynamique est une idée qui apparaît souvent très intéressante, mais ne peut réussir que si elle est effectuée avec une pleine compréhension des principes et des caractéristiques de fonctionnement du compresseur et la turbine. Cette adaptation entre le moteur, le turbocompresseur et tous les organes qui s'y rattachent est l'un des enjeux industriels les plus importants dans la suralimentation. Le choix des composants du turbocompresseur pour constituer un système complet d'un moteur suralimenté est un équilibre complexe de considérations de conception. Le régime du moteur étant variable, la performance requise doit satisfaire la plus grande plage de fonctionnement possible. Dans un marché compétitif, une performance élevée ainsi qu'une bonne économie de carburant seront nécessaires. Ces critères doivent être remplis avec un turbocompresseur nécessitant le moins d'espace et ajoutant le moins de poids possible. L'adaptation du turbocompresseur au moteur n'est pas une problématique récente mais les normes anti-pollution de plus en plus sévères obligent les constructeurs automobiles à maîtriser davantage les émissions polluantes des moteurs. Pour mener à bien les calculs qui permettent d'adapter le moteur au turbocompresseur, il est nécessaire d'avoir une représentation exacte de chaque composant du turbocompresseur et une capacité à déterminer le comportement de l'ensemble du système avec tous ses composants. Des simulations numériques ainsi que des mesures expérimentales doivent

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

Être mis en disposition pour assurer une bonne compréhension des phénomènes physiques liés à l'écoulement à l'intérieur du turbocompresseur. Ces études permettent également d'aider à résoudre certaines problématiques liées au fonctionnement du turbocompresseur notamment à faible débits induisant des instabilités qui peuvent abîmer le système.

I.4.1. Présentation du compresseur centrifuge :

Le terme « compresseur centrifuge » (aussi appelé « compresseur radial ») désigne un type de turbomachines à circulation radiale et à absorption de travail qui comprend des ventilateurs (soufflantes et extracteurs), et des compresseurs.

Les pompes centrifuges, qui sont aussi des turbomachines, désignent des machines faisant circuler des liquides, fluides quasi-incompressibles, et ne sont donc pas des compresseurs (qui eux compriment des gaz compressibles avec changement de volume du gaz). Les pompes centrifuges utilisent, comme les compresseurs centrifuges, des roues à circulation radiale et ont donc mécaniquement une certaine ressemblance avec les compresseurs centrifuges.[5]

Une coupe horizontale et verticale est respectivement représentées dans les **Fig.I.4.1.a/b**.

L'étage complet du compresseur est constitué des parties suivantes :

– La partie amont Le rôle de la partie amont est d'amener l'écoulement jusqu'à la roue avec le moins de pertes possible. Cette partie est souvent précédée par un ou plusieurs coudes selon l'installation du moteur et du filtre à air, ces coudes peuvent avoir des conséquences négatives sur le rendement du compresseur.

La roue : La roue du compresseur comporte une zone inductrice ou les aubes

Commencent dans la partie axiale de la veine méridienne. Grâce à sa vitesse de rotation, l'écoulement est aspiré dans la direction axiale, accélère à grande vitesse, puis expulse 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 des turbocompresseurs automobiles ne comportent pas d'aubages redresseurs. Les diffuseurs lisses ont une grande plage de fonctionnement et un coût moins élevé en comparant avec ceux comportant des aubages, mais au prix d'un rendement inférieur. Ce type de diffuseur est préconisé aux applications à faible taux de compression (inférieur à 2.5).

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. Parmi les caractéristiques géométriques de la volute on distingue ;

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

- la présence d'un bec qui a des conséquences importantes sur l'écoulement dans le compresseur,
- la forme semi-circulaire de la section de la volute, l'évolution azimuthale de la surface de la section de la volute. La volute est le composant le plus négligé du compresseur centrifuge. Le nombre de publications est très faible en comparaison avec le grand nombre de publications sur les autres composants des machines radiale.

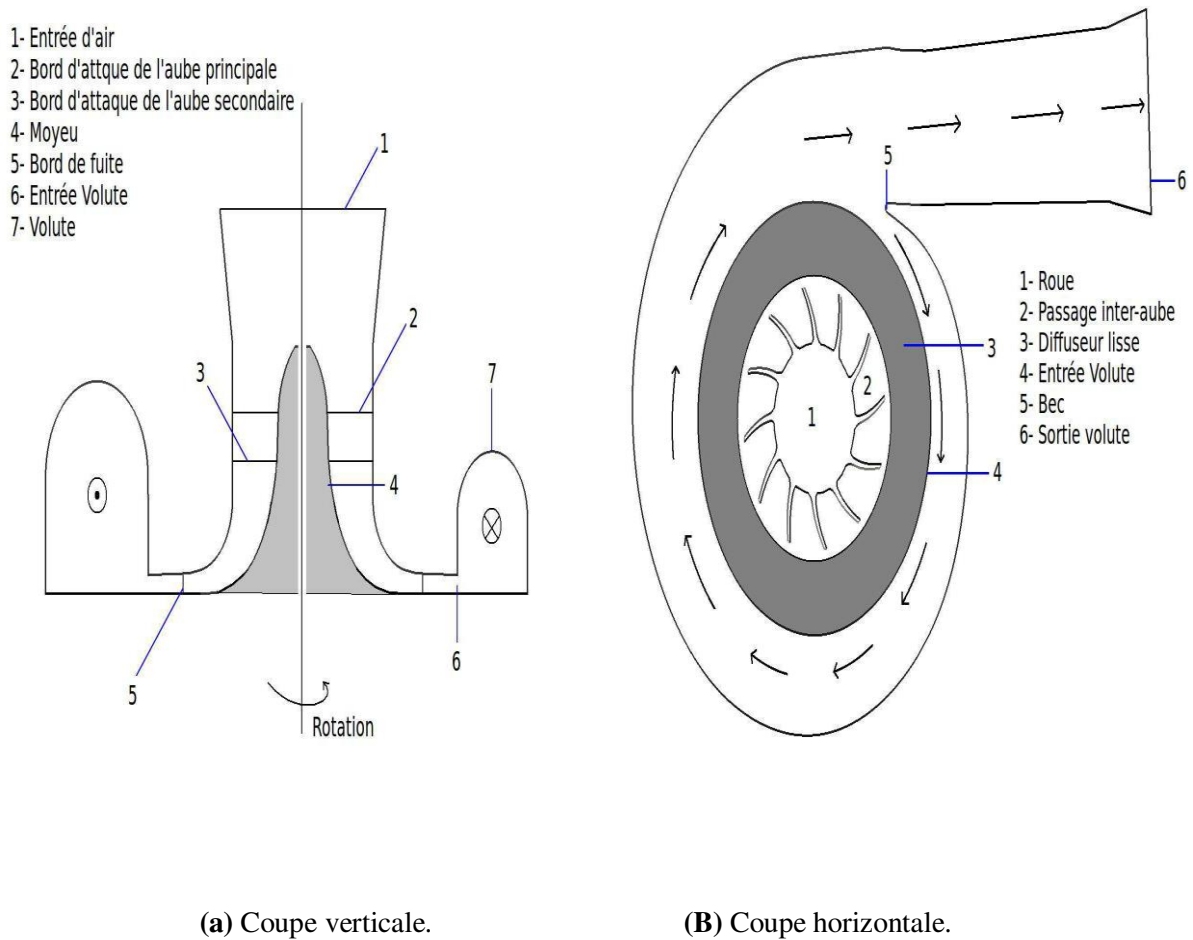
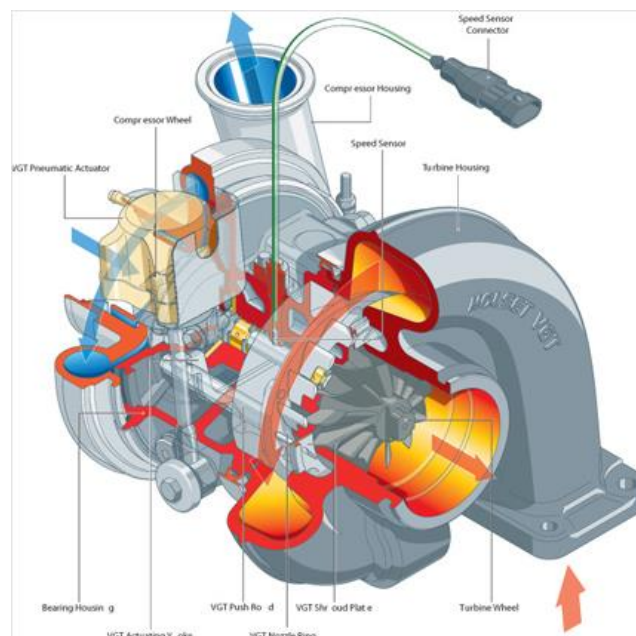


Fig.I .4.1. Illustration 2D des différentes parties du compresseur centrifuge.

I.4.2. Présentation de la turbine centrifète :

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. La turbine, qui peut consister en plusieurs étages, est utilisée pour entrainer la rotation du compresseur et augmenter la quantité d'air dans la chambre de combustion. Les turbines radiales sont largement utilisées dans la suralimentation des moteurs à combustion interne. Dans un turbocompresseur, l'énergie des gaz d'échappement des moteurs est extraite à travers la turbine qui entraine le compresseur par un arbre. Ainsi la puissance du moteur peut être augmentée ou encore la taille du moteur peut être réduite, sans diminuer la puissance spécifique du moteur. En comparant un moteur équipé de turbocompresseur avec un moteur atmosphérique de même puissance, le moteur suralimenté est plus petit, plus léger et nécessite un espace d'installation plus petit. 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.[6]



Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

La géométrie étudiée dans le cadre de cette mémoire est illustrée sur la **Fig I .4.2.1**. Un étage de turbine est généralement composé d'une volute, un distributeur et une roue mobile :

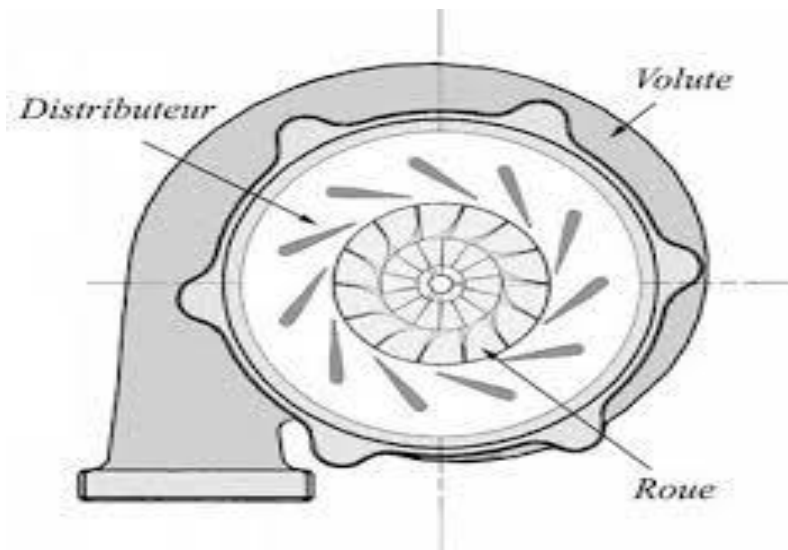


Fig I .4.2.1. Illustration 2D des différentes parties de la turbine.

- **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.

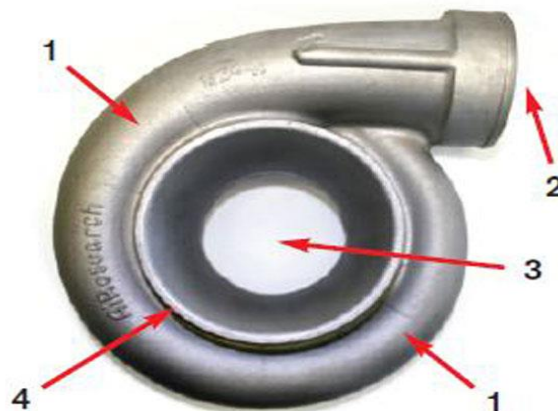


Fig I .4.2.2. La Volute.

1: canal, 2 : entrée de volute, 3 :l'emplacement de la roue, 4 : la sortie

- **Le distributeur :** Le rôle du distributeur est d'accélérer et de guider l'écoulement en entrée de roue. Les conditions en amont du distributeur dépendent du régime moteur, ainsi la

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

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.

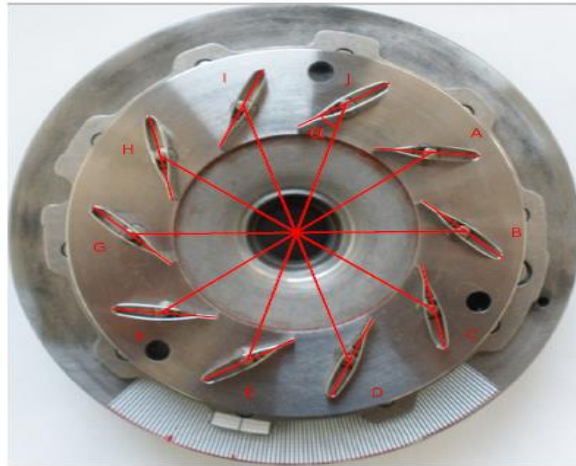


Fig I .4.2.3. Un exemple d'un distributeur réel.

- **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. [6]

I.5.. Approche Thermodynamique:

I.5.1. 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 (Fig I .4.2.2.) 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 :

$$\eta_{T,tt} = \frac{\text{Travail réel}}{\text{Travail isentropique}} = \frac{h_{t01} - h_{t02}}{h_{t01} - h_{t02s}} \quad (\text{I.5.1})$$

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, le rendement isentropique s'écrit :

$$\eta_{T,tt} = \frac{1 - (T_{02}/T_{01})}{1 - (P_2/P_{01})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{I.5.2})$$

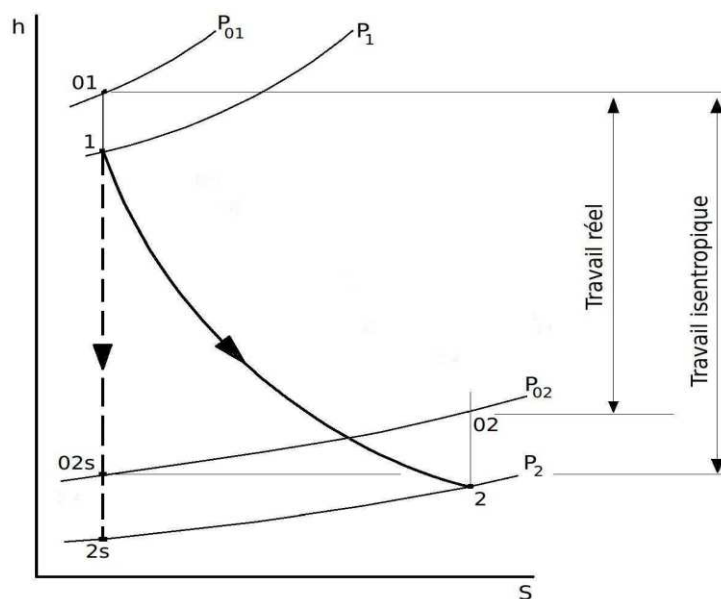


Fig I.5.1.1: Diagramme enthalpie-entropie du processus de la détente.

I.5.2. Rendement du compresseur centrifuge:

Le principe de pompage du milieu actif dans le compresseur centrifuge est identique au principe de fonctionnement de la pompe centrifuge avec une seule différence : le volume du gaz comprimé se réduit, ce qui entraîne l'augmentation de sa densité. Le rendement des compresseurs pareils est habituellement calculé à l'entrée de l'appareil et compte tenu des conditions normales pour le confort d'utilisation. La valeur nominale de ce paramètre, ainsi que la pression à la sortie sont habituellement fixées avant les calculs. Puis, les dimensions géométriques des éléments du rotor sont calculées. En guise d'exemple, la formule, reliant le

Chapitre I: Généralités sur le turbocompresseur

rendement du compresseur centrifuge aux dimensions de la section d'entrée du rotor est la suivante: [7]

$$Q = \left(\frac{\pi}{4}\right) V_{ent} (d_2^2 - d_1^2)$$

Où :

Q : le rendement du compresseur centrifuge, en m³/sec

V_{ent} : la vitesse du flux gazeux à l'entrée de la roue, en m/sec

d_1 : le diamètre extérieur du moyeu de la roue, en m

d_2 : le diamètre minimal du disque recouvrant le rotor, en m

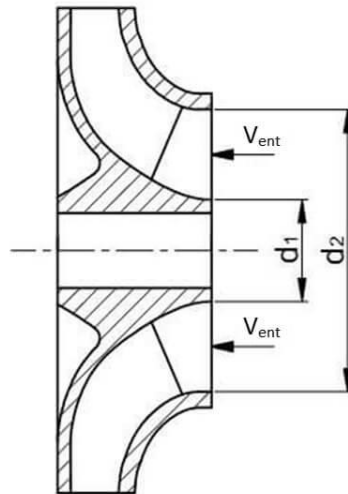


Fig. I.5.1.2: Rendement du compresseur centrifuge

I.6. Domaines D'application :

Parmi les opérations de turbomachines, on peut citer des turbines à vapeur d'eau qui constituent les machines d'introduction pour le produit de l'électricité. Elles sont appliquées dans les centrales thermiques ainsi que dans les centrales nucléaires. Les turbines à condensation sont également utilisées pour le produit contemporain de l'énergie électrique et de la chaleur, pour l'illustration du chauffage trimestriel. Ils conduisent des bateaux, des turbocompresseurs et des turboventilateurs.

Il y a aussi des turbines à pression d'échappement, dans lesquelles la pression à la sortie est beaucoup plus élevée que la pression atmosphérique, elles produisent de l'électricité, et le brume d'échappement est utilisé pour différentes lignes technologiques (fabrication de papier, tissus, etc.).

I.6.1 Avantages Et Inconvénients :

- **Avantages:**

Les moteurs turbocompressés présentent deux principaux avantages pour les conducteurs. Ils ont une plus grande densité de puissance et ils sont plus efficaces, ce dernier point pouvant signifier plus pour plus de personnes. Fondamentalement, un turbocompresseur est relié à un moteur pour lui donner plus de puissance. Cela permet aux petits moteurs de fournir plus de puissance et de couple qu'ils ne le feraient normalement. Les turbocompresseurs utilisent l'air chaud expulsé du moteur pour faire tourner la roue du compresseur et aspirer l'air extérieur.

Cela permet de réduire la quantité de déchets produits. Ainsi, lorsqu'il est bien conduit, un moteur turbo peut être plus efficace qu'un moteur à aspiration naturelle.[8]

- **Inconvénients:**

L'inconvénient du turbocompresseur est l'hystérésis, c'est-à-dire que l'indolence de la roue répond lentement au changement imprévu du robinet d'arrêt des gaz, ce qui fait augmenter ou diminuer le temps d'affaire de la machine. C'est un moment pour une auto qui accélère ou dépasse soudainement.

Chapitre II :Simulation numérique

Introduction

Nous présentons dans cette partie la modélisation des écoulements au voisinage d'une Turbine radial. Nous verrons que les équations fondamentales de la mécanique des fluides que nous utilisons doivent être complétées, en raison du caractère turbulent des phénomènes, par un modèle de turbulence.

II.1. modèle mathématique

II.1.1. Equation de continuité

L'équation de continuité qui exprime la conservation de masse est donnée comme suit:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Avec ρ la masse volumique (kg/m^3) et \vec{u} la vitesse du fluide (m/s).

II.1.2 Equations de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} \cdot \vec{u}) = -\overline{\text{grad } p} + \text{div} \vec{\tau} + \vec{f} \quad (\text{II.2})$$

Avec:

p : la pression (Pa) régnant au sein du fluide.

τ le tenseur des contraintes (Pa).

$\vec{f} = \rho \vec{g}$: Représente les forces de volume principalement le poids et \vec{g} est l'accélération de la pesanteur (m.s^{-2}).

II.1.3 Equation d'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue à partir de premier principe de la thermodynamique, Son expression est la suivante :

$$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T) = \Delta(\lambda T) + q + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad (\text{II.3})$$

Avec :

$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T)$: la variation totale d'énergie.

$\Delta(\lambda T)$: la variation d'énergie par conduction; dans notre cas.

q : la puissance volumique dissipée.

$\beta T \frac{Dp}{Dt}$: La variation d'énergie due à la compressibilité (pour un écoulement incompressible, elle est égale à zéro).

$\mu\Phi$: La dissipation irréversible due aux frottements visqueux.

Les coefficients, c_p , λ et β sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

II.1.4 Equations de la turbulence- Modèle k - ε standard

Pour notre simulation, nous avons utilisé les modèles *Standard k- ε* .

- **Modèle k - ε standard :**

Le modèle *standard k- ε* est le plus simple des modèles complets dits à deux équations. Ce modèle suppose que le régime de turbulence est pleinement établi dans tout le domaine et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables par rapport à ceux de la viscosité turbulente. Il est basé sur l'hypothèse de Boussinesq, à savoir qu'il existe une analogie entre l'action des forces visqueuses et les contraintes de Reynolds dans l'écoulement moyen, soit : [9]

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{II. 4})$$

Le modèle calcule la viscosité turbulente μ_t en faisant intervenir l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ε comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II. 5})$$

Deux équations de transport sont utilisés : une pour l'énergie cinétique de turbulence k et l'autre pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique ε .

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} = \nu_t \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \varepsilon \quad (\text{II. 6})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - c_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II. 7})$$

Selon la valeur des constantes empiriques C_μ , σ_k , σ_ε , $c_{1\varepsilon}$ et $c_{2\varepsilon}$, les résultats du calcul peuvent différer. Cela constitue une faiblesse de ce modèle, bien que les auteurs admettent le plus souvent des mêmes valeurs.

Chapitre II : Simulation numérique

Comme nous allons utiliser par la suite le code Fluent pour les simulations numériques des écoulements, nous présentons dans le **tableau II.1.4.1** les valeurs de ces constantes utilisées par défaut : [9]

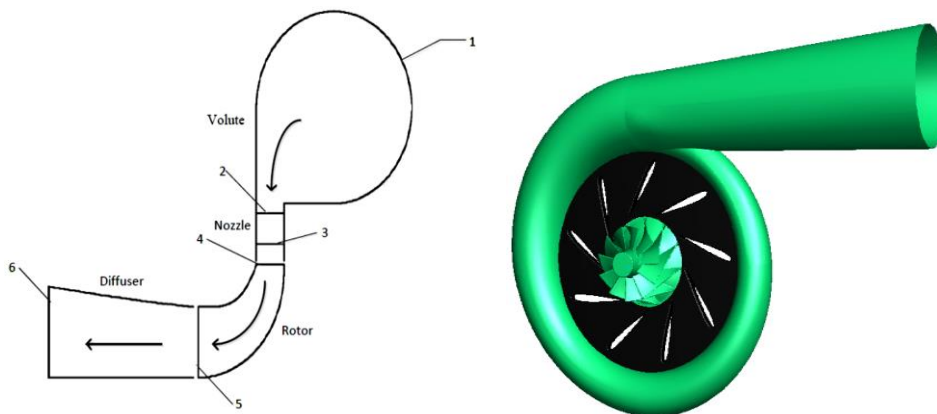
$c_{1\varepsilon}$	$c_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3	0.9

Tableau II.1.4.1: Coefficient empirique du modèle *k-ε standard*

Ce modèle est très largement utilisé en ingénierie. Il est en effet robuste, économique en temps de calcul et suffisamment précis et validé pour une large gamme d'écoulements turbulents.

II .2. Modèle géométrique de la turbine radiale:

La situation physique correspond à un écoulement tridimensionnel, en charge, turbulent et incompressible. La zone d'étude se limite à une géométrie dans Les composants fondamentaux sans la roue, la volute et le diffuseur.(figure II.2) de façon à pouvoir représenter correctement les profils de vitesse, pression...etc. en utilisant le minimum de ressource possible et bénéficier de temps de calcul convenable.



- 1:** volute inlet parameter.
- 2:** volute exit and nozzle inlet parameter.
- 3:** nozzle exit parameter.
- 4:** rotor inlet parameter.
- 5 :** rotor exit paramètre.
- 6 :** diffuser exit paramètre.

Fig. II .2 illustration **2D** et **3D** d'une Turbine Radiale.

II.3. Maillage du domaine :

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à l'écoulement [10]. De sa qualité dépend la précision des calculs. Un nombre de mailles insuffisant fera diverger les calculs ou sera responsable d'une diffusion numérique trop importante. Il faut trouver un compromis entre le nombre de mailles et le temps de calcul qui augmente considérablement avec le raffinement de la discrétisation du domaine. [11]

Dans notre étude, un maillage structuré est utilisé dans tous les calculs en 3D. Le maillage peut être raffiné convenablement sur Gambit pour bien contrôler les résultats. Au niveau de la roue, le diffuseur et la volute, là on a considéré que l'information est plus pertinente, donc on s'intéresse à un maillage **tétraédrale** plus dense. Dans ce cas, ces deux parties contiennent les plus grands nombres de mailles.

Les simulations réalisées ont permis de valider le maillage proposé, qui sera utilisé pour la suite de cette étude. Il s'agit d'un maillage structuré, avec un nombre de 1112115 cellules. Lors de cette étude, nous avons mis en évidence la capacité du logiciel Fluent à modéliser un écoulement turbulent au niveau d'une turbine radiale.

élément	Spacing = 1
La volute	884336 mailles
Diffuseur	62173 mailles
La roue	165606 mailles
TOTAL	1112115 mailles

Tab. II.3. représenté le nombre des mailles au niveau de la roue, diffuseur et la volute.

II.3.1 Sensibilité au maillage

Un maillage de qualité est primordial pour obtenir une bonne convergence lors de la simulation numérique. Il ne doit être ni trop lâche pour ne pas perdre d'informations, ni trop dense pour ne pas nécessiter trop de ressources de calcul.

Le modèle *standard k-ε* de deux équations utilisées a été choisi pour leur stabilité, leur robustesse de convergence et leur haut degré de validation.

Chapitre II : Simulation numérique

La densité du maillage se ressent évidemment sur les temps de calcul et le nombre d'itérations nécessaires pour la convergence d'une solution.

Pour toutes les simulations, on considérera un maillage de 1112115 éléments qui correspond le mieux pour un équilibre entre la précision et le temps de Car des mailles plus fines, si elles une influence sur le maillage.

II.3.2.Examine mesh :

Le mailleur "Gambit" offre un outil permettant de vérifier et d'examiner le maillage et ses éléments constitutifs (faciaux en 2D ou volumiques en 3D) d'après plusieurs critères (rapport d'aspect, obliquité, dimensions, étirage ...etc.). Ce qui nous a permis de vérifier la qualité de notre maillage par rapport au critère le plus important, à savoir une obliquité inférieure à (skew) 0,98.

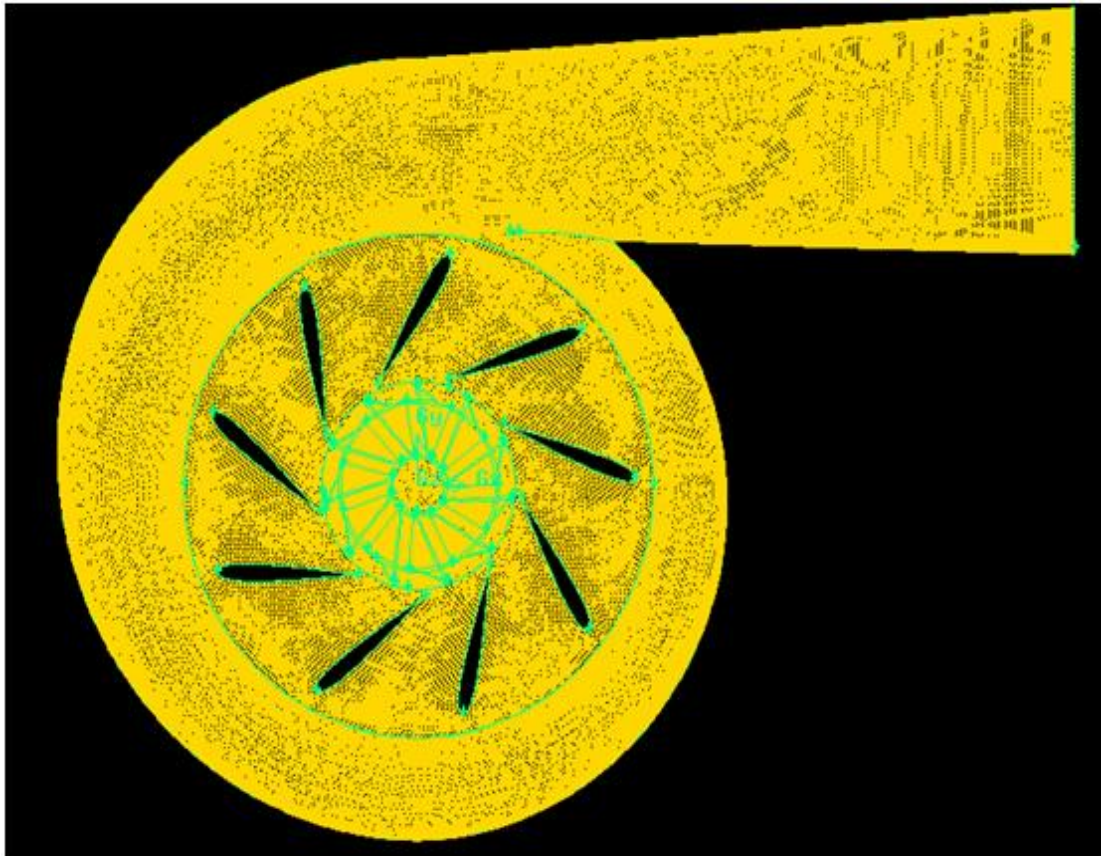


Fig. II.3.2. Représenté la turbine avec un maillage tétraédral (Spacing =1).

II.3.3. Condition initiales :

Le solveur fluide est ouvert lorsque 3D est sélectionné, puis l'importation de la maillé fichier est fait. Le fichier est ensuite maillé subit une vérification de nombre de grilles sont trouvés. Après cette vérification de la grille.

Suite à cette mise à l'échelle est fait. L'échelle est mise à l'échelle mm. Grille créé a été changé pour mm. Après cette définition des différents paramètres sont effectuées.

Solveur et de sélection des matériaux : Le solveur est défini en premier. Solveur est pris comme base de la pression et de la formulation comme implicite, espace 3D et le temps comme stable. Formulation de la vitesse absolue et en option gradient comme base de Green-Gauss cellulaires sont prises. Équation de l'énergie est prise en considération. Le milieu visqueux est également pris. Tout d'abord l'analyse est effectuée en utilisant un flux turbulent et ensuite k-epsilon est considéré. Le choix du matériau est fait. Matériau choisi est de l'air. Les propriétés d'air sont considérées comme suit :

Densité = 1.138 kg / m³.

Cp (capacité thermique spécifique) = 1006.43 J / kg K.

Conductivité thermique = 0.0242 W / m K.

Viscosité = 1.7894 x 10⁻⁵ kg / m s.

Masse molaire = 28.966 kg / kmol.

L'analyse est réalisée dans des conditions de fonctionnement de 101 325 Pascal. Gravité est pas prendre en considération.

La roue : Pour les lames matériau solide prise était en aluminium et la rotation origine de l'axe on a pris comme **(0,0,0)** et la direction de l'axe de rotation est défini comme (0,0, -1) et le type de mouvement a été sélectionnée maillage mobile.

L'analyse similaire a également été réalisée pour un écoulement turbulent, en utilisant la méthode k-epsilon.

Chapitre II : Simulation numérique

Les conditions initiales représentent l'état de base du modèle à l'instant où commence la simulation. Elles s'appliquent sur des surfaces du domaine de calcul, la déclaration de ces dernières se fait après avoir chargé les volumes maillés sous Fluent. On peut définir alors la valeur de la pression si on travaille à pression imposée. Toutes les propriétés du fluide à l'entrée sont connues. Il suffit d'imposer les profils de vitesses nécessaires et ceux des paramètres de la turbulence (**tableau. II.3.3**).

Vitesse d'entrée [Krpm]	50, 70, 80
Pression d'entrée [Kpa]	110230
Pression de la sortie [Kpa]	35
Température d'entrée [°K]	873 / 1073
Température de l'atmosphère [°K]	310
Température des gaz à la sortie de la roue [°K]	Selon l'expérience
Intensité de turbulence [%]	10

Tab. II.3.3: Conditions limites concernant l'entrée.

II.4. Condition aux limites :

Les types de frontières entourant le domaine et considérés dans chaque cas étudié dans ce travail sont résumés dans le tableau ci-dessous **Tab. II.4**

Dans une modélisation, on ne peut pas toujours représenter la totalité de l'ouvrage. Plusieurs types de conditions aux limites sont proposés dans le code de calcul Fluent. Nous en utilisons essentiellement trois : vitesse d'entrée, pression et le flux.

- La **première** condition aux limites «*velocity-inlet*» correspond à une vitesse imposée.
- La **deuxième** condition «*Pressure-inlet*» «*Pressure-outlet*» (pression de entrée/sortie). Ce sont des conditions de type Neumann ou naturelles.
- La **troisième** condition «*wall*» est une condition de flux. Elle est appliquée au niveau des parois ou des seuils.

La figure **II. 4** indique les conditions aux limites appliquées à la turbine pour les différentes simulations.

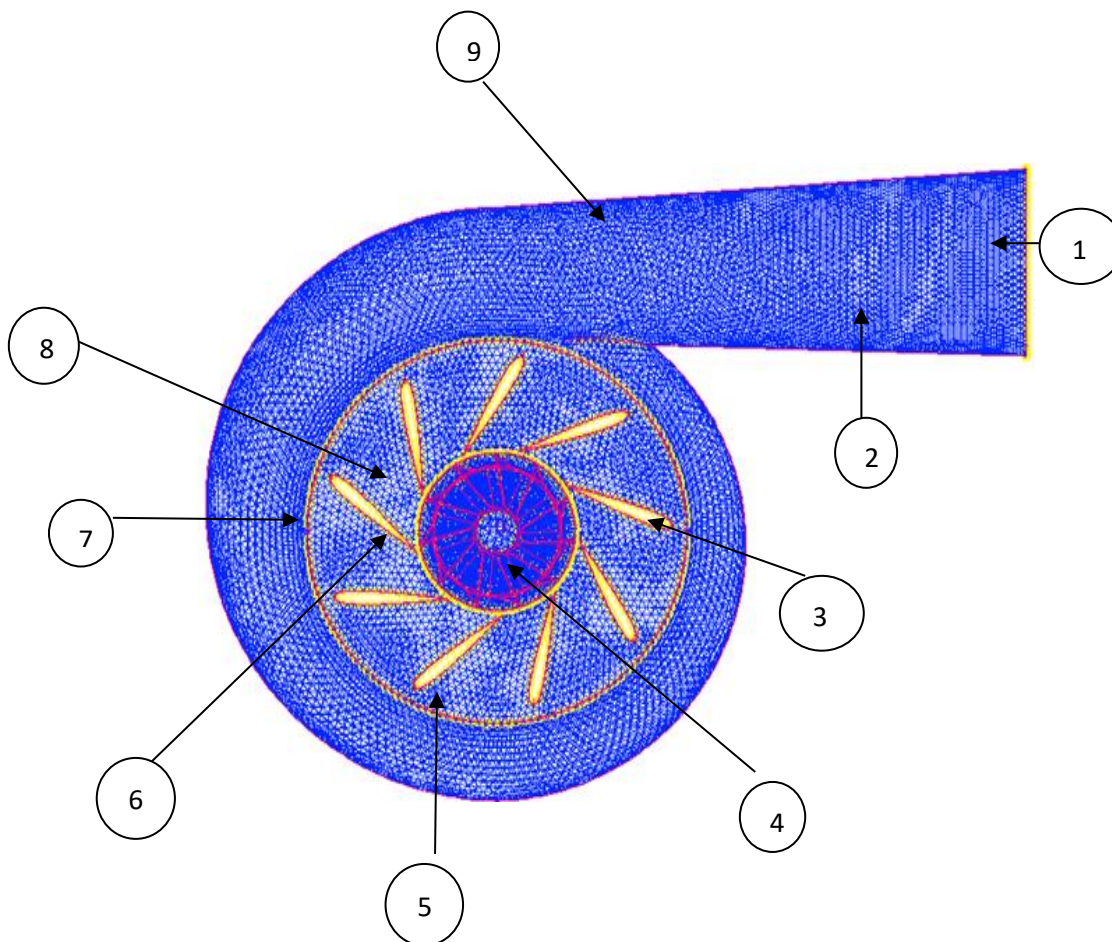


Fig. II. 4: Conditions aux limites appliquées au domaine de calcul.

Région		Types des Frontières
1	Entrée	Pressure-Intel
2	Enveloppe	Wall
3	Interface -Diffuseur-Volute	Interface
4	Interface-Impeller-Diffuseur	Interface
5	Interface- Volute-Diffuseur	Interface
6	Sortie	Pressure-Out Let
7	Volume_ Diffuseur	Fluide
8	Volume_ Impeller	Fluide
9	Volume_ Volute	Fluide
10	Wall	Wall

Tab. II.4.1: Représenté les Condition aux limites.

Les écoulements turbulents sont affectés de façons significatives par la présence de parois. Au contact avec celle-ci, la vitesse du fluide est nulle. Au voisinage, la turbulence est fortement amortie et les phénomènes dus à la viscosité moléculaire y sont prépondérants. La turbulence augmente très rapidement lorsque l'on s'éloigne des parois. Certaines équations comme celles des modèles de turbulence $k-\varepsilon$ ou RSM ne sont plus valables près des parois car l'écoulement turbulent n'est pas pleinement établi. Une modélisation différente des phénomènes est alors nécessaire dans ce cas.

Deux approches différentes peuvent être utilisées sous Fluent :

La première approche semi-empirique, utilise une fonction appelée « Wall Function». Elle permet de relier le mur à la couche extérieure, pleinement turbulente. Il existe trois

Chapitre II : Simulation numérique

options d'utilisation. La première «Standard Wall Function » est proposée par défaut par le code Fluent, la seconde «Non- Equilibrium Function» est particulièrement adaptée pour les écoulements complexes, soumis à de forts gradients de pression et la troisième «Enhanced Wall Treatment» qui tient le plus compte de l'effet de paroi.

La deuxième approche consiste à modifier le modèle de turbulence choisi pour le rendre compatible avec l'écoulement aux parois. Elle nécessite un raffinement du maillage au voisinage des parois. [12]

II.5.Etapes de calcul :

Les étapes décrites ci-dessous sont propres au régime permanent. Généralement on distingue :

- l'intégration des équations de transport.
- la discrétisation spatiale.
- le couplage pression-vitesse.
- la convergence.

II.5.1 Intégration des équations de transport :

Fluent est un logiciel utilisant la méthode des volumes finis. Il résout les équations de transport de la matière (équation de continuité), de la quantité de mouvement, de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente. Cette méthode est très répandue en mécanique des fluides tridimensionnelle. Son avantage est qu'elle est conservatrice, c'est-à-dire que tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans le volume voisin. Un point est positionné au centre de chaque volume et est appelé centre de volume de contrôle, il sera noté **P**. les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions **N, S, W, E, T et B** (se rapportant aux directions **North, South, West, East, Top et Bottom** respectivement) (figure II.5.1).

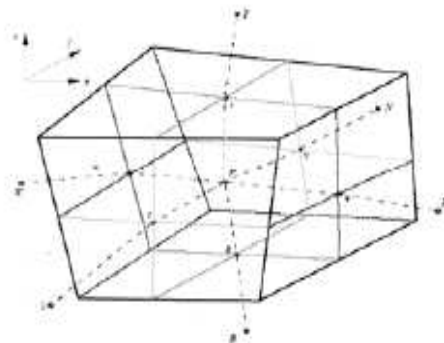


Fig II.5.1: Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel

Son principe est décrit par **Patankar (1980)** : chaque équation continue est intégrée sur chaque volume de contrôle puis le théorème **d'Ostrogradski** est utilisé pour transformer certaines intégrales de surface en intégrales de volume. L'expression générale de ces équations est :

$$\underbrace{\text{div}(\rho\Phi\vec{U})}_1 = \underbrace{\text{div}(\Gamma\text{grad}\Phi)}_2 + \underbrace{S_\Phi}_3 \quad (\text{II. 8})$$

(1) : représente le bilan entrée/sortie de la quantité Φ dans le volume de contrôle V (de contour A , normale sortante à la surface \vec{n} dû à la convection.

(2) : représente la variation de Φ due à la diffusion.

(3) : est le terme puits/source.

Ces équations sont intégrées sur un volume de contrôle dV et leur forme intégrale devient alors :

$$\int_A n(\rho\Phi U)dA = \int_A n(\Gamma\text{grad}\Phi)dA + \int_V S_\Phi dV \quad (\text{II. 9})$$

Cette méthode des volumes finis est dérivée de celle des éléments finis. Elle présente l'avantage d'être facilement compréhensible par rapport à d'autres méthodes telles que celles des éléments finis ou la méthode spectrale. Elle a été de plus, largement validée.[13]

II.5.2.Discrétisation spatiale

Les équations de transport de Φ sont ensuite discrétisées sous la forme :

$$\alpha_P \Phi = \sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (\text{II. 10})$$

Où nb représente les indices des cellules voisines. Le nombre de cellules voisines dépend de la topologie du maillage (6 cellules voisines pour un maillage hexaédrique).

Cette équation est à écrire pour chaque cellule de centre P du domaine. Le système d'équation aux dérivées partielles est donc transformé en un système algébrique représenté sous forme de produit de matrices comprenant un grand nombre de coefficients nuls. Fluent propose deux schémas de discrétisation :

➤ **Schéma amont du premier ordre** : ce schéma permet une certaine stabilité dans les calculs mais est responsable de diffusion numérique.

➤ **Schéma amont du second ordre** : l'utilisation de cette méthode permet de minimiser la diffusion numérique mais peut faire diverger le calcul.

II.5.3. Algorithme de couplage vitesse-pression

L'algorithme couramment utilisé se nomme **SIMPLE** (Semi Implicite Method for Pressure Linked Equation). L'idée générale de cet algorithme est de corriger petit à petit la pression ainsi que les composantes de la vitesse afin que ses variables qui vérifient les équations de la quantité de mouvement vérifient également l'équation de continuité. Cet algorithme résume la résolution du problème posé dans les séquences suivantes :

- Tous les champs sont estimés en tous points du maillage.
- A l'aide de ces valeurs, les coefficients des équations sont calculés.
- Les coefficients étant fixes, un solveur linéaire est introduit pour résoudre tout d'abord les trois équations de la quantité de mouvement et fournir les composantes de vitesse U^* , V^* , W^* et la pression P^* correspondante demeurant celle utilisée pour calculer les coefficients de la deuxième étape.

Des corrections P' , U' , V' et W' sont ensuite apportées à ces champs afin que les nouveaux champs P , U , V et W soient les champs qui vérifient à la fois les équations de la quantité de mouvement et l'équation de continuité.

$$P = P^* + P'$$

$$U = U^* + U'$$

$$V = V^* + V'$$

$$W = W^* + W'$$

Ces nouvelles valeurs P , U , V et W sont alors réintégréées dans les équations de la quantité de mouvement, ce qui permet d'obtenir trois relations fonctionnelles entre les différentes corrections (les champs P^* , U^* , V^* , W^* étant connus). Précisons qu'il s'agit des relations simplifiées car certains termes sont ici annulés, ce qui constitue d'ailleurs la seule approximation de l'algorithme SIMPLE.

$$U' = f_1(P')$$

$$V' = f_2(P')$$

$$W' = f_3(P')$$

Les champs U , V , W sont ensuite reconstitués et n'ont plus que pour seule inconnue commune P' . La substitution de leurs valeurs dans l'équation de continuité donne une relation unique sur P' . Qui est résolue par le solveur. [14]

P' . Étant connu, les champs exacts P , U , V , W vérifiant à la fois les équations de quantité de mouvement et l'équation de continuité, le sont également, ce qui était notre objectif de départ. Toutes les autres équations du problème sont résolues par le solveur.

Chapitre II : Simulation numérique

Si les critères de convergence sont vérifiés, les champs ainsi déterminés sont les champs solutions du pas de temps considéré. Si ce n'est pas le cas, le processus est réitéré à partir de la deuxième étape : les coefficients sont recalculés à partir des nouvelles valeurs des champs.

II.5.4.Sous relaxation :

La sous relaxation est régulièrement utilisé dans les problèmes non linéaires pour éviter que le processus itératif précédemment ne diverge. Elle consiste à diminuer la rapidité des changements d'une variable, d'une itération à l'autre, par l'introduction d'un coefficient de sous relaxation α_Φ . comme nous l'avons vu précédemment, toutes les équations de transport, après avoir été discrétisées, peuvent être mises sous la forme générale suivante :

$$\alpha_P \Phi_P = \sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + S_U \quad (\text{II. 11})$$

Si nous notons Φ_P^* la valeur de Φ_P à l'itération précédente, il est possible d'écrire *

$$\Phi_P = \Phi_P^* + \left[\frac{\sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + S_U}{\alpha_P} \right] - \Phi_P^* \quad (\text{II. 12})$$

Cette variation peut alors être amortie par l'introduction d'un facteur de sous relaxation α_Φ de la manière suivante :

$$\Phi_P = \Phi_P^* + \alpha_\Phi \left[\frac{\sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + S_U}{\alpha_P} - \Phi_P^* \right] \quad (\text{II. 13})$$

C'est ici le cas dans la mesure où lorsque le processus a convergé, Φ_P est censé ne plus varier d'une itération à l'autre.

Cette sous relaxation est donc appliquée à toutes les variables, hormis la pression, au niveau de la troisième étape du processus itératif lorsque les équations sont résolues par le solveur linéaire. La pression demande également à être sous relaxée afin que l'équation de continuité soit résolue sans problème de divergence. La sous relaxation s'effectue d'une manière un peu différente compte tenu de l'existence de l'algorithme de couplage vitesse-pression. Elle est simplement introduite dans la correction de pression P' sous la forme suivante :

$$P = P' + \alpha_P P' \quad (\text{II. 14})$$

Tous les facteurs de sous relaxation doivent être compris entre les valeurs **0** et **1**. Plus ils sont faible, plus la sous relaxation est forte et plus la convergence est lente **Tableau. II.5.4**. Mais plus ils sont forts, plus la sous relaxation est faible et plus il y a de chance de faire intervenir des instabilités dans le processus itératif.

Chapitre II : Simulation numérique

Il n'existe pas de généralités pour choisir les coefficients de sous relaxation. Cela peut dépendre de la nature du problème du nombre et de la taille des cellules du maillage de la procédure itérative choisie. Il faut cependant savoir que le choix de ces facteurs est essentiel pour le bon déroulement de la procédure itérative.

Les commandes de solutions sont fixées comme indiqué ci-dessous.

Solution Controls	
Pression	0.3
Densité	0.5
Momentum:	0.5
Energie	0.7
Schémas de discrétisation	
Pressure-Velocity coupling	Simple
Momentum	First Order Upwind
Energie	First Order Upwind

Tab. II.5.4 . Représente les facteurs de sou-relaxation, Schémas de discrétisation et couplage vitesse-pression.

II.5.5.Critères de convergence :

Une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations. Elle a convergée lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qui doit être défini par l'utilisateur. Le critère de convergence est donc utilisé pour stopper le processus itératif lorsqu'il est satisfait. Le critère de convergence utilisé repose sur le résidu d'une équation du problème définie par l'utilisateur. En toute rigueur, le résidu correspond à la somme, sur toutes les mailles, des erreurs effectuées en question lorsque les variables déterminées par le processus sont réintégréées dans l'équation discrétisée. Par définition :

$$R_\phi = \sum_{\text{maill}} \left(\sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b - \alpha_P \Phi_P \right) \quad (\text{II. 15})$$

En choisissant une équation du système ainsi qu'une valeur de résidu à ne pas dépasser sur cette équation. L'utilisateur fixe un indicateur de la convergence. A chaque itération, le résidu passe en deçà de la valeur fixée, le processus s'arrête considérant que les calculs ont convergé et passe au pas de temps suivant.

En général, il est difficile de juger de la convergence à partir de ce résidu car il dépend de la taille du système. Fluent rend adimensionnel le résidu en utilisant un facteur d'échelle représentatif du débit de Φ sur le domaine. Ce résidu relatif est défini par :

$$R_\phi = \frac{\sum_{\text{maill}ep} |\sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b - \alpha_P \Phi_P|}{\sum_{\text{maill}ep} |\alpha_P \Phi_P|} \quad (\text{II. 16})$$

Fluent propose par défaut l'utilisation de ces résidus relatifs, et c'est la méthode que nous utiliserons pour juger de la convergence des calculs.

Résiduelle de contrôle On est fait et critères de convergence sont mis en place. La convergence. Critères de divers paramètres sont énumérés ci-dessous.

Continuity	0,001
X-vélocité	0,001
Y vélocité	0,001
Z-vélocité	0,001
Energie-	1e-06
K epsilon	0.001

Tab. II.5.5 Critères de divers paramètres.

Le nombre d'itérations est alors mis en place et des itérations commencent. L'itération se poursuit jusqu'à la convergence est atteinte. [15]

II.6. Convergence des calculs :

On considère que le calcul a convergé lorsque le résidu est stabilisé.

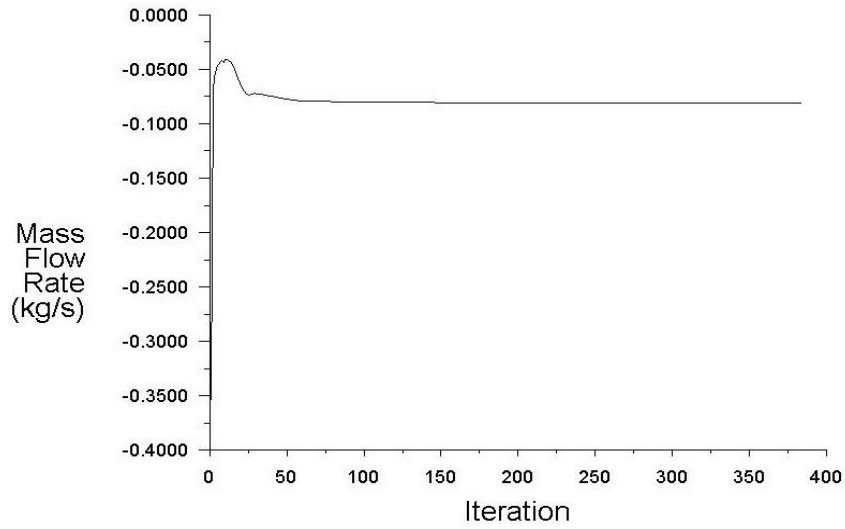


Fig.III.5 : Exemple pour une convergence de Débit en fonction d'itération pour une Vitesse de rotation 160 Krpm est une pression d'entrée $P_e=180$ KPa.

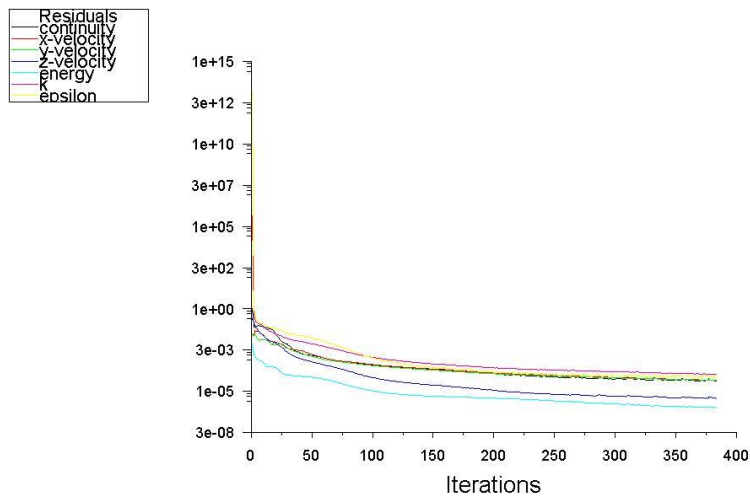


Fig III.5 : Allures de l'évolution des résidus de calcul.

Chapitre III : Résultats et discussion

Introduction

La turbine radiale est utilisée dans beaucoup d'applications en turbomachine pour sa compacité, robustesse, la production économique. A l'heure actuelle, la plupart des constructeurs automobiles et développeurs de moteurs se concentrent sur la réduction des émissions de CO₂.

Ce chapitre est consacré essentiellement à l'exploitation des résultats des modèles de simulation numérique .

III.1 Performance de la turbine

Le rapport de détente, le rendement isentropique et puissance récupérée par la turbine sont étudiés pour deux positions d'ailettes (ouverte et fermée). La température à l'entrée est prise égale à 600°C et 800°C.

Dans cette partie, seulement le distributeur, la volute et la roue sont pris en compte dans les simulations. Le distributeur contient des entretoises chaque entretoise est remplacée par une ailette pour rendre le distributeur axisymétrique, ce qui diminue considérablement le temps de calcul.

III.1.1.Calcul du Rendement :

On a :

la température d'entrée de la turbine :

- $T_{\text{entrée}} = 873 \text{ K}$.
- $T_{\text{entrée}} = 1073 \text{ K}$.
- $P_{\text{entrée}} = 11000 \text{ Pa}$ jusqu'à $P_{\text{entrée}} = 23000 \text{ Pa}$.
- $P_{\text{sortie}} = 35000 \text{ Pa}$.
- $\gamma = 1,4$.

Le rendement isentropique est calculé en utilisant la relation suivante :

$$\eta = \frac{1 - (T_e/T_s)}{1 - (P_e/P_s)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \text{III. 1.1.}$$

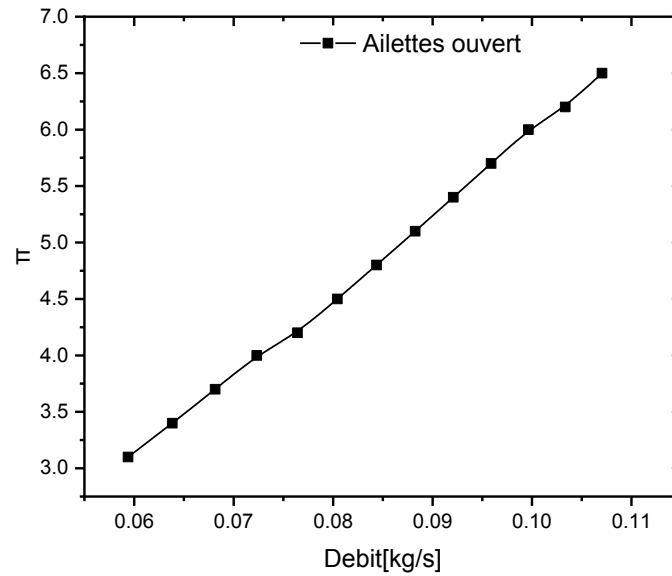
Les rapports de pressions $(\frac{P_e}{P_s})$ et de températures $(\frac{T_e}{T_s})$ sont calculés à partir des valeurs moyennes obtenus par les simulations, les rendements correspondants sont donnés par les tableaux des résultats suivants :

III.1.2.Rapport de Pression (détente) pour la Turbine :

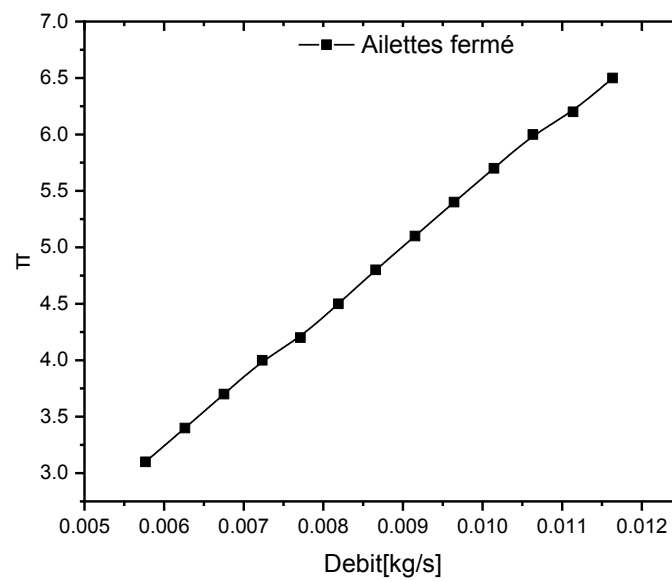
$$\pi = \frac{P_{entrée}}{P_{sortie}}$$

P entrées	P sorties	Π
110000	35000	3.1
120000	35000	3.4
130000	35000	3.7
140000	35000	4
150000	35000	4.2
160000	35000	4.5
170000	35000	4.8
180000	35000	5.1
190000	35000	5.4
200000	35000	5.7
210000	35000	6
220000	35000	6.2
230000	35000	6.5

Tab. III.1.2.1.Représenté les rapports de Detente du la turbine.



(a) illette ouverte.



(a) illette fermée.

Fig. III.1.2.1. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d'ilette (a) et (b).

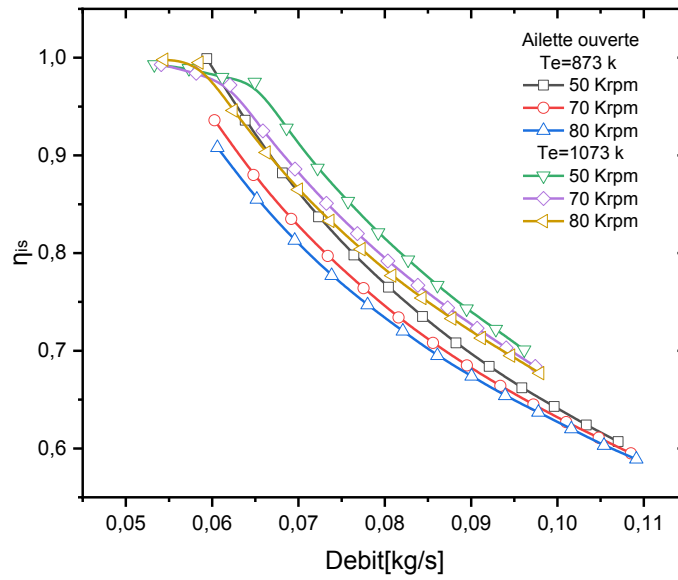


Fig. III.1.2.2..Rendement isentropique en fonction de Débit massique pour les positions d'ailettes ouverte avec $T_e= 873\text{ k}$ et $T_e= 1073\text{ k}$

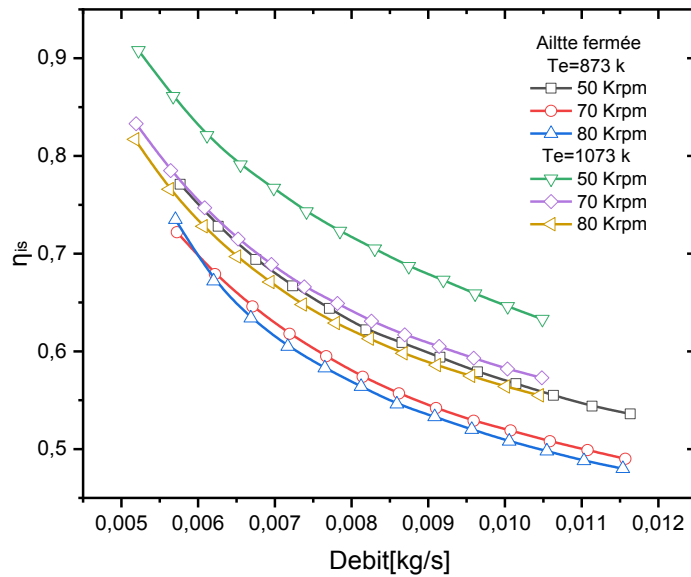


Fig. III.1.2.3..Rendement isentropique en fonction de Débit massique pour les positions d'ailettes fermée avec $T_e= 873\text{ k}$ et $T_e= 1073\text{ k}$

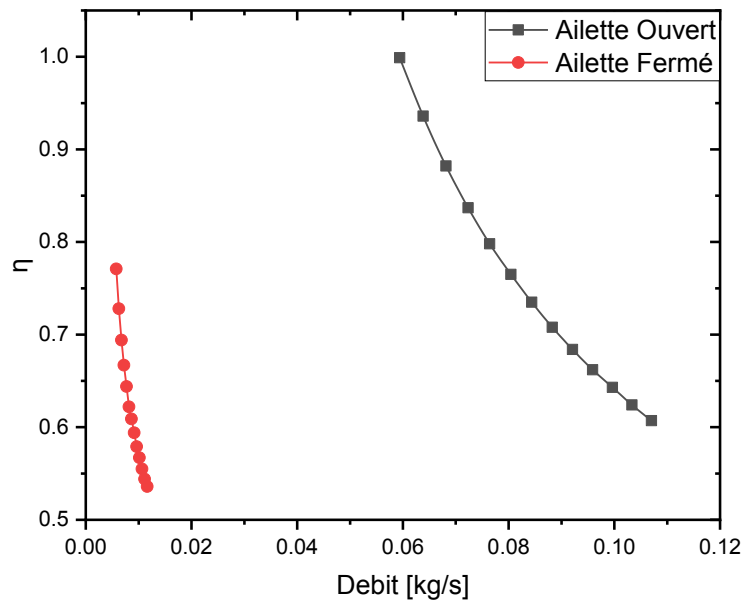
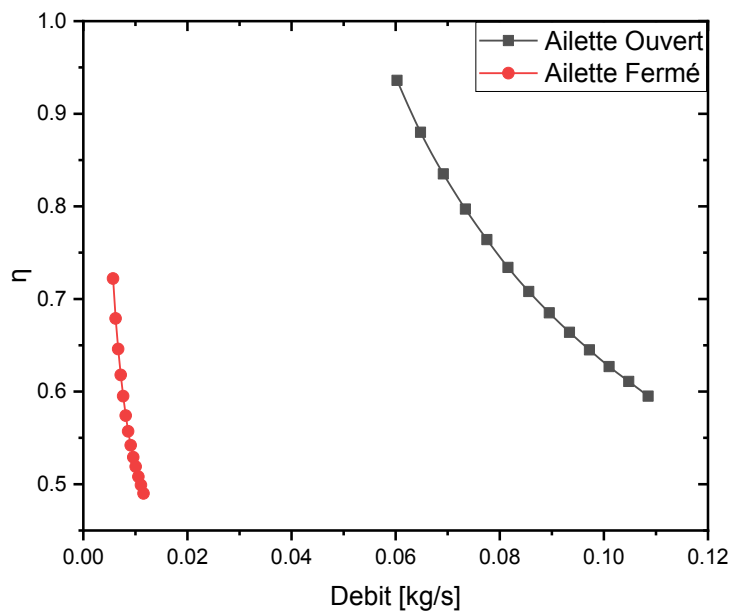


Fig. III.1.2.4. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d’ilette (a) et (b) : $T_e=873$ k et 50 Krpm.



(b) ilette Ouverte.

Fig. III.1.2.5. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d’ilette (a) et (b) : $T_e=873$ k et 70 Krpm.

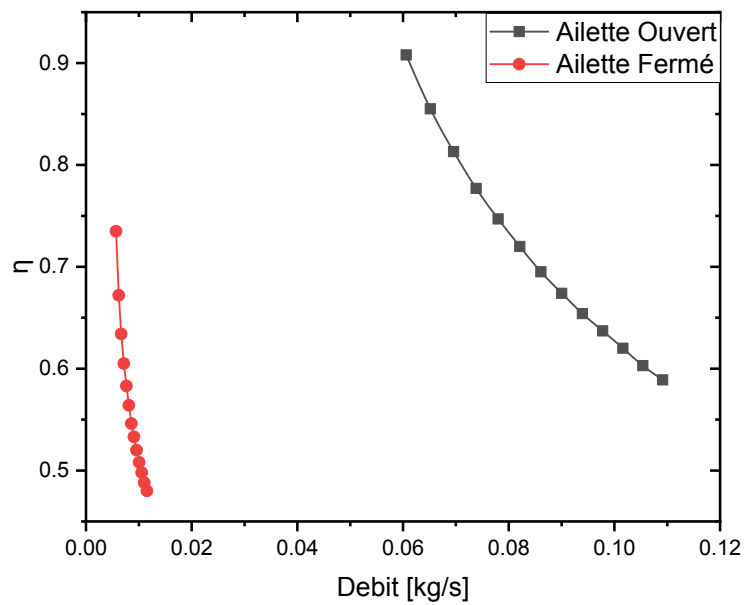


Fig. III.1.2.6. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d'ilette (a) et (b) : $T_e=873$ k et 80 Krpm.

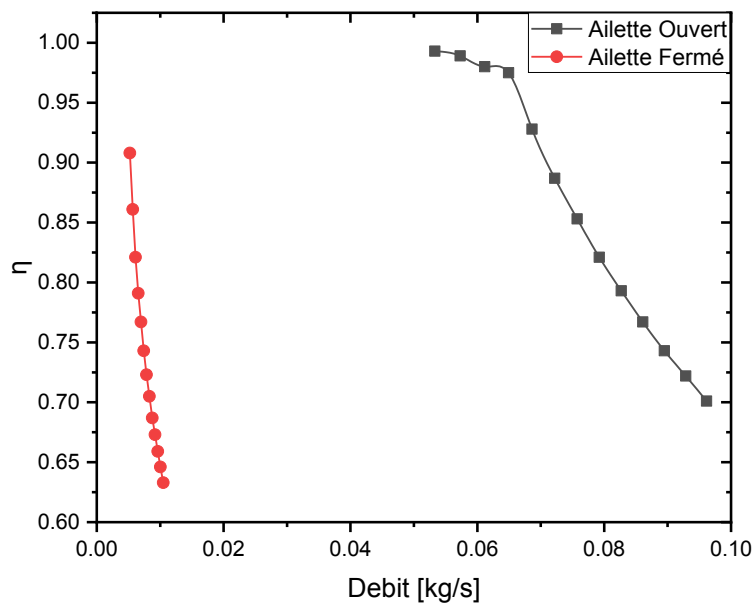


Fig. III.1.2.7. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d'ilette (a) et (b) : $T_e=1073$ k et 50 Krpm.

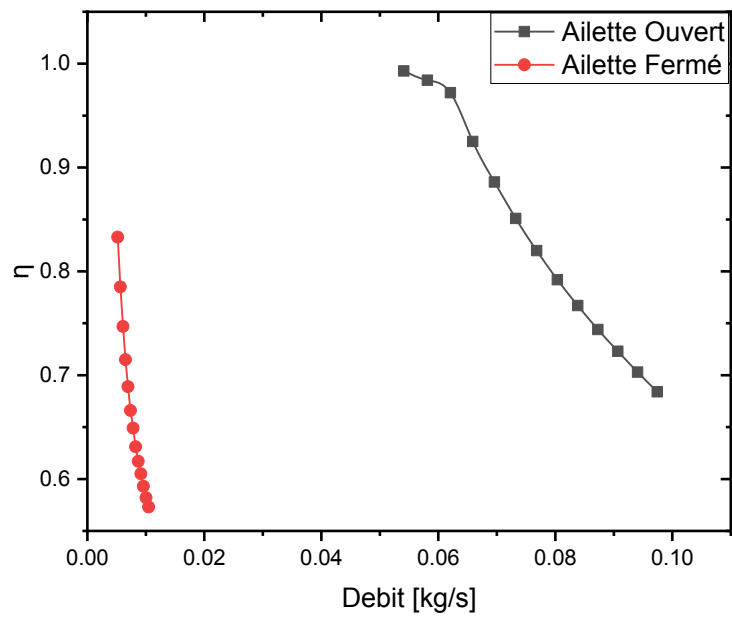


Fig. III.1.2.8. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d'ilette (a) et (b) : $T_e=1073$ k et 70 Krpm.

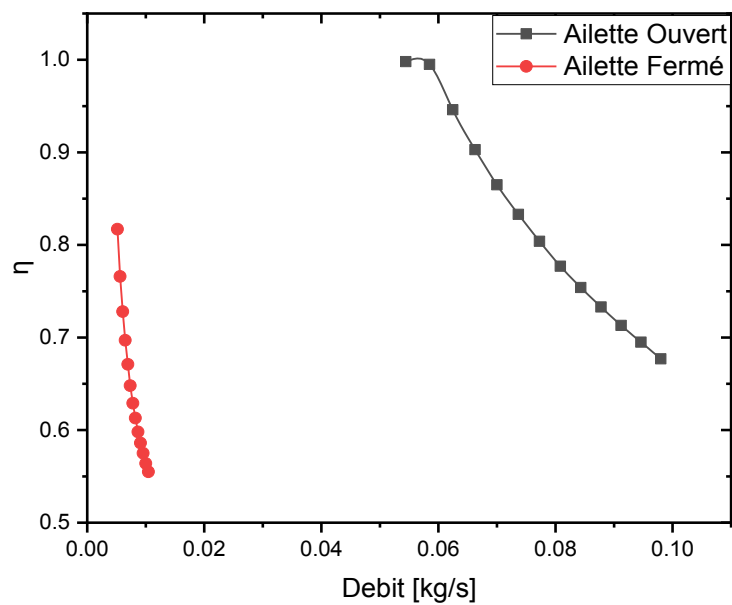
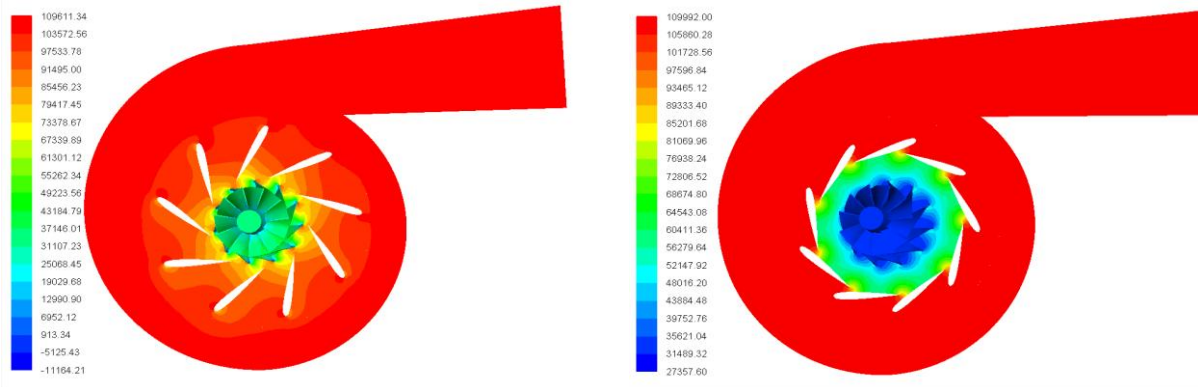
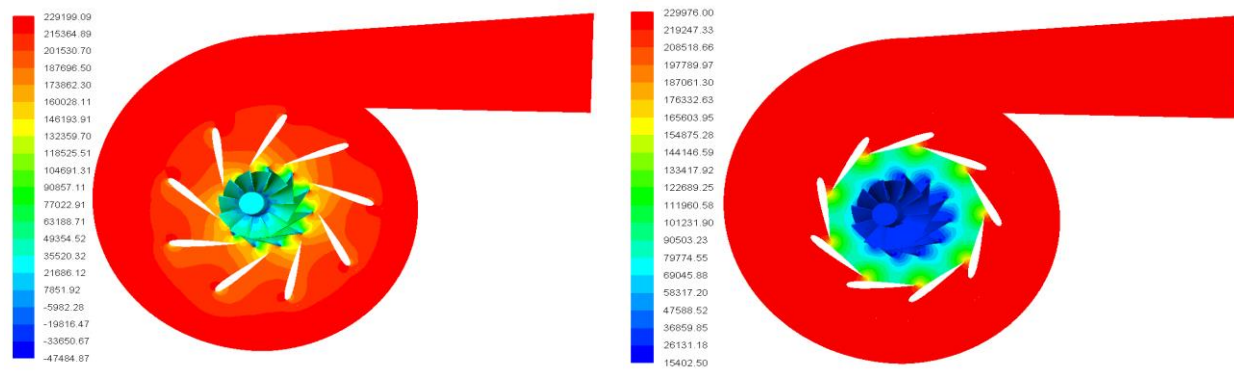


Fig. III.1.2.9. Représenté les courbes des rapports de Detente en fonction de Débit massique pour les deux positions d'ilette (a) et (b) : $T_e=1073$ k et 80 Krpm.

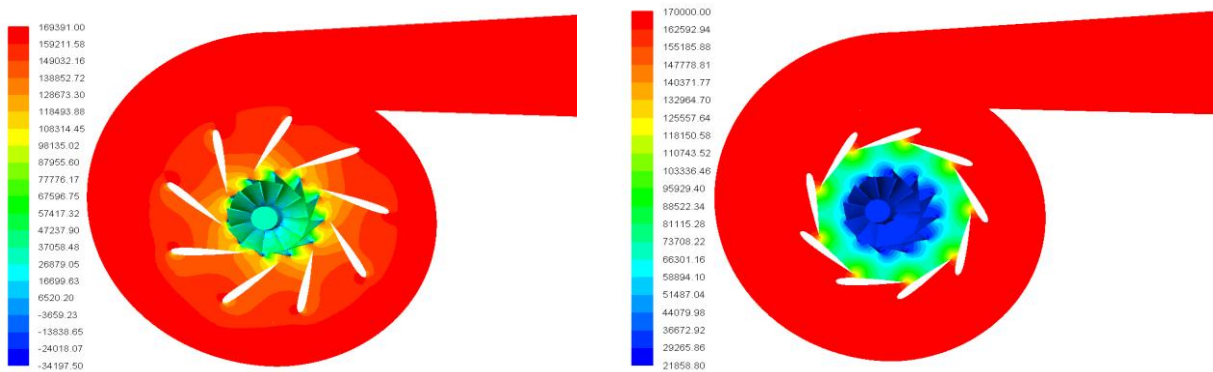
III.2.champ de pression :



(a). $\Pi= 3.1$

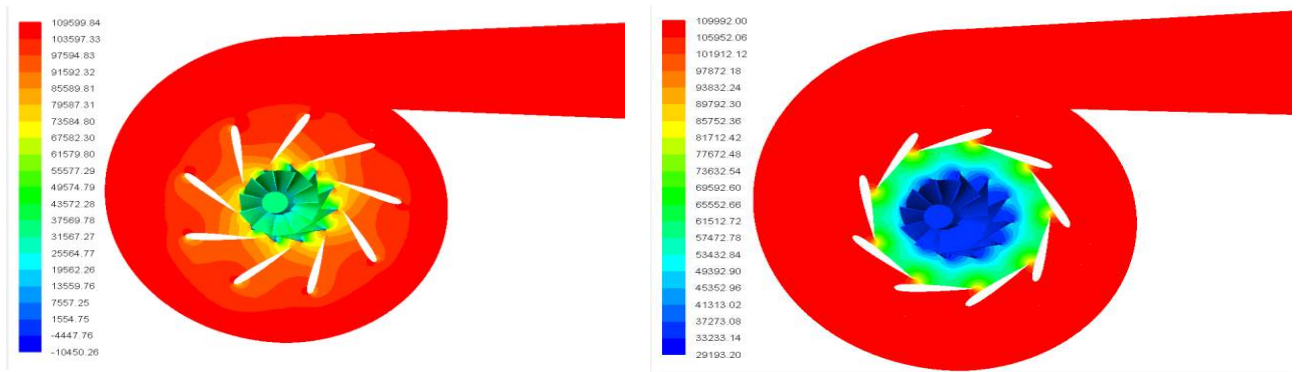


(b). $\Pi= 4.8$

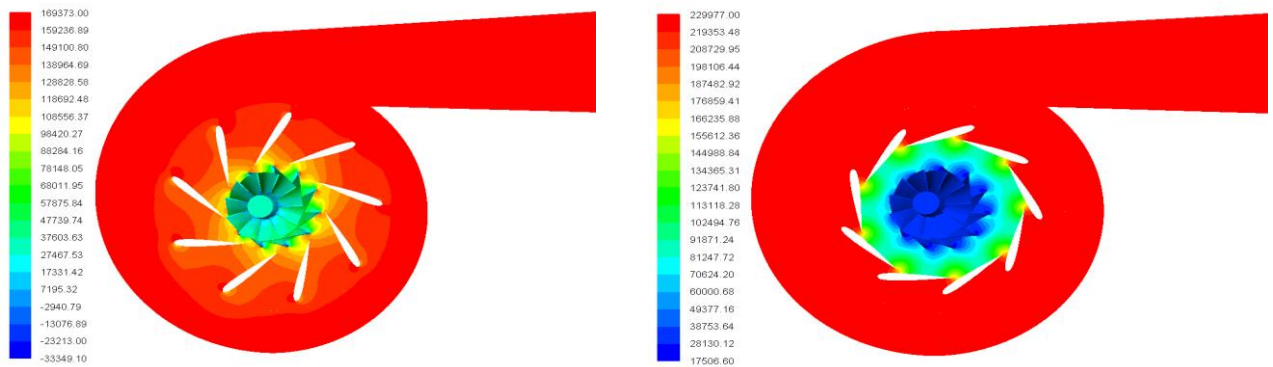


(c). $\Pi= 6.5$

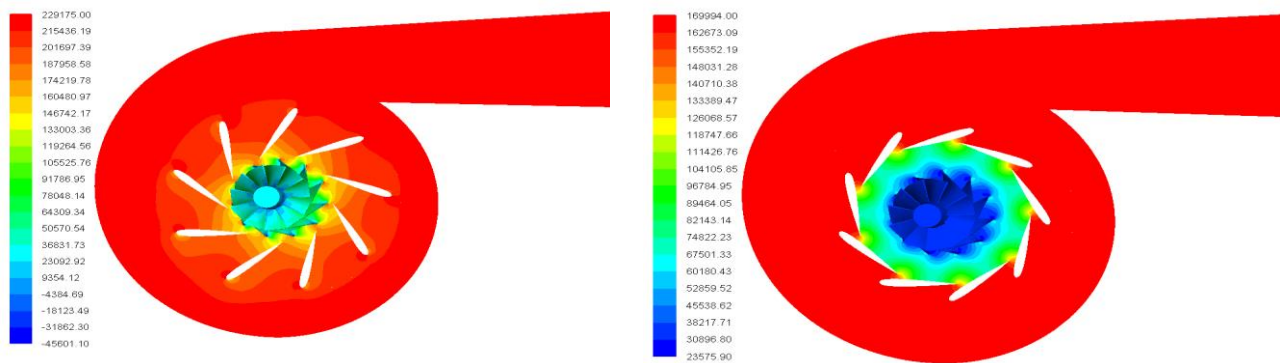
Fig. III.2.1. Contours des pressions statique Pour les deux position ouverte et fermée et trois rapports de pression (a,b,c) et une vitesse de rotation 50Krpm.



(a). $\Pi= 3.1$

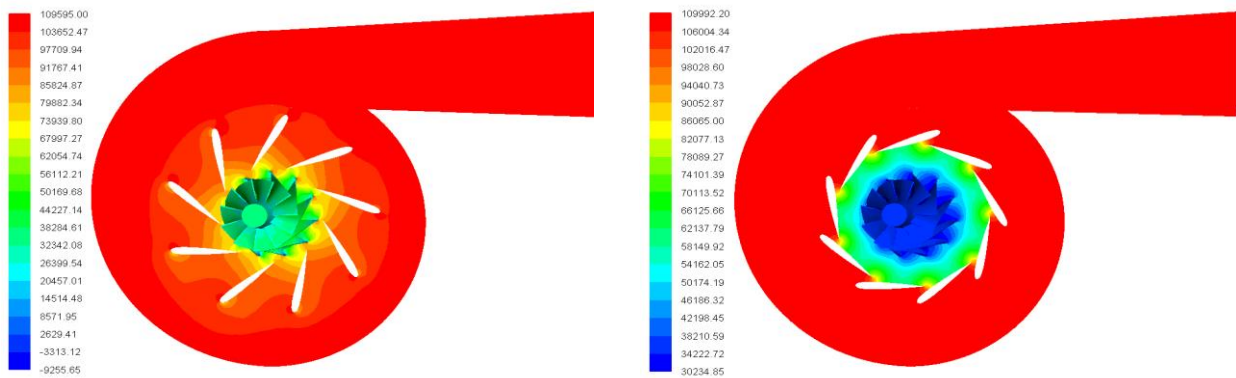


(b). $\Pi= 4.8$

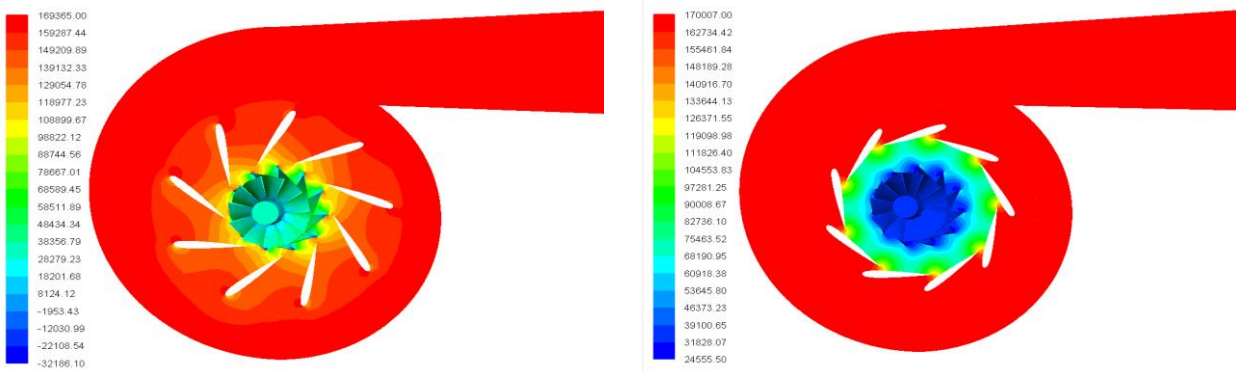


(c). $\Pi= 6.5$

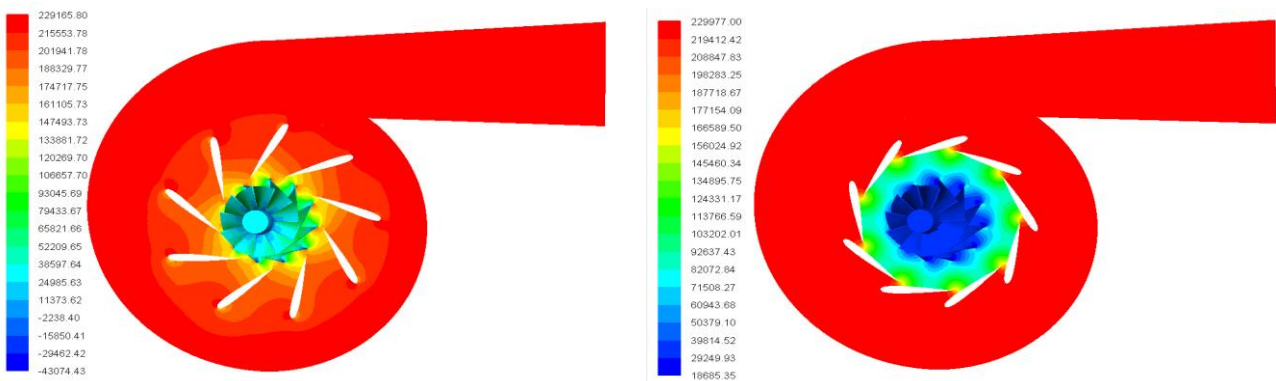
Fig. III.2.2. Contours des pressions statique Pour les deux position ouverte et fermée et trois rapports de pression (a,b,c) et une vitesse de rotation 70Krpm.



(a). $\Pi= 3.1$



(b). $\Pi= 4.8$



(c). $\Pi= 6.5$

Fig. III.2.3. Contours des pressions statique Pour les deux position ouverte et fermée et trois rapports de pression (a,b,c) et une vitesse de rotation 80Krpm.

Discussion :

Les figures. (III.2.1,2,et 3) montrent les contours de la pression statique. On Remarque que la pression diminue de l'entrée de Volute jusqu'à la sortie de la Roue, la chute de pression qu' on a observé de l'entrée à la sortie est justifiée par le transfert d'énergie de pression en énergie cinétique et par les frottement du fluide avec les parois mises en évidence.

Une petite dépression est notée au passage du fluide entre les parois du diffuseur, elle s'explique par le rétrécissement de la section de passage où le principe de conservation de la masse (équation de continuité) impose une accélération du fluide, et simultanément le principe de conservation d'énergie (équation de Bernoulli), impose donc une diminution de pression.

La figure Fig. III.2.4. montrent que la pression est élevée au niveau du coté intrados et diminuée du coté extrados des aubes de la roue, alors que sa valeur maximale est envisagée au niveau de leurs bords d'attaque.

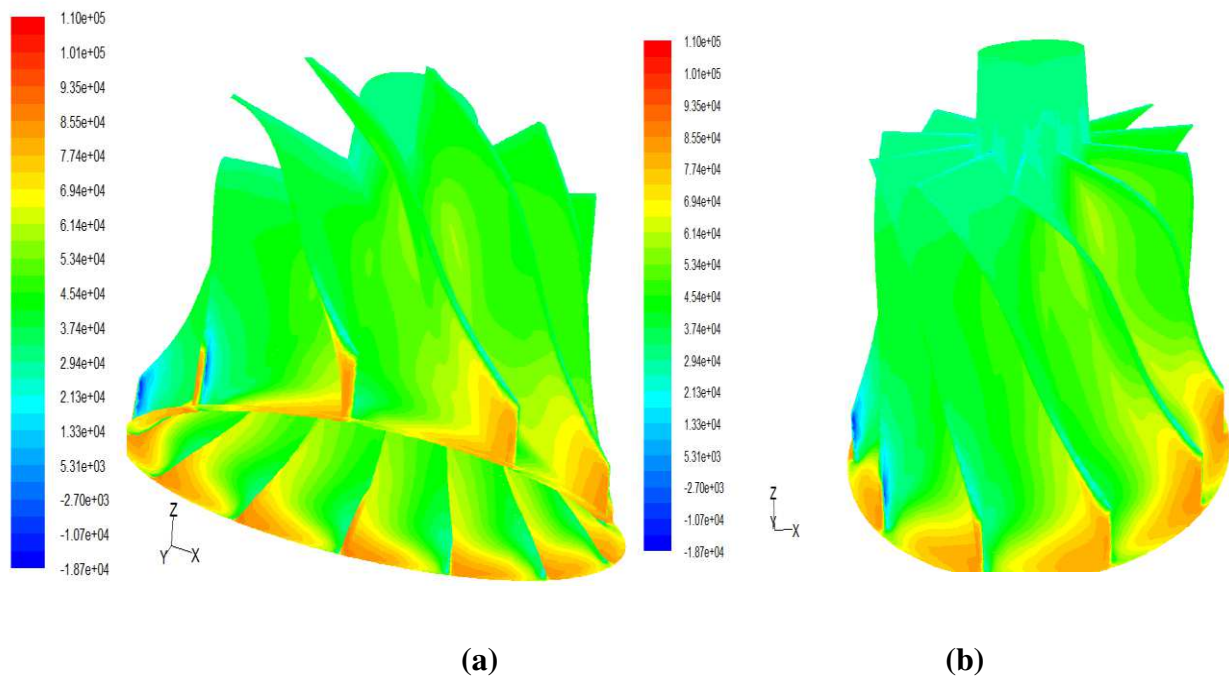


Fig. III.2.4. Montrent respectivement la pression à l'intrados (a) et l'extrados (b) de l'aube.

III.3.champ de vitesse :

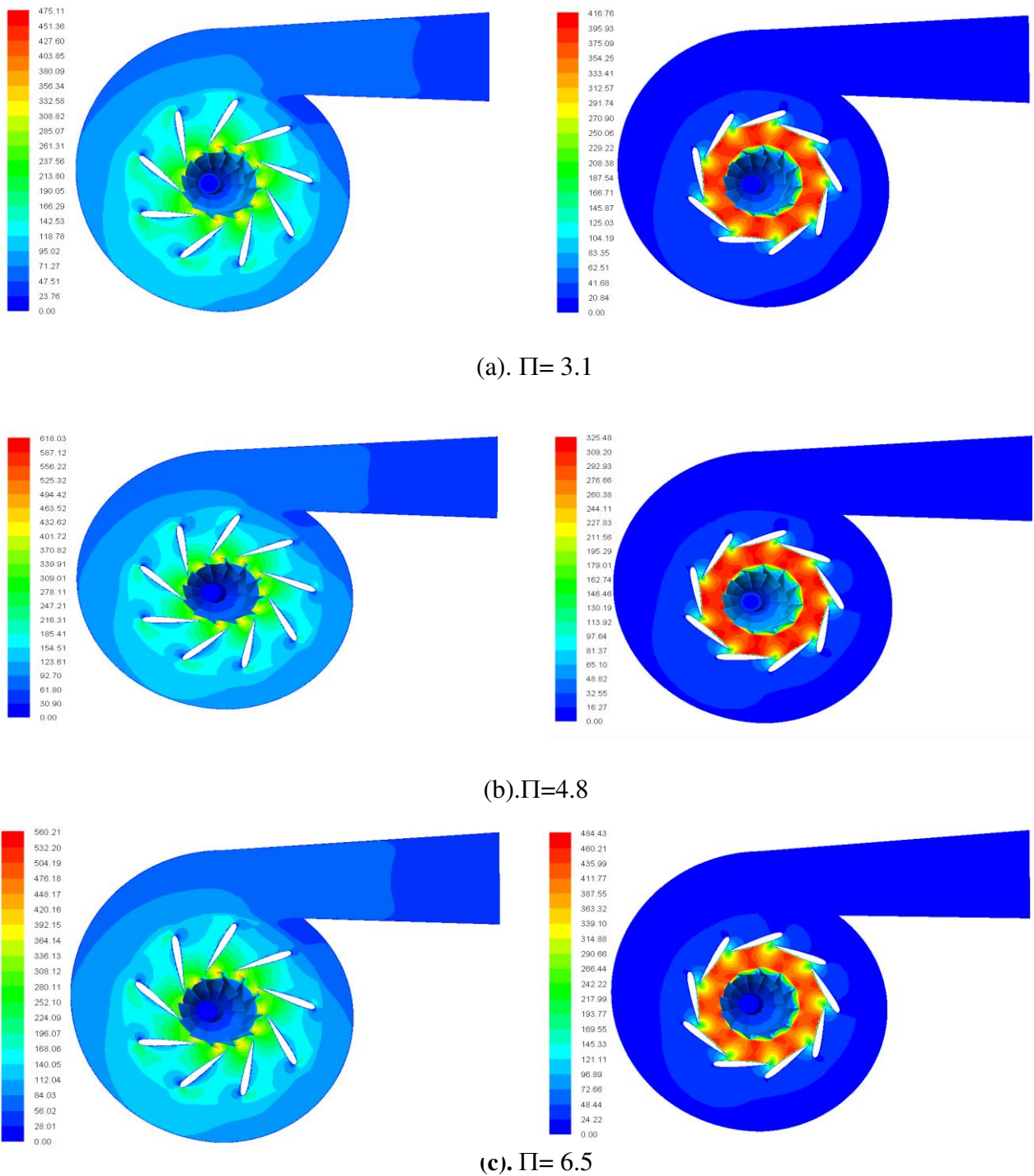


Fig. III.3.1. Contours des vitesses Pour les deux position ouverte et fermée et trois rapports de pression (a,b,c) et une vitesse de rotation 50Krpm.

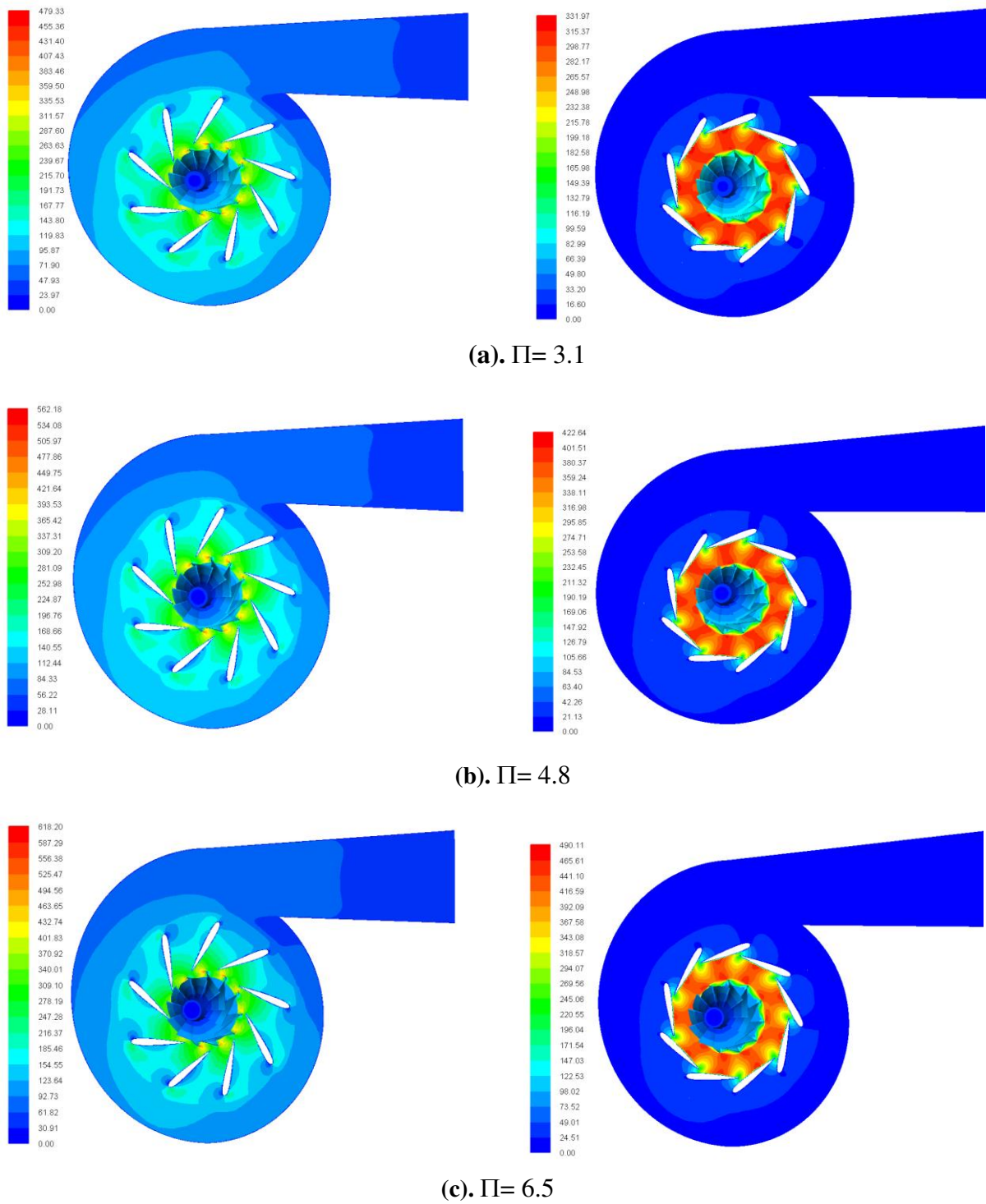


Fig. III.3.2. Contours des vitesses Pour les deux position ouverte et fermée et trois rapports de pression (a,b,c) et une vitesse de rotation 70Krpm.

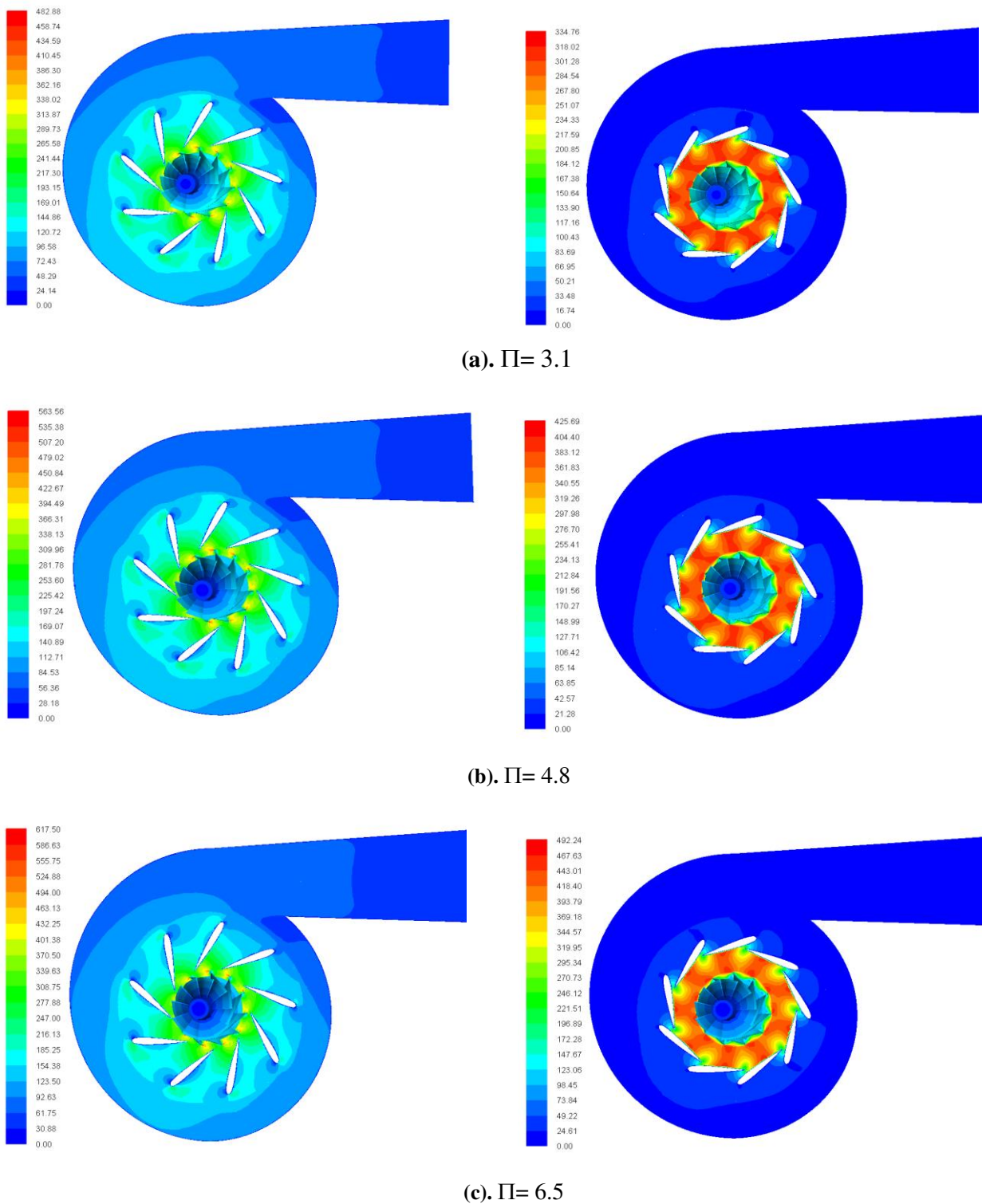


Fig. III.3.3. Contours des vitesses Pour les deux position ouverte et fermée et trois rapports de pression (a,b,c) et une vitesse de rotation 80Krpm.

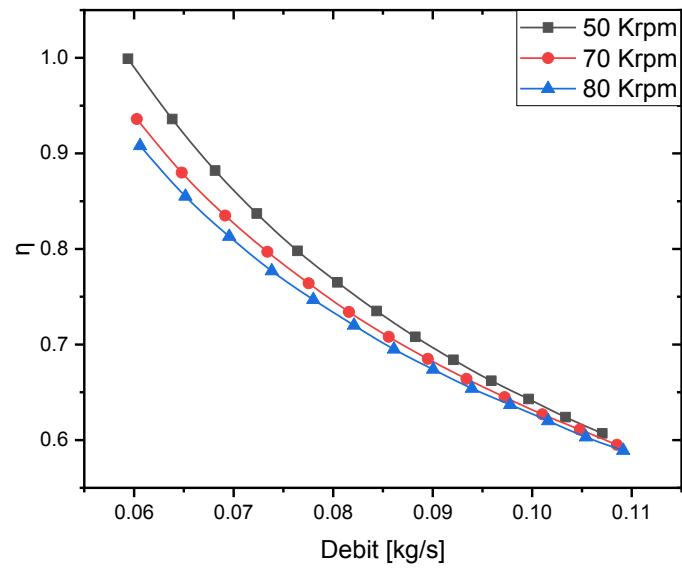


Fig. III.3.4. Rendement isentropique en fonction de Débit massique pour les positions d'ailettes ouverte avec $T_e = 873$ k

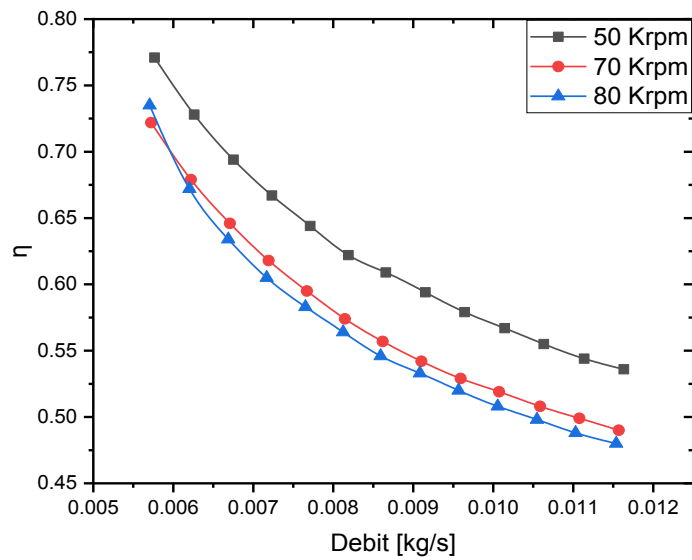


Fig. III.3.5. Rendement isentropique en fonction de Débit massique pour les positions d'ailettes Fermée avec $T_e = 873$ k

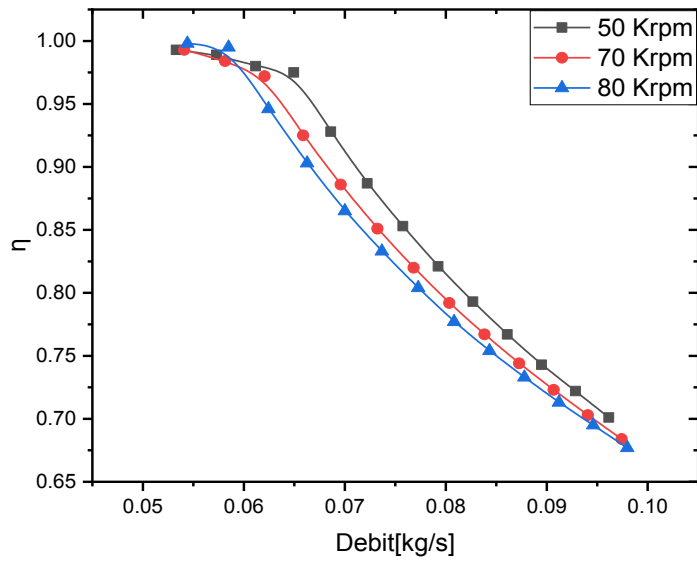


Fig. III.3.6. Rendement isentropique en fonction de Débit massique pour les positions d'ailettes ouverte avec $T_e = 1073$ k

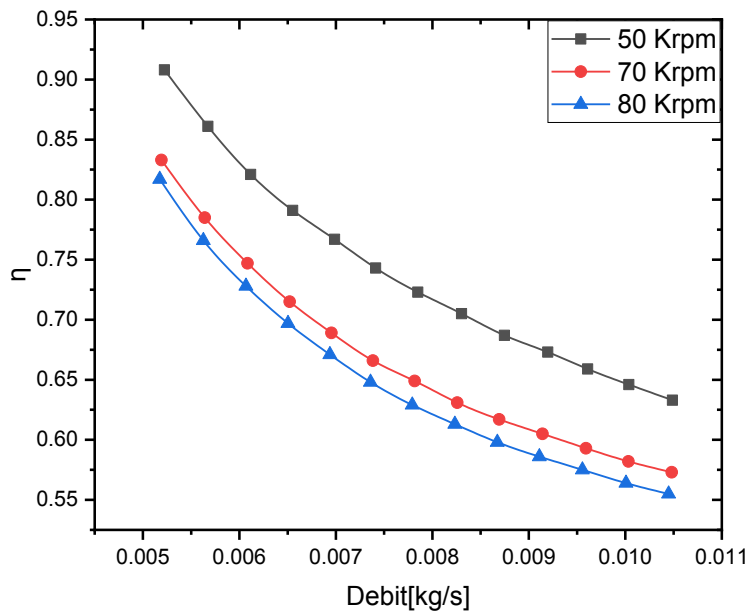


Fig. III.3.7. Rendement isentropique en fonction de Débit massique pour les positions d'ailettes Fermée avec $T_e = 1073$ k

➤ Discussion :

Les figures. (Fig. III.3.4 et Fig. III.3.5), montrent respectivement les contours des vitesses. A l'entrée, la vitesse est maximale, puis elle descend de l'entrée de diffuseur pour atteindre son minimal à la sortie du diffuseur (distributeur). La (Fig. III.3.8.)représente les couches limites très minces observées le long des parois des profils des aubes directrices implantées dans le diffuseur (distributeur). Au bord d'attaque la vitesse est nulle, et la différence de vitesses aux niveaux de l'intrados et l'extrados ce qui donne une circulation importante autour de l'aube.

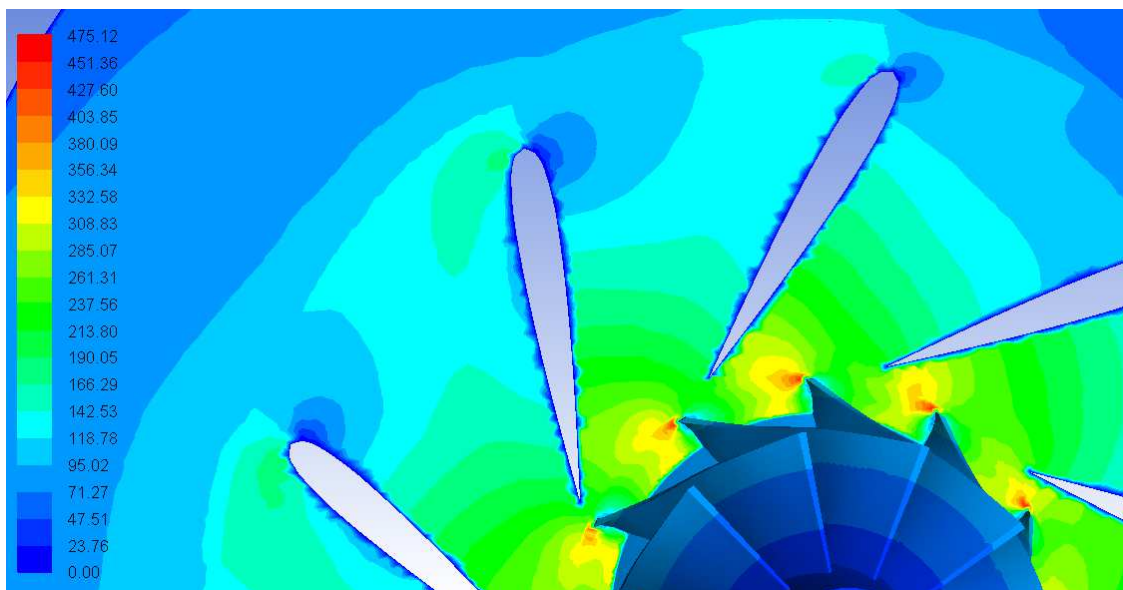


Fig. III.3.8.Contours de la vitesse au niveau du distributeur et à l'entrée de la roue.

- Pour la position ouverte, le point de fonctionnement ayant le rendement isentropique subit une chute de l'ordre de 1-1.5 % et une chute de puissance de l'ordre de 2-5%. Ces valeurs sont négligeables devant les fortes dégradations de performances que subit la turbine pour la position fermée des

III.4. Influence de la fermeture des ailettes du distributeur

L'utilisation d'un distributeur à angle de calage variable permet de contrôler la capacité d'un écoulement à fournir le travail nécessaire à une roue. L'effet de son utilisation sur des moteurs à combustion internes a fait l'objet de nombreuses études. La surface variable entre les aubes du distributeur est assurée en pivotant chaque ailette autour d'un axe.

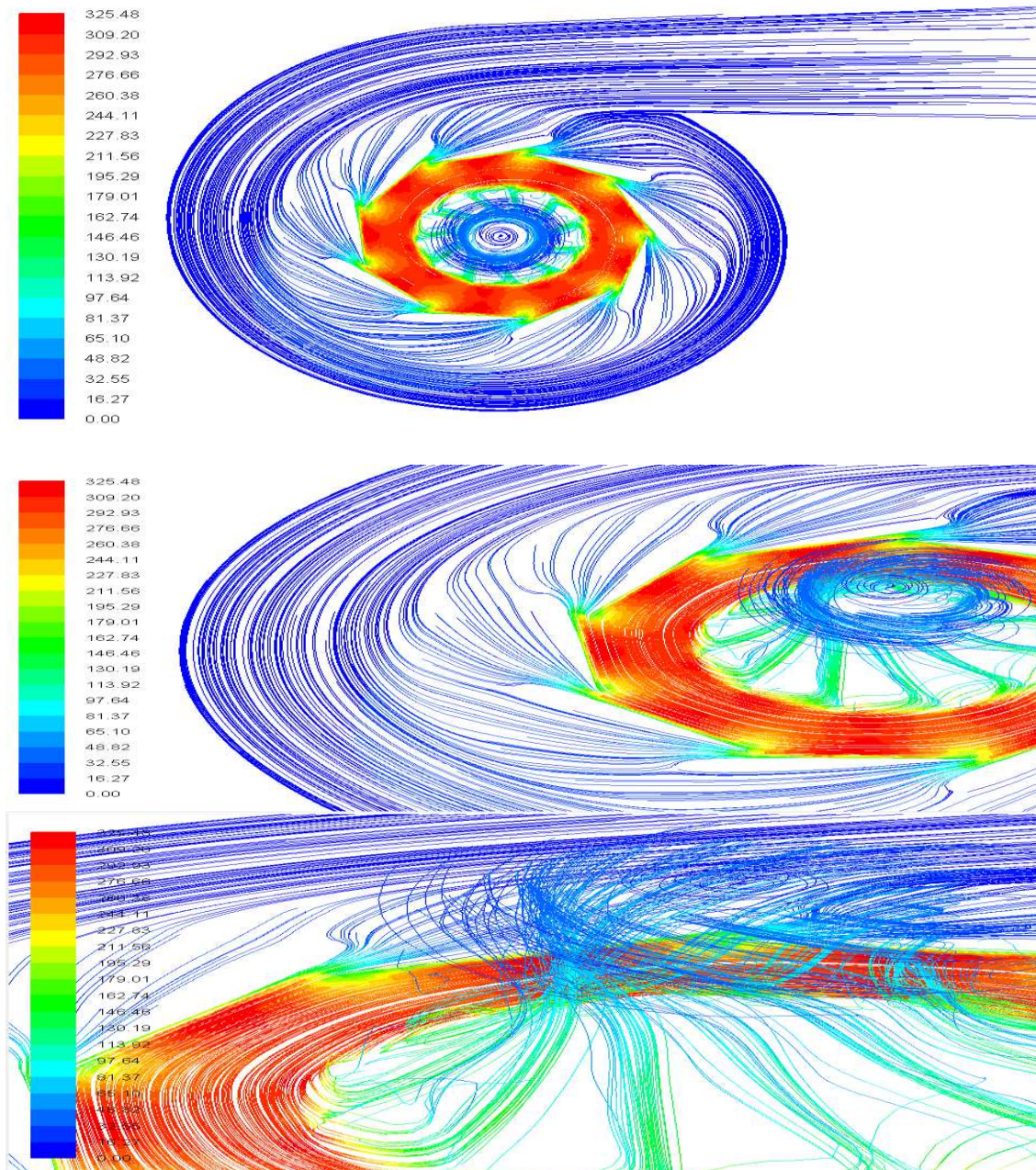
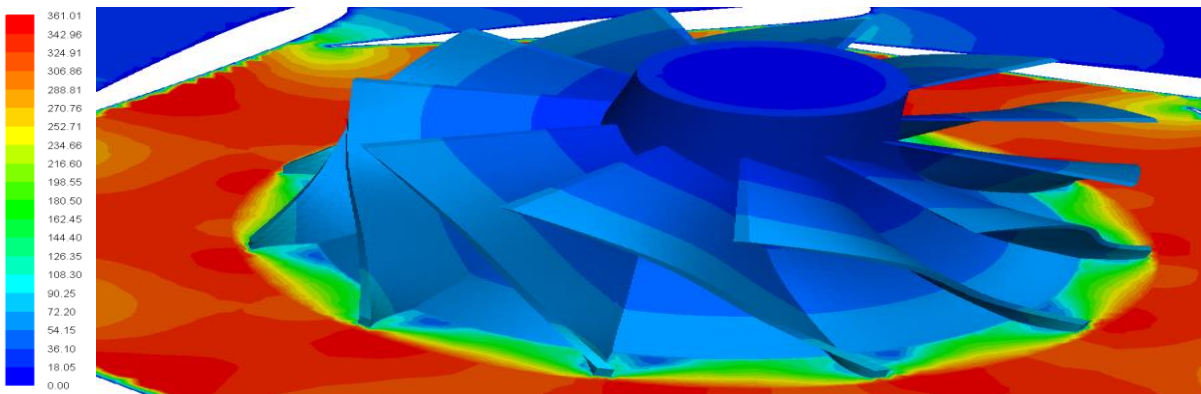
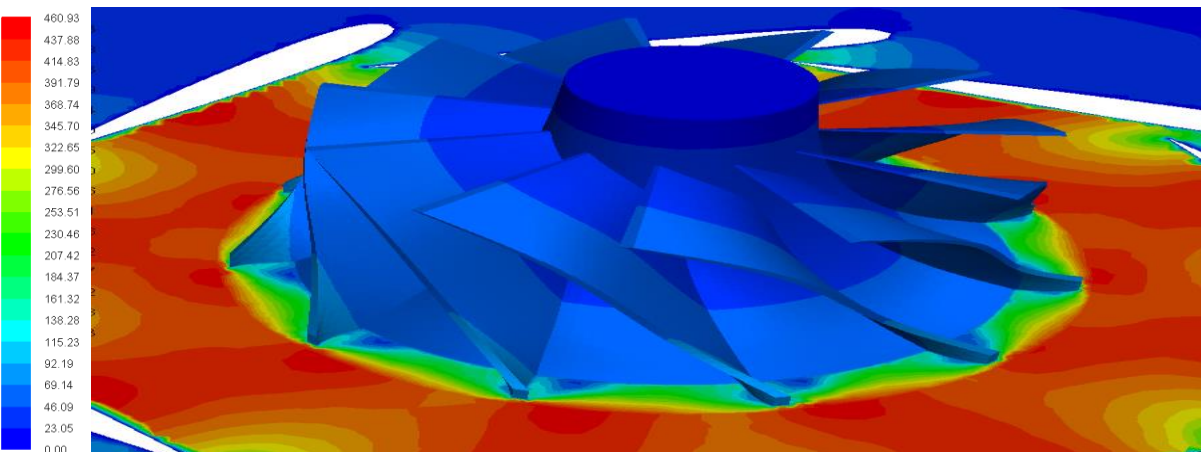


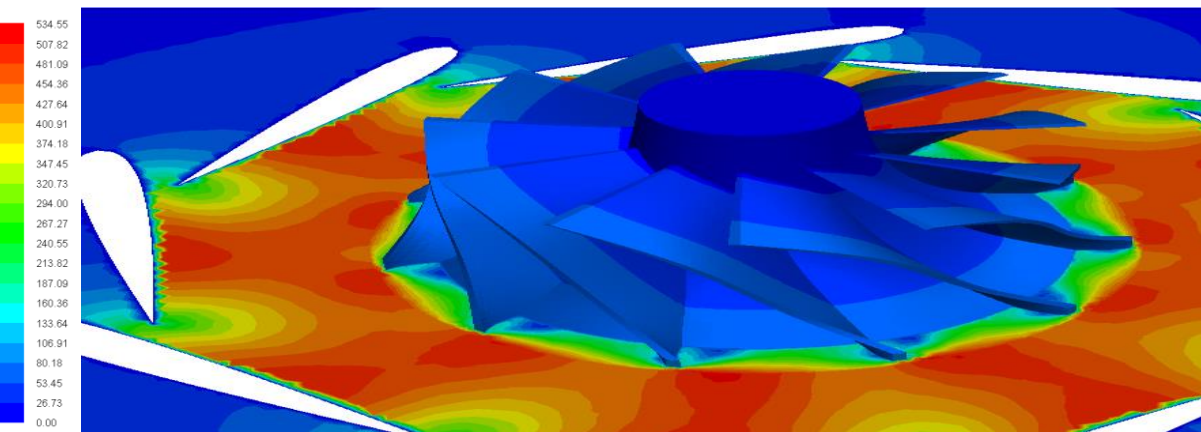
Fig. III.4.1. Des contours représentés les ligné de courants (pathlines) de la vitesse.



(a). $\Pi= 3.1$

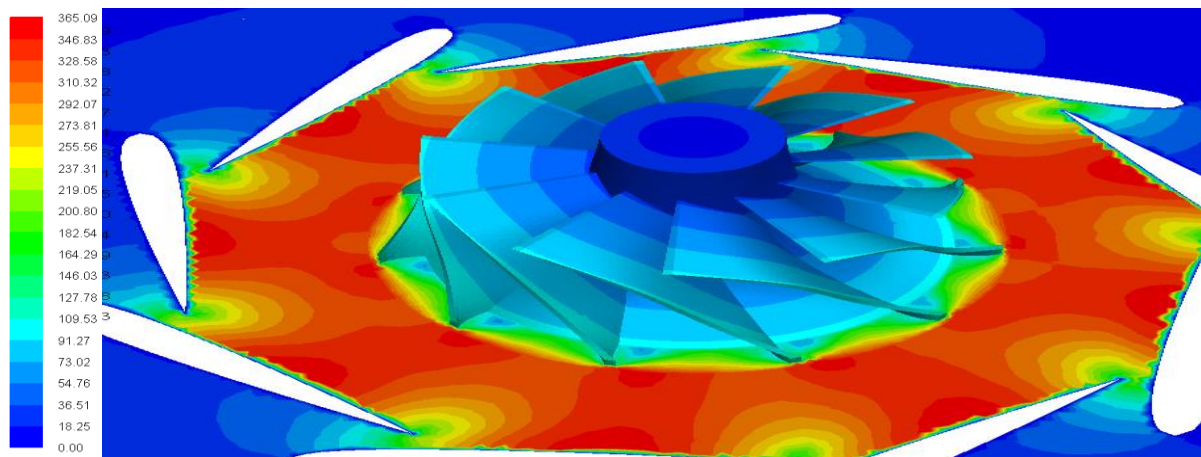


(b). $\Pi= 4.8$

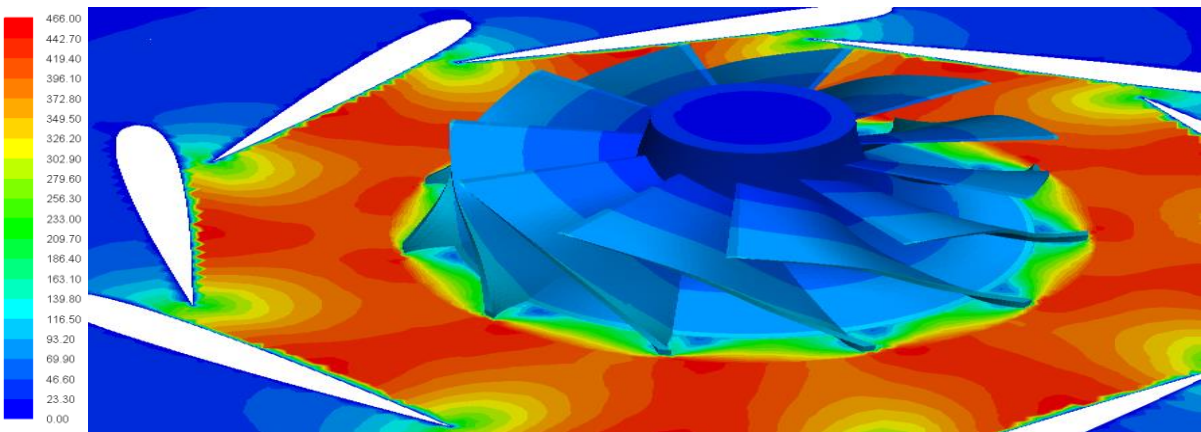


(c). $\Pi= 6.5$

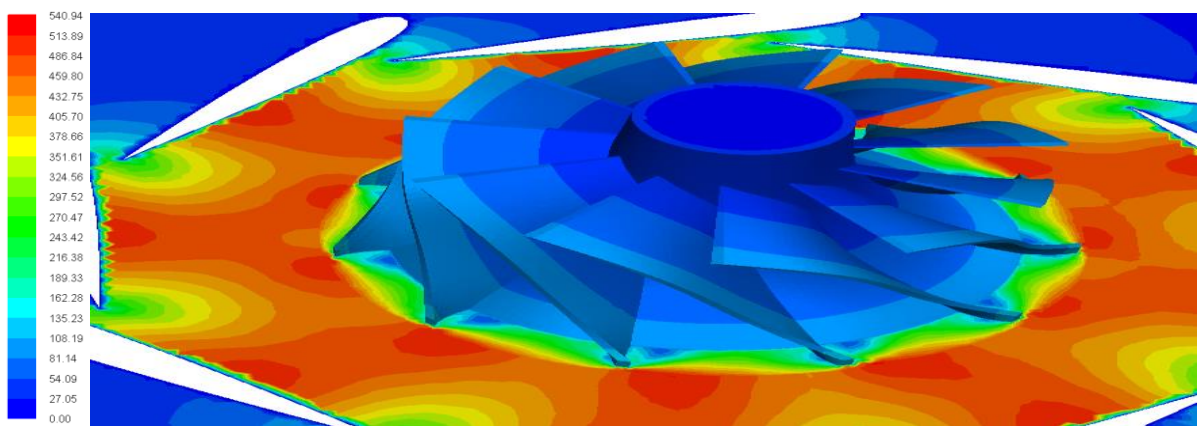
Fig. III.4.2. illustration de la vitesse magnitude à l'interface entre le distributeur et la roue à $T_e = 1073$ k et une vitesse de rotation de 50 Krpm. Pour trois rapport de détente (a,b,c.).



(a). $\Pi= 3.1$

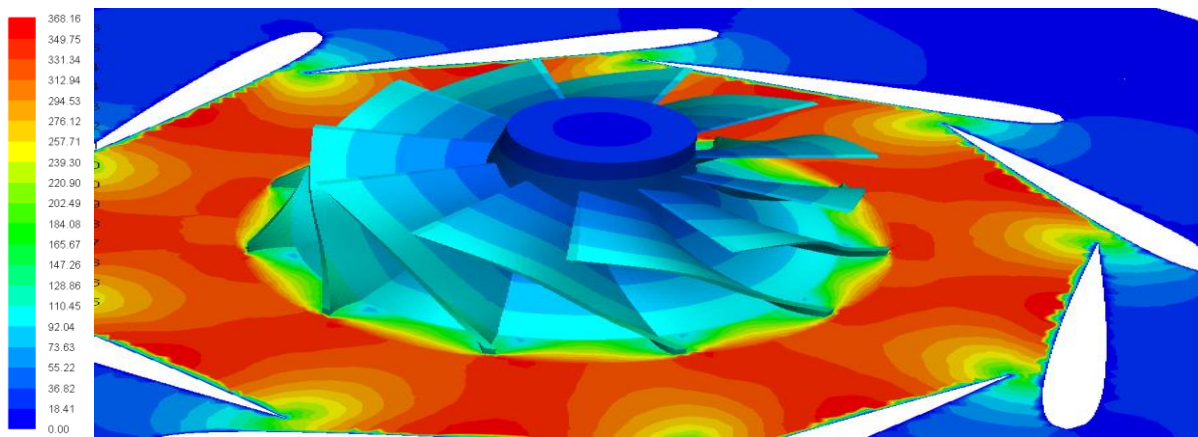


(b). $\Pi= 4.8$

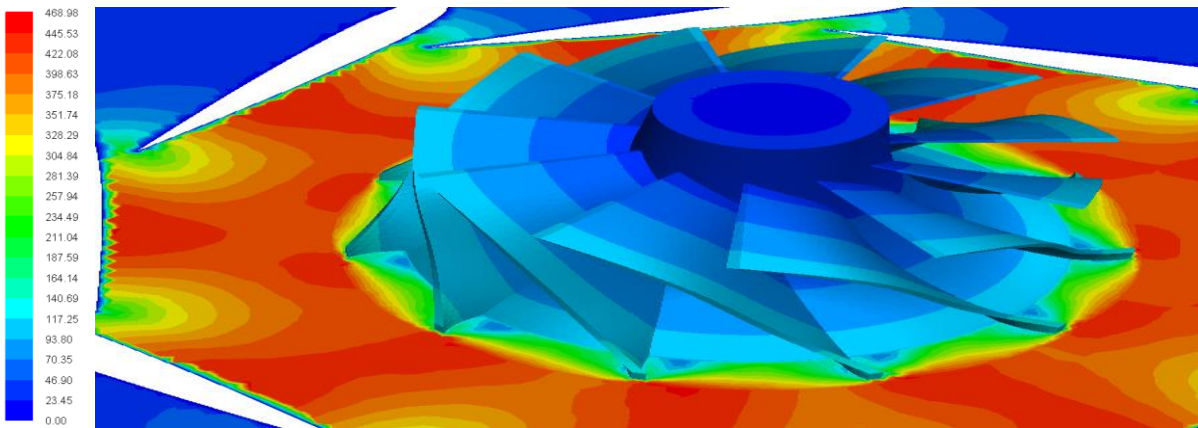


(c). $\Pi= 6.5$

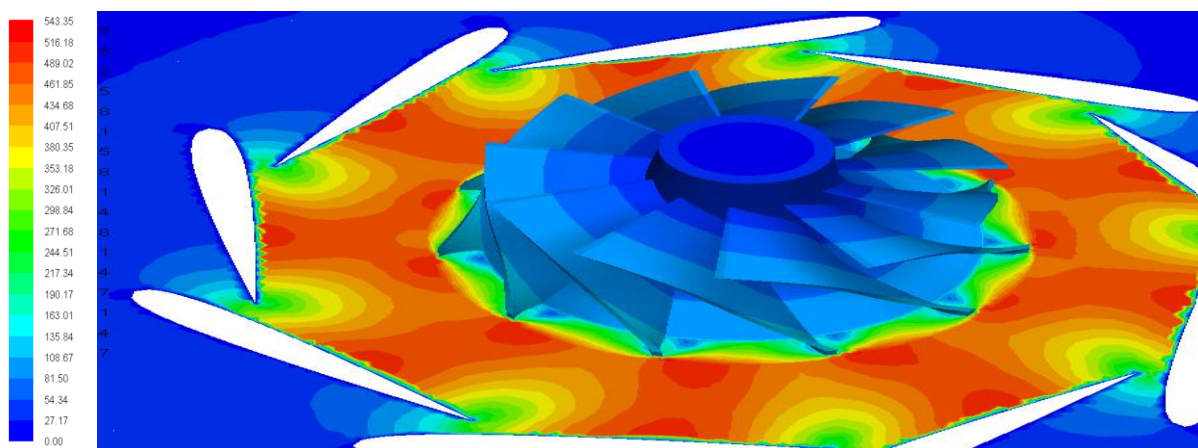
Fig. III.4.3. illustration de la vitesse magnitude à l'interface entre le distributeur et la roue à $T_e = 1073$ k et une vitesse de rotation de 70 Krpm. Pour trois rapport de détente (a,b,c).



(a). $\Pi=3.1$

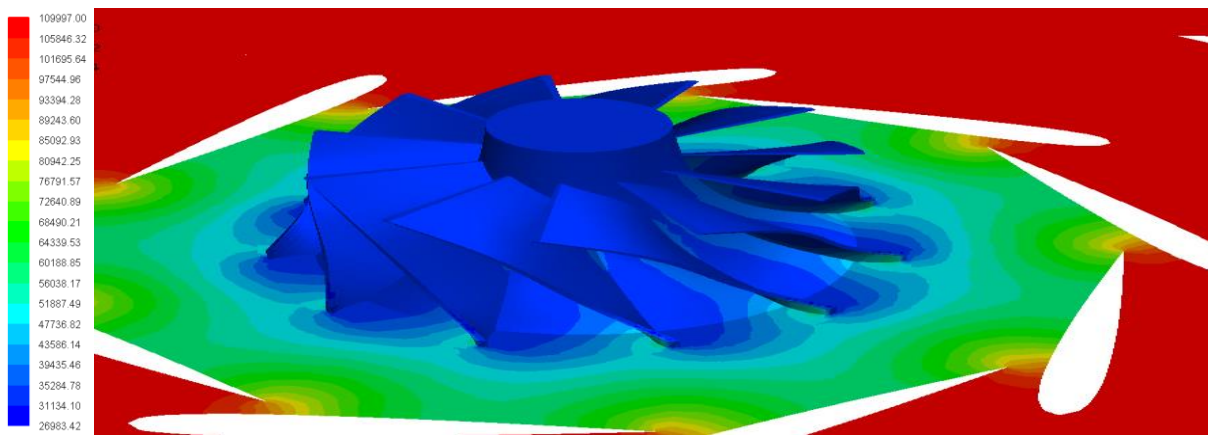


(b). $\Pi=4.8$

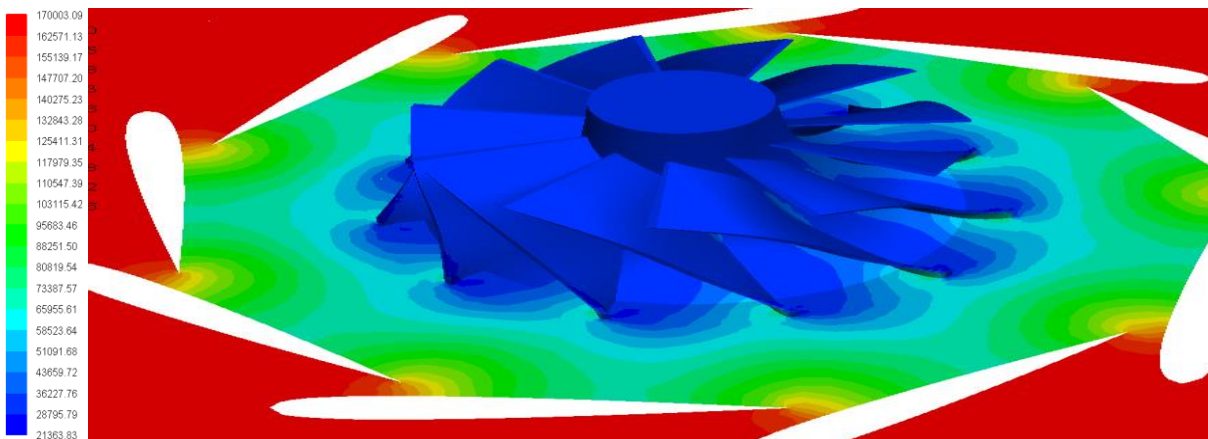


(c). $\Pi= 6.5$

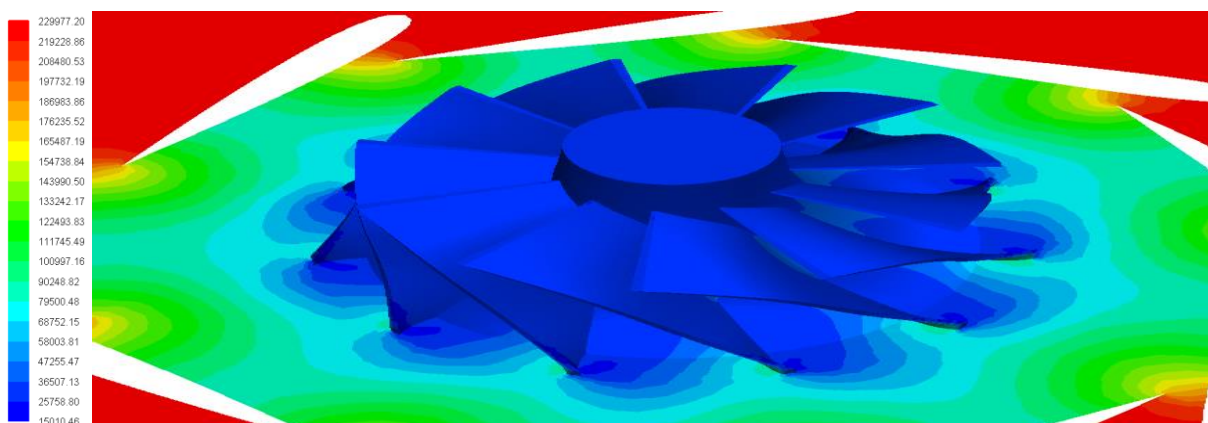
Fig. III.4.4. illustration de la vitesse magnitude à l'interface entre le distributeur et la roue à $T_e=1073$ k et une vitesse de rotation de 80 Krpm et Pour trois rapport de détente (a,b,c).



(a). $\Pi= 3.1$

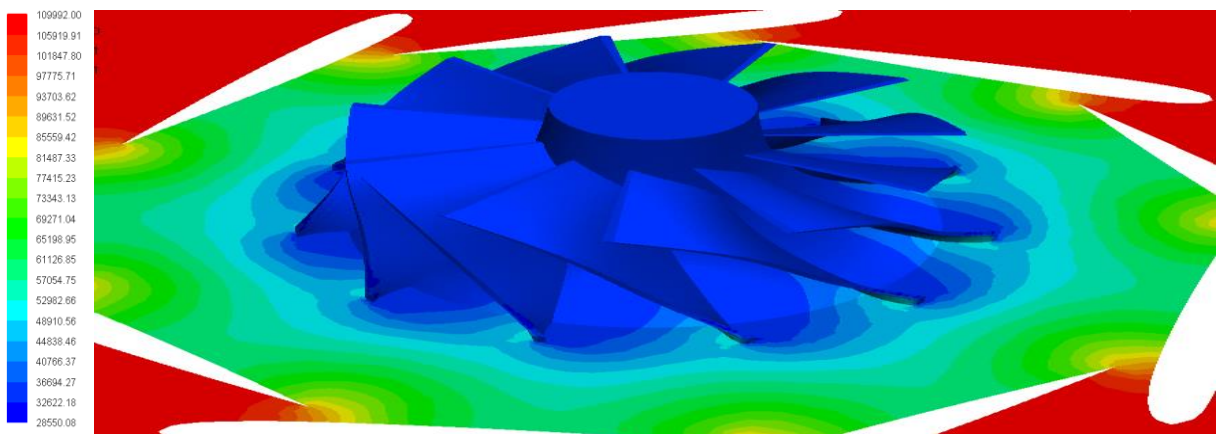


(b). $\Pi= 4.8$

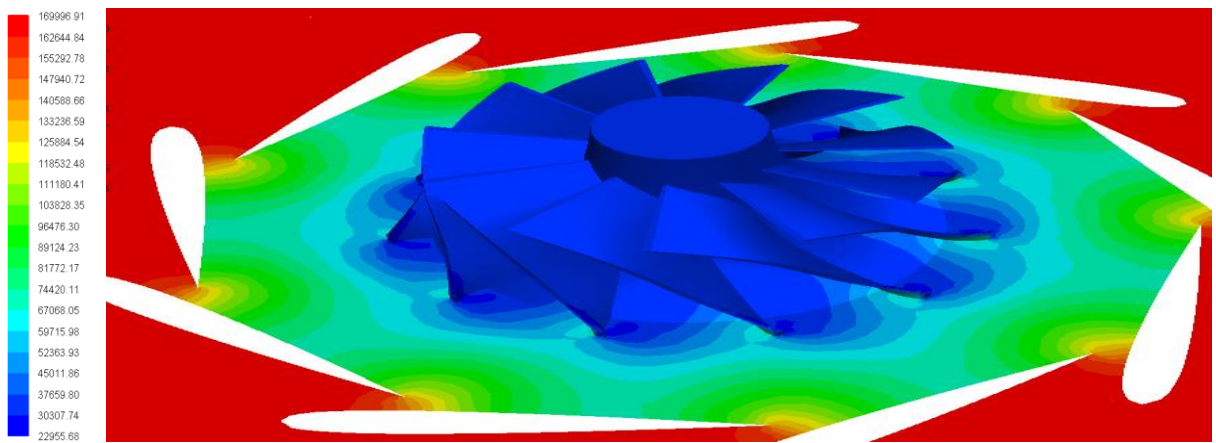


(c). $\Pi= 6.5$

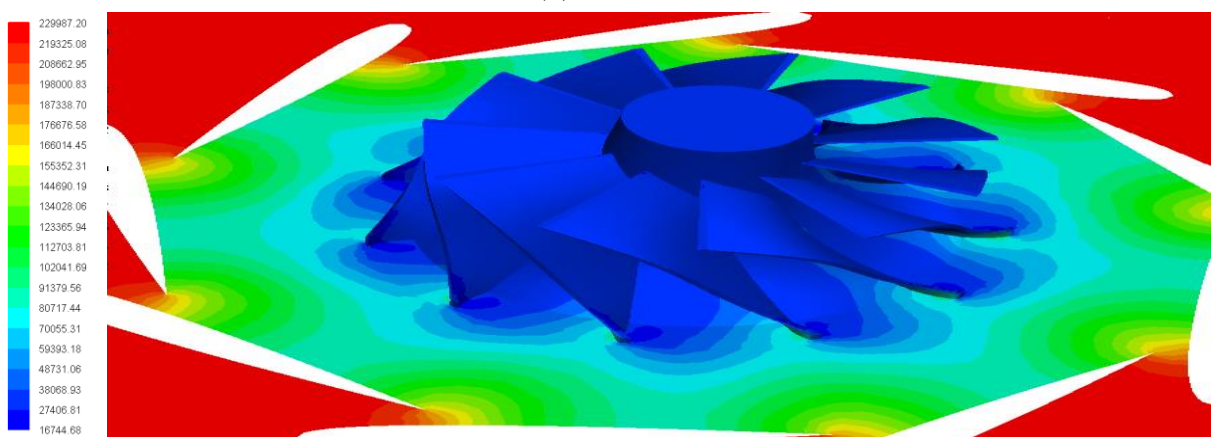
Fig. III.4.5. illustration de La pression à l'interface entre le distributeur et la roue à $T_e=1073$ k et une vitesse de rotation de 50 Krpm et Pour trois rapport de détente (a,b,c).



(a). $\Pi= 3.1$

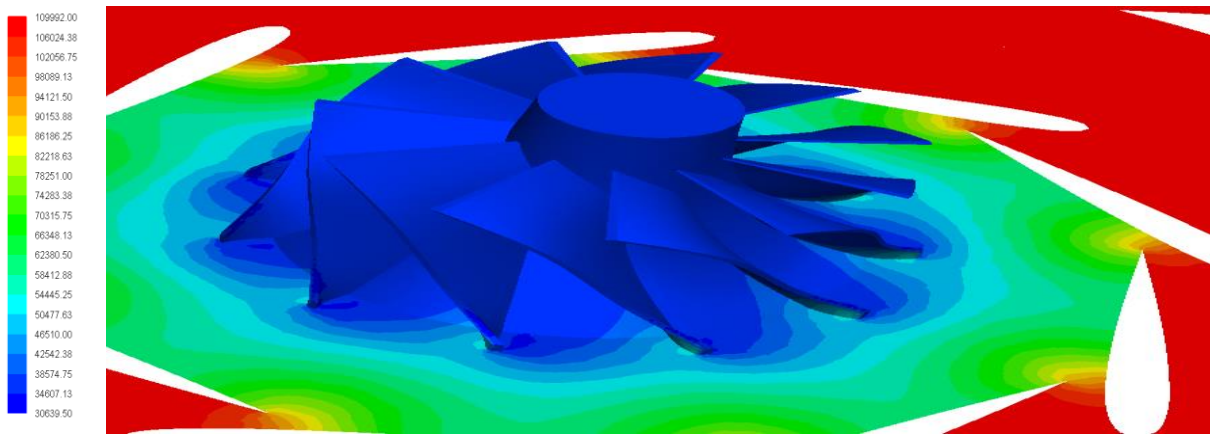


(b). $\Pi= 4.8$

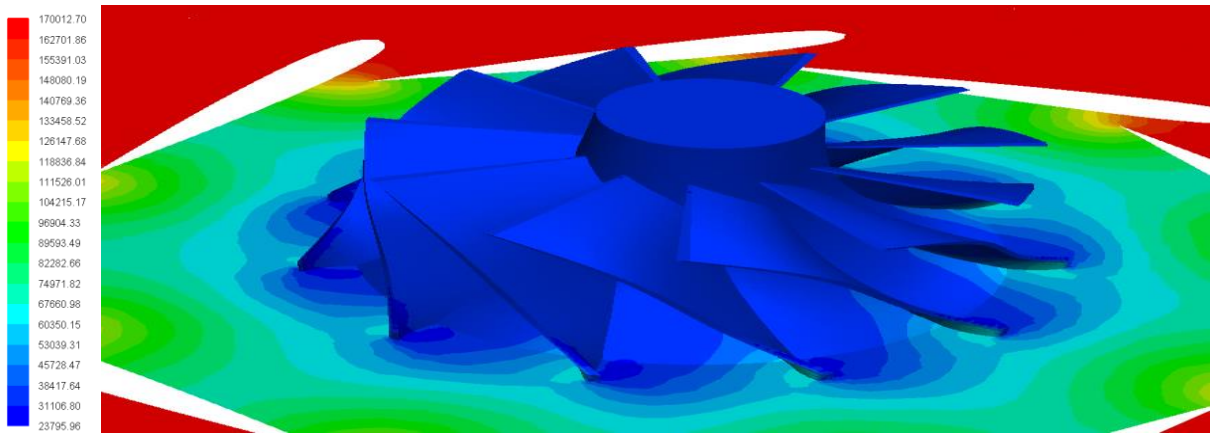


(c). $\Pi= 6.5$

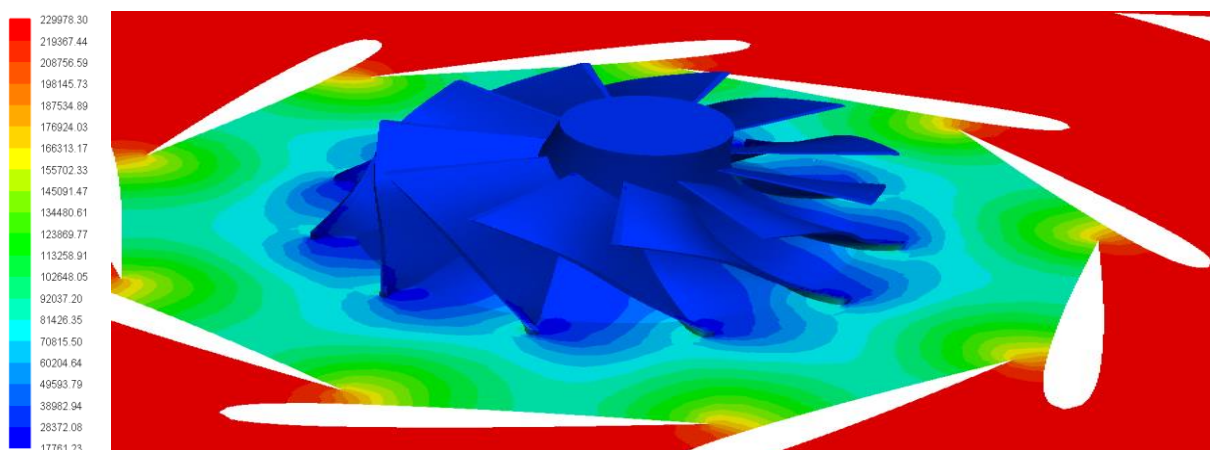
Fig. III.4.6. illustration de La pression à l'interface entre le distributeur et la roue à $T_e=1073$ k. et une vitesse de rotation de 70 Krpm et Pour trois rapport de détente (a,b,c).



(a). $\Pi= 3.1$



(a). $\Pi= 4.8$



(a). $\Pi= 6.5$

Fig. III.4.7. illustration de La pression à l'interface entre le distributeur et la roue à $T_c=1073$ k. et une vitesse de rotation de 80 Krpm. Pour trois rapport de détente (a,b,c).

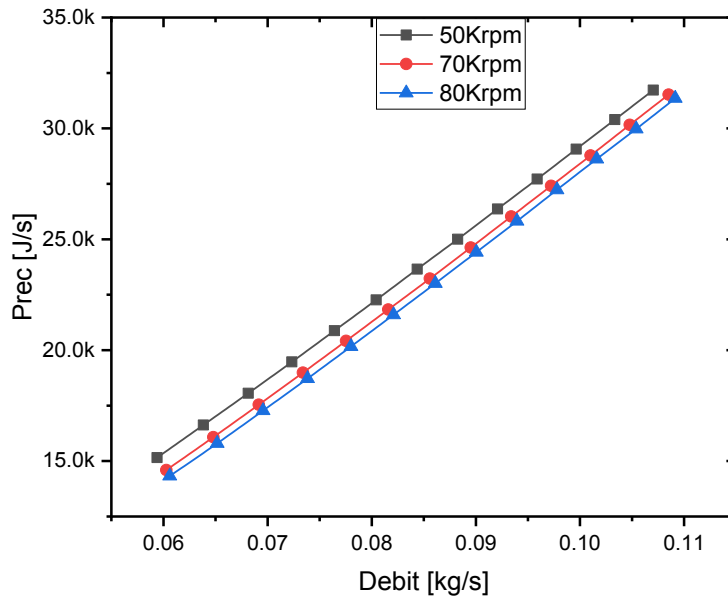


Fig. III.4.8. illustration de puissance récupérer par la turbine en fonction du débit massique pour la position Ouverte et $T_e = 873$ k

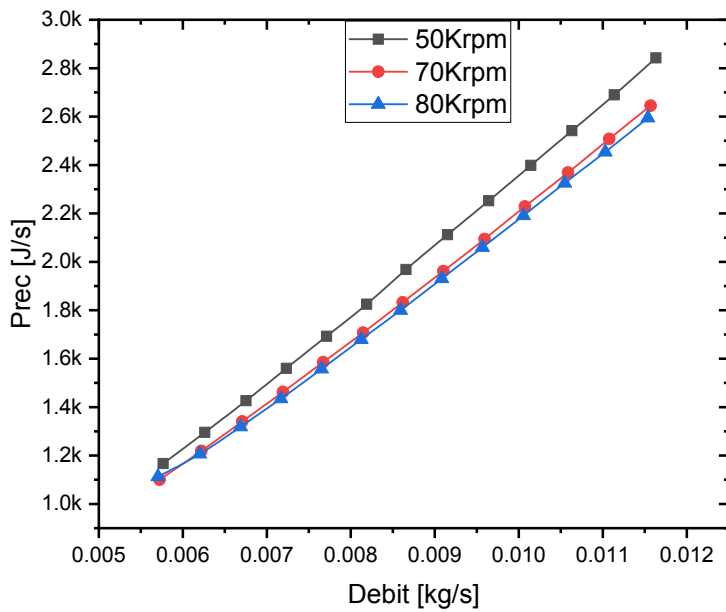


Fig. III.4.9. illustration de puissance récupérer par la turbine en fonction du débit massique pour la position fermée et $T_e = 873$ k

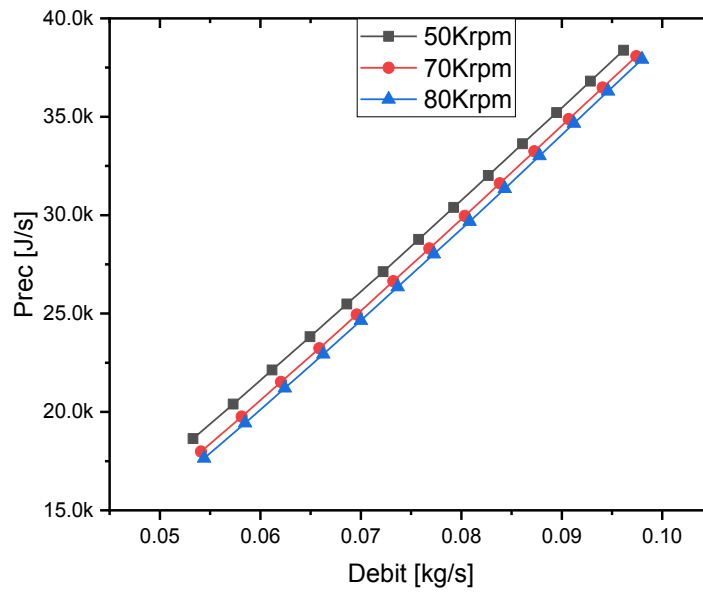


Fig. III.4.10. illustration de puissance récupérer par la turbine en fonction du débit massique pour la position Ouverte et $T_e = 1073$ k

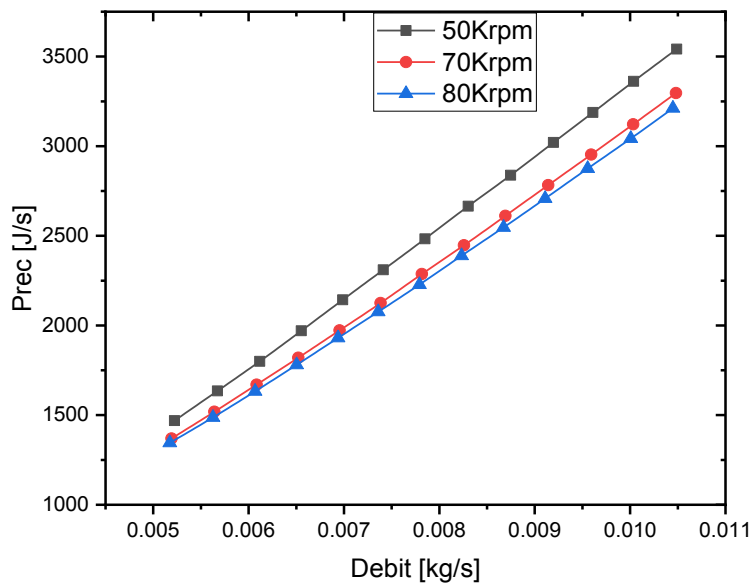


Fig. III.4.11. illustration de puissance récupérer par la turbine en fonction du débit massique pour la position fermée et $T_e = 1073$ k

Discutions :

La fermeture des ailettes diminue la section au col et augmente l'angle d'éjection. à la sortie du distributeur. En d'autres termes, elle augmente la vitesse circonférentielle à l'entrée de la roue voir Fig. III.4.12

La fermeture des ailettes permet de fournir à la turbine une puissance plus élevée à faible débit. Dans cette partie, cette position induit une chute de rendement à cause des structures tourbillonnaires qui prennent naissance à l'entrée de la roue. la structure de l'écoulement ne change pas beaucoup en passant d'un point de fonctionnement à un autre. Elle est dominée par un décollement très important à l'entrée de la roue voir les figures III.4.7.... III.4.3. pour trois rapports de détente. La section au col étant réduite, la vitesse en sortie du distributeur est très élevée.

On observe que on une augmentation de la puissance récupérée et la chute du rendement

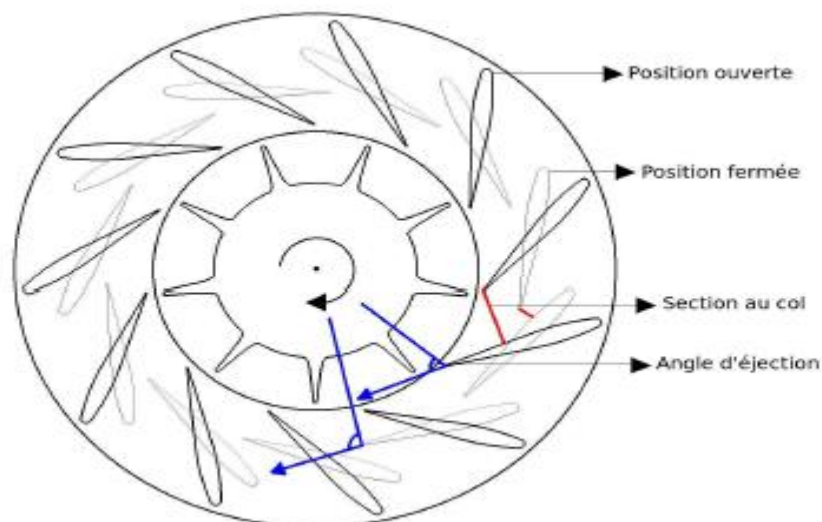


Fig. III.4.12.Vue horizontale de la turbine avec les deux positions d'ailettes.

III.5.Influence de la variation de la température d'entrée

Pour mieux comprendre le comportement de la turbine suite au changement de la température d'entrée, des simulations numériques ont été réalisées pour les deux positions d'ailettes avec des différentes températures d'entrée (600°C, 800°C).

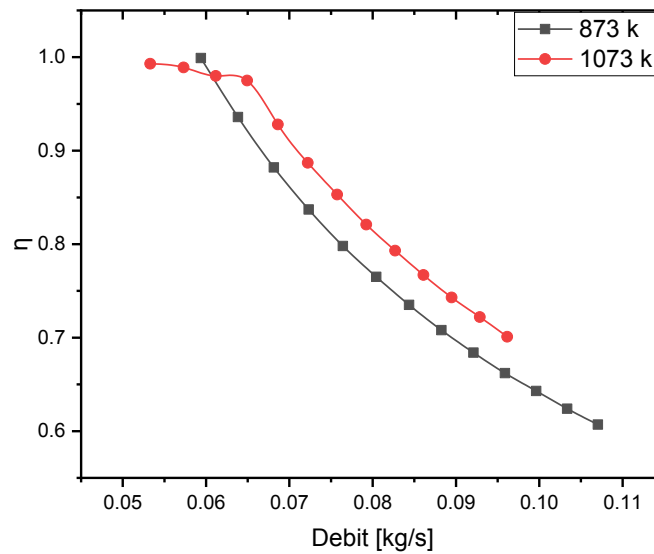


Fig. III.5.1. Rendement isentropique en fonction de Débit massique : Positions d'ailettes ouverte 50 Krpm et $T_e = 873$ k et 1073 k.

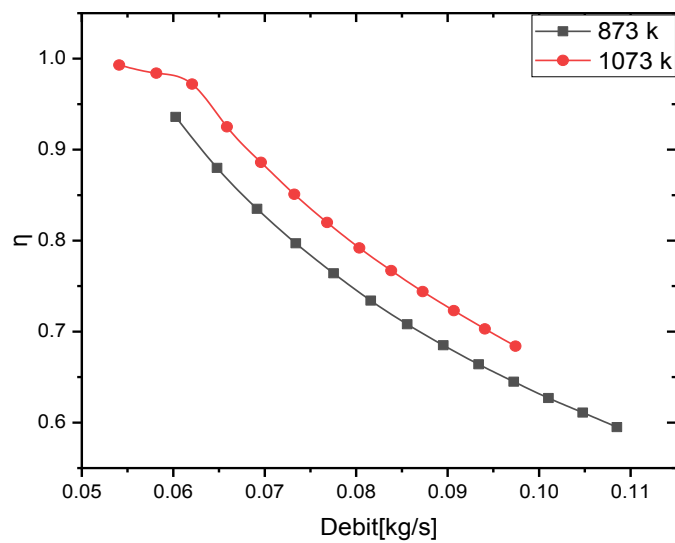


Fig. III.5.2. Rendement isentropique en fonction de Débit massique : Positions d'ailettes ouverte 70 Krpm et $T_e = 873$ k et 1073 k.

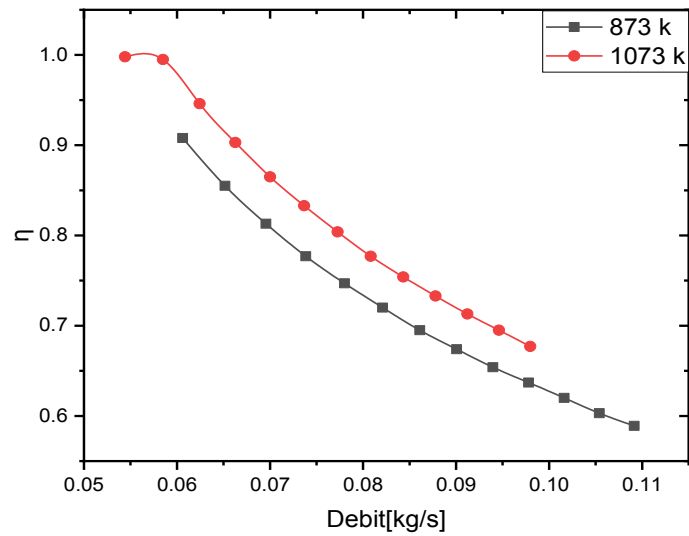


Fig. III.5.3. Rendement isentropique en fonction de Débit massique : Positions d'ailettes ouverte
80 Krpm et $T_e = 873$ k et 1073 k.

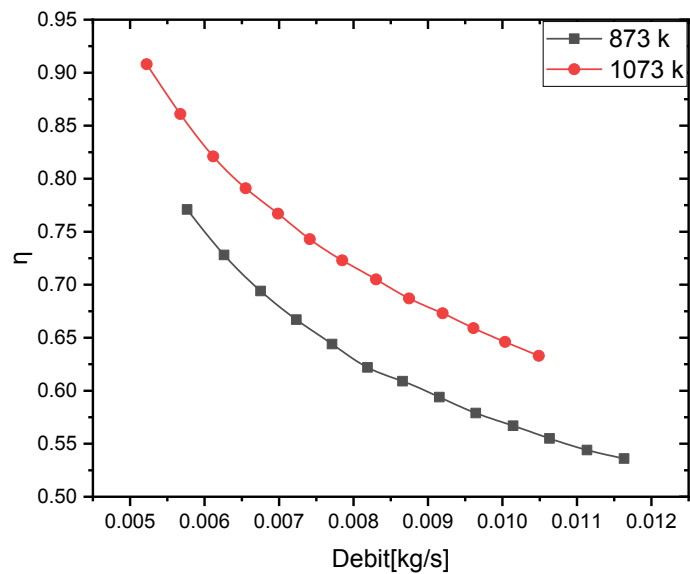


Fig. III.5.4. Rendement isentropique en fonction de Débit massique : Positions d'ailettes fermée
50 Krpm et $T_e = 873$ et 1073 k.

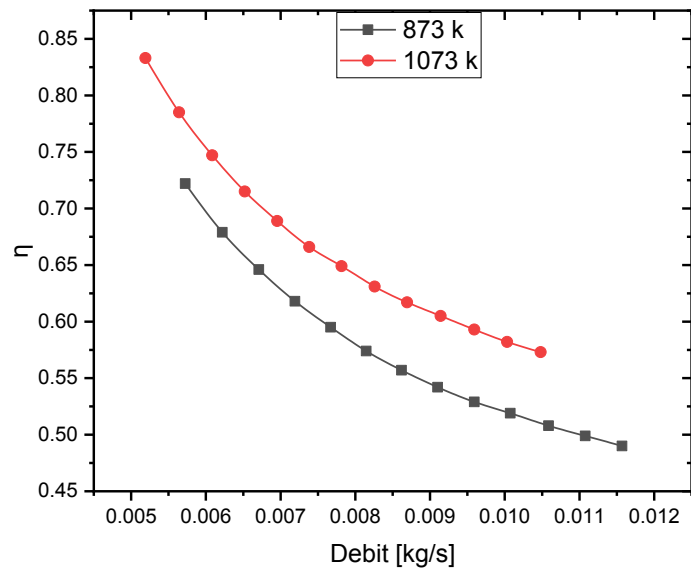


Fig. III.5.5. Rendement isentropique en fonction de Débit massique : Positions d'ailettes fermée 70 Krpm et $T_e = 873$ et 1073 k.

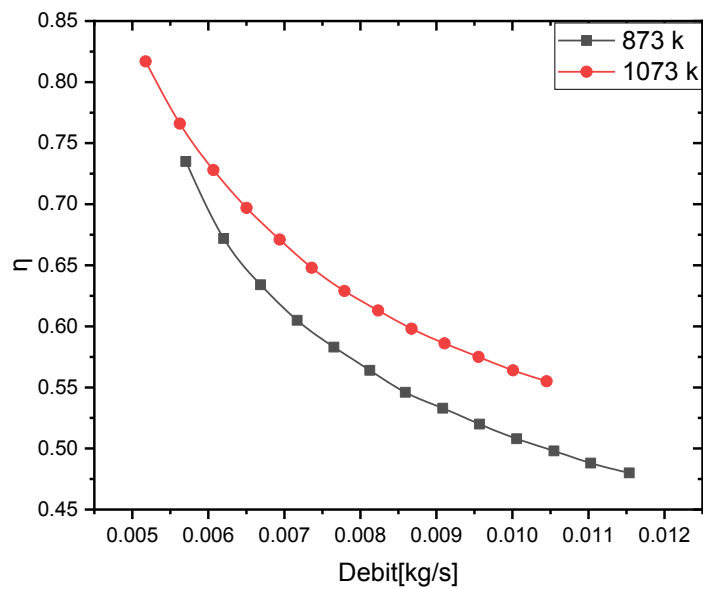


Fig. III.5.6. Rendement isentropique en fonction de Débit massique : Positions d'ailettes fermée 80 Krpm et $T_e = 873$ k et 1073 k.

Discussion :

Dans les figures ci-dessus le rendement isentropique est calculé pour différentes températures d'entrée (600°C, 800°C) en fonction de débit.

La température à l'entrée de la turbine varie de manière considérable suivant le régime de fonctionnement du moteur.

Le rendement isentropique est calculé pour deux différentes températures d'entrée (600°C, 800°C). L'intérêt de cette représentation peut être observé à travers les figure **Fig. III.5.2, 3, 4 et 5**. Où le rendement maximal pour différentes températures d'entrée avec la position ouverte des ailettes est obtenu pour une valeur d'environ $\eta=0,9$ (90%). D'où l'importance de ce paramètre dans la conception des turbines. La variation de la température à l'entrée entraîne une légère variation du rendement isentropique pour le cas des ailettes ouvertes. Pour le cas des ailettes fermées, on constate que le rendement le plus élevé est atteint avec la température d'entrée la plus faible pour une valeur d'environ $\eta=0,95$ (95%).

On remarque que le rendement isentropique diminue ainsi avec la diminution de la température de sortie, Et il est plus Faible pour les pressions élevées. (Grands rapports de détente).

L'angle de l'écoulement à la sortie du distributeur ne change pas avec la température d'entrée, il est égal à l'angle de calage des ailettes du distributeur. Par contre, la vitesse est modifiée à la sortie du distributeur, elle diminue avec la diminution de la température à l'entrée pour les deux positions d'ailettes, comme le **Fig. III.5.6**. la variation de vitesse à l'entrée de la roue suivant le rapport de pression est calculée pour différentes températures d'entrée.

Conclusion

Conclusion :

Dans cette étude, des simulations numériques ont été réalisées avec un code de calcul qui a permis d'analyser en détail l'écoulement dans une turbine radiale pour des applications automobiles. Le constructeur automobile ne fabrique pas ses propres turbocompresseurs, mais juge nécessaire d'avoir une description détaillée des structures de l'écoulement dans la turbine. Ceci permet de mener à bien les calculs qui permettent d'adapter le turbocompresseur au moteur Diesel.

L'étude de l'écoulement à travers les aubes d'une turbine radiale utilisée dans les turbocompresseurs des véhicules, a été l'objet du présent travail. L'outil de simulation numérique **Fluent** a été employé pour la compréhension des différents phénomènes manifestés à travers les différentes géométries étudiées. La construction des différentes géométries : volute, diffuseur et la roue, la génération de leur maillage ainsi que l'incorporation des conditions aux limites ont été élaborées dans le pré-processeur **GAMBIT**. Pour le traçage des courbes des performances (rendement, puissance et les rapports de la détente). On utilise l'**Origin**.

Le distributeur contient des entretoises chaque entretoise est remplacée par une ailette pour rendre le distributeur axisymétrique.

des critères simples, qui ont des grandes influences sur la précision des calculs. On distingue:

- La qualité de maillage à un sérieux impact sur la convergence, la précision des calculs et surtout sur le temps de calcul.
- L'intensité turbulente.
- La valeur de l'angle d'injection joue un rôle sur la précision des résultats.

L'angle d'injection à la sortie du distributeur influence sur l'écoulement dans la roue donc influence sur le comportement générale du turbo compresseur.

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.

L'analyse des performances globales de la turbine pour deux positions d'ailettes, montre que la position fermée met à la disposition de la turbine une grande quantité d'énergie qui n'est pas suffisamment exploitée (faible rendement).

La baisse de la température d'entrée (800oC → 600oC) induisant une augmentation du rendement isentropique pour une puissance récupérée donnée pour le cas des positions fermées des ailettes.

Conclusion

Des contours et des graphiques indiquant la variation de la pression et la vitesse. Toutefois, les résultats ne sont pas précis et que les fuites ne sont pas prises en considération. En outre, l'origine matériau utilisé pour construire la turbine n'est pas prise en considération.

La bonne compréhension du comportement du fluide autour des aubes peut permettre une meilleure conception et donc un rendement amélioré des turbomachines.

Références bibliographiques

- [1] Hadi TARTOUSI , l'Ecole Centrale de Lyon, (2011)
- [2]GHEZAL Mohamed , SURALIMENTATION DES MCI PAR TURBOCOMPRESSEUR , (2021)
- [3] uploads/2016/07/Lexique-fonctionnement-du-Turbo.pdf
- [4] NADIA , À quoi sert un turbocompresseur, (2018)
- [5] Sydney L DixonSydney L Dixon, Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery, Oxford New York, Pergamon Press, 1978, 3e éd. (1re éd. 1966), 263 p.
- [6] D. Artt .G. McCullough.A Direct Performance Comparison of Vaned and Vaneless Stators for Radial Turbines.JANUARY 2007, Vol. 129 / 53.DOI: 10.1115/1.2218518
- [7] intech-gmbh.be/compr_main_parameters/#centr_compr_flow_rate
- [8]Joseph , Quels sont les avantages d'un turbocompresseur, (2020)
- [9] ESSAOUD Zahi, Université Hassiba Benbouali de Chlef , simulation numerique de lecoulement iternedans une pompe centrifuge avec le cfx,(2007)
- [10] HEMMAMI Zineb,Amélioration du refroidissement par film par Modification de la géométrie de l'aube de turbine a gaz, Université d'Oran 2
- [11] <https://123dok.net/article/m%C3%A9thode-des-volumes-finis-%C3%A9coulement-eau.y4wv7xvq>
- [12] Pierre-Thomas Lauriau.Preliminary Design Considerations for Variable Geometry Radial Turbines with Multi-Points Specifications, Power 2018, 3, 22
- [13] Marie-»ve Cavel, Eliass El Alami, Josphel lefevre, Xavier Lemahieu, Nathan Rouxelin,
- [14] Mathilde Tavernier (2015), Transport d'une espèce chimique dans un fluide,P 8-12.
- [15] hasinet liamena,simulation numérique de la convection naturelle laminaire dans une cavité poreuse ,université de batna,(2018) ,2 (p57)
- [16] Meinhard T. Schobeiri,Advanced Fluid Mechanics and Heat Transfer for Engineers and Scientists, Texas A&M University,(2022)
- [17] N. Watson, M. JanotaTurbocharging the internal combustion engine, Palgrave Macmillan, Basingstoke (1982)
- [18] Christos Kalathakis , Nikolaos Aretakis and Konstantinos Mathioudakis, Solar Hybrid Micro Gas Turbine Based on Turbocharger, Appl. Syst. Innov. 2018, 1, 27; doi:10.3390/asi1030027
- [19] H. Aghaali, H.-E. Ångström, A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines, Renew Sustain Energy Rev, 49 (2015), pp. 813-824, [10.1016/j.rser.2015.04.144](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.144)
- [20] M. Hatami, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recoveryRenew Sustain Energy Rev, 37 (2014), pp. 168-181, [10.1016/j.rser.2014.05.004](https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.004)
- [21] Yixiong Liu, Dazhong Lao and Ce Yang, Investigation of Detailed Flow in a Variable Turbine Nozzle, Int J Turbo Jet Eng 2016; 33(4): 329–340, DOI 10.1515/tjj-2015-0034

- [22] T. Simpson, S. W. T. Spence, J. K. Watterson, Numerical and Experimental Study of the Performance Effects of Varying Vaneless Space and Vane Solidity in Radial Turbine Stators, *Journal of Turbomachinery*, 2013, Vol. 135, DOI: 10.1115/1.4007525
- [23] Meziri, M. Hamel, O. Hireche, and K. Hamidou, Numerical investigation of the variable nozzle effect on the mixed flow turbine performance characteristics, *Thermophysics and Aeromechanics*, 2016, Vol. 23, No. 5, DOI: 10.1134/S0869864316050085
- [24] J. Galindo , S. Hoyas , P. Fajardo and R. Navarro, SET-UP ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF CFD SIMULATIONS FOR RADIAL TURBINES, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* Vol. 7, No. 4, pp. 441–460 (2013)
- [25] Ababacar Thiam, Elhadji Ibrahima Cissé, Baye Alioune Ndiogou, Kory Faye, and Mactar Faye, Design and CFD modeling of a solar microgas turbine for rural zones in Sahel, *AIP Conference Proceedings* 2126, 140006 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5117654>
- [26] M. Odabae, M. Modir Shanechi and K. Hooman, CFD Simulation and FE Analysis of a High Pressure Ratio Radial Inflow Turbine, 19th Australasian Fluid Mechanics Conference Melbourne, Australia, 8-11 December 2014
- [27] Graham D. Cox, DESIGN POINT EFFICIENCY OF RADIAL TURBINES, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2018*, June 11-15, 2018, Oslo, Norway
- [28] Layth H. Jawad, Numerical Prediction of a Radial Turbine Performance Designed for Automotive engines Turbocharger, *Journal of University of Babylon, Engineering Sciences*, Vol.(26), No.(4): 2018.
- [29] Nicolas Binder, Sebastien Le Guyader and Xavier Carbonneau, Analysis of the Variable Geometry Effect in Radial Turbines, *Transactions of the ASME*, Vol. 134, JULY 2012
- [30] M.S. Chiong , S. Rajoo , R.F. Martinez-Botas , A.W. Costall, Engine turbocharger performance prediction: One-dimensional modeling of a twin entry turbine, *Energy Conversion and Management* 57 (2012) 68–78
- [31] Harald Roelawski, Marc Gugau and Martin Bohle, Computational Fluid Dynamics Analysis of a Radial Turbine During Load Step Operation of an Automotive Turbocharger, *Transactions of the ASME*, Vol. 140, FEBRUARY 2018
- [32] Aurélien Marsan - Stéphane Moreau , ANALYSIS OF THE FLOWSTRUCTURE IN A RADIAL TURBINE, *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11*, March 23-27, 2015, Madrid, Spain
- [33] Shyang Maw Lim, Anders Dahlkild and Mihai Mihaescu, Aerothermodynamics and exergy analysis in radial turbine with heat transfer, *Journal of Turbomachinery, J. Turbomach.* Sep 2018, 140(9)