*N° Ordre...../DGM/FSI/UMBB/2019*

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**
**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**
**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES**

Faculté des Sciences de L'Ingénieur
Département Génie Mécanique

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en Génie Mécanique

**Spécialité**

*INSTALLATIONS ENERGETIQUES ET TURBOMACHINES*

---

## *Thème*

---

## *SIMULATION NUMERIQUE DE L'ECOULEMENT A TRVERS UN CANAL INTER-AUBE D'UNE TURBINE DE TURBOREACTEUR*

Présenté par :

ARKAB NOUH

AMRANI IMAD

Promoteur :

HACHEMI MADJID

**Promotion 2018- 2019**

# Remerciements

*Avant tout et particulièrement, nous tenons à vouer notre infinie reconnaissance au tout puissant ALLAH qui nous a crée du néant, guidé au droit chemin, nous a donné la santé,... .Et notamment, la patience, le courage, et la volonté pour bien terminer ce modeste travail. Nos remerciements exclusifs et éternels vont également au messager MOHAMMED que la prière et la paix d'Allah soient sur lui ainsi que sur sa famille et ses compagnons. Ce prophète, qui enseigne toutes les valeurs morales et exhorte à la recherche du savoir, nous a encouragé à bien parachever notre mémoire.*

*Nous souhaitons aussi remercier notre promoteur* ***Mr : HACHEMI MADJID*** *qui n'a pas ménagé ses connaissances à notre égard et qui a toujours été présent à nos cotés,*

*Nous remercions le personnel d'air Algerie en particulier* ***Mme : AICHA*** .

*Nous remercions l'ensemble des enseignants de la faculté des sciences de l'ingénieur en particulier* ***Mr : AIT CHIKH ABDESSAMED*** .

*Nous remercions chaleureusement nos familles et surtout nos parents pour leur soutien moral, leurs encouragements et leur patience durant les étapes difficiles de ce travail.*

*Imad Et Nouh*

Remerciement

# Dédicaces

*Chaleureusement je dédie ce modeste travail :*

*A la lumière de ma vie, mes chers parents en témoignage pour leur amour et leur sacrifice sans limites qui je souhaite la bonne santé et que Dieu me les gardes.*

*A mes frères*

*A mes sœurs*

*A toute la famille*

*A tous mes amis sans exception*

*AMRANI IMAD*

# Dédicaces

*Grace à dieu tout puissant, je dédie ce modeste travail :*

*A mon cher père et ma chère mère.*

*A mes frères et sœurs.*

*A tous mes amis et tous mes proches.*

*Je pris ALLAH de leurs accorder une longue vie et bonne santé.*

*ARKAB NOUH*

# Liste des figures

**Figure I.1 : Exemple d'action et réaction (ballon baudruche).....4**
**Figure I.2 : turboréacteur cf680c2 .....5**
**Figure I.3 : turboréacteur a mono-corps .....6**
**Figure I.4 : turboréacteur mono-flux.....7**
**Figure I.5 : turboréacteur double flux mélange.....7**
**Figure I.6 : turboréacteur double flux mélange avec soufflante .....8**
**Figure I.7 : compresseur axial .....9**
**Figure I.8 : chambres de combustion.....9**
**Figure I.9 : la turbine.....10**
**Figure I.10 : la tuyère .....11**
**Figure II.1 : grille d'aube .....12**
**Figure II.2 : aube.....12**
**Figure II.3 : Paramètre géométrique d'une aube .....13**
**Figure II.4 : La portance mais aussi la trainée d'un profil augmente avec sa cambrure et son épaisseur.....14**
**Figure II.5 : Diagramme des triangles des vitesses.....14**
**Figure II.6 : triangles des vitesses dans un étage de compresseur axial .....16**
**Figure II.7 : triangles des vitesses dans un étage de turbine axiale.....17**
**Figure II.8: profil d'écoulement laminaire et turbulent.....20**
**Figure II.9: Expérience de Reynolds……...**
**21**
**Figure IV.1 : Mailles triangulaire et quadrilatérale .....34**
**Figure IV.2 : maillage tétraédrique et hexaédrique.....34**
**Figure IV.3 : étage de la turbine (stator-rotor) .....35**
**Figure IV.4 : canal inter-aube étudiée .....36**
**Figure IV.5 : la géométrie des aubage (stator-rotor) .....36**
**Figure IV.6 : maillage de la géométrie .....37**
**Figure IV.7 : Agrandissement du maillage.....37**
**Figure IV.8 : Les conditions à l'entrée.....38**
**Figure IV.9 : Les conditions à la sortie .....38**
**Figure IV.10. Historique de convergence dans le régime stationnaire.....39**
**Figure IV.11. Historique de convergence dans le régime instationnaire .....40**
**Figure IV.12: évolution de pression statique auteur de stator à 50% de hauteur .....41**
**Figure IV.13: Évolution de la pression statique autour de rotor à 50% de hauteur .....41**
**Figure IV.14 : variation de pression de l'entrée a la sortie .....42**
**Figure IV.15: contour de pression statique à travers le canal sous le plan aube a aube .....42**
**Figure IV.16 : champ de pression statique sous le plan méridien .....43**
**Figure IV.17 : évolution de température statique autour de stator à 50% de hauteur .....43**
**Figure IV.18 : évolution de température statique autour de rotor à 50% de hauteur .....44**
**Figure IV.19 : contour de température statique à travers le canal sous le plan aube a aube .....44**
**Figure IV.20: champ de température sous le plan méridien.....45**
**Figure IV.21 : évolution de nombre de mach autour de stator à 50% de hauteur .....45**

**Figure IV.22 : évolution de nombre de mach autour de rotor à 50% de hauteur ..... 46**
**Figure IV.23 : contour de nombre de mach statique à travers le canal sous le plan aube a aube 46**
**Figure IV.24 : la variation de nombre de mach sous le plan méridien ..... 47**
**Figure IV.25: distribution de la pression autour du rotor à 50% de hauteur pour différents instants ..... 48**
**Figure IV.26 : variation de pression de l'entrée à la sortie 50% de hauteur ..... 49**
**Figure IV.27 : variation de pression de moyeu à carter ..... 49**
**Figure IV.28 : contour de distribution de pression statique à travers le canal pour différents instants sous le plan aube a aube ..... 50**
**Figure IV.29 : variation de température autour de rotor à 50% de hauteur pour différents instants ..... 51**
**Figure IV.30 : variation de température de l'entrée à la sortie 50% de hauteur ..... 52**
**Figure IV.31 : variation de température de moyeu à carter ..... 52**
**Figure IV.32 : contour de variation de température à travers le canal pour différents instants sous le plan aube a aube ..... 53**
**Figure IV.33: évolution de nombre de mach autour de rotor à 50% de hauteur pour différents instants ..... 54**
**Figure IV.34: évolution du nombre de mach à l'entrée vers la sortie 50% de hauteur ..... 55**
**Figure IV.35: variation de nombre de mach de moyeu à carter ..... 55**
**Figure IV.36: contour du nombre de mach à travers le canal pour différents instants a 50% de hauteur sous le plan aube a aube ..... 56**
**Figure IV 37: les lignes de courant à travers le canal inter-aube pour différents instants a 50% de hauteur ..... 57**
**Figure IV.38 : vecteurs des vitesses à travers le canal pour différents instants ..... 58**

# List des tableaux

Tableau II.1 : Equation des paramètres moyens .....28
Figure 2Tableau II.2 : équations des paramètres turbulents pour le modèle k-$\mathcal{E}$ ……28

## Sommaire
## Nomenclature


**Introduction générale .....1**

**Chapitre I**

**I.1. Introduction général sur les turbomachines : .....2**

**I.1.1Machines réceptrices : .....2**

**I.1.2Machines motrices : .....2**

**I.2. Constitution des turbomachines : .....2**

**I.2.1 Le distributeur : .....3**

**I.2.2 Le rotor : .....3**

**I.2.3 Le diffuseur : .....3**

**I.2.4. Domaines d'application : .....3**

**I.3. Turboréacteur .....4**

**I.3.1Principe de la propulsion par réaction : .....4**

**1.3.1.1La réaction : .....4**

**I.3.1.2. La réaction par jet : .....4**

**I.3.2. Définition d'un turboréacteur : .....5**

**Figure1.2 : turboréacteur cf680c2.....5**

**I.3.2.1.Principe de fonctionnement.....5**

**I.3.3. Les type de turboréacteurs .....5**

**I.3.3.1.Turboréacteur simple flux mono-corps .....6**

**I.3.3.2.Turboréacteur simple flux double-corps.....6**

**I.3.3.3.Turboréacteur double flux mélangés.....7**

**I.3.3.4.Turboréacteur double flux séparés avec soufflante .....8**

**I.3.4. Les Composants de Turboréacteur.....8**

**I.3.4.1 Le compresseur : .....8**

**I.3.4.2. Les chambres de combustion .....9**

**I.3.4.3. Les turbines .....10**

**I.3.4.4. La tuyère .....11**

## Chapitre II


**II.1. Définition de la grille d'aube : ..... 12**

**II.1.1.Définition de l'aube ..... 12**

**II.1.1.1.Paramètre géométrique de l'aube : ..... 13**

**II.1.1.2.Les profils de l'aube : ..... 13**

**II.1.2.Les triangles des vitesses : ..... 14**

**II.1.2.1. Théorème d'EULER : ..... 15**

**II.2.Compresseur axial : ..... 16**

**II.2.1.Analyse de l'écoulement dans un étage de compresseur axial : ..... 16**

**II.2.1.1Entrée de la roue : ..... 16**

**II.2.1.2.Sortie rotor – entrée stator : ..... 16**

**II.2.2.La turbine axiale ..... 17**

**II.2.2.1Analyse de l'écoulement dans un étage de turbine axiale : ..... 17**

**II.2.2.2.Entrée distributeur ou stator : ..... 17**

**II.2.2.3. Sortie stator – Entrée rotor : ..... 17**

**II.3.Caractéristique de l'écoulement autour de l'aube: ..... 18**

**II.3.1. Ecoulement compressible : ..... 18**

**- Le nombre de Mach: ..... 18**

**II.3.2.Ecoulement visqueux: ..... 19**

**II.3.3. Ecoulement turbulent : ..... 19**

**II.3.3.Expérience de Reynolds: ..... 20**


## Chapitre III


**III.1.Equations générales de base : ..... 22**

**III.1.1.Equation de continuité et équations dynamiques (Navier–Stockes) : ..... 22**

**III.1.1.1.Equations sous forme conservative : ..... 23**

**III.1.2.Modélisation de la turbulence : ..... 26**

**III.1.2.1.Modèle de turbulence k-ε: ..... 26**

**III.1.2.2.Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k: ..... 27**

**III.1.2.3.Equation de transport du taux de dissipation F de l'énergie cinétique turbulente: ..... 27**

**III.2. Procédure de résolution: ..... 29**

## Chapitre IV


**IV.1.Introduction .....30**

**IV.1.2.Simulation Numérique .....30**

**IV1.2.1. Méthodes numériques de simulation: .....30**

**IV.1.2.2.Méthode des éléments finis:.....30**

**IV.1.2.3.Méthode des différences finis:.....31**

**IV.1.2.4.Méthode des volumes finis: .....31**

**IV.2.La simulation avec ANSYS.....32**

**IV.2.1.ANSYS CFX .....32**

**IV.2.2.ANSYS ICEM CFD .....33**

**IV.2.3.Solution de calcul complète en CFD.....33**

**IV.2.4.Maillage : .....33**

**IV.2.5.1.Problème étudié:.....35**

**IV.2.5.2.Géométrie étudiée : .....35**

**IV.2.5.3.Maillages de la géométrie : .....36**

**IV.2.6.Conditions aux limites : .....37**

**IV.3.Historique de convergence.....39**

**IV.3.1. Convergence régime stationnaire :.....39**

**IV.3.2. Convergence régime instationnaire : .....40**

**IV.4.Les Résultat .....41**

**IV.4.1.Régime stationnaire :.....41**

**IV.3.2.Régime instationnaire.....47**

**Champ de pression : .....48**

**Les lignes de courants.....57**

**IV.5.Discutions des résultats .....59**

**IV.5.1Champ de pression .....59**

**IV.5.2.Champ de pression calcul instationnaire : .....59**

**IV.5.2.Champ de température : .....59**

**IV.5.3.Nombre de Mach : .....59**

**IV.5.4.Champ de vitesse et lignes de courant :.....60**

**Conclusion général …… 61**

**Référence bibliographique**

## Nomenclature

**Notations latines**

**a : vitesse du son** **m/s**

**Cp : capacité calorifique à Pression constante** **J/kg.K**

**Cv : capacité calorifique à volume constant** **J/kg.K**

**DH : diamètre hydraulique m**

**h : enthalpie** **J/kg**

**k : énergie cinétique turbulente** **$m^2/s^2$**

**M : nombre de Mach**

**P : pression statique** **bar**

**Re : nombre de Reynolds**

**Sij : tenseur de déformation** **1/s**

**T : température statique** **K**

**t : temps s**

**u : vitesse fluctuante** **m/s**

**U : vitesse** **m/s**

**x,y,z : composantes de l'espace** **m**

**א : coefficient de compressibilité**

## Notations grecques

**ε : dissipation de l'énergie cinétique turbulente** **$m^2/s^3$**

**λ : conductivity thermique** **W/m.K**

**μ : viscosité dynamique moléculaire** **kg/m.s**

**μt : viscosité dynamique turbulente** **kg/m.s**

**ν : viscosité cinématique** **$m^2/s$**

**νt : viscosité cinématique turbulente** **$m^2/s$**

**ρ : masse volumique** **$m^3/kg$**

**τij : tenseur de contraintes** **$N/m^2$**

**Indices**

**i : indice de direction suivant l'axe x**

**j : indice de direction suivant l'axe y**

**λ : Conductivité thermique**

**ψ : Fonction de courant**

**φ : Fonction de potentiel**

**ε : Fonction de dissipation**

**κ : Constante de Von KARMAN**

**Abréviations**

**HP : Haute Pression**

**BP: Base Pression**

**RANS: Reynolds Avreged Navier Stokes**

**CFD: Computational Fluid Dynamics**

# Introduction générale

L'évolution de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les domaines de la technologie. Particulièrement, dans de la dynamique des fluides comme le secteur du transport (avions, bateaux, voitures, etc.) et de la production d'énergie (turbines, compresseurs, réacteurs, etc.). Dans une grande mesure, ces réussites sont dues aux échanges étroits entre la théorie et l'expérience en dynamique des fluides. D'une part, l'expérience est indispensable pour vérifier les hypothèses et les résultats qui ressortent de la théorie ; et d'autre part, la théorie est nécessaire pour expliquer les résultats obtenus par l'expérience, et pour faciliter le travail à l'avenir. La simulation numérique est née pour ce faire.
La simulation des écoulements occupe une place importante dans le monde de la modalisation et c'est pourquoi beaucoup d'efforts ont étés mis dans la recherche de méthodes numériques pour la résolution des équations de transport régissant les écoulements. Ceci a permis la résolution numérique des équations de Navier-Stokes tridimensionnel de l'écoulement de fluide dans les turbomachines, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modalisation numérique d'écoulement ou CFD (Computational Fluids Dynamics) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines.

Le premier chapitre présente une généralité sur les turbomachines et le principe de fonctionnement des turbomachines en particulier les turboréacteurs, la classification et les composants.

Le deuxième chapitre s'intéresse à l'aérodynamique des aubes et Caractéristique de l'écoulement autour de l'aube, ainsi que la description du phénomène de turbulence.

Le troisième chapitre présente les équations régissant les champs dynamiques de l'écoulement du fluide compressible en régime turbulent.

Le quatrième chapitre présente la simulation par logiciel ANSYS de l'écoulement qui travers un canal d'aube de turboréacteur, les résultats de la simulation et l'interprétation en particulier les champs de pression, température et vitesse.

# Chapitre 1 :

# GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

## I.1. Introduction général sur les turbomachines :

Les turbomachines sont des machines tournantes dont le rôle de convertir l'énergie thermique d'un fluide en énergie mécanique, cette énergie peut être fournie par le fluide que par le dispositif lui-même, cela se fait à l'aide des aubages fixées alternativement le long du stator la partie fixe, et le rotor la partie mobile de la machine.

On peut distinguer deux types de machines:

### I.1.1Machines réceptrices :

Les machines réceptrices reçoivent de l'énergie de l'extérieur pour développer un travail sur un fluide, on peut les subdiviser selon leur mode de fonctionnement en machines volumétriques dans le cas de grand débit (tel que turbocompresseur), et machines a piston pour le faible débit (Les pompes).

### I.1.2Machines motrices :

Les machines motrices prélèvent de l'énergie d'un fluide et la transforme en travail, on peut citer par exemple la turbine à vapeur, turbine à gaz…

On peut classer les turbomachines aussi du point de vue de leur direction d'écoulement : il y a des machines radiales, axiales et d'autres diagonales.

On rencontre les turbomachines dans un grand nombre d'applications nécessitant un transfert d'énergie .Essentiellement, on distingue trois types d'applications : Production d'électricité, turbine à gaz, turbine à vapeur, turbines Hydrauliques ; propulsion, turbine à gaz d'aviation compresseurs de locomotives, turbine à gaz ce navires ; l'industrie ; Industrie lourde : Compresseurs centrifuges, turbocompresseur pour moteur Diesel, turbine à vapeur, turbines à gaz, pompes et ventilateurs, Potentiel d'énergie chimique.

## I.2. Constitution des turbomachines :

Une turbomachine ne comportant qu'un seul rotor est dite à simple étage ou encore monocellulaire.

Les machines comportant plusieurs étages sont également appelées multicellulaires.

Une machine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :

### I.2.1 Le distributeur :

Dont le rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et une direction appropriées. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement), appelées en anglais

« Inlet Guide Vanes (IGV) ». Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.

### I.2.2 Le rotor :

Au sein duquel s'effectue l'échange d'énergie par travail des forces aérodynamiques sur les aubes en rotation.

### I.2.3 Le diffuseur :

Dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut inclure une (voire deux) couronnes d'aubes fixes. Ces aubes fixes sont notamment utiles lorsque l'écoulement a une composante tangentielle de vitesse à la sortie du rotor et servent à ramener l'écoulement dans la direction principale du tube de courant (axiale ou radiale), raison pour laquelle on utilise parfois le terme redresseur.

Le distributeur et le diffuseur ne sont pas toujours présents, ou sont parfois réduits à un tronçon de canalisation. C'est notamment le cas pour les hélices et éoliennes.

Dans les machines multicellulaires, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, et un rotor et un diffuseur pour les pompes et compresseurs

### I.2.4. Domaines d'application :

Parmi les applications des turbomachines on peut citer ; les turbines à vapeur d'eau qui constituent les machines de base de production de l'électricité. Elles sont appliquées dans les centrales thermiques ainsi que dans les centrales nucléaires. Les turbines à condensation sont aussi utilisées pour la fabrication simultanée de l'énergie électrique et de la chaleur, par exemple pour le chauffage urbain. Elles entraînent les bateaux, les turbocompresseurs et les turbosoufflantes.

On citera aussi les turbines à contre pression, dans lesquelles la pression à la sortie est bien supérieure à la pression atmosphérique, elles produisent de l'électricité, et la vapeur d'échappement est utilisée pour différentes lignes technologiques (fabrication du papier, fabrication de textiles etc.….).

## I.3. Turboréacteur

### I.3.1Principe de la propulsion par réaction :

#### I.3.1.1La réaction :

Elle est la conséquence d'une action. Par exemple, imaginez que vous êtes dans une barque sur l'eau d'un étang. Lorsque vous tirez sur les rames, vous exercez une « action » qui propulse la barque par « réaction ». Si vous plongez hors de la barque ou si vous sautez sur la berge, la barque va de se déplacer en sens contraire, par la réaction qui résulte de l'action que vous avez exercée en vous éjectant du bateau.

#### I.3.1.2. La réaction par jet :

Si vous gonflez un ballon baudruche puis si vous le lâchez en laissant s'échapper l'air qu'il contient, le ballon va se déplacer dans l'espace jusqu'à ce que la réserve d'air sous pression se soit épuisée. L'air qui s'échappe de l'embouchure du ballon (à une vitesse VJ) crée une action; le ballon se déplace (à une vitesse VB) par réaction.

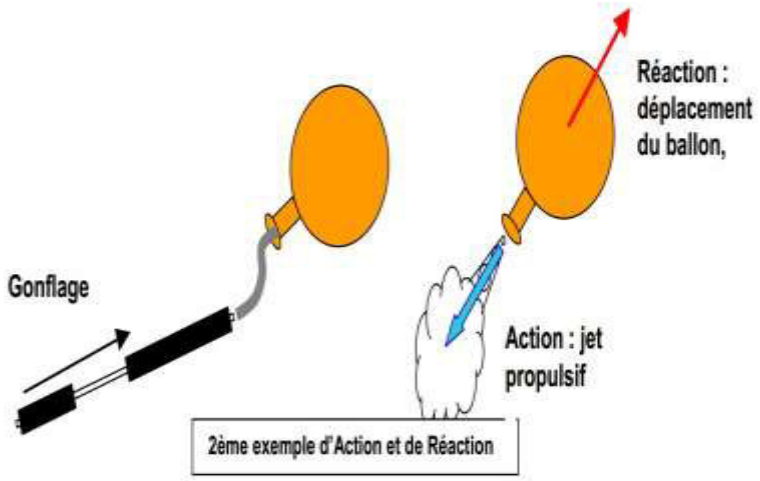



**Figure I.1 :** Exemple d'action et réaction (ballon baudruche).

### I.3.2. Définition d'un turboréacteur :

Le turboréacteur est un système de propulsion qui transforme le potentiel d'énergie chimique contenu dans un carburant, associé à un comburant qu'est l'air ambiant, en énergie cinétique permettant de générer une force de réaction en milieu élastique dans le sens opposé à l'éjection.

**Figure I.2 :** turboréacteur cf680c2

### I.3.2.1.Principe de fonctionnement

Le turboréacteur se compose de quatre éléments essentiels :

Un compresseur axial qui aspire et comprime l'air ce qui fait la température augmente ainsi que la Pression, cet air chaud est propulsé vers une chambre à combustion où l'on injecte le carburant, le mélange (air –gaz) s'enflamme et produit des gaz de combustion, ces gaz font tourner une turbine s'éjecte à une vitesse importante vers la tuyère et sa rôle de transformer l'énergie potentiel a une énergie cinétique cette transformation procure une poussée.

### I.3.3. Les type de turboréacteurs

Il y a plusieurs types des turboréacteurs .les plus importants sont les suivants

### I.3.3.1.Turboréacteur simple flux mono-corps

Un Turbo est dit simple flux si un seul flux le traverse d'amont en aval. Un Turbo est sec s'il n'est pas équipé de la post combustion.

Un Turbo est mono corps si son compresseur est unique par opposition au double ou triple corps où l'ensemble compresseur est séparé en deux ou trois mobiles.

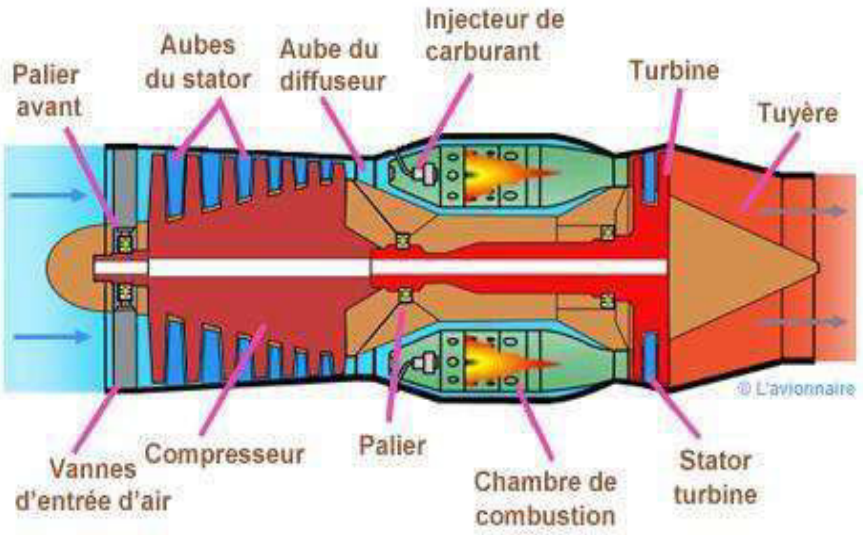



**Figure I.3 :** turboréacteur a mono-corps

### I.3.3.2.Turboréacteur simple flux double-corps

Pour augmenter la puissance certains réacteurs ont un second compresseur relié à une seconde turbine.

L'ensemble compresseur et turbine (en rouge) constitue l'attelage N2.

L'ensemble compresseur et turbine (en gris) constitue l'attelage N1.

Les deux attelages sont liés par des arbres d'entraînement différents et ont des vitesses de rotation différentes.

A noter que l'arbre de l'attelage N1 passe à l'intérieur de l'arbre de l'attelage N2.

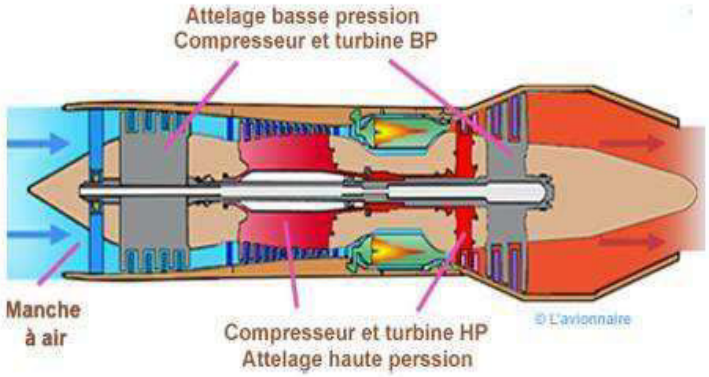



**Figure I.4 :** turboréacteur mono-flux

### I.3.3.3.Turboréacteur double flux mélangés

Dans ce type de turboréacteur, on admet plus d'air qu'il n'est nécessaire au générateur de gaz afin de réduire la consommation de carburant et d'augmenter le rendement de propulsion. Le débit (ou flux) supplémentaire s'écoule en dérivation autour du générateur de gaz.

Bien plus économiques aux vitesses subsoniques et moins bruyants, les turboréacteurs à double flux (ou Turbofans en anglais) sont apparus dans les années 1960. Dans ces moteurs une soufflante de grande dimension permet d'absorber un gros débit massique qui ne passe qu'en partie dans le compresseur **BP**. L'air pré- comprimé par la soufflante qui ne passe pas dans le compresseur **BP**, appelé flux froid, contourne la partie chaude jusqu'à la tuyère où il est éjecté, mélangé ou non avec les gaz chauds.

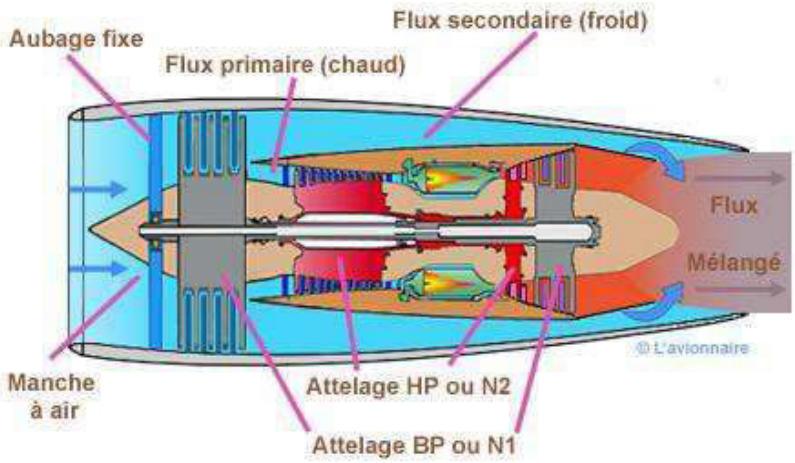



**Figure I.5 :** turboréacteur double flux mélange

### I.3.3.4.Turboréacteur double flux séparés avec soufflante

La soufflante qui reçoit la totalité de l'air est de grandes dimensions. La majeure partie de cet air va constituer le flux secondaire, l'autre partie va constituer le flux primaire.
Le flux secondaire est éjecté par une tuyère secondaire, le flux primaire par une tuyère primaire.

Dans un turboréacteur à simple flux une petite quantité d'air est accélérée très fortement, ce qui entraîne une vitesse d'éjection élevée, créant de fortes turbulences en se mélangeant à l'air ambiant d'où un bruit important.
En revanche dans un turboréacteur à double flux la grande quantité d'air passant dans le flux secondaire est faiblement accélérée et vient "gainer" le flux primaire fortement accéléré d'où une diminution du bruit. Malheureusement la soufflante de fort diamètre engendre d'autres bruits en aval et en amont notamment dans les phases d'approches lorsque la vitesse du jet est réduite.

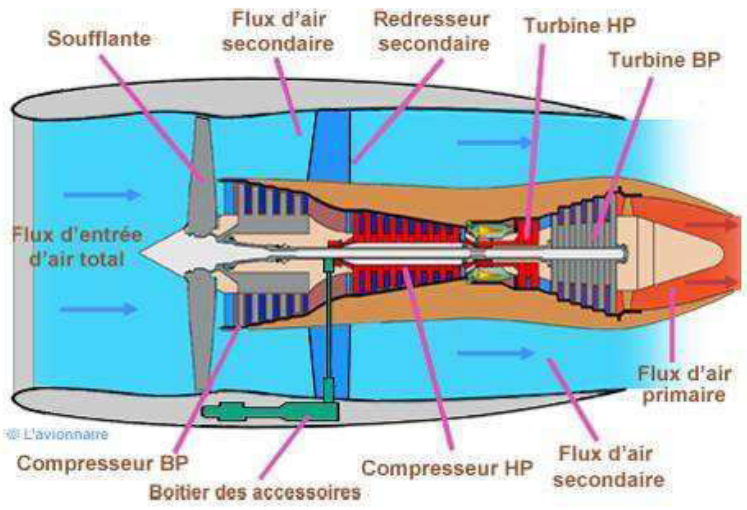



**Figure I.6 :** turboréacteur double flux mélange avec soufflante

### I.3.4. Les Composants de Turboréacteur

Le turboréacteur se compose a quatre élément essentiels sont les suivants :

### I.3.4.1 Le compresseur :

Son rôle est d'assurer, avec un bon rendement, un débit d'air suffisant et une pression élevée à l'entrée de la chambre de combustion. Il est constitué d'un ou plusieurs étages, chaque étage comprenant une grille d'aubes mobiles (le rotor) qui communiquent le

mouvement et l'énergie cinétique à la masse d'air et une grille d'aubes fixes (le stator) transformant cette énergie en pression et redressant l'écoulement. Il existe deux principaux types de compresseurs (centrifuge ; axial) (qui peuvent être réunis dans une même machine, lorsqu'ils sont montés en série).

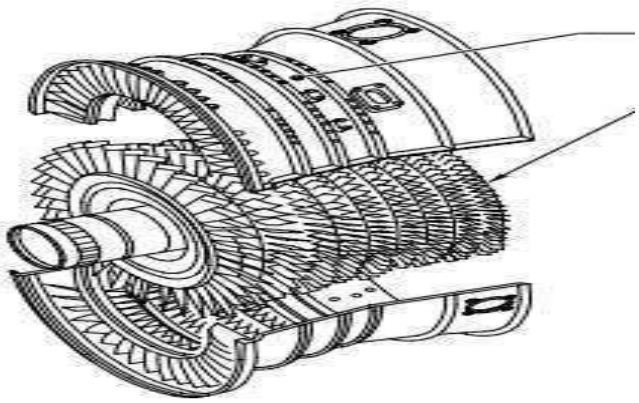


**Figure I.7 :** compresseur axial

### I.3.4.2. Les chambres de combustion

La chambre de combustion est la partie du turboréacteur qui a pour rôle d'élever la température de l'air issu du compresseur par combustion de carburant afin de fournir des gaz chauds à la turbine et de participer à la propulsion à travers leur détente dans la tuyère d'éjection.

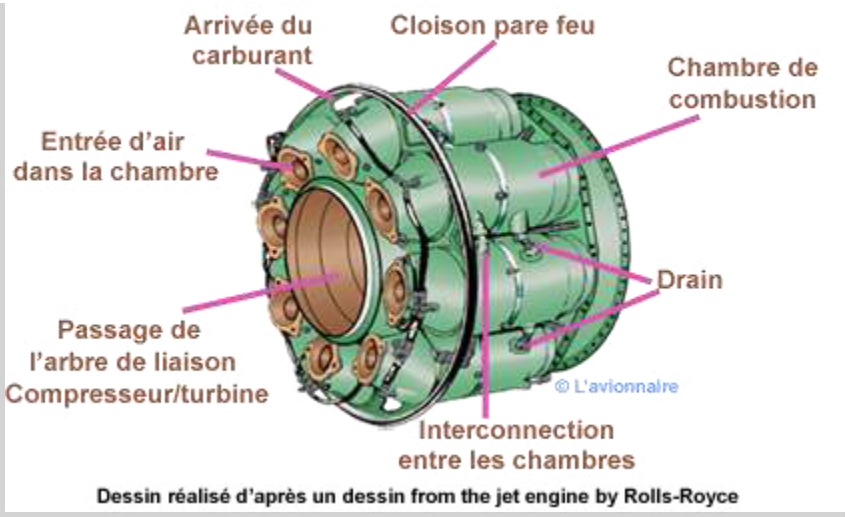



**Figure I.8 :** chambres de combustion

### I.3.4.3. Les turbines

Un étage de turbine est constitué d'un aubage fixe « distributeur » suivi d'un aubage mobile.

Le distributeur accélère l'écoulement en le déviant. La roue mobile tourne sous l'effet de cet écoulement. A la sortie de la turbine, l'air se sera détendu en contrepartie de l'énergie qu'il aura communiquée à cette turbine. On notera que les déviations de l'écoulement et les variations de pression sont beaucoup plus importantes dans un étage de turbine que dans un étage de compresseur. C'est ainsi qu'un seul étage de turbine HP (ou 2) peut entraîner près(ou plus) d'une dizaine d'étages de compresseur HP. En revanche, les turbines et surtout les turbines HP, sont soumises à un environnement beaucoup plus sévère que les compresseurs.

Les températures des gaz à pousser maximale, à l'entrée de la turbine HP, sont supérieures à celles que peuvent normalement supporter les matériaux métalliques les plus réfractaires. Les écarts entre températures maximales et admissibles peuvent atteindre localement 900°C pour un distributeur et 500°C pour un aubage mobile. Il est donc indispensable de protéger la surface des pièces par des barrières thermiques et de les refroidir par une circulation et une sudation d'air « frais », sous pression, prélevé dans le compresseur HP.

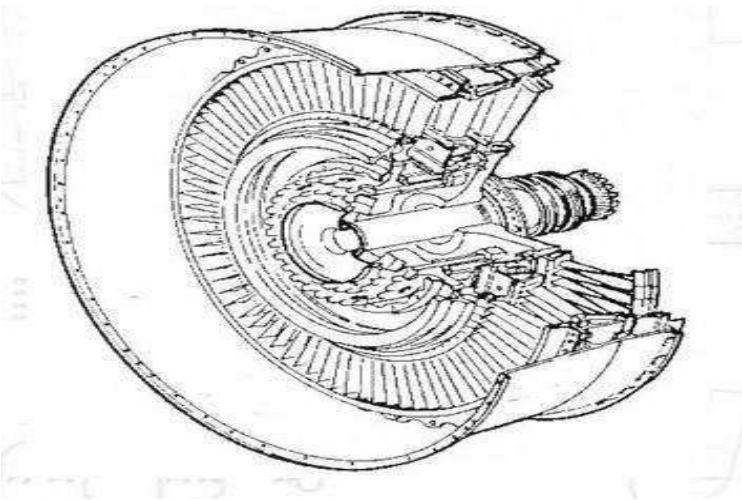


**Figure I.9 :** la turbine

### I.3.4.4. La tuyère

Le rôle de la tuyère est de poursuivre la détente de la turbine et de transformer l'énergie potentielle en énergie cinétique. Cette transformation procure une poussée (le reste de la poussée provenant du moteur et de la prise d'air). L'arrière-corps est la partie externe de la tuyère. Le rôle de la tuyère est de poursuivre la détente de la turbine et de transformer l'énergie potentielle en énergie cinétique. Cette transformation procure une poussée (le reste de la poussée provenant du moteur et de la- prise d'air). L'arrière-corps est la partie externe de la tuyère.

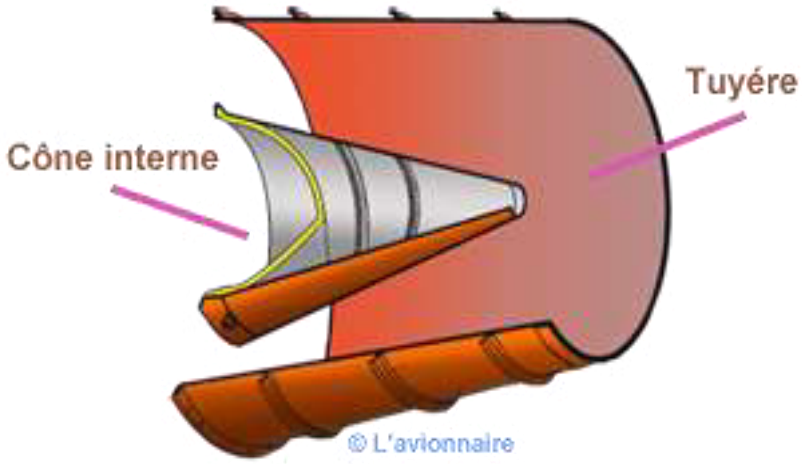



**Figure I.10 :** la tuyère

# Chapitre 2 :

# AERODYNAMIQUE DES AUBES

## II.1. Définition de la grille d'aube :

On appelle une grille d'aube, un ensemble fixe ou mobile d'aube (obstacle) placées les unes près des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger l'effort mécanique avec lui

Les grilles d'aubes peuvent êtres

- Grille plane parallèle
- Grille plane radiale
- Grille cylindrique
- Grille toriques

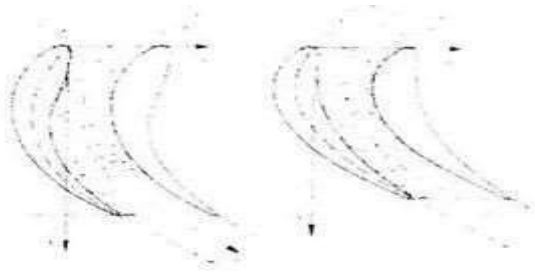


**Figure II.1 :** grille d'aube

### II.1.1.Définition de l'aube

C'est l'organe utilisable pour réaliser la compression dans la compresseur et la détente dans la turbine par une géométrie bien déterminé

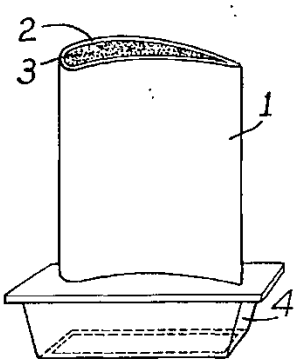



**Figure II.2 :** aube

### II.1.1.1.Paramètre géométrique de l'aube :

Comme toutes les pales aérodynamiques y compris les turbines, les aubes de la turbine sont constituées d'une partie inferieur appelée l'intrados et une autre partie extérieur dite extrados, la ligne reliant le bord d'attaque et le bord de fuite nommée la corde, l'espace formé par les deux lignes la corde et la ligne moyenne appelé la cambrure maximale, le bord d'attaque est caractérisé par un angle par rapport au vent relatif appelé l'angle d'incidence

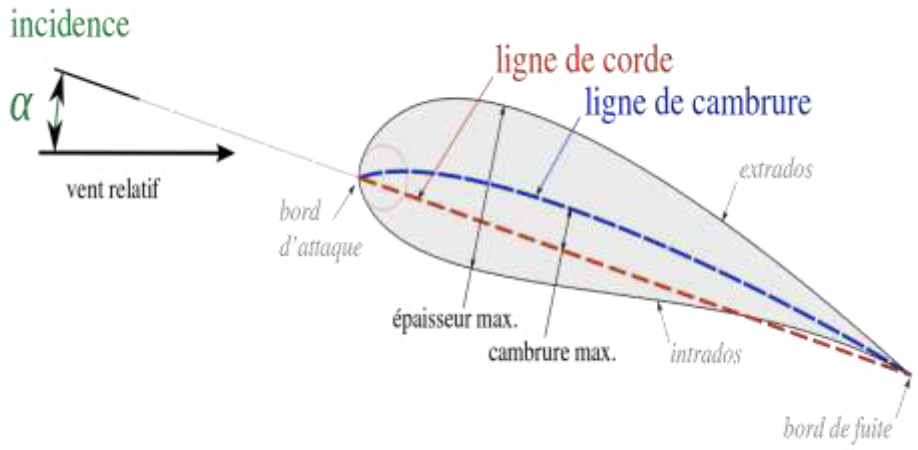



**Figure II.3 :** Paramètre géométrique d'une aube

### II.1.1.2.Les profils de l'aube :

Les profils aérodynamiques sont des formes étudiées en souffleries. Les essais en soufflerie mesurent la portance et la trainée du profil, les paramètres l'expérimentation sont stockés dans des bases de données.

Lorsque l'on désire concevoir une aile, une voile, une dérive ou tout autre objet dont la portance et la trainée nous importe, il est utile de se référer à ces bases de données pour sélectionner un profil existant, qui réunis les qualités que l'on recherche avant de réinventer la roue.

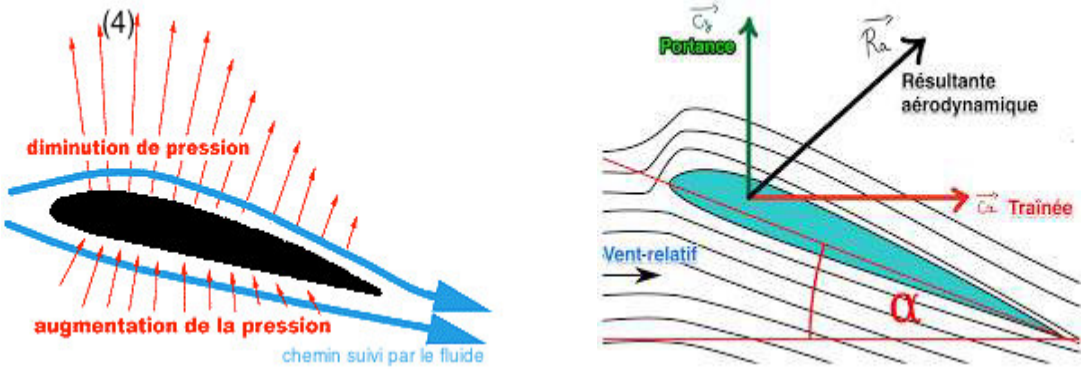



**Figure II.4 :** La portance mais aussi la trainée d'un profil augmente avec sa cambrure et son épaisseur

-Les profils minces et de faible cambre ont une meilleur finesse mais moins de résistance.

### II.1.2.Les triangles des vitesses :

C'est la traduction de la composition des vitesses :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

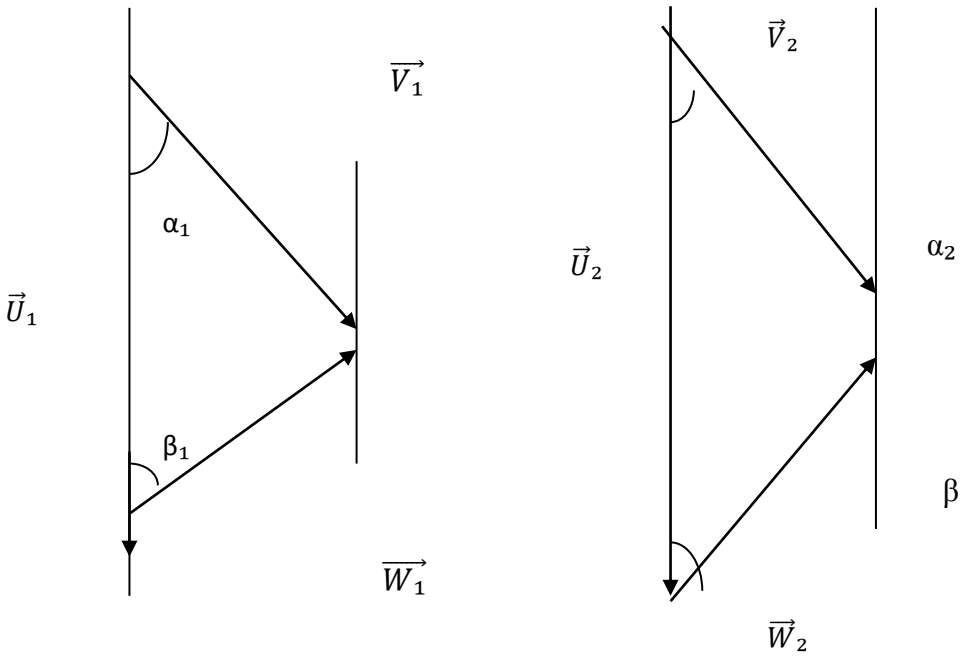



**Figure II.5 :** Diagramme des triangles des vitesses

.$\vec{V}$ : vitesse absolue du fluide par rapport à un référentiel fixe

.$\vec{U}$ : vitesse circonférentielle d'un point coïncidant fixe par rapport au référentiel mobile (vitesse d'entrainement).

.$\overrightarrow{W}$ : vitesse relative du fluide, par rapport à un référentiel mobile, lié au rotor de la machine,

.α et β sont les angles entre le vecteur vitesse absolue (resp. relative) et le vecteur vitesse d'entraînement.

### II.1.2.1. Théorème d'EULER :

Etablit l'expression du travail sur l'arbre fourni ou reçu par chaque kilogramme du fluide traversant une grille d'aube mobile

$$W = \Delta_1^2(\vec{U}.\vec{V})$$

Si on néglige l'influence de la fuite interne entre l'entrée et la sortie devient :

$$W=U_2V_{u2} - U_1V_{U1}$$

Les indices 1et 2 étant respectivement relatifs à l'entrée et la sortie de la roue

Si l'écoulement est axial $U_1 = U_2 = U$ donc :

$$W=U\ (V_{U2} - V_{U1})$$

## II.2.Compresseur axial :

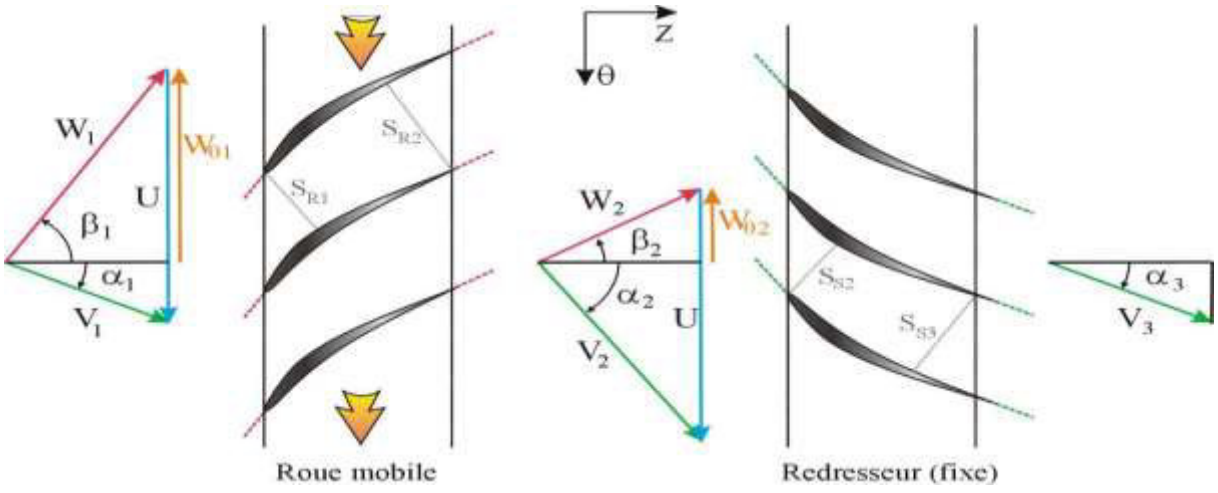



**Figure II.6 :** triangles des vitesses dans un étage de compresseur axial

### II.2.1.Analyse de l'écoulement dans un étage de compresseur axial :

On introduit les sections de contrôle suivantes.

1- Entrée rotor (sortie entrée d'air)

2- Sortie roue (entrée stator)

3- Sortie stator (entrée roue de l'étage suivant

#### II.2.1.1Entrée de la roue :

Le fluide possède à l'entrée une vitesse absolue V1 qui se décompose dès que le fluide est entrainé par la rotation de la roue en :

U1 : vitesse d'entrainement qui est tangente à la circonférence de la roue.

W1 : vitesse relative qui est la vitesse avec laquelle le fluide glisse sur l'aube et qui est tangente au squelette de l'aube à son entrée.

Les canaux du rotor sont divergents, donc, la vitesse relative W diminue (W2<W1) et la pression du fluide augmente (P2>P1)

#### II.2.1.2.Sortie rotor – entrée stator :

A la sortie de la roue, la particule fluide considérée a une vitesse d'entrainement U2 = U1 = U (machine axiale) et une vitesse relative W2 tangente au dernier élément de l'aube. Dès que la particule du fluide est sortie de la roue, ces deux vitesses se composent pour former la vitesse absolue V2 à la sortie (V2 = U2 + W2).

Les canaux du redresseur (stator) sont divergents. Donc, le fluide est décéléré (V3<V2) et comprimé (P3>P2). La vitesse absolue V3 constitue la vitesse d'entrée pour le rotor de l'étage suivant.

On voit que les canaux fixes redressent le flux du fluide par rapport à l'axe de la machine. Grâce à cela, la vitesse diminue et la section du passage augmente.

### II.2.2.La turbine axiale

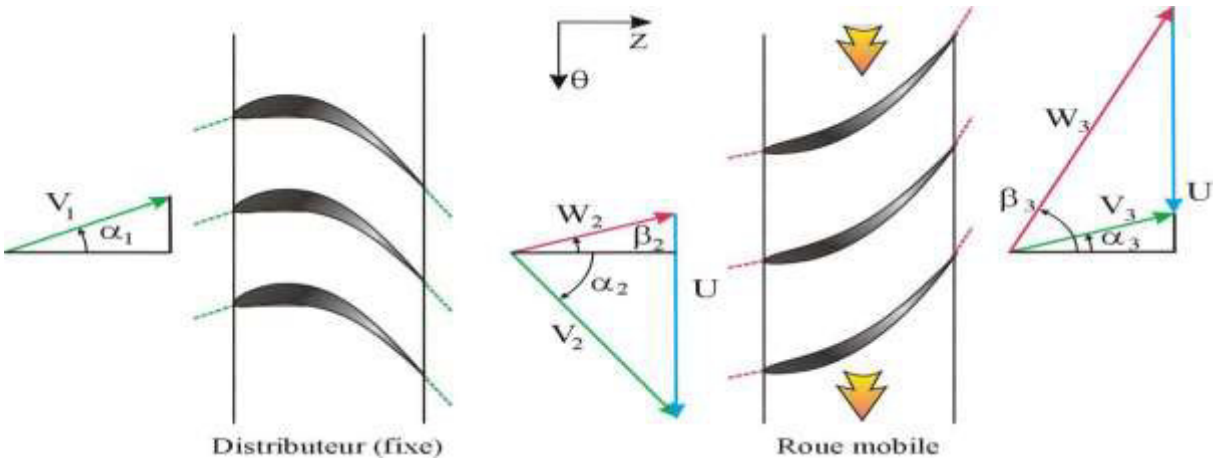



**Figure II.7 :** triangles des vitesses dans un étage de turbine axiale

### II.2.2.1Analyse de l'écoulement dans un étage de turbine axiale :

On introduit les sections de contrôle suivantes.

1 : Entrée distributeur ou stator (sortie chambre de combustion).

2 : Sortie distributeur ou stator (entrée rotor ou roue).

3 : Sortie rotor (entrée stator de l'étage suivant).

### II.2.2.2.Entrée distributeur ou stator :

Dans le distributeur 1-2, le fluide se détend et sa vitesse V absolue augmente. V2>V1. La chute d'Enthalpie en même temps la chute de température et de pression est transformée en énergie cinétique U2/2. Le distributeur prépare le fluide à communiquer l'énergie au rotor.

### II.2.2.3. Sortie stator – Entrée rotor :

Dans le rotor 2-3, l'énergie du fluide est transformée en énergie mécanique. Le fluide se détend et sa vitesse relative W augmente (W3>W2). Le flux du fluide est dévié dans les

canaux du rotor, ce qui provoque la différence de pression sur l'extrados et l'intrados et l'effort F dont la composante périphérique Ft entraine le rotor.

## II.3.Caractéristique de l'écoulement autour de l'aube:

### II.3.1. Ecoulement compressible :

C'est la facilité d'un fluide de pouvoir changer son volume sous l'action d'une pression elle est définit par le coefficient de compressibilité

$$\aleph = -\frac{1}{2}\frac{dv}{dp}\,[pa^{-1}]$$

$v$ : Le volume

Le critère de compressibilité est comparé avec la vitesse du son dans le milieu et dans les mêmes conditions de température et de pression

-Si le gaz a une vitesse **V< 0. 3 a**⇒ alors il peut être considéré comme **incompressible**

$\rho = cste.$

a : la vitesse du son

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\gamma r T}$$ (pour un écoulement isentropique S=*cste*) [m/s]

-Si le gaz a une vitesse **V**> 0.3**a** ⇒alors il est considéré comme

Compressible. (Comme le cas de notre écoulement)

**- Le nombre de Mach:**

On définit le nombre de Mach par :

$$Ma = \frac{\text{Vitesse de l'écoulement}}{\text{Vitesse du son}} = \frac{v}{a}$$

M<0.3 écoulement incompressible ou les effets de la densité sont négligeables

0.3<M< 0.8 écoulement subsonique (notre cas)

M=1(vitesse de l'écoulement = vitesse du son) écoulement dit sonique ou critique.

0.8<M<1.2 écoulement transsonique

1.2<M< 5 écoulement supersonique

M> 5 écoulement hypersonique

### II.3.2.Ecoulement visqueux:

L'une des paramètres importants dans les équations de Navier-Stocks, présente d'une manière adéquate dans notre problème, elle est définie par le quotient de la contrainte de cisaillement $\tau$ au gradient de vitesse ($\frac{\partial u}{\partial y}$aussi la tension)

$\boldsymbol{\tau} = \mu\frac{\partial u}{\partial y}\left[\frac{kg}{m.s}\right]$ et mesure la résistance du fluide aux cisaillements.

### II.3.3. Ecoulement turbulent :

Lorsqu'un écoulement en conduite est turbulent (Re>3000), le profil de vitesse n'est plus parabolique comme c'est le cas en régime laminaire. Il s'uniformise sur un large domaine autour de l'axe et présente en conséquence une brusque variation au voisinage des parois.

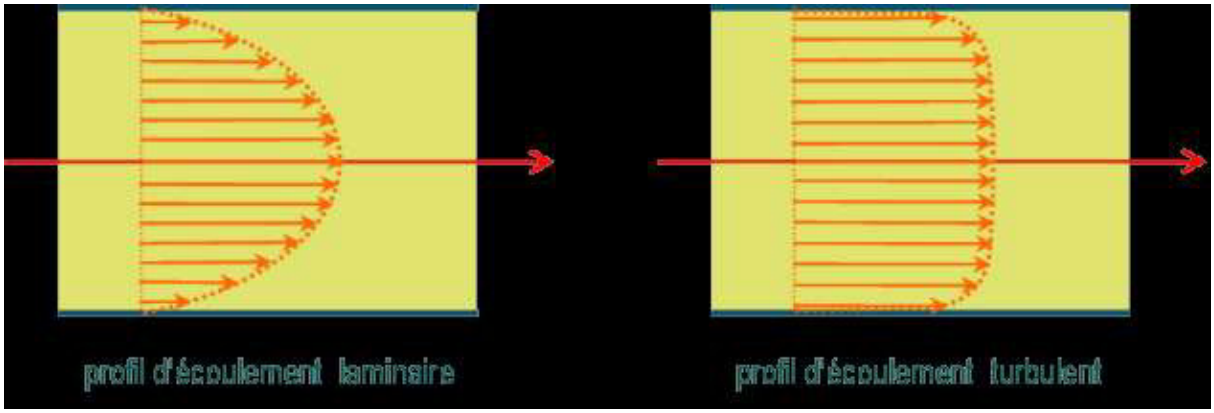



**Figure II.8**: profil d'écoulement laminaire et turbulent.

### II.3.3.Expérience de Reynolds:

Ces expériences réalisées par Reynolds(1883) lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de canalisation, Reynolds a montré que le diamètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé **nombre de Reynolds,** il quantifie le rapport entre les effets d'inertie et les effets visqueuses, il est donné par la relation :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \text{ ou } \mathrm{Re} = \frac{V D}{\vartheta}$$

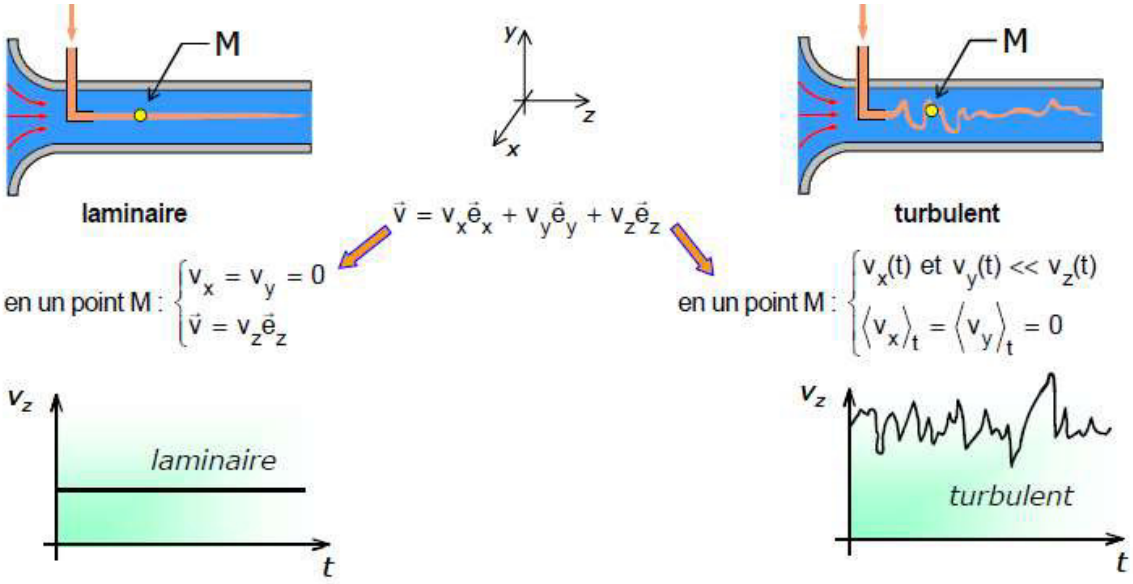



**Figure II.9**: Expérience de Reynolds

L'expérience montre que :

Si $Re < 2000 \Rightarrow$ *lerégimeest* ***Laminaire***

Si $2000 < Re < 3000 \Rightarrow$ *lerégimeest* ***Intermédiaire***

Si $Re > 3000 \Rightarrow$ *régimeest* ***Turbulent***

Ces résultats sont valables pour les écoulements internes,

# Chapitre 3 :

# FORMULATION MATHEMATIQUE

## III.1.Equations générales de base :

Les équations utilisées pour résoudre les écoulements dans les turbomachines dérivent, généralement des équations de Navier-Stokes et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie.

Nous présenterons ensuite l'ensemble des équations générales de la mécanique des fluides sur lesquelles sont basées les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines.

### III.1.1.Equation de continuité et équations dynamiques (Navier–Stockes) :

Les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}\left(\rho \vec{V}\right) = 0 \text{ ……..(III.1)}$$

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho \left[\left(\vec{V}.\vec{\nabla}\right).V + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t}\right] = -\vec{\nabla}p + \rho g + \frac{\partial}{\partial_{x_j}}\left[\mu\left\{\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_j}\right\} + \delta_{ij}\lambda div\vec{V}\right] \text{ …. (III.2)}$$

(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7)

Les termes 1, 2, et 3 de l'équation **III.2** représentent l'accélération totale, convective, et locale. Le terme 4 représente la force de pression, le terme 5 la force de la pesanteur, les termes 6 et 7 les effets visqueux, où normalement la viscosité de dilatation est considérée comme nulle (c'est-à-dire $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$ d'après l'hypothèse de Stokes) L'équation de l'énergie est basée sur l'équation thermodynamique, elle s'utilise sous la forme

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla}\left(k\vec{\nabla}T\right) + \Phi \text{ ……(III.3)}$$

Où **Φ** est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse et les efforts de cisaillement :

$$\boldsymbol{\Phi}=\frac{\partial V_i}{\partial x_j}\tau_{ij} = \mu\left[2\left(\frac{\partial V_x}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial V_y}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial V_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial x}+\frac{\partial V_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y}+\frac{\partial V_y}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial z}+\frac{\partial V_z}{\partial x}\right)^2\right] + \lambda\left(\frac{\partial V_x}{\partial x}+\frac{\partial V_y}{\partial y}+\frac{\partial V_z}{\partial z}\right)^2 \text{.....(III.4)}$$

Le premier terme de gauche de l'équation **III.3** représente la variation d'enthalpie ; *Dp Dt* et Φ sont les taux de travail des efforts de pression et de cisaillement. $\nabla(k\ \nabla T)$ représente le transfert de chaleur par conduction dans le fluide où *k* est le coefficient de conductivité thermique.

Pour des écoulements compressibles, le transport et la génération d'énergie sont couplés à la dynamique du mouvement du fluide, et donc l'équation d'énergie (Eq. 1.3) doit être résolue en même temps que les équations de continuité et de quantité de mouvement.

En rajoute l'équation d'état pur un gaz idéal.

$$\frac{p}{\rho} = RT \text{ ..... (III.5)}$$

Les équations **III.1** à **III.5** fournissent six équations (dans l'écoulement tridimensionnel) pour six inconnues : *V,* ρ, *p*, *T*.

### III.1.1.1.Equations sous forme conservative :

Les équations exprimées en termes de variables "conservatives" sont très utiles. Ces variables telles que ρ, ρ *u*, ρ *v*, ρ *w*, ρ *ho*, ρ *e*, qui incluent la masse volumique s'appellent variables conservatives. Quand des variables "conservatives" sont utilisées dans un schéma des volumes finies, les équations discrétisées conservent d'une façon plus précise la masse, la quantité de mouvement et l'énergie.

Les équations de quantité de mouvement sous forme conservative peuvent être dérivées en combinant **III.1** et **III.2** pour donner, par exemple, l'équation de quantité de mouvement suivant l'abscisse x (supposant l'hypothèse de Stokes) :

$$\frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x^2 + p) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_x V_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_x V_z) = \rho g_z + \frac{\partial}{\partial x}\left[2\mu \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu div V\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x}\right] \text{.....(III.6)}$$

L'équation de l'énergie (**III.3**) peut également être exprimée en termes d'enthalpie totale et de variables conservatives. Une telle forme est extrêmement utile dans la dynamique des fluides et les turbomachines dans les situations où les changements d'enthalpie totale sont faibles (par exemple, dans le cas d'un redresseur). L'équation de quantité de mouvement peut être transformée en:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} . \vec{V} = -\vec{\nabla} p . \vec{V} + \left(\vec{\nabla} . \tau_{ij}\right)\vec{V} \text{.....(III.7)}$$

En combinant cette équation avec **III.3** et **III.5**, on obtient :

$$\rho \frac{D(H)}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho g . \vec{V} + \vec{\nabla}\left(k\vec{\nabla}T\right) + \vec{\nabla} . \left(\tau_{ij} . \vec{V}\right) \text{.....(III.8)}$$

Avec $H = h + ui\,ui\ /2 = h + (u^2 + v^2 + w^2)/2$ 2. Cette équation peut être combinée avec l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \vec{\nabla} . \rho \vec{V} H = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho g . \vec{V} + \vec{\nabla}\left(k\vec{\nabla}T\right) + \vec{\nabla}\left(\tau_{ij} . \vec{V}\right) \text{.....(III.9)}$$

Ainsi, les équations conservatives peuvent être écrites comme

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} + \frac{\partial G}{\partial z} = \frac{1}{R_e}\left[\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial Q}{\partial z}\right] + S \text{ ..... (III.10)}$$

Où q, E, F, G, T, P, $Q$, et S sont données par

$$Q=\begin{bmatrix}\rho\\ \rho V_x\\ \rho V_y\\ \rho V_z\\ \rho e_0\end{bmatrix},\quad E=\begin{bmatrix}\rho V_x\\ \rho V_x^2+p\\ \rho V_x V_z\\ \rho V_x V_z\\ \rho H V_x\end{bmatrix},\quad F=\begin{bmatrix}\rho V_y\\ \rho V_x V_y\\ \rho V_y^2+p\\ \rho V_y V_z\\ \rho H V_y\end{bmatrix},\quad G=\begin{bmatrix}\rho V_z\\ \rho V_x V_z\\ \rho V_y V_z\\ \rho V_y^2+p\\ \rho H V_z\end{bmatrix}$$

$$T=\begin{bmatrix}0\\ 2\mu\dfrac{\partial V_x}{\partial x}-\dfrac{2}{3}\mu\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z}\right)\\ \mu\left(\dfrac{\partial V_y}{\partial x}+\dfrac{\partial V_x}{\partial y}\right)\\ \mu\left(\dfrac{\partial V_z}{\partial x}+\dfrac{\partial V_x}{\partial z}\right)\\ -Q+\Phi_1\end{bmatrix}$$

$$P=\begin{bmatrix}0\\ \mu\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial y}+\dfrac{\partial V_y}{\partial x}\right)\\ 2\mu\dfrac{\partial V_y}{\partial x}-\dfrac{2}{3}\mu\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x}+\dfrac{\partial V_x}{\partial y}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z}\right)\\ \mu\left(\dfrac{\partial V_z}{\partial x}+\dfrac{\partial V_y}{\partial z}\right)\\ -Q+\Phi_2\end{bmatrix}$$

$$Q=\begin{bmatrix}0\\ \mu\left(\dfrac{\partial V_z}{\partial x}+\dfrac{\partial V_x}{\partial z}\right)\\ \mu\left(\dfrac{\partial V_y}{\partial z}+\dfrac{\partial V_z}{\partial y}\right)\\ 2\mu\dfrac{\partial V_z}{\partial x}-\dfrac{2}{3}\mu\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z}\right)\\ -Q+\Phi_3\end{bmatrix}$$

$$S=(0,\ \rho g_x,\rho g_y,\rho g_z,\rho g_x V_x,\rho g_y V_y,\rho g_z V_z)$$

Où $Q_x$ , $Q_y$, $et\ Q_z$, sont des taux de transfert de chaleur et Φ1, Φ2, et Φ3 sont les termes de dissipation visqueuse:

$$\Phi_1 = 2\mu V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu V_x \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z}\right) + \mu V_y \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x}\right) + \mu V_z \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x}\right)$$

$$\Phi_2 = 2\mu V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu V_y \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z}\right) + \mu V_x \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial y}\right) + \mu V_z \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y}\right)$$

$$\Phi_3 = 2\mu V_z \frac{\partial V_z}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu V_z \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z}\right) + \mu V_x \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x}\right) + \mu V_y \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y}\right)$$

$$= \rho H - p = \rho h + \rho \frac{V^2}{2} - P$$

### III.1.2.Modélisation de la turbulence :

Les modèles de turbulence les plus populaires utilisés aujourd'hui pour des calculs d'écoulement et de transfert thermique sont les modèles de viscosité à deux - équations. Les modèles *k-ε* et *k-ω* sont les plus utilisés. Ces modèles ont été appliqués à une variété de cas expérimentaux et leur précision a été évaluée, malgré qu'ils n'offrent pas une bonne comparaison pour certains cas.

#### III.1.2.1.Modèle de turbulence k-ε:

Dans ANSYS, il existe différents modèles de turbulence, qui se distingue par le nombre d'équations de transport supplémentaires nécessaires pour fermer le système d'équations du problème à résoudre. Dans notre cas on a utilisé le modèle k- **ε**, standard qui est un modèle semi empirique basé sur le concept de BOUSSINESQ reliant les contraintes de Reynolds au taux de déformation moyen

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}\right] - \frac{2}{3}\delta_{ij}\rho k \text{.....(III.11)}$$

Ou k= $\frac{\overline{u_i'^2}}{2}$ : représente l'énergie cinétique turbulente.

Par analogie avec la viscosité cinématique laminaire caractérisée par une vitesse (des molécules) et une distance (le libre parcours moyen), la viscosité turbulente, caractérisée par une vitesse $\sqrt{k}$ et une distance (l=$k^{\frac{2}{3}}$), est donnée par

$$V_t = C_\mu \sqrt{k} \frac{K^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \text{.....(III.12)}$$

Avec $C_\mu = 0.09$ et ε: le taux de dissipation

K et ε sont obtenus à partir de transport présentée ci-dessous

### III.1.2.2.Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k:

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho \varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial X_i}\right] + G_k - \rho\varepsilon \text{.....(III.13)}$$

### III.1.2.3.Equation de transport du taux de dissipation F de l'énergie cinétique turbulente:

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left[(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial_\varepsilon}{\partial X_j}\right] + C_{l\varepsilon}\left(\frac{\varepsilon}{K}\right)G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{K} \text{.....(III.14)}$$

$\sigma_K et \sigma_\varepsilon$ , sont respectivement les nombres de Prandtl turbulents relatifs aux taux de dissipation et à l'énergie cinétique turbulente, et l'ensemble des autres coefficients est déterminé de façon empirique.

$C_{l\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_K = 1.0$, et $\sigma_\varepsilon = 1.3$. Sont prises par défaut par ANSYS

Le terme de production $G_K$ est donnée par :

$$G_K = -\rho\overline{u'_\iota u'_\jmath}\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} = \rho\upsilon_t\left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j}\text{.....(III.15)}$$

Les équations des paramètres du champ moyen et du champ turbulent sont résumées dans les tableaux suivants :

**Tableau II.1** : Equation des paramètres moyens

| **Equation** | **Φ** | $\Gamma_\phi$ | $S_\phi$ |
|---|---|---|---|
| **continuité** | 1 | 0 | 0 |
| **Quantité de mouvement** | $u_i$ | $(\mu+\mu_t)$ | $\left(-\frac{\partial P}{\partial x_i}\right)$ |

**Tableau II.2** : équations des paramètres turbulents pour le modèle k-$\mathcal{E}$.

| **Equation** | **Φ** | $\boldsymbol{\Gamma_\phi}$ | $S_\phi$ |
|---|---|---|---|
| **Equation cinétique turbulente** | **K** | $\left(\boldsymbol{\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K}}\right)$ | $G_{\boldsymbol{k}} + \boldsymbol{\rho}_\varepsilon$ |
| **Taux de dissipation** | **ε** | $\left(\boldsymbol{\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\mathcal{E}}}\right)$ | $\boldsymbol{C_{l\varepsilon}\frac{\mathcal{E}}{k}(G_K)}$ $\boldsymbol{- C_{2\varepsilon}\rho\frac{\mathcal{E}^2}{K}}$ |

## III.2. Procédure de résolution:

Générer le maillage dans le logiciel ICEM CFD en faisant les maillages du stator et rotor séparément.

Faire appel à ces maillages dans le préprocesseur ANSYS CFX.

Mettre les paramètres nécessaires ainsi que les conditions aux limites.

Lancer la simulation dans le processeur d'ANSYS CFX.

Les calculs s'arrêter après avoir atteints la convergence selon le critère de résidu de $10^4$

Visualisation des résultats dans le post-processing d'ANSYS CFX

# Chapitre 4 :

# SIMULATION NUMERIQUE

# IV.1.Introduction

Les méthodes de résolution numérique des équations régissant l'évolution des écoulements fluides ont connu un essor considérable depuis les années soixante, aussi bien dans les laboratoires de recherche que dans de nombreux secteurs industriels.

Dans le domaine des turbomachines notamment, les simulations numériques permettent aujourd'hui l'étude de phénomènes aérodynamiques inaccessibles par les techniques expérimentales seules, dus aux effets de rotation de la machine et du confinement de l'écoulement, elles semblent donc représenter un outil prometteur pour faire avancer la compréhension des in stationnarités des écoulements en turbomachine.

### IV.1.2.Simulation Numérique

La simulation numérique en mécanique des fluides a pour objectif la détermination par les calculs des caractéristiques (vitesses, températures, pressions, flux de chaleur, et....) de l'écoulement d'un fluide dans diverses configurations suivant les disciplines (aérodynamique, turbomachines, hydrodynamique, combustion, etc....). Cette discipline, en progrès continu depuis une cinquantaine d'années a atteint un stade de développement suffisamment avancé pour que l'ingénieur la considère, avec confiance, comme un moyen d'appréhender la réalité physique au même titre que les mesures acquises au cours d'essais expérimentaux.

### IV1.2.1. Méthodes numériques de simulation:

Il existe trois grandes classes de méthodes numériques utilisées dans la simulation numérique en mécanique des fluides à savoir : méthode des éléments finis, méthode des différences finis et méthode des volumes finis.

### IV.1.2.2.Méthode des éléments finis:

Pour les méthodes des éléments finis, le problème continu est pris sous une formulation variationnelle ou en résidus pondérés, la formulation variationnelle est basée sur les calculs infinitésimaux. La résolution des équations différentielles est équivalente à minimiser une quantité appelée le fonctionnel. Si ce dernier est minimisé à des valeurs aux points du maillage de la variable dépendante, le résultat donne les équations de discrétisation.

La formulation en résidus pondérés consiste à proposer des solutions approchées. La substitution de cette solution dans l'équation différentielle donne un résidu. Ce résidu est minimisé par l'introduction des fonctions dites fonction poids. Les méthodes des éléments finis sont bien adaptées au traitement des géométries complexes.

**IV.1.2.3.Méthode des différences finis:**

Dans le cas des méthodes de différence finis, les équations du problème continu sont prises sous forme d'équations aux dérivées partielles. Le domaine de solution est discrétisé par un ensemble de points (nœuds du maillage). En chaque point de maillage les dérivées partielles de chaque équation sont approchées par des formules déduites par les développements en série de Taylor. Le résultat est une équation algébrique pour chaque nœud, cette équation est une fonction des valeurs inconnues au nœud et aux points voisins.

La formulation de cette méthode est très facile dans le cas des écoulements dont la géométrie est simple.

**IV.1.2.4.Méthode des volumes finis:**

Pour la méthode des volumes finis, les équations du problème continu sont formulées en termes d'équation de bilan sous forme intégrale s'appliquant à des sous domaines quelconques du domaine de solution. Ce domaine est, à son tour, discrétisé par des volumes élémentaires. Des équations algébriques discrètes résultent de l'intégration des équations aux dérivées partielles dans chaque volume du contrôle

La méthode des volumes finis a atteint un stade de développement avancé pour les calculs stationnaire et instationnaires, avec prise en compte des effets de non linéarité, de compatibilité des effets de viscosité et de turbulence.

La solution numérique des problèmes des écoulements des fluides avec cette méthode comporte une phase de discrétisation et une phase de résolution.

La phase de discrétisation (phase d'approximation) transforme les équations aux dérivées partielles du problème continu en un système d'équations algébriques linéaires .Le domaine d'étude est discrétiser par un ensemble de volumes élémentaires où sont intégrés les équations du bilan, cette intégration est réalisée grâce à des hypothèses et des schémas numériques, afin d'approcher les valeurs des variables dépendantes dans les volumes de contrôles ainsi que leurs frontières.

La phase de résolution, porte sur la détermination de la solution des équations discrètes la non linéarité de ces équations et la non disponibilités du champ de pression exact, nécessite un traitement itératif basé sur une procédure de prédiction-correction. Un champ de pression estimé générera un champ de vitesse qui sera corrigé ainsi que le champ de pression, grâce à l'équation de correction de pression. Le champ de pression corrigé constituera une nouvelle estimation. Ce procédé se répétera jusqu'à ce que le champ de vitesse vérifie l'équation de continuité. Un procédé de sous relaxation ainsi qu'un contrôle de la convergence sont utilisés. La solution des équations discrètes est réalisée par des méthodes de résolution itératives qui conviennent mieux aux systèmes nom linéaires.

## IV.2.La simulation avec ANSYS

La compréhension du comportement des fluides est bien souvent un facteur important dans le développement de produit et de processus.

Grâce à la capacité de calcul disponible toujours plus grande, l'analyse des écoulements a de plus en plus tendance à quitter le laboratoire pour entrer dans le monde de la simulation numérique. Des interfaces conviviales et intuitives ainsi que son intégration dans le processus de développement élargissent continuellement la palette d'utilisateurs de calcul fluide.

Le rôle central pour ce type de calcul est détenu comme auparavant par l'ingénieur calcul spécialiste en CFD, mais les environnements de nouvelle génération comme ANSYS Workbench donnent un accès à certaines applications aux ingénieurs sans connaissance détaillée de la CFD.

Avec l'importance croissante des calculs couplés (interaction fluide/structure), cet aspect déjà très implanté dans la palette de produits ANSYS prend toute son importance. Les applications fluides interviennent sous différentes formes dans de nombreux domaines : depuis la climatisation de grands bâtiments jusqu'à la simulation d'essais en soufflerie pour l'industrie automobile, en passant par l'optimisation de turbines, de pompes et par les calculs d'écoulements dans les domaines micro- et nanoscopiques.

### IV.2.1.ANSYS CFX

Afin d'anticiper l'importance croissante des applications CFD dans le département R&D des entreprises, ANSYS Inc. a étendu en 2003 sa palette de produits avec le code

CFX. CFX fait partie depuis 20 ans parmi les solutions dominantes dans le domaine de la simulation de fluides. ANSYS propose ANSYS CFX aussi bien comme solution indépendante dédiée au calcul fluide, que comme application intégrée dans les solutions de mécanique des structures pour des utilisations couplées.

Les applications fluides d'ANSYS, **"Solution ComputationalFluid Dynamics"**, se base sur le logiciel ANSYS CFX.

ANSYS CFX-16 est un paquet complet qui offre une palette exhaustive des applications nécessaires au calcul d'écoulements. **ANSYS CFX BladeGen**est une solution complète incluant des fonctions de modélisation spécialement conçues pour couvrir les besoins des concepteurs de turbines. **ANSYS CFXTurboGrid**permet dans ce même secteur d'activité d'obtenir rapidement un maillage fin et de qualité, un des facteurs décisifs quant à la fiabilité des résultats.

On peut encore citer dans la famille de produits ayant trait au calcul d'écoulement les solutions **ANSYS ICEM CFD** ( mailleur leader dans le calcul d'écoulement, mais tout aussi efficace pour le calcul de structures) et **ANSYSMultiphysics**, dans lequel le module fluide ANSYS CFX Flow est intégré.

### IV.2.2.ANSYS ICEM CFD

C'est un logiciel de génération de maillage dédié à la mécanique des fluides, mais également aux applications de mécanique de structures.

### IV.2.3.Solution de calcul complète en CFD

Le logiciel de calcul CFX est utilisé dans le développement de produits ou l'analyse de processus de fabrication quand un écoulement, un transfert de chaleur ou une réaction chimique joue un rôle important.

CFX est un outil de simulation 3D efficace permettant de répondre rapidement à des problèmes d'écoulements et de trouver des solutions adéquates.

Il en découle un nombre plus restreint de prototypes et donc un gain de productivité.

### IV.2.4.Maillage :

L'utilisation des méthodes des différences finies et des volumes finis pour la résolution des écoulements dans des situations d'engincering complexes, tel que les écoulements dans les turbines nécessite l'introduction des techniques de génération des maillages.

Ces techniques offrent une flexibilité géométrique et une présentation précise des conditions aux limites. La recherche de la précision et de l'efficacité du traitement

numérique a sollicitée un travail considérable sur les méthodes de construction et d'optimisation de maillage dans les dernières années.

Classification:

Le maillage peut être classifié suivant plusieurs caractéristiques:

Forme

Orthogonalité

La forme des cellules est usuellement triangulaire ou quadrilatérale sur les surfaces

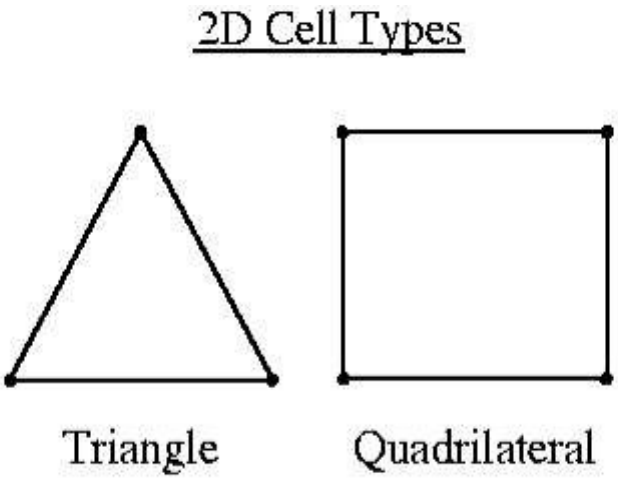



**Figure IV.1** : Mailles triangulaire et quadrilatérale

En 3D, les cellules sont tétraédrique (4 côtés) ou hexaédrique (six côtés).

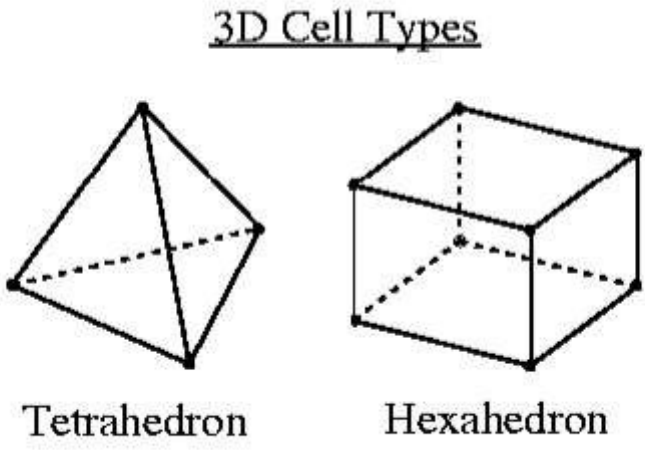



**Figure IV.2 :** maillage tétraédrique et hexaédrique

L'orthogonalité du maillage est déterminée par l'angle entre deux lignes en intersection. Si cet angle est égal à 90° en dit que le maillage est orthogonal si non, on parle d'un maillage non orthogonal

**IV.2.5.1.Problème étudié:**

Nous rappelons que le présent travail s'intéresse à l'étude de l'écoulement à travers un canal inter-aubes (stator et rotor) de turbine de turboréacteur. Afin d'évaluer les performances de l'étage **(fig IV.3)** aérodynamique par l'analyse du champ de l'écoulement.

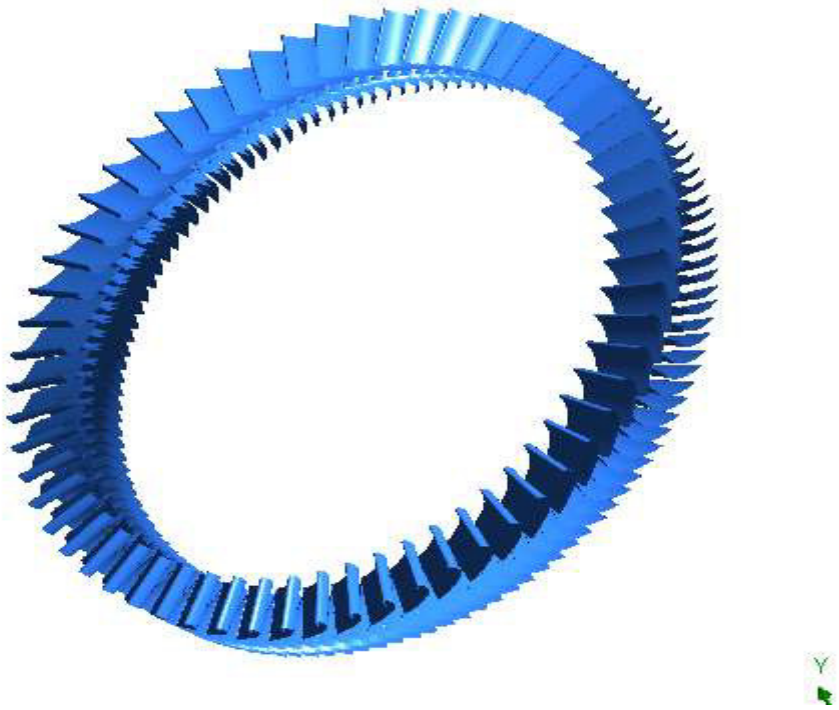



**Figure IV.3 :** étage de la turbine (stator-rotor)

**IV.2.5.2.Géométrie étudiée :**

Les aubes considérées dans ce travail sont les aubes du premier étage de la turbine.

On prend un passage inter-aube un aube stator et deux aubes rotorique.

Par des raisons de complexité de la géométrie constitué de 113 aubes rotor et 60 aubes du stator nous nous limitant à un passage stator et deux passages rotor.

**Figure IV.4 :** canal inter-aube étudiée

**Figure IV.5 :** la géométrie des aubage (stator-rotor)

### IV.2.5.3.Maillages de la géométrie :

Les maillages utilisés dans la présente simulation sont générés par le code ICEM, ils consistent en maillages in structurés composés de mailles tétraédriques au niveau stator et hexaédriques au niveau de rotor.

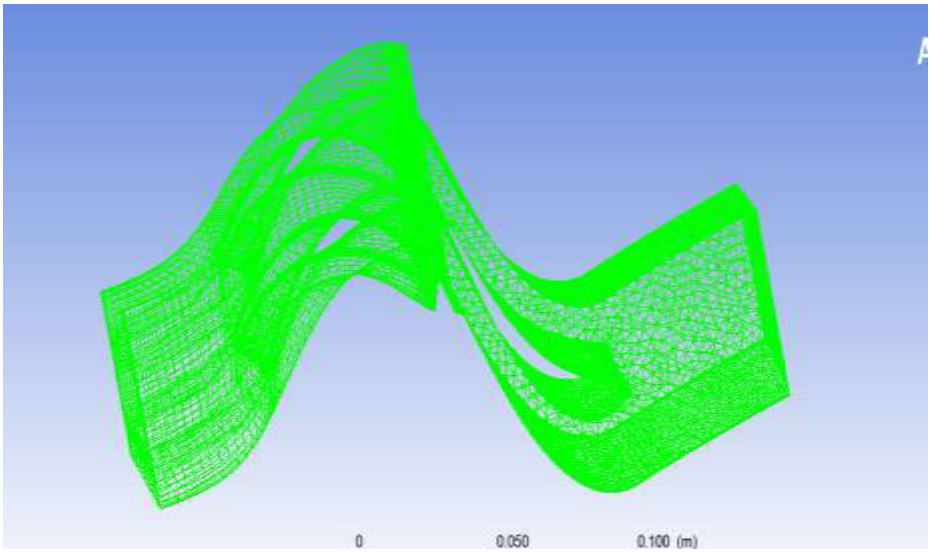



**Figure IV.6 :** maillage de la géométrie

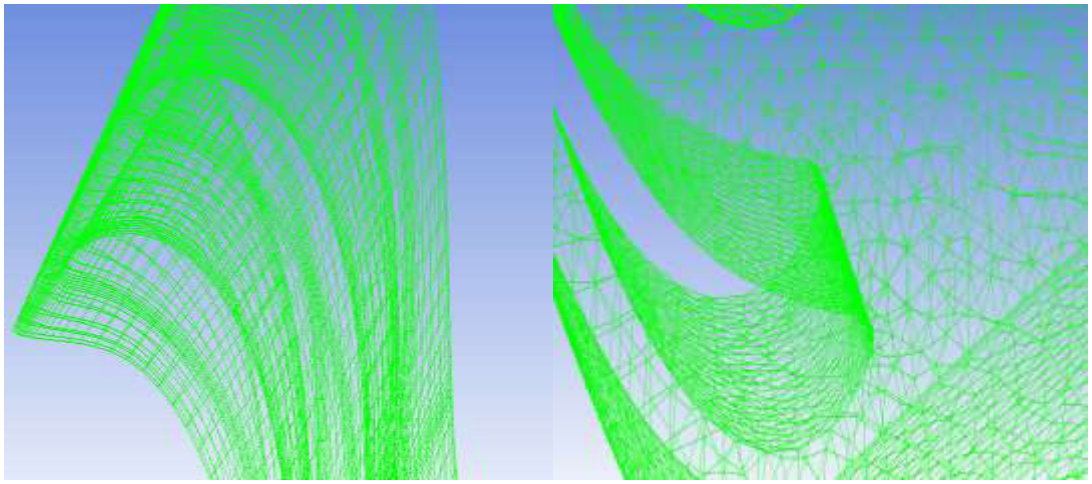


**Figure IV.7 :** Agrandissement du maillage

### IV.2.6.Conditions aux limites :

En plus d'un maillage adéquat, les conditions aux limites sont très importantes pour obtenir.

Les conditions aux limites spécifient l'écoulement et les variables thermiques des limites du modèle physique. Ce sont par conséquent des composantes très critiques pour les simulations par **CFX** il serait très important de les spécifier correctement.

Les conditions aux limites de ce calcule sont :

-Entrée :

Pression= 0.25 [atm]

Température de fluide= 340 °K

La vitesse de l'écoulement 523.6 radian /s

- Sortie :

Débit 0.06 kg/s

- l'intensité de turbulence 5%

- pour le solveur on définit un schéma de diffusion de haute pression avec un résidu moyen de$10^{-4}$. La méthode des volumes finis combinée a un algorithme

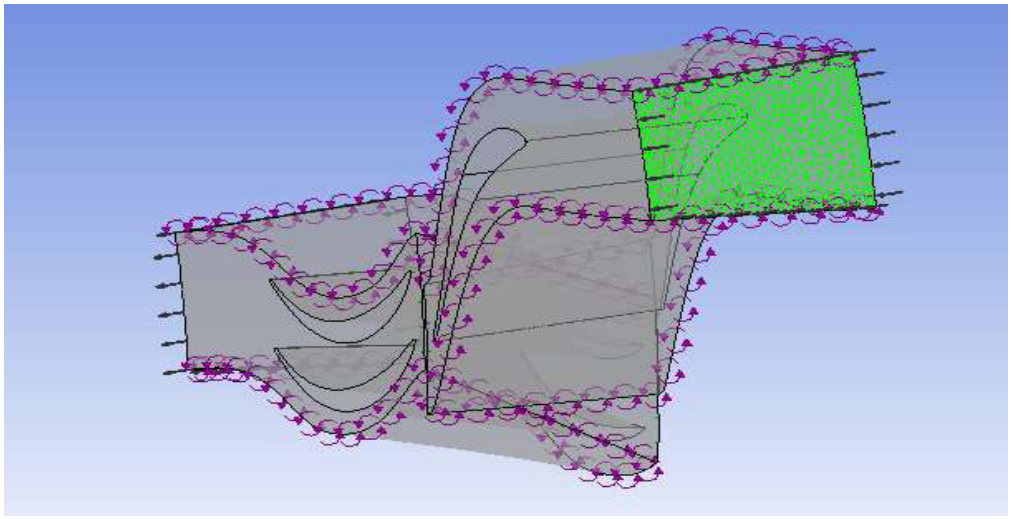


**Figure IV.8 :** Les conditions à l'entrée

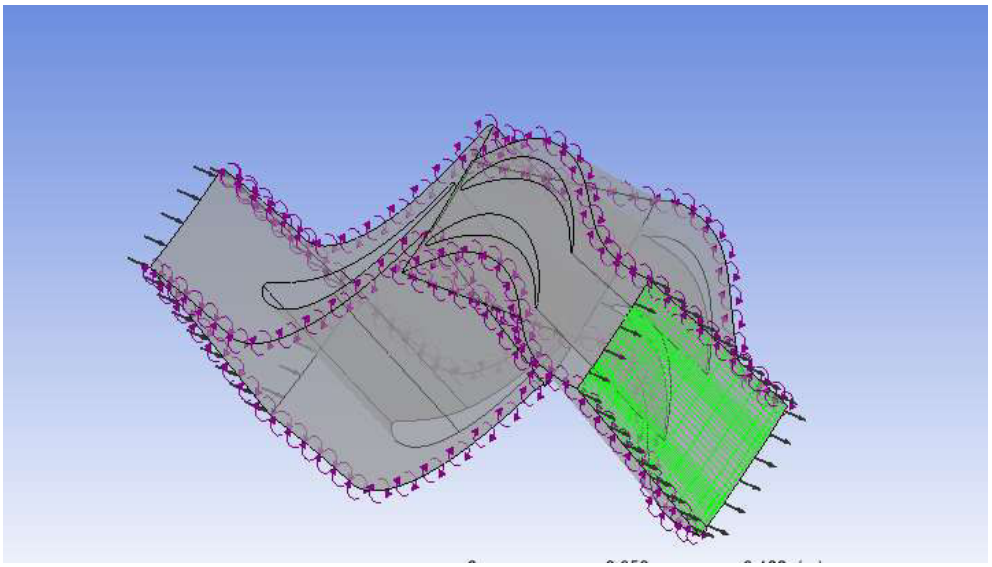


**Figure IV.9 :** Les conditions à la sortie

## IV.3.Historique de convergence

### IV.3.1. Convergence régime stationnaire :

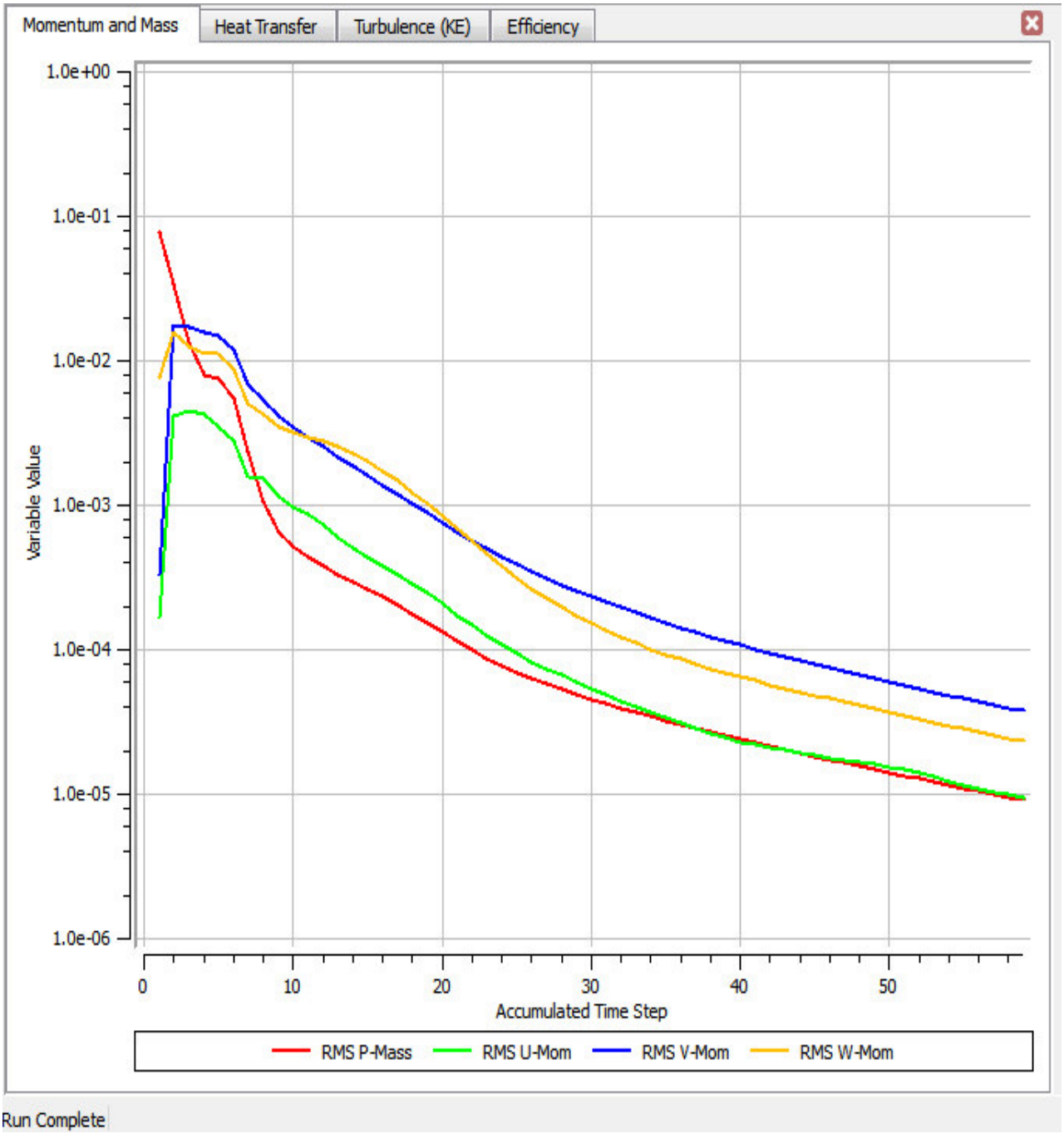



**Figure IV.10.** Historique de convergence dans le régime stationnaire

### IV.3.2. Convergence régime instationnaire :

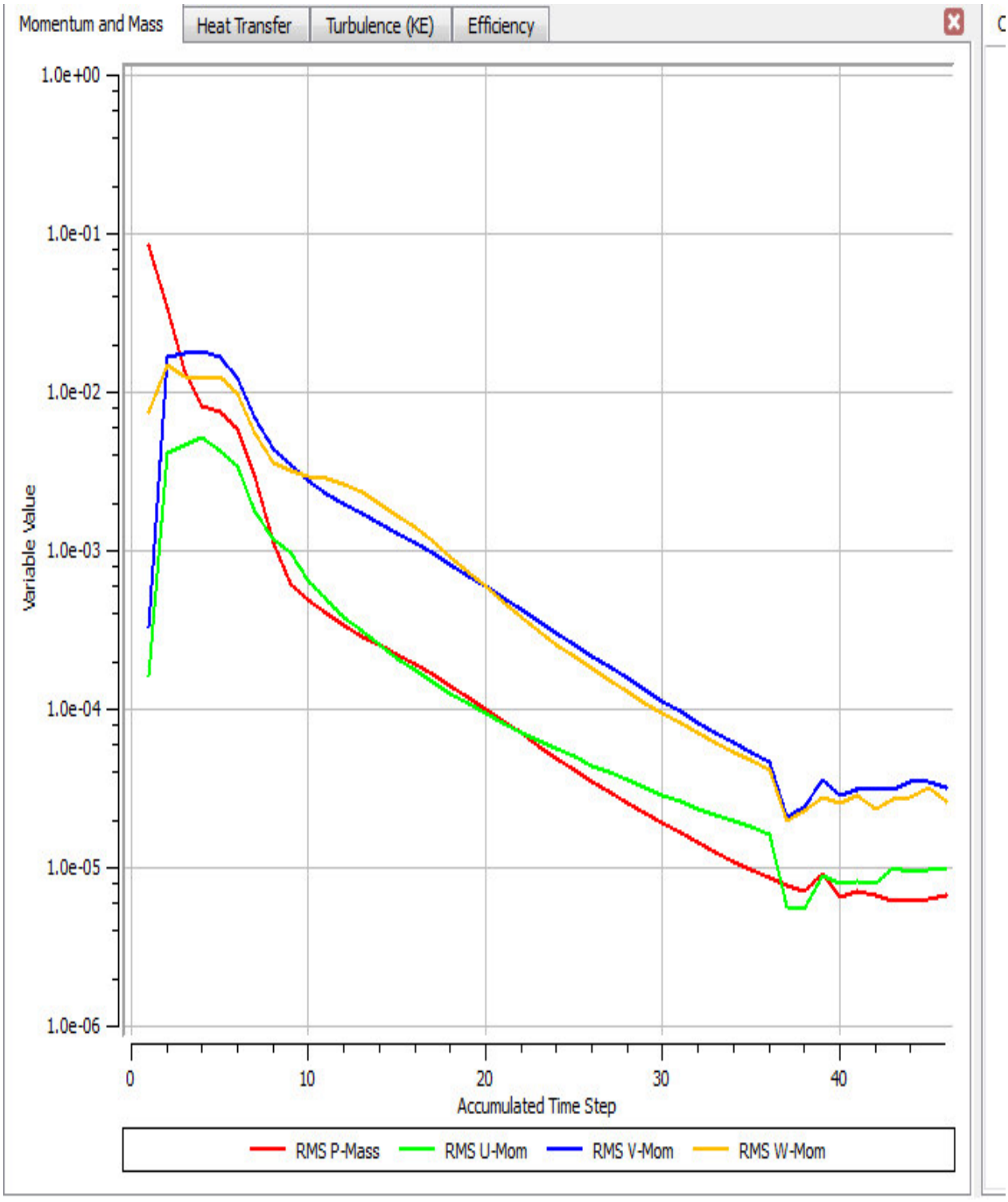



**Figure IV.11.** Historique de convergence dans le régime instationnaire

## IV.4.Les Résultat

### IV.4.1.Régime stationnaire :

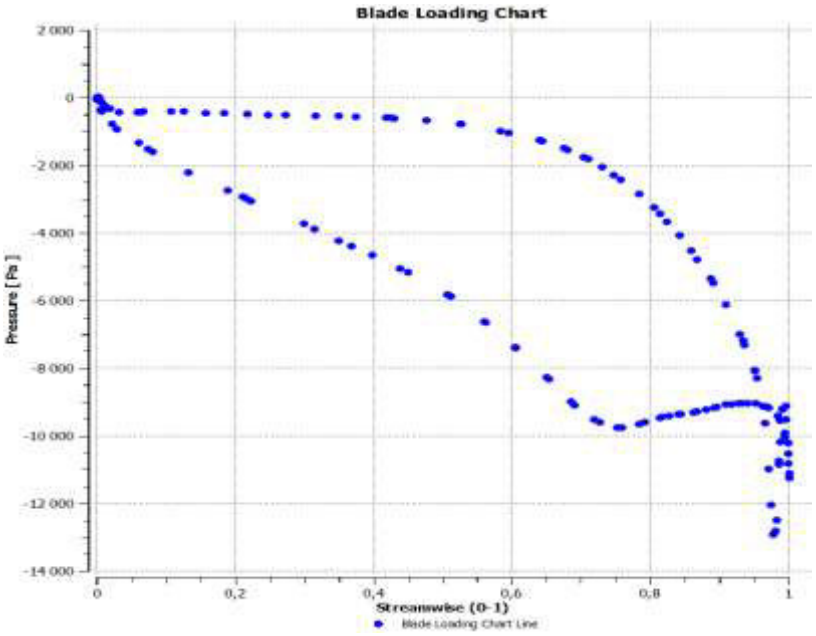



**Figure IV.12:** évolution de pression statique auteur de stator à 50% de hauteur

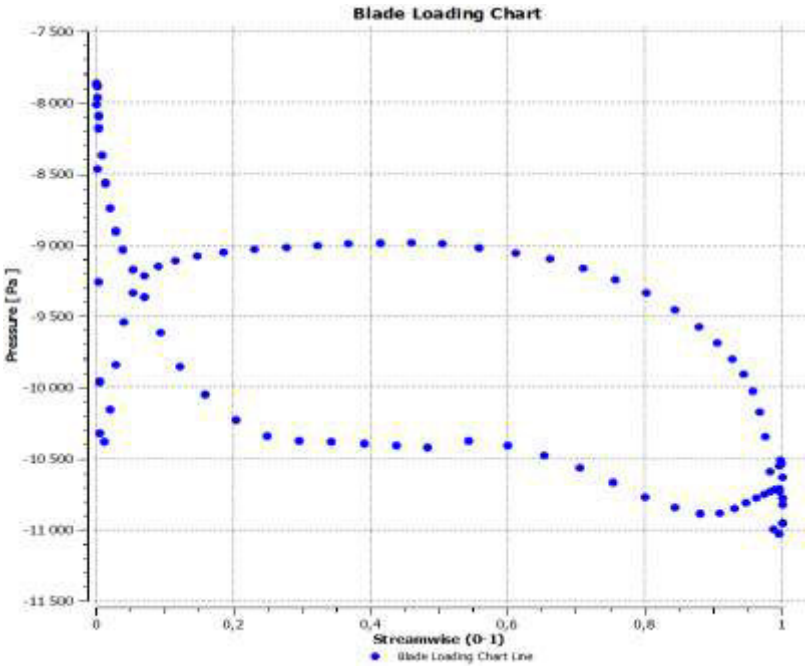



**Figure IV.13:** Évolution de la pression statique autour de rotor à 50% de hauteur

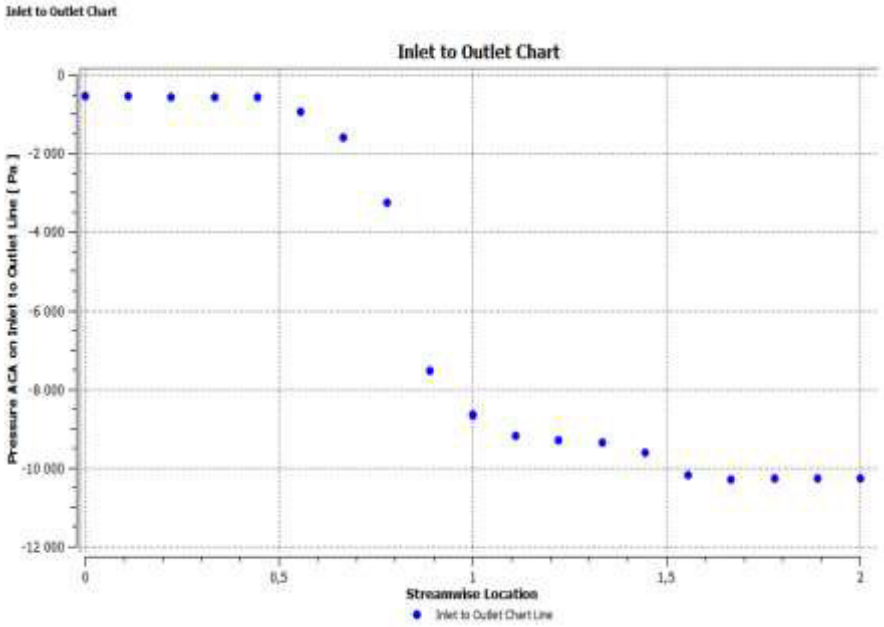



**Figure IV.14 :** variation de pression de l'entrée a la sortie

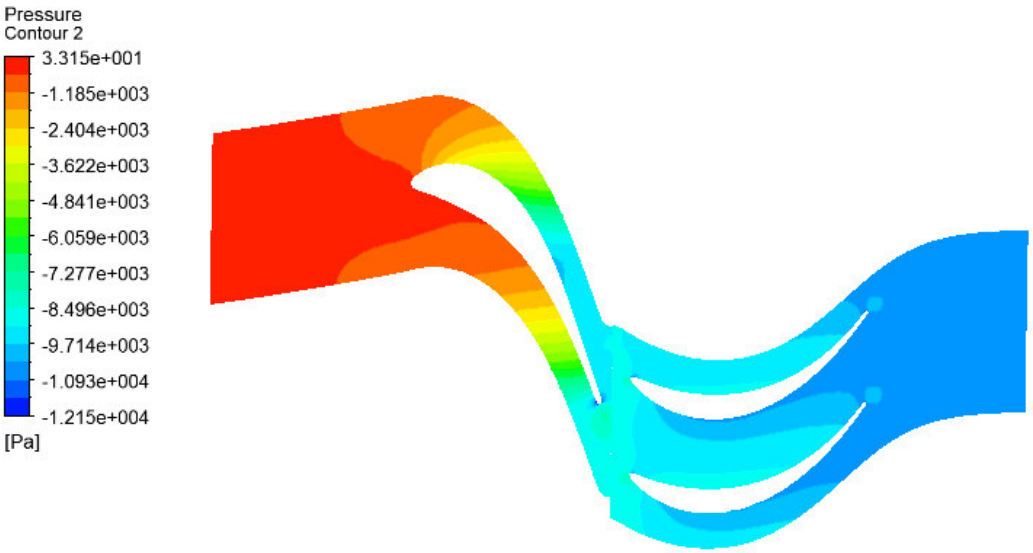



**Figure IV.15:** contour de pression statique à travers le canal sous le plan aube a aube

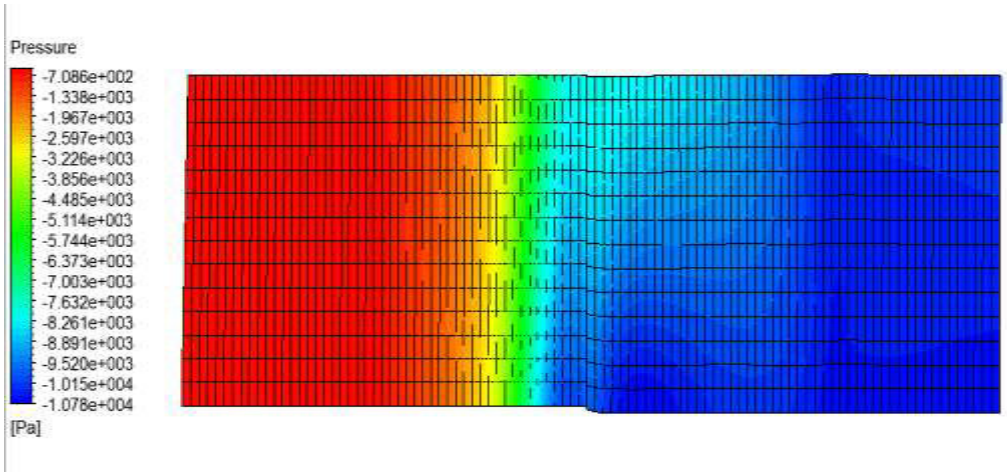



**Figure IV.16** : champ de pression statique sous le plan méridien

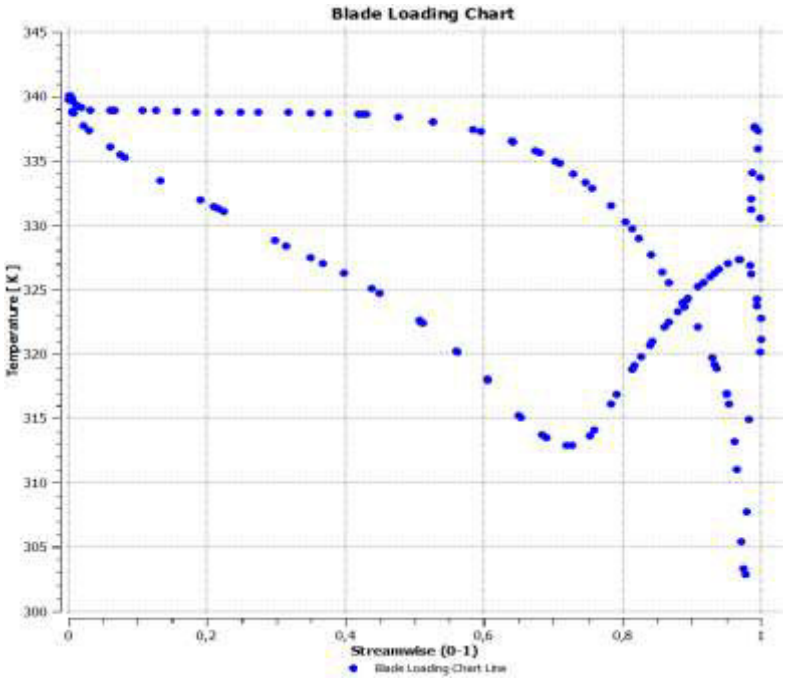



**Figure IV.17 :** évolution de température statique autour de stator à 50% de hauteur

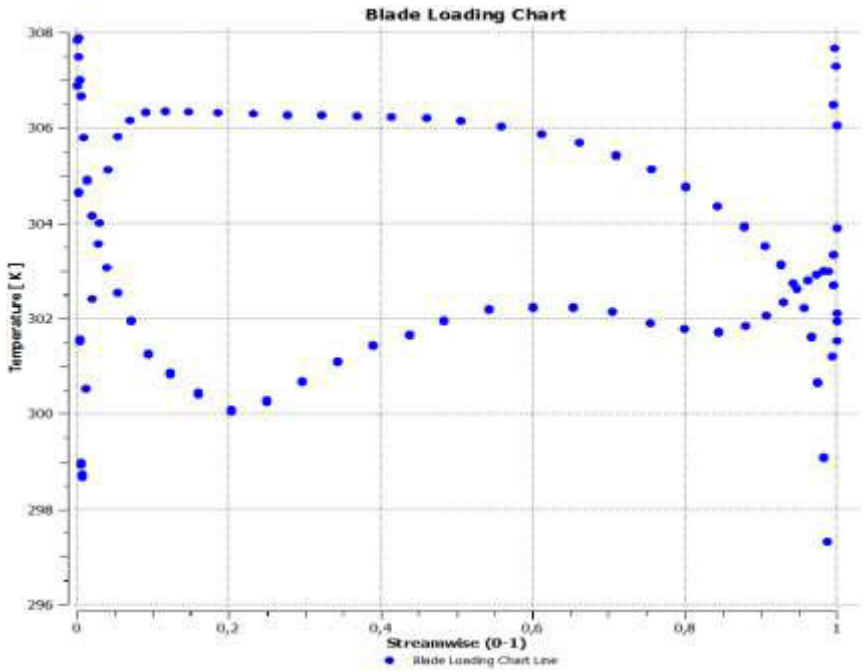



**Figure IV.18 :** évolution de température statique autour de rotor à 50% de hauteur

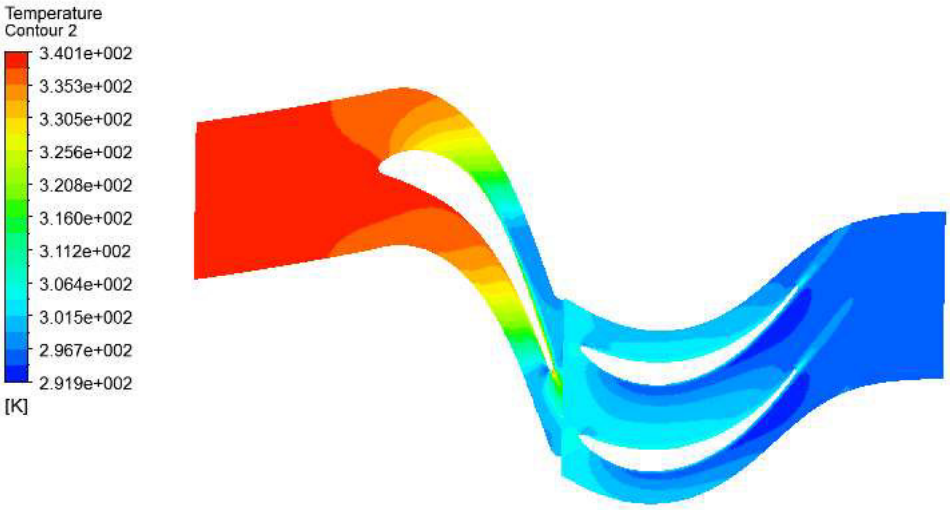



**Figure IV.19 :** contour de température statique à travers le canal sous le plan aube a aube

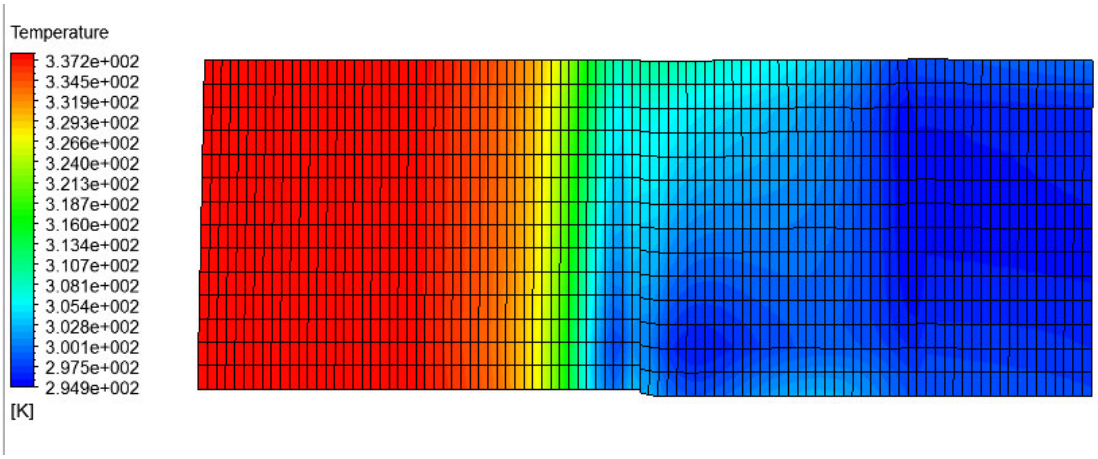



**Figure IV.20**: champ de température sous le plan méridien

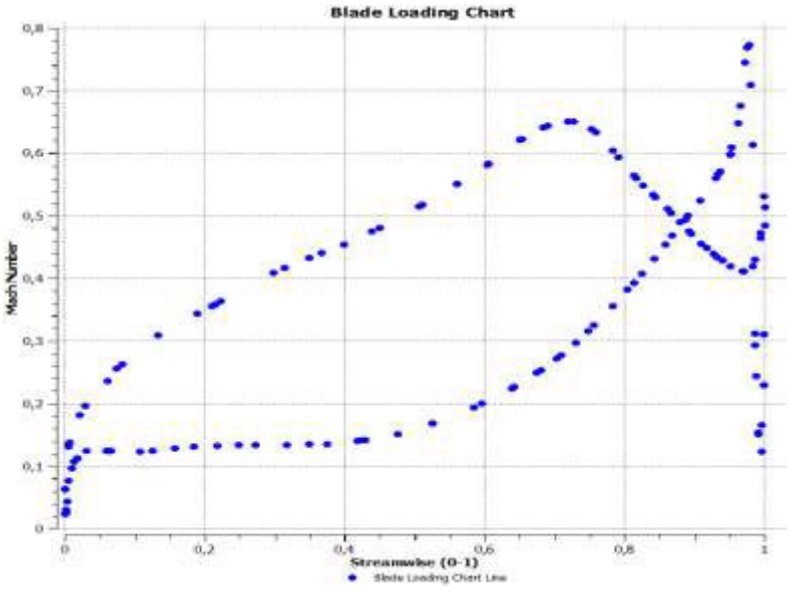



**Figure IV.21 :** évolution de nombre de mach autour de stator à 50% de hauteur

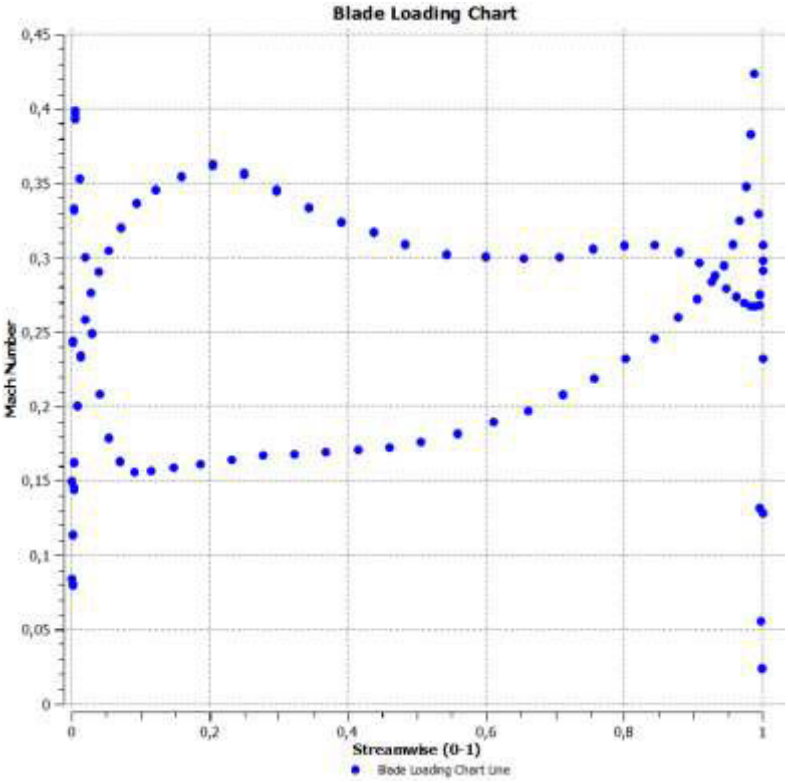



**Figure IV.22 :** évolution de nombre de mach autour de rotor à 50% de hauteur

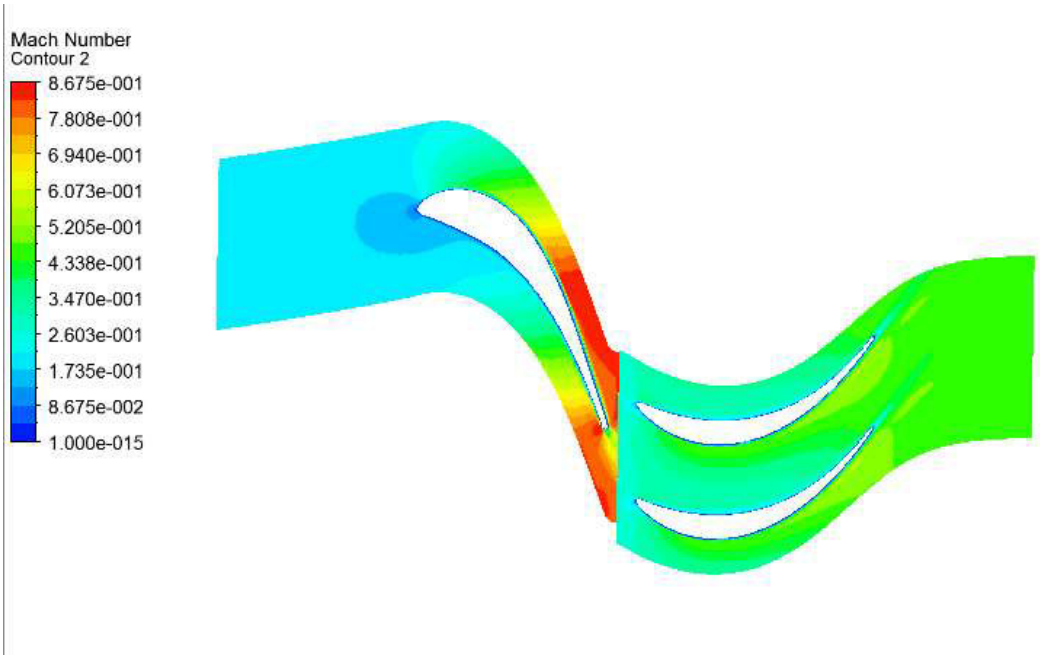



**Figure IV.23 :** contour de nombre de mach statique à travers le canal sous le plan aube a aube

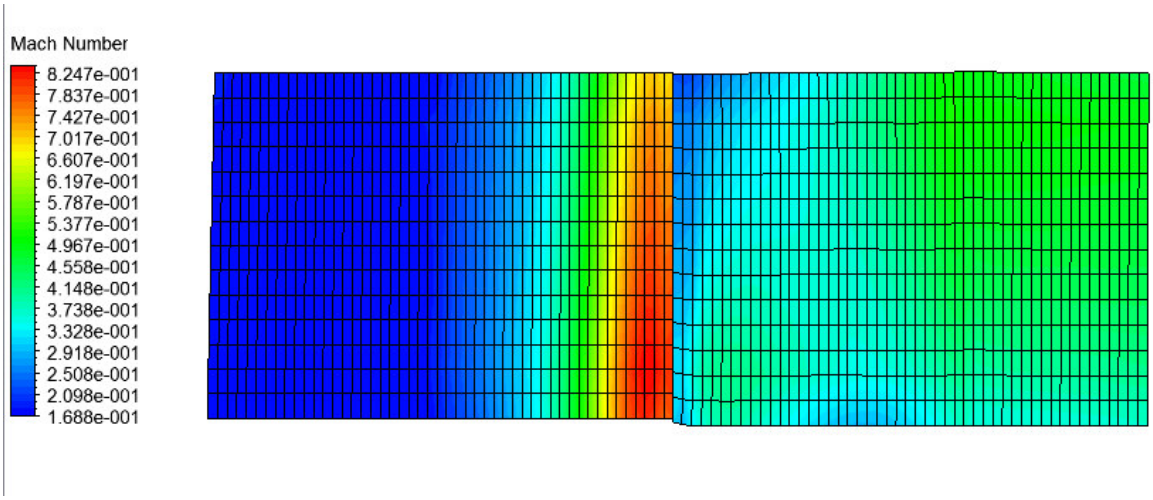



**Figure IV.24 :** la variation de nombre de mach sous le plan méridien

### IV.3.2.Régime instationnaire

Le choix de pas de temps est critique pour les écoulements transitoires.

Vitesse de rotation ω= 523.6rad/s

Angle de deux passage rotorique = 2. (2π rad/113) = 0.1112 rad

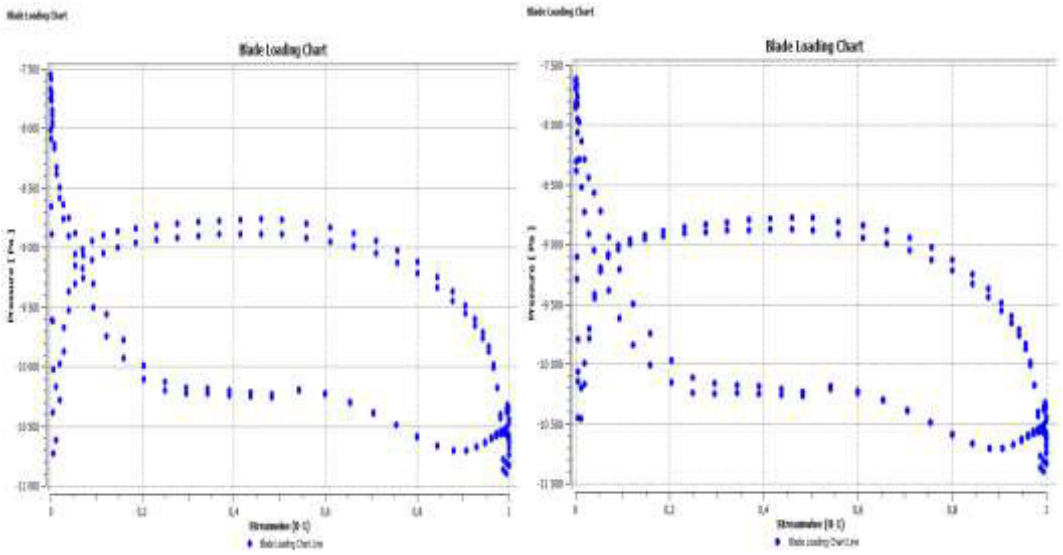
Temps de de deux passage rotorique t= (0.1112 rad/s) = 2.124 $e^{-4}$ s

Dans notre cas, le pas du temps est choisi d'être approximativement 1/10 de période de passage.

Le pas =2.124 $e^{-5}$ s

**Champ de pression :**

**t/10** **4t/10**




**7t/10** **t**

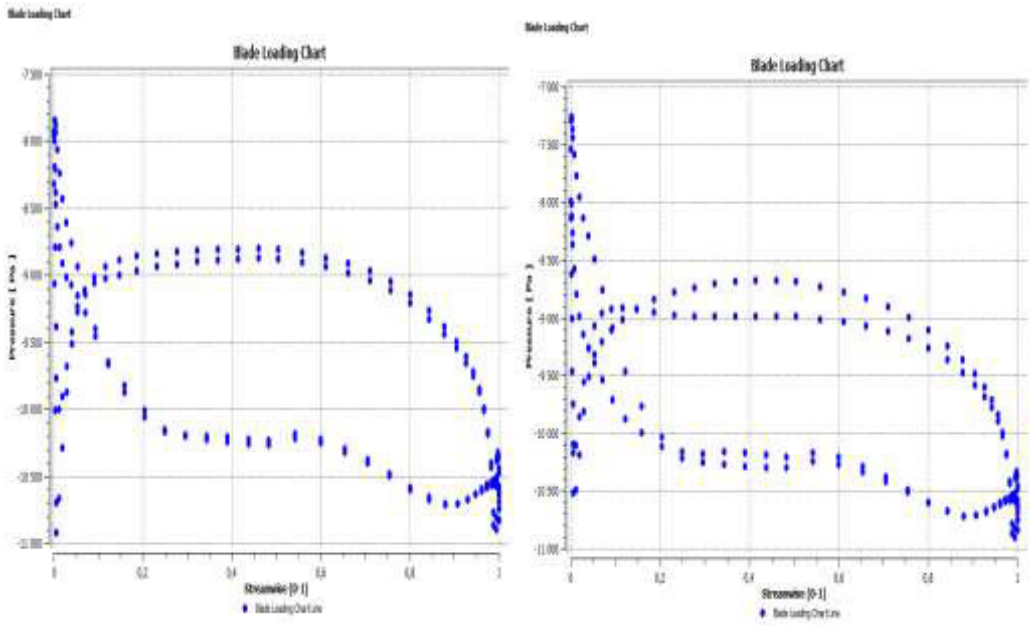



**Figure IV.25:** distribution de la pression autour du rotor à 50% de hauteur pour Différents instants

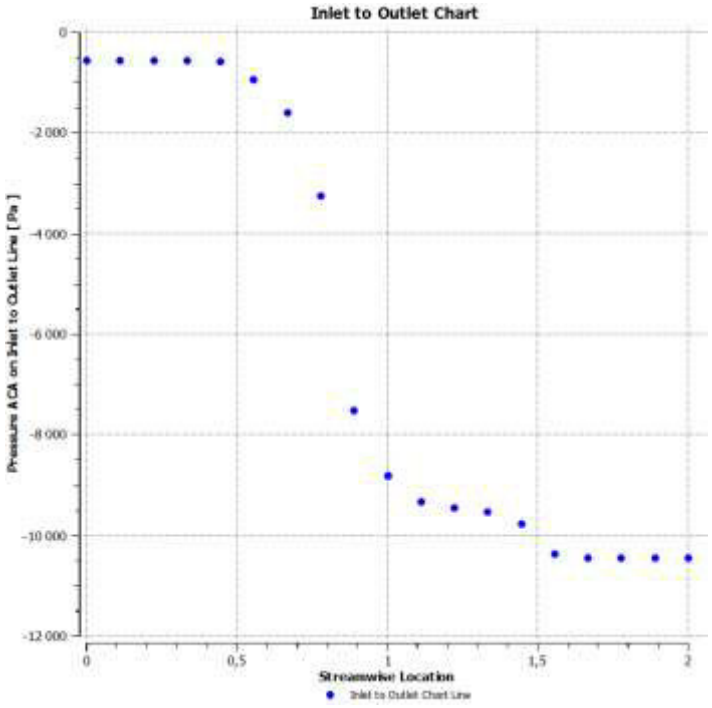



**Figure IV.26 :** variation de pression de l'entrée à la sortie 50% de hauteur

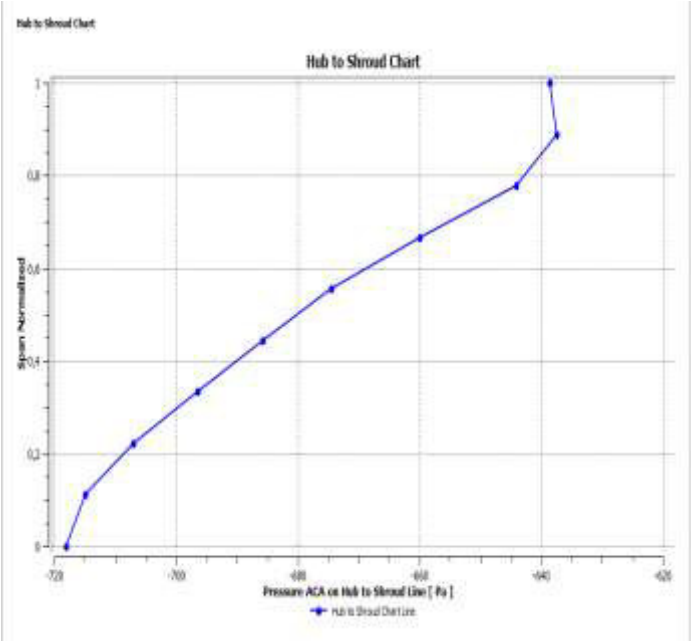
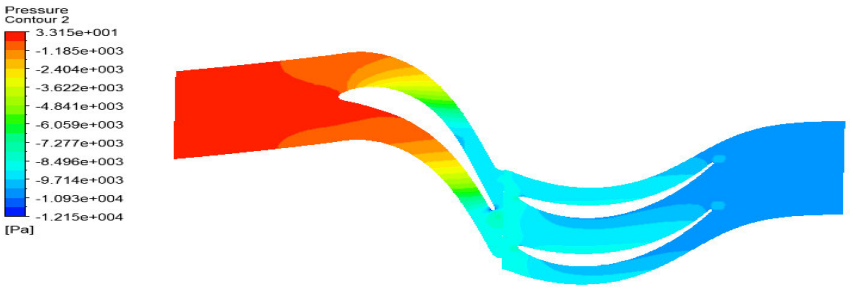



**Figure IV.27 :** variation de pression de moyeu à carter

**t/10**

**4t/10**



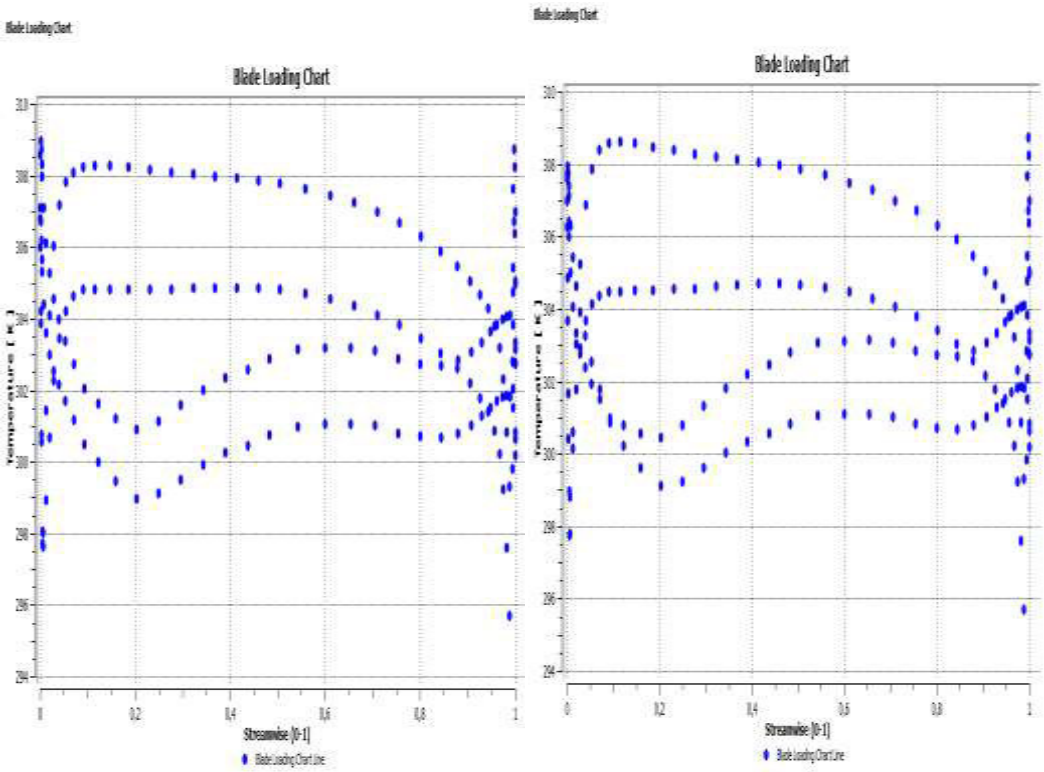

**7t/10**

**t**

**Figure IV.28 :** contour de distribution de pression statique à travers le canal pour différents instants sous le plan aube a aube

**Champ de température :**

**t/10** **4t/10**




**7t/10** **t**

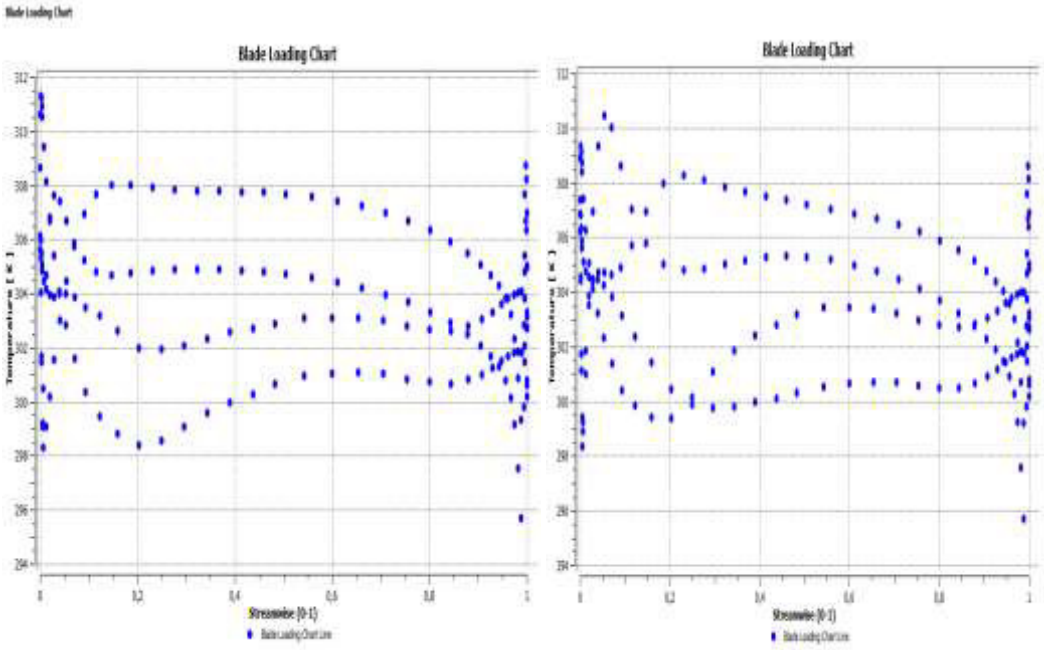



**Figure IV.29 :** variation de température autour de rotor à 50% de hauteur pour différents instants

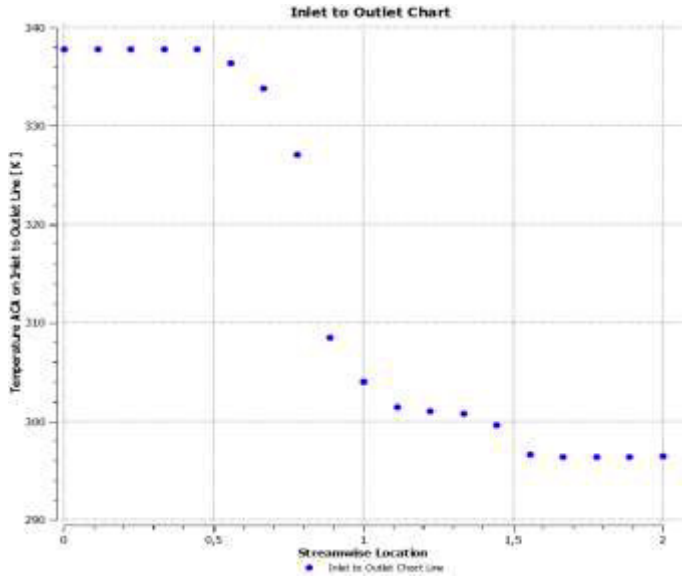



**Figure IV.30 :** variation de température de l'entrée à la sortie 50% de hauteur

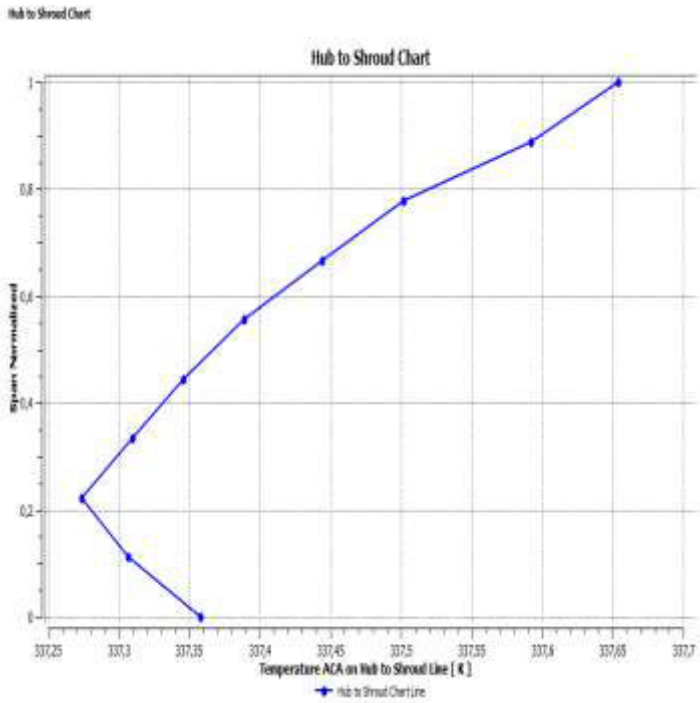
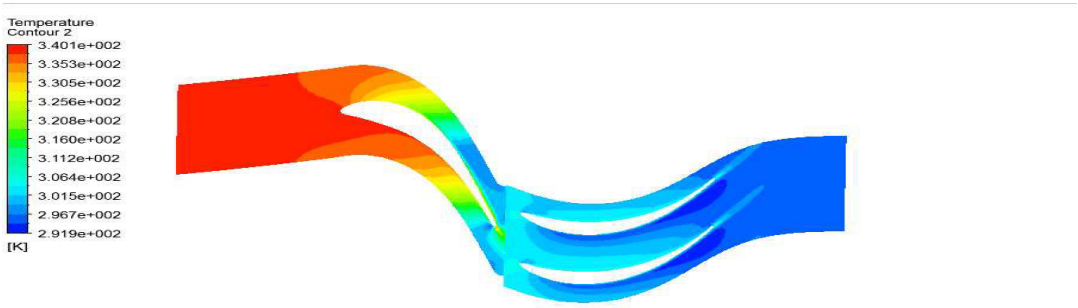



**Figure IV.31 :** variation de température de moyeu à carter

**t/10**

**4t/10**



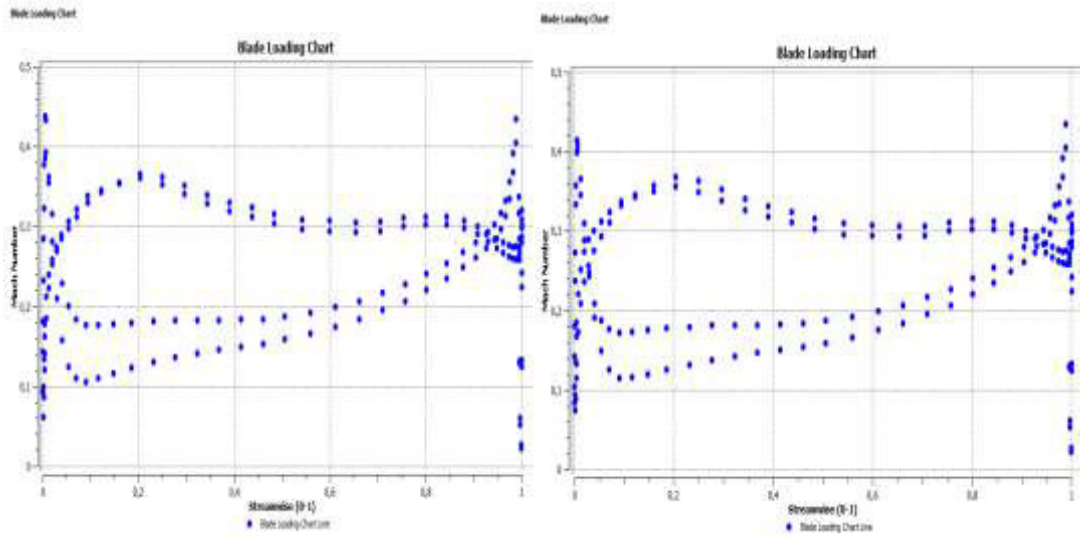

**7 t/10**

**t**

**Figure IV.32 :** contour de variation de température à travers le canal pour différents instants sous le plan aube a aube

**Nombre de mach :**

**t/10** **4t/10**




**7t/10** **t**

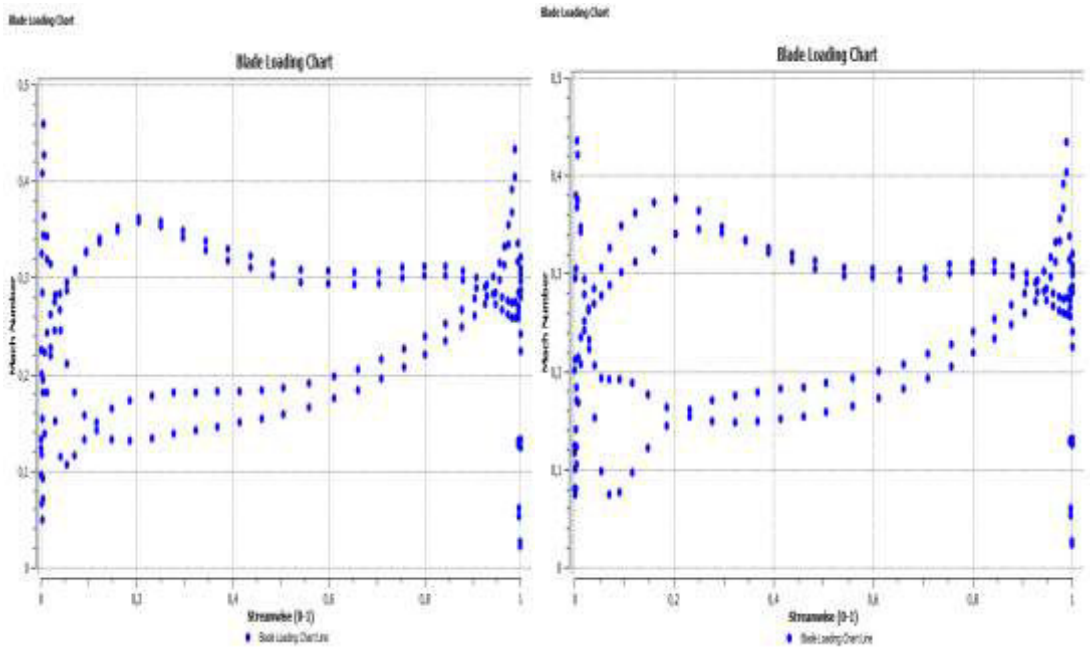



**Figure IV.33:** évolution de nombre de mach autour de rotor à 50% de hauteur pour différents instants

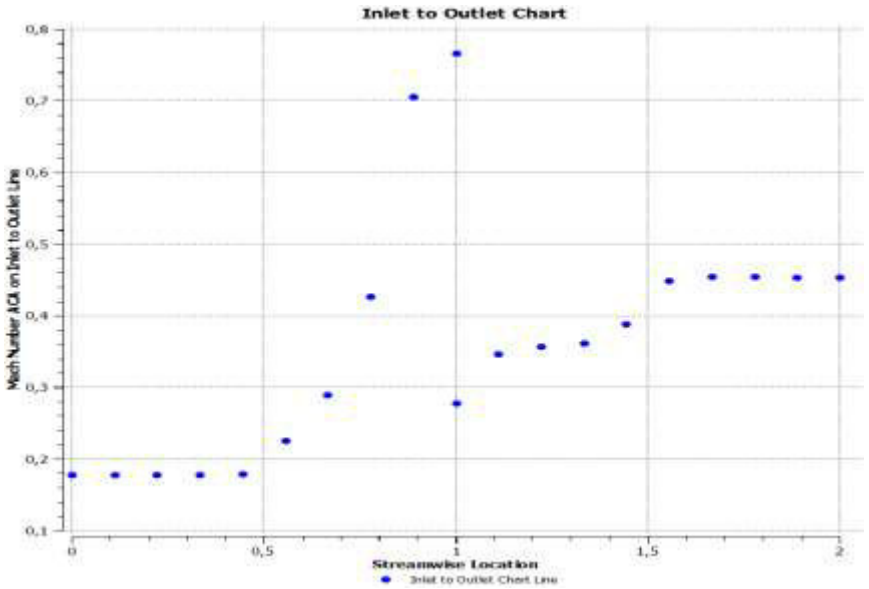



**Figure IV.34:** évolution du nombre de mach à l'entrée vers la sortie 50% de hauteur

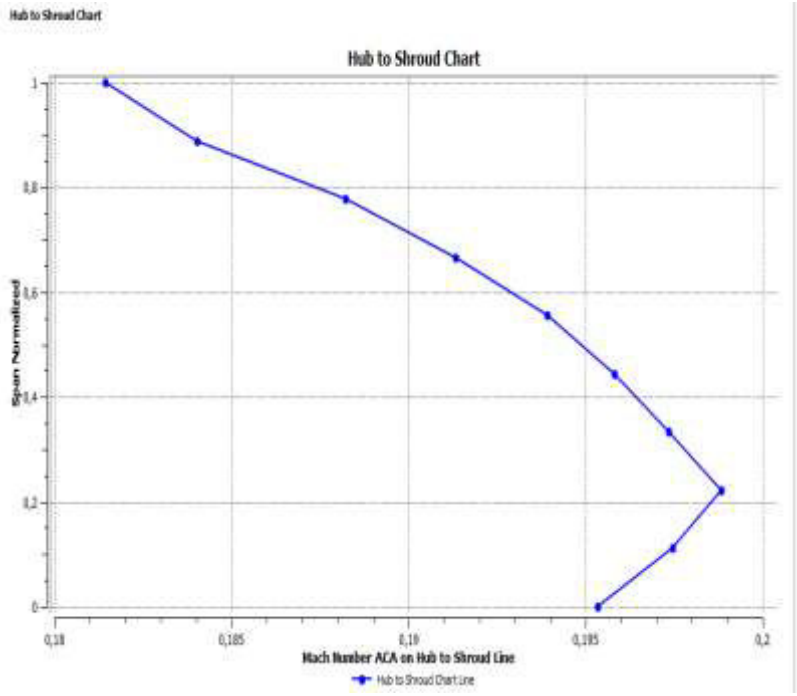
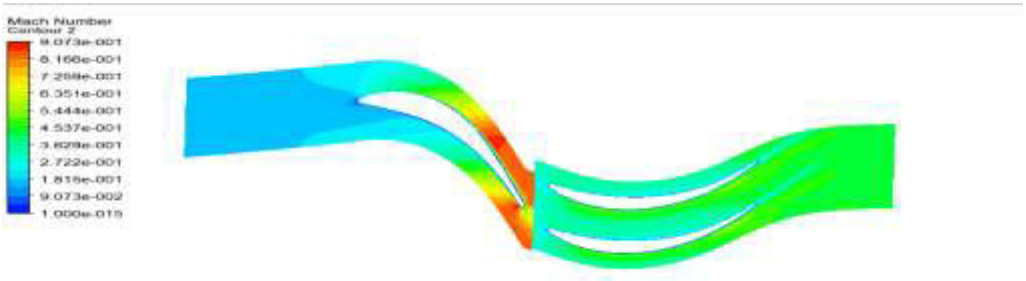
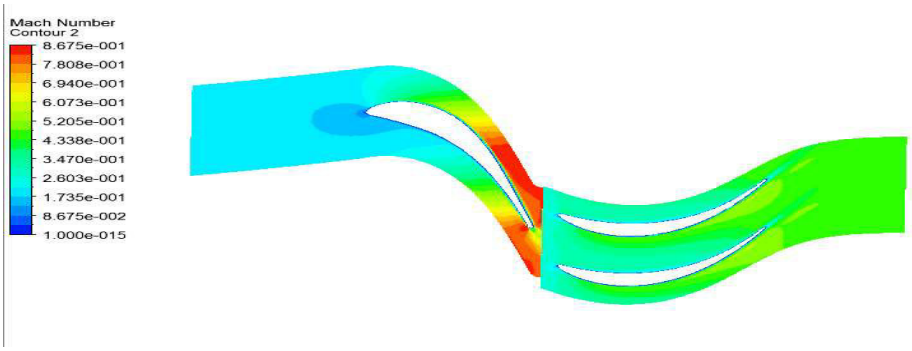



**Figure IV.35:** variation de nombre de mach de moyeu à carter

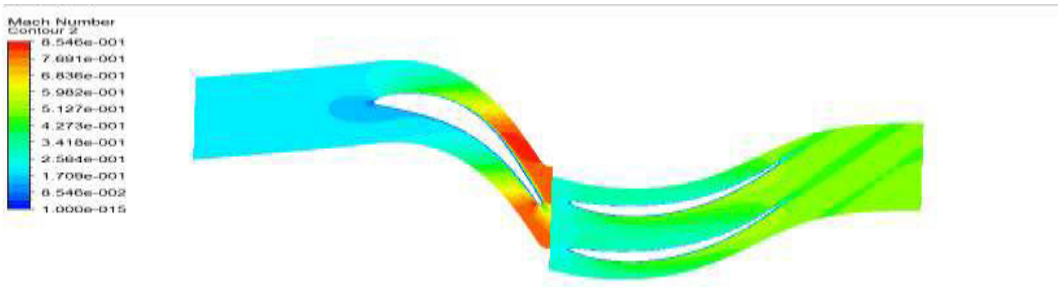
**t/10**




**4t/10**




**7 t/10**




**t**

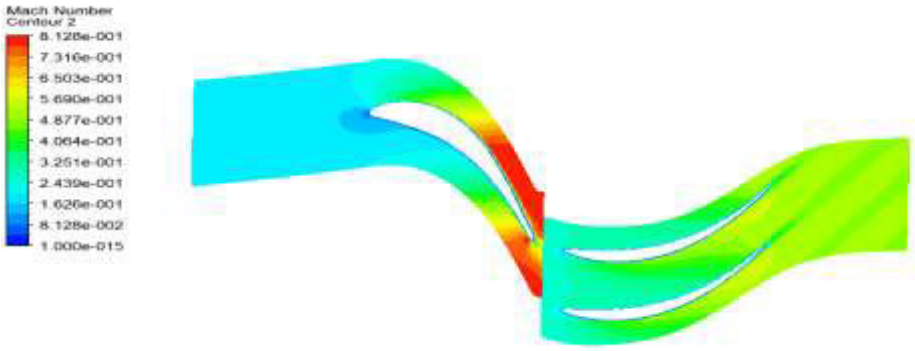



**Figure IV.36:** contour du nombre de mach à travers le canal pour différents instants a 50% de hauteur sous le plan aube a aube

**Les lignes de courants**

**t/10**

**4t/10**

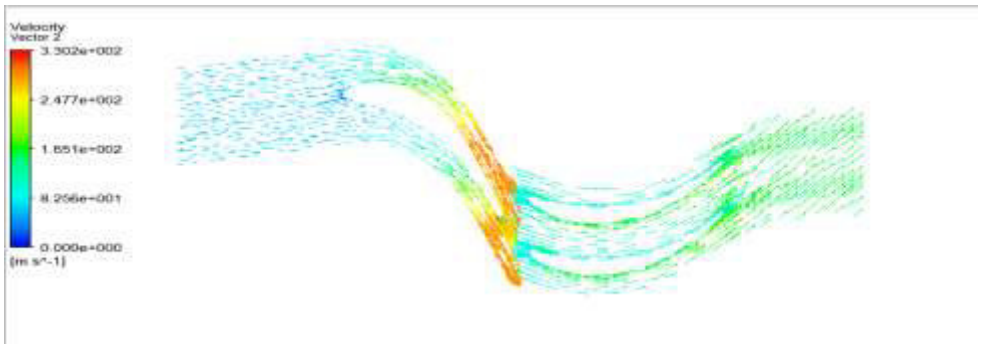
**7t/10**

**t**

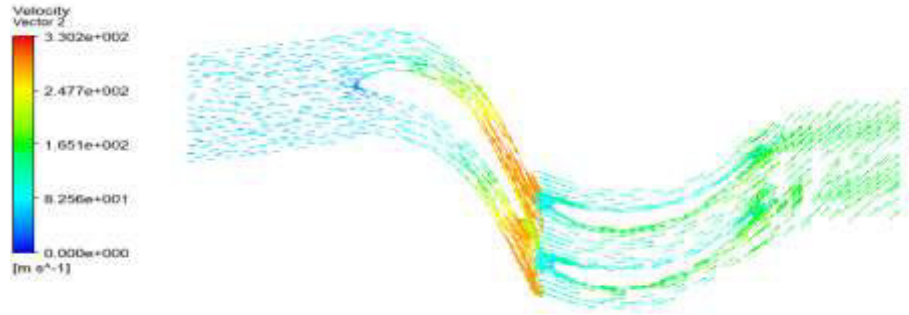
**Figure IV 37:** les lignes de courant à travers le canal inter-aube pour différents instants a 50% de hauteur

**Les vecteurs des vitesses :**

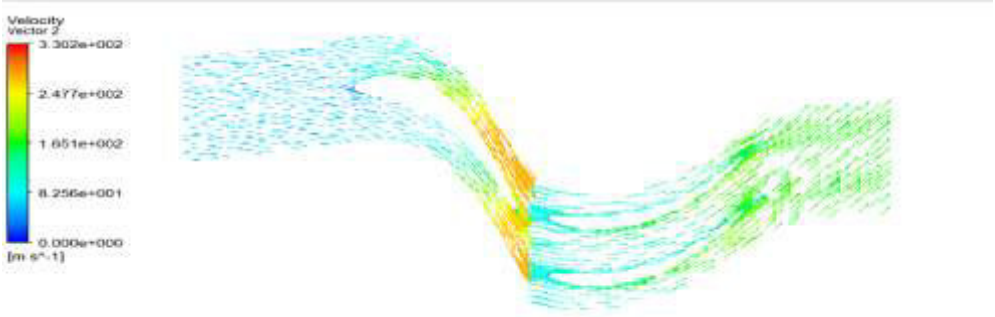
**t/10**




**4t/10**




**7t/10**




**t**

**Figure IV.38 :** vecteurs des vitesses à travers le canal pour différents instants

## IV.5.Discutions des résultats

### IV.5.1Champ de pression

Les figures. (**13,14 ,15**) Montrent les contours de la pression dans le domaine numérique. Loin du profil, à l'entrée et à la sortie, la pression est indépendante de la direction normale au courant. Une dépression est notée au passage du fluide entre le stator et le rotor, 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.

Sur le stator, au niveau du bord d'attaque la pression est maximale. Ce résultat est consistant avec celui du champ de vitesse

La figure (**12 ;13**) montre que la pression sur l'intrados de rotor est supérieur que celle sur l'extrados quelle que soit le temps et la position ce qui engendre la rotation de rotor grâce à la portance du profil.

### IV.5.2.Champ de pression calcul instationnaire :

On remarque que la champ de pression autour des deux aubes du rotor figure. (**24**) est différent lors du calcul instationnaire à cause de l'interaction avec le stator se qui génère un déphasage de la pression d'une aube à une autre, pour les différents pas de temps (T/10, 4T/10, 7T/10, T)

### IV.5.2.Champ de température :

La fig. (**31**) montre le contour de la température dans le canal inter-aube étudié. A l'entrée la température est celle imposée par les conditions aux limites, en s'approchant du bord d'attaque on observe que la température est maximale. En remarque une chute de température depuis l'interface (stator, rotor) jusqu'à la sortie du rotor, causée par la détente dans le rotor.

### IV.5.3.Nombre de Mach :

Les figures. (**35**) montrent les contours de nombre de mach à travers le canal. A l'entrée le nombre mach est uniforme. En se rapprochant du stator le nombre de Mach diminue jusqu'à atteindre la valeur 0.0 au bord d'attaque.

Un excès du nombre de Mach est noté de part et d'autre de l'aubage et particulièrement sur l'extrados au bord de fuite du stator et atteint la valeur maximale, ceci est dû à l'accélération de l'écoulement imposée par le profil.

D'après les figures (**32**), montre que le nombre de Mach augmente autour du profil. Mais la valeur du mach sur l'extrados reste toujours supérieur à celle sur l'intrados en même position, donc il y a une accélération en traversant le canal.

**IV.5.4.Champ de vitesse et lignes de courant :**

La figure. (**37**) montrent le champ des vitesses à travers le canal. A l'entrée la vitesse est uniforme. En se rapprochant du stator la vitesse diminue jusqu'à atteindre la valeur minimale au bord d'attaque.

Concernant I 'accélération qui se produise entre le stator et le rotor celle-ci est dû au fort gradient de pression favorable et atteint la valeur maximale. Les lignes de courant à chaque pas de temps, sont parfaitement établi sans qu'il est y de recirculation synonyme de perte d'énergie. Ce qui est expliqué par le fait que la turbine travaille aux conditions de fonctionnement optimal.

## Conclusion général :

Dans le cadre de cette étude d'analyse des performances nous avons réalisé une simulation numérique d'un écoulement autour des aubes variables de la turbine axial.

Une méthodologie d'analyse du champs d'écoulement dans un canal inter-aube de la turbine axiale a été mise en place basé sur un calcul en utilisant le logiciel ANSYS CFX qui est aujourd'hui un outil incontournable et robuste pour la prédiction des phénomènes complexes des turbomachines.

Dans ce travail nous avons réalisé deux simulations

-une simulation stationnaire en utilisant l'interface frozen rotor

-une simulation instationnaire qui simule le cas réal en tenant compte de l'installation rotor-stator

Pour les conditions de fonctionnement utilisées nous constatons une bonne performance de l'étage de la turbine.

On a constaté l'absence de tourbillons des recirculations moins de pertes

Ce travail nous à permis de nous familiariser avec le logiciel ANSYS et nous a aider à la compréhension des phénomènes qui se produisent dans les turbomachines.

## Référence bibliographique

[1] L. BOUALLAGA, SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DE FLUIDE DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE, Université Abderrahmane MIRA de Bejaia 2017.

[2] A. TOUIL, F. BENLAZAR, Simulation numérique d'un écoulement autour d'une aube de la turbine à gaz, Université ABOUBAKR BELKAÏD Tlemcen 2018.

[3] M.BENKARA, K. HEGUEHOUG, simulation numérique de L'écoulement à travers une Cascade d'aubes d'une Turbomachine : application au Stator et/ou au rotor université MENTOURI CONSTANTINE 2007.

[4] A.TALAMALI, simulation numérique d'un écoulement transsonique a travers un stator d'une turbine axiale, Université M'Hamed BOUGARA BOUMERDES 2008.

[5]A.BERRAHAL, R.SEGHIRI, simulation numérique de l'écoulement à travers un canal d'aubes de turbine a vapeur Université M'Hamed BOUGARA BOUMERDES 2012.

[6] A.LIMANE ; E.TCHINA, étude aérodynamique d'un écoulement compressible sur l'aubage rotorique de la turbine haute pression d'un turboréacteur, JT8D-15 Université M'Hamed BOUGARA BOUMERDES 2006.

[7] www.lavionnair.fr