



**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

---

N° Série:/2016

**UNIVERSITÉ KASDI MERBAH OUARGLA**

*Faculté des hydrocarbures énergies renouvelables et science de la terre et de l'univers*

Département : forage et mécanique de chantier pétroliers

## **Mémoire de fin d'études**

En vue de l'obtention du diplôme de master 2

Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par : NESRAOUI ILIAS

### **THÈME**

---

# **ANALYSE ET SIMULATION DE REFROIDISSEMENT DES AUBES D'UNE TURBINE A GAZ**

---

Soutenu le : 23 / 05 / 2016 devant la commission d'examen

**Jury :**

Président : HECHANA OUSSAMA

Rapporteur : REZAIGHUIA ISSAM.

Examineur : BOUKSANI MOUHEMAD

2015-2016

# Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU qui nous a donné la force pour accomplir ce travail.*

*Nous adressons nos remerciements à notre promoteur consultant  
« Mr. Rzaiguia Issam » pour nous avoir dirigé tout au long de ce travail,*

*Il nous a encouragé à la poursuivre et a facilité son aboutissement*

*Et tous les enseignants de l'université  
Kasdi Merbah-Ouargla*

*Et tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin durant toute la période de faire ce travail*

*Enfin mes amis du tronc commun et spécialement du  
Mécanique des chantiers pétroliers*





# Dédicace

Quoi que de plus que de pouvoir partager les meilleurs moments de ma vie avec les êtres qu'on aime.  
Arrivé au terme de la fin de mes études, j'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail à Ceux qui méritent le plus ma reconnaissance, ma gratitude et mon grand amour, ceux qui m'ont apporté toujours soutien et bonheur dans la vie :

Pour vous, très chère mère, pour vous respectueux père, vous les plus chers de mon cœur, vous qui m'aviez entouré de nobles sentiments

Pour vous, très chers mes frères..

Pour la famille : NESRAOUI

Aux personnes que je n'oublierais jamais mes amis..

A tout ma promotion..2016

# Sommaire

---

Remerciements

Dédicace

Sommaire

Liste des figures

Nomenclature

**Introduction générale**..... 1

## **Chapitre I: GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBINES À GAZ**

I-1-Introduction..... 3

I-2- Développement historique de la turbine à gaz..... 4

I-3- Définition de la turbine à gaz..... 4

I-4Composition de la turbine à gaz..... 5

I-4-1-Les sections principales ..... 5

I-4-2 Auxiliaires de la turbine..... 8

I-4-3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:..... 10

I-5-Les domaines d'application des turbines à gaz..... 11

I-5-1-Domains fixes (utilisation industrielle) ..... 11

I-5-2-Domains mobiles (aviation, maritime)..... 12

I-6-Classification des turbines à gaz :..... 12

I-7-Aube de turbine..... 14

I-8-Grille d'aubes..... 14

I-9-Ecoulement dans les grille d'aubes..... 14

I-10Avantages de turbines à gaz..... 16

I-11Inconvénient de turbines à gaz..... 16

## Sommaire

---

### **Chapitre II : TECHNIQUE DE REFOIDISSEMENT DES AUBES DE TURBINE À GAZ**

II-1- Introduction.....	17
II-2- Phénomène de transfert de chaleur dans les turbines.....	19
II-3- Nécessité du refroidissement.....	21
II-4- Technique de refroidissement.....	22
II-4-1- Refroidissement par convection interne forcée.....	23
II-4-2- Refroidissement par impact de jet fluide.....	24
II-4-3- Refroidissement par transpiration.....	25
II-4-4- Refroidissement par eau.....	26
II-4-5- Refroidissement par air.....	26
II-4-6- Refroidissement par film.....	27
II- 5- Théorie de refroidissement par film.....	29
II-5-1 Influence du taux d'injection.....	30
II-5-2 Influence de nombre de Reynolds.....	30
II-5-3 Influence de l'intensité de turbulence.....	30
II-5-4 Influence des paramètres géométriques de l'injection.....	30

### **Chapitre III: MÉCANIQUE DE FLUIDE ET MODÉLISATION**

III-1- Introduction à la mécanique de fluide.....	32
III-2- Problèmes typiques.....	32
III-3- Quelques définitions essentielles.....	31
III-4- Lois de conservation.....	34
III-4-1- Conservation de la masse.....	34
III-4-2- Conservation de la quantité de mouvement.....	34

## Sommaire

---

III-4-3- Conservation de l'énergie.....	34
III-4-4 Condition aux limites.....	35
III-5 Introduction à la turbulence.....	35
III-5-1 La transition laminaire-turbulent.....	35
III-5-2 Caractéristiques d'un écoulement turbulent.....	36
III-5-3 Les principales modélisations de turbulence.....	36
III-6-Moyenne des équations de Navier-stokes.....	37
III-7-Modèle de turbulence.....	39
III-7-1 Modèle à zéro équation .....	39
III-7-2 Modèle à une équation.....	40
III-7-3 Mmodèle à deux équation.....	40

## Chapitre IV : SIMULATION NUMÉRIQUE

IV-1 Introduction.....	42
IV-2 Méthodes numérique de simulation.....	42
IV-2-1- Méthode de éléments finis.....	42
IV-2-2- Méthode de différences finis.....	42
IV-2-3 Méthode de volumes finis.....	42
IV-3 Maillage .....	43
IV-3-1- Classification.....	43
IV-3-2- Génération de maillage.....	44
IV-4- Solveur.....	44
IV-4-1- Survol des capacités de Fluent.....	45
IV-4-2- Traitement des résultats.....	46

## Sommaire

---

IV-5- Problème étudié.....	47
IV-5-1 Cas test .....	48
IV-5-2 Conditions aux limites.....	48
IV-5-3- Maillage d domaine de calcul.....	49
<b>Chapitre V : RÉSULTATS ET DISCUSSION</b>	
V-1 Simulation par Fluent.....	51
V-2- Convergences et résultats.....	51
V-3-Interprétation des résultats.....	52
<b>Conclusion générale et perspective.....</b>	<b>61</b>
<b>Référence Bibliographiques.....</b>	<b>62</b>

## Liste des figures

---

Figure 1- 1 : Schéma de la Compresseur .....	8
Figure 1-2: Schéma de la Chambre de combustion .....	8
Figure 1-3: Schéma de Turbine .....	9
Figure 1-4 : Schéma synthétique d'une turbine a gaz .....	10
Figure 1-5 : Turboréacteur .....	12
Figure 1-6 : Turbines à gaz industriel .....	12
Figurel-7 : Schéma d'un Turbine VPS .....	13
Figure 1-8: Canal inter aubes .....	13
Figure 1-9 : Grille d'aubes .....	14
Figure 2-1: Variation du flux de chaleur autour d'une aube de turbine .....	17
Figure 2-2: Mesure et prédiction du coefficient de transfert de chaleur sur une aube de turbine .....	18
Figure 2-3: Performance du cycle en fonction de la température d'entré .....	21
Figure 2-4: Evolution de la température d'entrée turbine .....	21
Figure 2-5: Techniques de refroidissement .....	23
Figure 2-6: Combinaison des techniques de refroidissement .....	23
Figure 2-7: Refroidissement des plates formes des aubes .....	24
Figure 2-8: Refroidissement par convection interne forcée .....	24
Figure 2-9: Refroidissement par impact de jet de fluide .....	25
Figure 2-10: Schéma de l'écoulement généré par un jet impactant .....	25
Figure 2-1 1: Aube refroidie par transpiration .....	26
Figure 2-12: Distribution de températures dans une aube refroidie par transpiration .....	26
Figure 2-13: Aube refroidie par eau .....	27
Figure 2-14: Aube refroidie par film .....	28
Figure 2-15: Distribution de températures dans une aube refroidie par film .....	29
Figure 3-1: Expérience de Reynolds .....	38
Figure 4-1: Mailles triangulaire et quadrilatérale .....	48
Figure 4-2: Maillage orthogonal .....	48
Figure 4-3: Maillage multi blocs .....	49
Figure 4-4: Stratégie de simulation .....	52



Figure 4-5: Géométrie étudiée .....	53
Figure 4-6: procédure de maillage par gambit .....	54
Figure 4-7: Raffinage du maillage au voisinage du profil NACA 0012 .....	54
Figure 4-8: Zoom pour raffinage du maillage au voisinage du profil NACA 0012 .....	55
Figure 4-9: Grille de calcul ( $\alpha=35^\circ$ ) .....	55
Figure 4-10: Raffinage du maillage au voisinage de l'aube .....	55
Figure 5-1: convergence des résultats par le solveur fluent (profil NACA0012) .....	58
Figure 5-2: convergence des résultats par le solveur Fluent (plaque) .....	58
Figure 5-3: illustration de la vitesse autour du profil NACA .....	59
Figure 5-4: illustration des vecteurs vitesse autour du profil NACA .....	59
Figure 5-5: représentation de la pression autour le profil .....	60
Figure 5-6: Contours des l'intensité turbulences... ..	60
Figure 5-7 illustration d`énergie cinétique turbulente .....	61
Figure 5-8; zoom pour une illustration d`énergie cinétique turbulente .....	61
Figure 5-9: valeurs d`enthalpie .....	62
Figure 5-10: représentations de la distribution de la température autour du profil .....	62
Figure 5-1 1: lignes de la température sur l`aube .....	63
Figure 5-12: Contours de la température lors de refroidissement .....	63
Figure 5-13: Zoom de la figure 5-12 illustre partie de refroidissement .....	64
Figure 5-14: lustration des champs de pression .....	64
Figure 5-15: Zoom de la figure 5-14 illustre partie de réchauffement .....	65
Figure 5-16: illustration des champs des vitesses autour de jet de refroidissement .....	65
Figure5-17: Zoom l`illustration des champs des vitesses autour de jet de refroidissement.....	66

# Nomenclature

---

## Lettres latines

$c$	Vitesse locale de son
$d$	Diamètre du trou d'injection
$g$	Accélération de la pesanteur
$k$	Energie cinétique turbulente
$h$	Coefficient d'échange thermique par convection
$m$	Masse
$M$	Taux d'injection, $M = \rho_c U_c / \rho_\infty U_\infty$
$Nu$	Nombre de Nusselt
$P$	Pression
$P'$	Pression fluctuante
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Re$	Nombre de Reynolds
$q$	Flux de chaleur
$H$	Enthalpie totale
$T$	Température
$t$	Temps
$\vec{u}$	Vecteur vitesse
$\bar{u}_i$	Vitesse moyenne
$u_i$	Vitesse instantanée
$u'_i$	Vitesse fluctuante
$u, v, w$	Composantes de vitesse
$(u, y, z)$	Coordonnées cartésiennes
$c_p$	La chaleur spécifique a pression constante

## Lettres grecques

$\delta_{ij}$	Symbole de Kronecker
$\varepsilon$	Taux de dissipation
$\eta$	Efficacité de refroidissement adiabatique
$\rho$	Masse volumique
$\nu$	Viscosité cinématique
$\nu_t$	Viscosité cinématique turbulente
$\mu$	Viscosité dynamique
$\mu_t$	Viscosité dynamique turbulente
$\lambda_c$	Facteur d'interpolation
$\tau_{ij}$	Tenseur des contraintes de visqueuses
$\tau_i$	Tenseur de Reynolds
$\Phi$	Variable généralisée

## Indices

$\infty$	Condition à l'infini, à l'entrée de l'écoulement principal.
$w$	Condition sur la paroi solide

- Valeur moyenne
- f* Condition a locale du film (mélange entre le jet et l'écoulement principal)

### Introduction générale

Il est connu que la puissance de la turbine dépend de la température des gaz à l'entrée de celle-ci. Ainsi pour augmenter la puissance, les lois thermodynamiques ont conduit à rechercher une température entrée turbine la plus élevée possible.

Le niveau de température est cependant limité, à durée de vie donnée, par la technologie disponible. Un volume important de travaux de recherches est donc à réaliser dans le but de repousser les barrières technologiques.

Les matériaux utilisés doivent supporter à la fois :

- Les températures élevées.
- Les contraintes (mécaniques, thermiques, chimiques).

Des alliages réfractaires très spécifiques et des procédés très pointus (métallurgie des poudres pour les disques, coulée microcristalline pour les aubes) sont ainsi mis au point. L'efficacité des circuits de refroidissement doit être maximale, car un prélèvement sur le cycle, de l'air nécessaire, s'accompagne d'une perte de rendement global, c'est encore un domaine de prédilection pour l'aérodynamique et ses méthodes de simulation numérique.

Les parties du turboréacteur et turbine à gaz qui ont reçu un intérêt particulier de refroidissement sont les aubes de turbines. Celles-ci peuvent être refroidies par différentes méthodes, chacune d'elles utilise un fluide de refroidissement qui passe à travers l'aube afin que celle-ci garde sa résistance.

Le refroidissement avec du liquide est plus efficace mais une installation de refroidissement de ce genre est très complexe. Cependant le refroidissement par air est très souvent utilisé car il permet une efficacité appréciable.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur dans une conduite fermée. Par conséquent pour obtenir un bon échange de chaleur dans de tels systèmes il est nécessaire de satisfaire les deux exigences suivantes :

- Un écoulement du fluide de refroidissement bien étudié.
- Une grande surface de transfert.

Le présent travail intéressé donc à l'étude du refroidissement par film sur une plaque, car cette configuration présente les résultats ont de base du progrès réalisé en matière de refroidissement des aubes de turbine à gaz (configuration).

Notre thèse est composée de cinq chapitres dont le déroulement est :

## Introduction générale

---

Le premier chapitre nous allons exposer une vue générale sur les turbomachines en particulier les turbines à gaz, principe de fonctionnement, composants, types,...etc.

Le deuxième chapitre s'intéresse à la description des techniques de refroidissement des aubes des turbines à gaz, refroidissement (convection interne forcée, impact de jet de fluide, transpiration, eau, air et par film). Ainsi qu'une étude de l'aspect physique du refroidissement par film.

Le troisième chapitre présente une introduction sur la mécanique des fluides et quelques définitions sur ce domaine. Une brève description du phénomène de turbulence est ainsi présentée avec introduction au domaine de modélisation de la turbulence.

Le quatrième chapitre donne un résumé sur les étapes de simulation par logiciel Fluent très utilisé en (CFD, heat transfert).

Dans le dernier chapitre on présente les résultats numériques obtenus. Ces résultats seront discutés.

Enfin, nous achevons notre travail par une conclusion générale

**I-1- Introduction:**

Les turbomachines sont des machines composées d'une ou plusieurs séries d'aubages alternativement sur le stator et le rotor. Les turbomachines thermiques permettent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique par l'intermédiaire d'un fluide de travail. La transformation de l'énergie entre l'arbre tournant et continue et se produit par l'intermédiaire d'aubes en rotation.

Elles sont utilisées aujourd'hui dans un très large domaine de la technique moderne (production de l'électricité, propulsion des véhicules et dans divers procédés technique et chimique) leur taille peut varier de quelques centimètres à plusieurs mètres.

Le constructeur des turbomachines doit faire face à un très large éventail de domaines techniques qui comprend:

- La mécanique des fluides
- La thermique et la combustion
- La mécanique des vibrations
- La science des matériaux
- Les procédés de fabrication
- Les techniques des mesures
- L'acoustique
- Le réglage

Les problèmes se multiplient encore par le fait que les turbomachines doivent travailler dans des conditions différentes en dehors de leur point de fonctionnement nominal et supporter des changements brutaux de conditions de fonctionnement. L'art de l'ingénieur consiste à trouver la solution optimale pour des exigences souvent contradictoires entre les paramètres aérodynamiques et structurels.

L'ingénieur doit concevoir et dimensionner les éléments de la machine dans le but d'obtenir la meilleure performance avec des solutions de fabrication simples et économiques tout en garantissant la durée de vie et la fiabilité avec un minimum de risque.

**I-2- Développement historique de la turbine à gaz:**

La première machine à vapeur fut brevetée en 1629 par un mécanicien Italien Giovanni Branca, une machine dans laquelle un jet était dirigé vers une roue horizontale connectée à un système d'engrenage pour actionner un presse. Après Branca plusieurs mathématiciens ont contribué à l'amélioration de cette technologie.

Dans les années 1820-1833 Claude Bourdin un professeur français a réalisé plusieurs installations des machines hydrauliques qui les a nommées Turbine, mot dérivé du Latin Turbins signifiant qui tourne, mais il n'a pas réussi à passer au stade des machines industriellement stable, et c'est qu'en 1830 que Benoît Fourneyron un brillant élève de Bourdin améliora la conception de son professeur et installa une turbine industrielle d'une puissance de 50 CV. En 1844 les turbines de Fourneyron furent installées en Europe et en États Unis où des améliorations furent apportées.

Les turbines à gaz ont commencé à se matérialiser entre la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle et le début du XX<sup>ème</sup> siècle, on mentionne qu'une première turbine à gaz capable de fournir du travail fut construite en 1903 par l'ingénieur mécanicien Elling en Norvège. En 1910 l'ingénieur mécanicien Henri Coanda essaya un avion dans lequel le moteur était une turbine à gaz élémentaire composée d'un compresseur d'une chambre de combustion et d'une tuyère, mais c'est qu'en 1930 que l'idée de turbine à gaz a été réellement présentée aux États-Unis, en France, en Grande Bretagne, en Italie et en Allemagne.

A ces inventions s'ajoutèrent celles développées par l'équipe de Secondo Compini qui construisit un turbopropulseur en 1940, et la contribution Frank Whittle d'Angleterre en 1930 au quel on attribua la création pratique de la turbine à gaz moderne.

**I-3- Définition:**

Elles utilisent un écoulement gazeux pour produire de l'énergie mécanique à partir d'énergie calorifique. La turbine est alimentée en gaz par combustion de carburants. Des tuyères fixes dirigent les jets de gaz sur les aubes d'un rotor. La force ainsi exercée sur ces dernières met en rotation l'arbre de la machine.

Dans une turbine ou dans un compresseur, la rangée d'aubes fixes et la rangée correspondante d'aubes mobiles solidaires d'un rotor forment un étage. Les grosses machines utilisent des compresseurs à plusieurs étages à flux axial, ainsi que des turbines axiales. Dans les dispositions à arbres multiples, les étages de la turbine de tête motorisent le compresseur au moyen d'un premier arbre. Les étages suivants motorisent le générateur externe par l'intermédiaire d'un autre arbre

## I-4- Composition de la turbine à gaz.

### I-4-1- Les sections principales :

Les principaux composants d'une turbine à gaz :

- ◆ Section compression
- ◆ Section combustion
- ◆ Section turbine

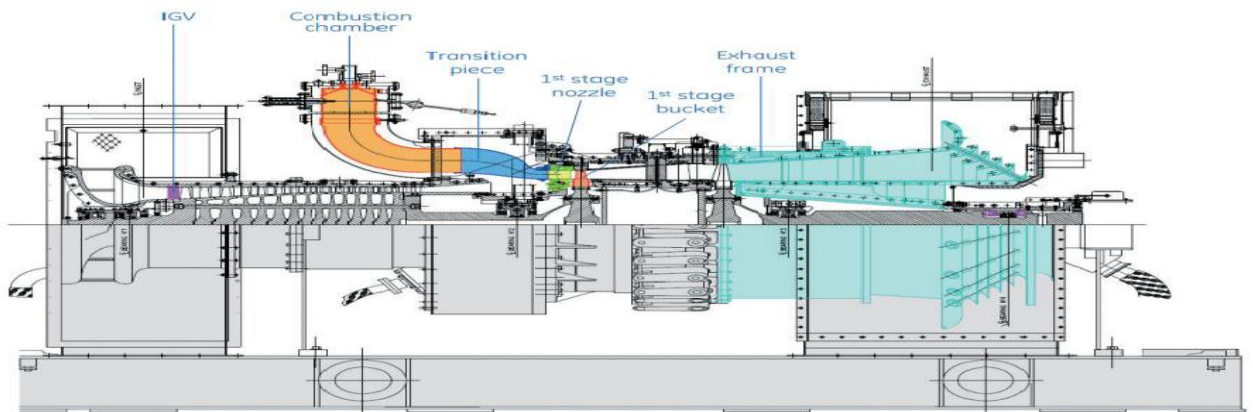


Figure: I-1 schéma générale de la turbine à gaz

#### I-4-1-1 Section compression.

Le compresseur est de type axial du fait qu'il est capable de délivrer des débits d'air élevé, nécessaires pour obtenir une puissance utile importante et cela dans un espace réduit.

Il sert également à fournir une source d'air nécessaire pour refroidir les parois des directrices, des aubes et des disques de la turbine.

En plus, le compresseur fournit de l'air pour le refroidissement de la turbine et pour l'étanchéité de l'huile de graissage des paliers.

Composants principaux :

- Le rotor
- Le stator
- L'enveloppe d'admission
- Le corps du compresseur
- L'enveloppe d'évacuation du compresseur
- Tubes d'interconnexion

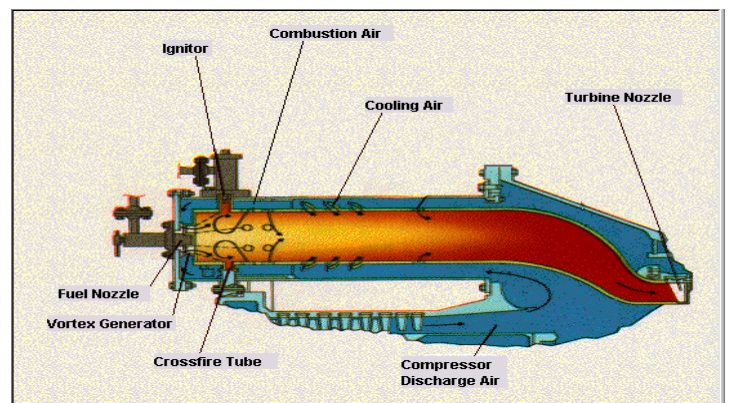




**Figure I-2: Ensemble rotor compresseur /roue turbine HP.**

#### ***I-4-1-2-Section combustion:***

La combustion du mélange air-gaz a lieu dans cette section. Elle est déclenchés par des bougies, lorsque l'allumage se produit dans une des chambres, les gaz chauds de combustion passent dans des tubes foyers et vont allumer le mélange des autres chambres.



**Figure: I-3 Schéma de la chambre de combustion.**

#### ***I-4-1-3- Section Turbine:***

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- Corps de turbine
- Tuyère 1<sup>ère</sup> étage
- Roue de turbine 1<sup>ère</sup> étage (roue HP)
- Tuyère 2<sup>ème</sup> étage (aubage réglable ou directrice)
- Roue de turbine 2<sup>ème</sup> étage (roue BP)

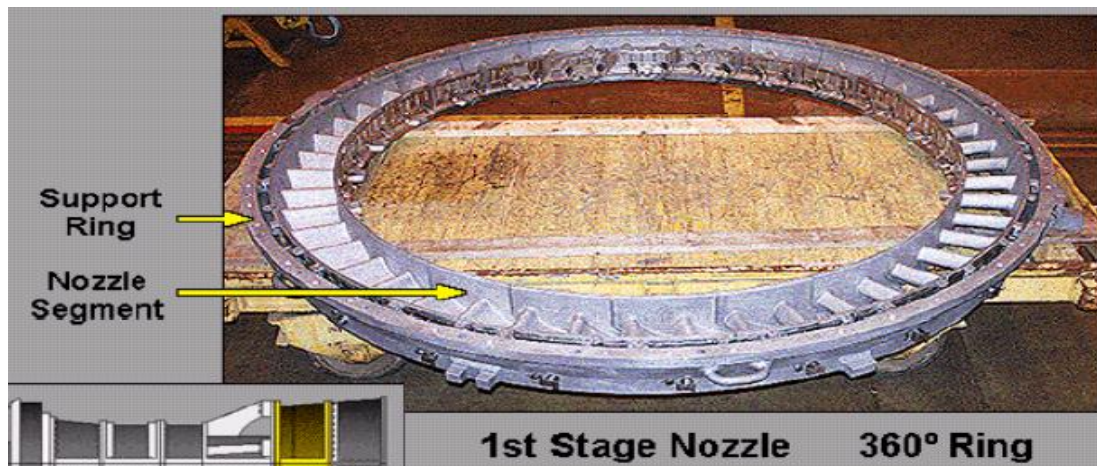
**✓ Corps de turbine:**

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

**✓ tuyère 1<sup>ère</sup> étage:**

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1<sup>ère</sup> étage (figure: I-4). La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation.

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.



**Figure I-4: la tuyère 1<sup>ère</sup> étage.**

**✓ tuyères 2<sup>ème</sup> étage:**

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP (Figure: I-5). Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

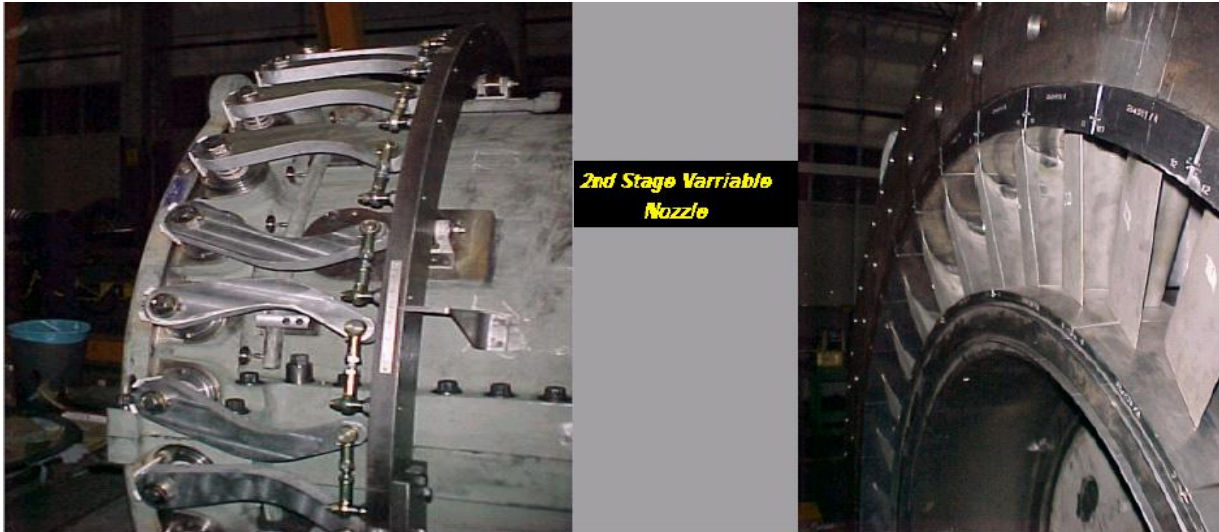


Figure I-5: La tuyère du second étage

✓ *Roues de turbine:*

La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2.
- La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4.

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10<sup>ème</sup> étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.

#### I-4-2 Auxiliaires de la turbine:

La turbine à gaz comprend un certain nombre de systèmes de commande, de protection et auxiliaires associés au fonctionnement correct de la turbine.

Les systèmes de commande comprennent généralement les dispositifs nécessaires à la commande de la turbine pour le démarrage normal, le fonctionnement et la mise en charge. Ils

comprennent également les fonctions de commande de vitesse, de température, commande de lancement et commande de combustible.

Les systèmes de protection sont ceux nécessaires à assurer la protection pour un lancement et une mise à l'arrêt normaux ainsi qu'à éviter des incidents en cas de mauvais fonctionnement ou de conditions anormales ou d'urgence. Ces conditions anormales peuvent être le résultat d'un défaut mécanique ou d'une défaillance dans le système de commande.

Ces systèmes comprennent :

- Système de gaz combustible
- Système d'huile de graissage
- Système d'huile hydraulique
- Système d'huile de commande
- Système d'huile d'étanchéité
- Système d'air d'étanchéité et de refroidissement

#### **I-4-2-1 Système d'air d'étanchéité :**

La plupart de l'air comprimé est utilisé pour la combustion. Une partie de cet air est retiré du compresseur du 10<sup>ième</sup> étage et utilisé comme air de refroidissement, l'autre partie provient du refoulement du compresseur et sert d'air de pressurisation, une autre partie provient de l'air ambiant.

Les différentes parties de la turbine qui doivent être refroidies sont :

- Faces avant et arrière des roues de turbines HP et BP
- Tuyère 1<sup>ère</sup> étage et sa bague de retenue
- Enveloppe du rotor de turbine
- Châssis d'échappement
- Entretoises de support de corps cylindrique intérieur.

#### **I-4-2-2- Air extrait du 10<sup>ème</sup> étage:**

L'air extrait du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur sert à :

- ◆ L'étanchéité des paliers N°1,3 et 4 contre les fuites d'huile. Cet air est d'abord passé à travers un séparateur de saletés centrifuge qui élimine toute particule de poussière ou



de corps étrangers qui pourraient endommager les paliers. Les saletés accumulées sont déchargées du séparateur par une extraction continue. L'air d'étanchéité quant à lui est purgé des paliers vers le réservoir d'huile principal.

- ◆ Le refroidissement des faces avant et arrières des roues de turbines HP et BP, de la tuyère 1<sup>ère</sup> étage, de l'enveloppe du rotor de turbine et du châssis d'échappement. En effet à ces endroits les températures sont très élevées et peuvent diminuer la durée de vie de ces pièces.

#### I-4-2-3 Air de fuite des joints HP:

Le palier N°2 qui supporte l'arbre de la turbine HP est étanché par les fuites d'air du joint HP du compresseur axial. Cet air est aussi purgé vers le réservoir d'huile.

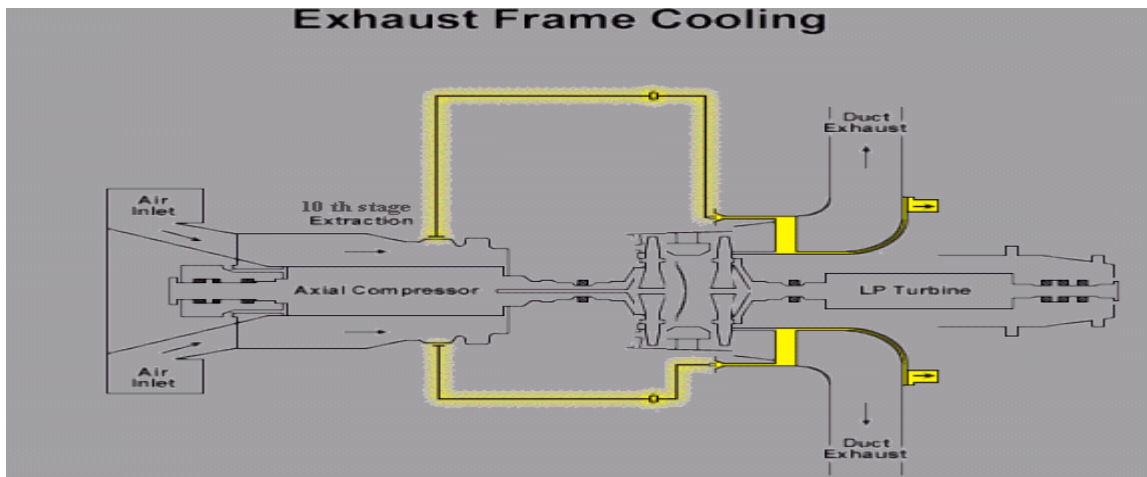


Figure I-6: Système d'air d'étanchéité.

#### I-4-3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:

Le rotor du compresseur de turbine de haute pression est initialement amené à 20% de la vitesse par un dispositif démarreur. L'air atmosphérique, tiré dans le compresseur, s'écoule vers les chambres de combustion où l'on fait livrer le combustible sous pression. (Suite à l'ignition, la combustion restera continue dans les chambres). Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor du compresseur/de turbine de haute pression. Cela, à son tour, accroît la pression de déchargement du compresseur. Lorsque la pression commence à croître, le rotor de turbine de basse pression commence à tourner et les deux rotors de turbine accéléreront la vitesse de

fonctionnement. Les produits de combustion, (les gaz de haute pression et haute température) se détendent d'abord dans la turbine de haute pression et ensuite dans la turbine de basse pression et sont évacués dans l'atmosphère

Lorsque les gaz expansifs passent par la turbine de haute pression et se heurtent contre l'aubage, ils font la turbine tournée, en tournant ainsi le compresseur et appliquant un couple aux accessoires entraînés. Les gaz font également tourner la turbine de basse pression avant l'échappement en tournant ainsi la charge. Le rotor tourne en direction antihoraire vue de côté admission

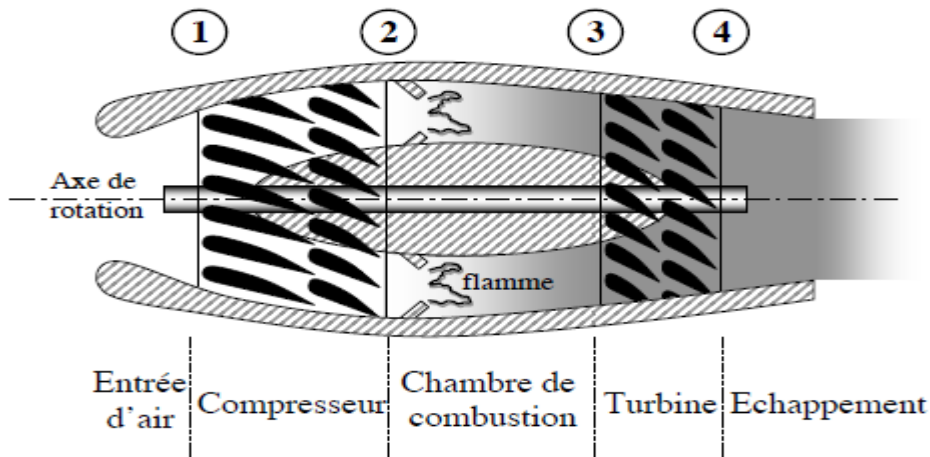


Figure I-7 : Schéma synthétique d'une turbine é gaz

### I-5-Les domaines d'application des turbines à gaz:

Les domaines d'application des turbines à gaz peuvent être divisés en deux catégories :

#### I-5-1-Domains fixes (utilisation industrielle)

Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques dont l'objectif principal est la longévité. Ce critère de longévité conduit à l'utilisation de paramètres de fonctionnement peu sévères :

- Taux de compression en général compris entre 6 et 8.
- Température entrée turbine limitée à 950 °c.

Leur fonction est :

- entraînement des compresseurs.
- entraînement des pompes.
- entraînement des alternateurs.

**I-5-2-Domains mobiles (aviation, maritime).**

Les turbines type aviation (turbo réacteur) également appelée turbine « jet » sont constituées d'un réacteur générateur de gaz chaud suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à 2 arbres utilisant les techniques aérodynamiques très répandues.

La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

**I-6-Classification des turbines à gaz :**

On peut classer les turbines selon différents points:

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction.

**I-6-1-Par le mode de travail :**

On distingue deux types de turbines :

**I-6-1-1-Etage à Réaction :**

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique,  $p_1 > p_2 > p_3$ . Le degré de réaction caractérise la répartition de l'énergie thermique totale.

**I-6-1-2\_Etage à Action :**

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans les canaux fixes, désignés sous le nom de distributeur, ou encore tuyère de détente, les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor, donc l'évolution des gaz dans les aubes mobiles se fait sans variation de la pression statique  $P_1 > P_2 = P_3$

**I-6-2-Par le mode de construction :****I-6-2-1-La turbine à gaz à MONO ARBRE:**

Dans ce type, le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un rotor simple, où l'énergie absorbée par compression est détendue dans la section turbine pour produire de l'énergie utile pour l'entraînement de la charge.

La figure (I -8-a) montre schématiquement le fonctionnement d'une turbine à gaz à un seul arbre, où il y a un raccordement mécanique continu entre la section turbine toute entière, le compresseur et du coté opposé à la charge.

Le système compresseur- turbine-charge forme un seul élément. Une application opérationnelle typique des turbines à un seul arbre concerne l'entraînement d'alternateurs. Etant donné que dans cette application il est nécessaire de régler la puissance à une vitesse constante (fréquence réseau). Ici une turbine à gaz à un seul arbre répond exactement à cet objectif par ce qu'elle peut utiliser les performances optimales du compresseur axial, qui fonctionne à 100% de sa vitesse et donc au point de rendement maximum.

**I-6-2-2- La Turbine à gaz Bi-arbres :**

Contrairement aux turbines à un seul arbre dans le cas des turbines à 2 arbres seulement une partie de la section de la turbine appelée « turbine haute pression » THP est raccordée mécaniquement au compresseur pour former le « génération de gaz », alors que l'énergie résultant de la combustion est aussi traitée par une 2<sup>ème</sup> section de la turbine appelée « turbine à basse pression » TBP séparée mécaniquement de la première, pour former la turbine BP de puissance, qui est raccordée à la charge par un accouplement.

La figure (I -8-a) montre une vue schématique du cycle de fonctionnement d'une turbine à gaz à 2 arbres, avec les 2 sections (modules), le générateur de gaz et la turbine de puissance, mécaniquement séparés.

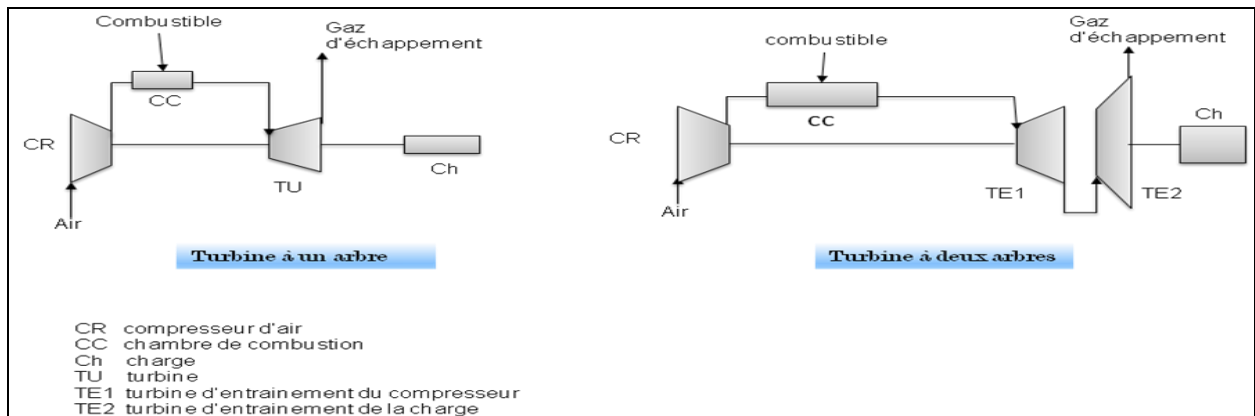


Figure I-8 : Turbine à gaz à un arbre et à deux arbres.



**I-6-3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique :**

Il existe deux cycles thermodynamiques :

**I-6-3-1 Turbine à gaz à cycle fermé :**

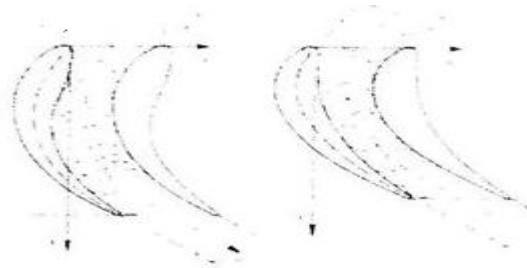
Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

**I-6-3-2 Turbine à gaz à cycle ouvert :**

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

**I-7-Aube de turbine:**

C'est l'organe utilisé pour réaliser la détente dans la turbine par une géométrie bien déterminée et qui n'est pas systématique car l'écoulement accéléré pose moins de problèmes que l'écoulement décéléré dans le compresseur. L'exemple de deux grilles avec la même ligne de squelette mais une distribution différente de l'épaisseur des aubes, dans le canal B on obtient une accélération continue tandis que dans le canal A on obtient après l'accélération une décélération de l'écoulement dans l'aubage qui peut provoquer un décollement de celui-ci [1]. Dans l'aubage d'une turbine on essaye toujours d'obtenir la surface minimale à la sortie du canal entre les aubes de turbine.



**Figure I-9: Canal inter aubes.**

**I-8- Grille d'aubes:**

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

Les grilles d'aubes peuvent être

- grille plane parallèle
- grille plane radiale
- grille cylindrique
- grille toriques

### I.9. Écoulement dans les grilles d'aubes:

Le principe du choix de l'aubage d'une turbomachine consiste à réaliser la déviation demandée avec un minimum de perte, il est exigé en plus que l'aubage fonctionne sans décollement dans un large domaine en dehors du point nominal de fonctionnement de la machine.

Les aubages de turbomachines sont obtenus par différentes méthodes de calcul et d'essais sur modèle. L'étude théorique et expérimentale, a pour but de déterminer l'influence de la géométrie de la grille (profil, pas, angle de calage...) sur les propriétés de déviation et sur les pertes dans l'aubage.

L'écoulement réel dans les aubes des turbomachines est visqueux tridimensionnel et instationnaire, les équations de Navier Stokes décrivant ce type d'écoulement, ne peuvent pas être résolues pour les conditions réelles. Pour cette raison, on néglige dans la plupart des cas les composantes radiales de l'écoulement et on remplace les surfaces de l'écoulement par des surfaces cylindriques autour de l'axe de la machine. Le développement de cette coupe

Cylindrique définit une grille d'aube linéaire bidimensionnelle, afin d'assurer la périodicité de l'écoulement dans la grille, le nombre d'aubes doit être infini. L'approximation bidimensionnelle de l'écoulement dans l'aubage d'une turbomachine est valable strictement seulement pour de très faible rapport  $B/D_m$ . et pour des écoulements sans frottements sur les parois latérales de la grille, la comparaison des essais dans les machines avec des mesures et des calculs bidimensionnels montre cependant que l'approximation peut être utilisée même pour les coupes coaxiales d'un aubage vrillé, si les écoulements secondaires ne sont pas trop importants.

Pour des écoulements transsoniques et supersoniques par contre les différences entre un calcul bidimensionnel et tridimensionnel peuvent être non négligeables.

**I.10. Avantages des Turbines à gaz:**

La turbine a gaz représente des avantages remarquables :

- Simplicité d`installation.
- Génération simultanée d`électricité et de chaleur utilisable soit directement, soit indirectement dans les procédés industriels.
- Possibilité de fonctionnement avec différents combustibles.
- Grand sécurité de fonctionnement.
- Entretien facile.
- Marché régulière.
- valeur d`émission favorable sans équipement.

**I.11. Inconvénients des turbines à gaz:**

- Mauvais rendement : moins de 30% de l`énergie calorifique contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique.
- Faibles pressions de travail.
- Régimes souvent beaucoup trop élevés.
- Coût de fabrication élevé.
- Importante consommation de carburant.
- Mal adaptée aux faibles puissances.
- Bruyante par la vitesse des gaz.
- Nécessite des réducteurs coûteux.

### II-1- Introduction

La turbine à gaz nécessite une étude approfondie de son comportement thermique, du fait qu'elle est particulièrement exposée aux gaz chauds en provenance de la chambre de Combustion. L'analyse du transfert de chaleur par convection d'une aube de turbine à gaz peut être scindée en trois grandes parties [4] : le transfert interne pour une aube stationnaire, le transfert interne pour une aube en rotation et le transfert de chaleur externe.

Le transfert de chaleur externe concerne les échanges thermiques entre les gaz chauds émanant de la chambre de combustion et la surface externe de l'aube, avec ou sans refroidissement. Cet échange se fait principalement par convection forcée. Il est très complexe car il dépend de plusieurs facteurs tel que: la nature de la couche limite (laminaire ou turbulente) qui se développe sur le profil de l'aube, le point d'arrêt, le gradient de pression imposé, la séparation et le ré-attachement de la couche limite, l'intensité et la structure de la turbulence de l'écoulement en amont, la compressibilité, l'interaction des ondes de chocs avec la couche limite pour les écoulements supersoniques ainsi que les effets induits par la nature tridimensionnelle l'écoulement.

Les paramètres de l'aube tels que la courbure, l'aspect géométrique (hauteur/corde), l'incidence par rapport à l'écoulement en amont, la rotation, la rugosité de la surface et le rayon de courbure du bord d'attaque jouent également un rôle non négligeable sur le transfert thermique.

Les figures (II-1) et (II-2) représentent la structure générale de l'écoulement et la densité du flux thermique autour d'une aube.

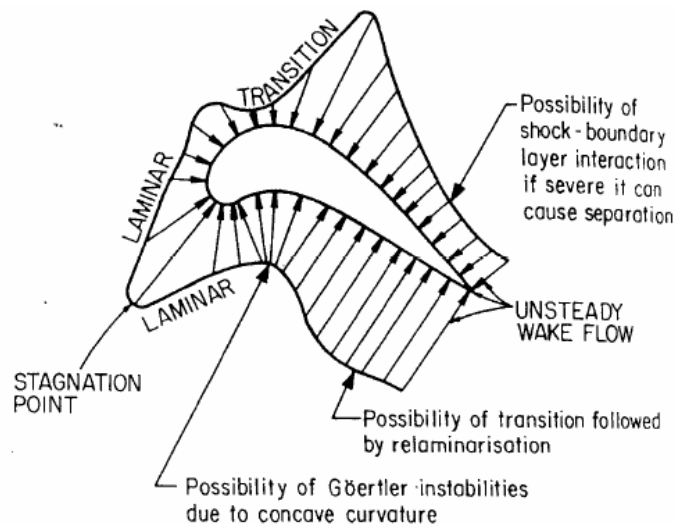
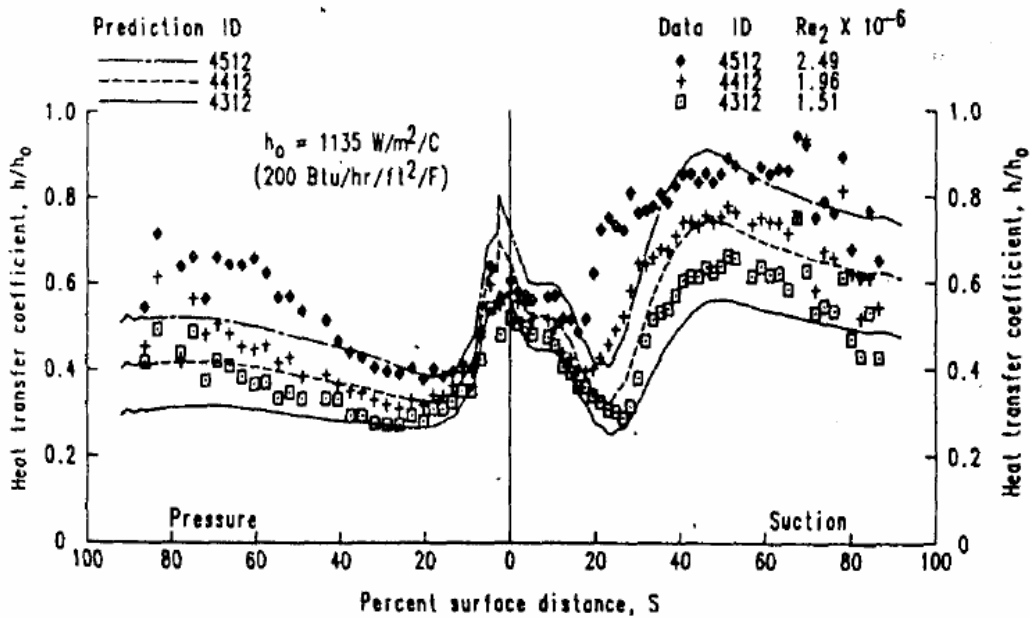


Figure II-1: Variation du flux de chaleur autour d'une aube de turbine

On peut en dégager les constatations suivantes :

En raison de la faible épaisseur de la couche limite sur le bord d'attaque, un fort taux de transfert de chaleur s'y développe. L'échange thermique autour de cette partie de l'aube peut être étudié théoriquement en adoptant différentes corrélations établies pour le cas d'un écoulement en stagnation sur un cylindre solide exposé à un écoulement transversal [4].

- Sur l'extrados de l'aube, on peut noter le développement d'une Zone de transition laminaire/turbulente conduisant à la formation d'une couche limite turbulente. Le taux de transfert de chaleur a naturellement tendance à augmenter dans la zone de transition et à diminuer un peu plus loin.
- Sur l'intrados, la couche limite est généralement laminaire, transitionnel ou relaminarisée.



**Figure II-2:** Mesure et prédiction du coefficient de transfert de chaleur sur une aube de turbine

### II-2- Phénomène de transfert de chaleur dans les turbines

L'échange de chaleur dans un étage de turbine est influencé par plusieurs paramètres ce qui nécessite la collecte d'informations détaillées sur le champ d'écoulement.

L'écoulement est caractérisé par des régions à gradients de pression variables causant d'importantes accélérations et décélération, sous certaines conditions des régions de séparation peuvent apparaître. Certaines turbines opèrent sous des conditions transsoniques où les interactions ondes de chocs- couches limites peuvent influencer considérablement le flux de chaleur.

D'autres parts, la masse des gaz venant de la chambre de combustion à grande vitesse tend à provoquer une transition rapide qui à son tour modifie considérablement les échanges de chaleur dans les deux zones laminaire et turbulente. Dans les conditions de fonctionnement réelles, le caractère 3D de l'écoulement engendre d'autres modifications au champ de températures et par conséquent au flux de chaleur. Le refroidissement des aubes quant à lui modifie complètement les mécanismes d'échanges de chaleur dans les étages de turbines. En résumé, il est possible d'isoler un certain nombre d'effets différents qui sont importants et à prendre en considération lors de l'étude d'un problème thermique en turbomachines [5], à savoir :

- ✓ In stationnarité due au caractère multi étage de la turbine
- ✓ Gradients de pression
- ✓ Cambrure
- ✓ Intensité de la turbulence
- ✓ Chocs- compressibilité
- ✓ Ecoulement secondaire et effets 3D D'au

D'autre part, il est possible, du point de vue écoulement, de diviser le champ d'écoulement en plusieurs zones à savoir :

- ✓ Région d'arrêt (stagnation région)
- ✓ Région laminaire
- ✓ Région de transition
- ✓ Région turbulente
- ✓ Région de séparation et de ré-attachement

#### Région de stagnation

La région de stagnation est une région très critique du point de vue transfert de chaleur, c'est la région où la couche limite commence à se développer et influence l'échange de chaleur sur l'aube. Le transfert de chaleur dans cette zone peut devenir très important, et elle est souvent la région où le flux de chaleur est maximal. Le transfert de la chaleur dans cette région dépend beaucoup de la turbulence d'entrée. Pratiquement un haut niveau de turbulence de l'écoulement libre (plus que

10%) peut augmenter le transfert de la chaleur dans la région de stagnation par 50% comparés au niveau de la partie laminaire.

- **Régions Laminaires**

Le flux de la chaleur dans la couche limite laminaire est inférieur par rapport à celle turbulente. L'état le plus critique dans la partie laminaire de la couche limite est certainement quand elle devient turbulente. Dans la couche limite laminaire, il y a une relation directe entre le frottement et le profil de vitesse et le profil de la température et le transfert de la chaleur. Ça veut dire, que dans le cas laminaire simple. L'accouplement entre température et vitesse à travers une variation de la densité peut être négligé, le problème de la maîtrise du transfert de chaleur dépend essentiellement du phénomène de frottement.

- **Région transitionnelle**

Quand on parle au sujet de la région transitionnelle pour le transfert de la chaleur dans l'aube de la turbine, on fait habituellement référence à la transition qui se produit sur l'extrados. Il y a bien sûr aussi une transition qui se produit sur l'intrados, mais elle a, habituellement, un effet moins dramatique sur le transfert de la chaleur, car l'accélération près du bord de fuite a tendance à cacher la transition sur le côté l'intrados.

- **Région turbulente**

La région turbulente sur le côté de l'extrados n'est pas influencée habituellement beaucoup par l'écoulement libre. La courbure de l'aube peut être importante quelquefois, notamment pour les aubes avec courbure très concave, Cela mène à un transfert de la chaleur diminué. Par exemple, l'expérience montre que le transfert de la chaleur peut être réduit de 15% à 20% sur une surface concave comparée au même cas de la plaque plane.

- **Région séparée avec ré-attachement**

Les régions séparées affectent le transfert de chaleur naturellement. La séparation considérable peut être réalisée par un gradient de pression adverse trop fort, qui se présente sous certaine condition. Elle se produit souvent près de la pointe sur le côté de l'intrados ou près du bord de fuite sur le côté de l'extrados.

### II-3- Nécessité du refroidissement

Il est connu que la puissance de la turbine dépend de la température des gaz à l'entrée de celles-ci. Ainsi pour augmenter la puissance, les lois thermodynamiques (théorème de Carnot) ont conduit à rechercher une température d'entrée turbine (TET) la plus élevée possible.

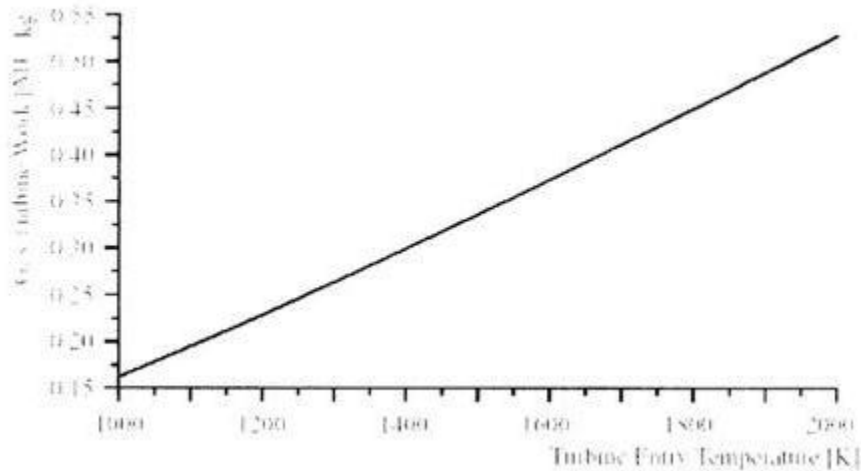


Figure II-3 Performance du cycle en fonction de la température d'entrée

Le niveau de température est cependant limité à durée de vie donnée, par la technologie disponible. Un volume important de travaux de recherche est donc à réaliser dans le but de repousser les barrières technologiques. Car les matériaux utilisés doivent supporter à la fois :

- les températures élevées.
- les contraintes (mécaniques, thermique, chimiques).

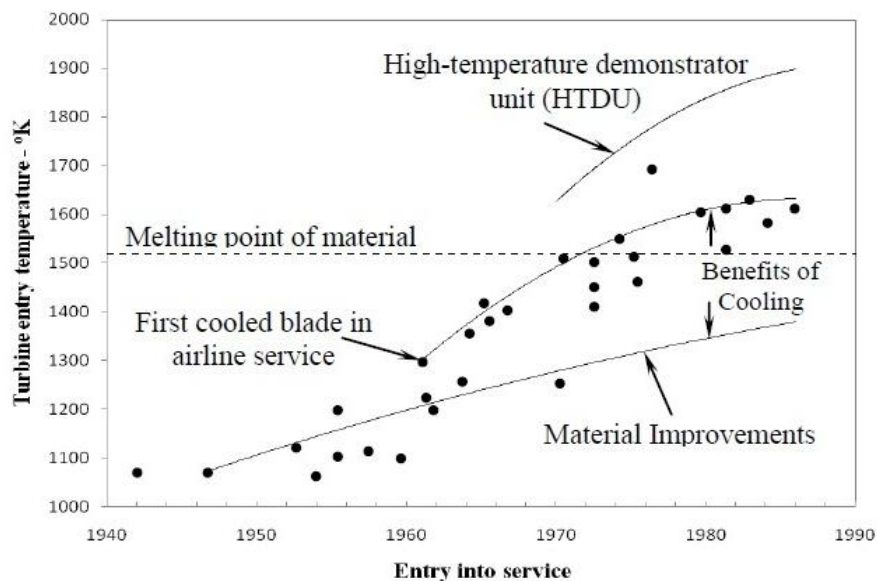


Figure II-4 : Evolution de la température d'entrée turbine.



Les parties de turbine à gaz qui ont reçu un intérêt particulier par le refroidissement sont les aubes de turbines. Celles-ci peuvent être refroidies par différentes méthodes chacune.

D'elles utilise un fluide de refroidissement qui passe à travers l'aube afin que celle-ci garde sa résistance.

L'efficacité des circuits de refroidissement doit être maximale car un prélèvement sur le cycle de l'air nécessaire au refroidissement, s'accompagne d'une perte de rendement global, c'est là encore un domaine de prédilection pour l'aérodynamique et ses méthodes de simulation numérique.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur dans une conduite fermée. Par conséquent pour obtenir un grand échange de chaleur dans de tels systèmes, il est nécessaire de satisfaire les deux exigences suivantes :

- Un écoulement du fluide de refroidissement bien étudié.
- Une grande surface d'échange.

### II-4- Techniques de refroidissement

Les différentes techniques de refroidissement utilisées pour les aubes des turbines à gaz sont présentées sur la figure (II-5). Bien évidemment, l'air constitue le fluide refroidissant employé presque toujours tant dans le domaine de l'aviation que dans le domaine industriel.

L'air de refroidissement est généralement soutiré à la sortie du compresseur introduisant, soit une diminution du rendement de la machine, soit une augmentation de la consommation en combustible. Il est ainsi requis des ingénieurs d'optimiser la quantité d'air extraite de sorte que la performance globale de la machine n'en serait que légèrement affectée, tout en gagnant sur la protection des aubes par le biais du refroidissement.

Les travaux de Lakshminarayana (1996) et de Han (2000), classent les procédés de refroidissement en deux grandes catégories : les refroidissements internes et les refroidissements externes.

La première catégorie englobe la convection forcée et le jet interne. Ces procédés sont moins efficaces que le refroidissement externe et sont par conséquent utilisés pour les turbines dont la température amont varie entre 1300 et 1600°K. Ceci est en partie imputé au fait que les caractéristiques thermiques de l'air sont assez limitées.

Le refroidissement externe, tel que le refroidissement par film et par transpiration à travers des surfaces poreuses, sont plus efficaces et sont par conséquent réservés pour des températures amont dépassant 1600°K.

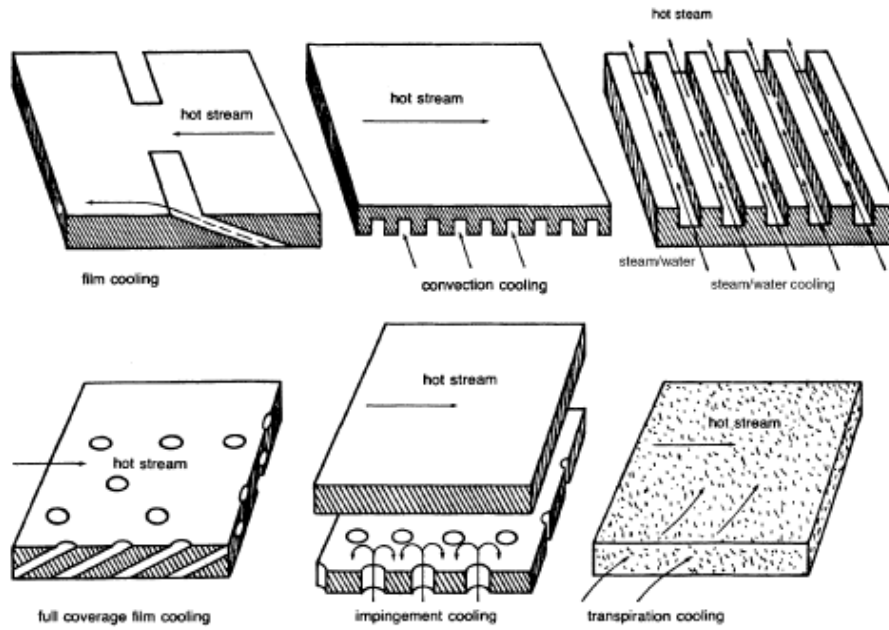


Figure II-5: Techniques de refroidissement

#### II-4-1- Refroidissement par convection interne forcée

C'est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Il s'agit de faire circuler de l'air frais par des canaux à l'intérieur de l'aube figure (II-6). Cette technique a progressivement évolué vers des systèmes multi-passes, équipés de dispositifs comme des ailettes, des perturbateurs ou des picots dans le but d'engendrer un pompage thermique et d'améliorer les transferts par l'augmentation de la turbulence. [10]

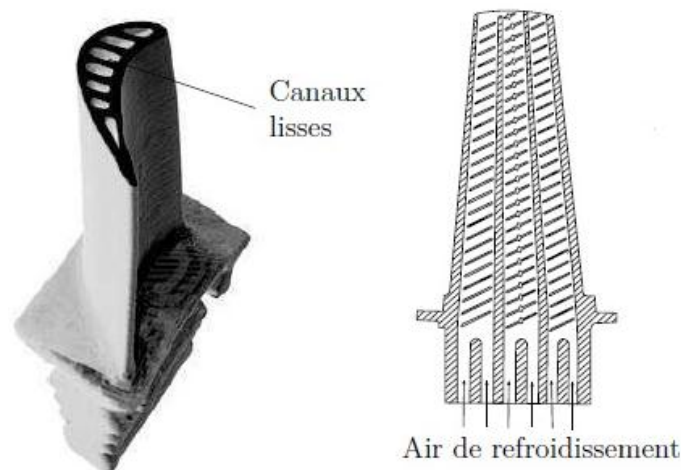
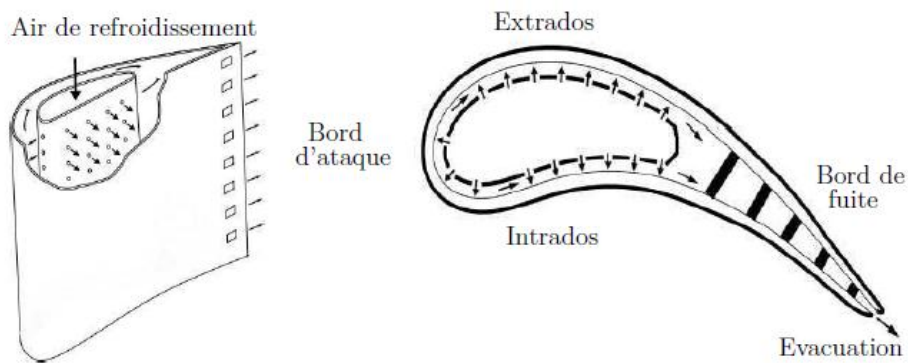


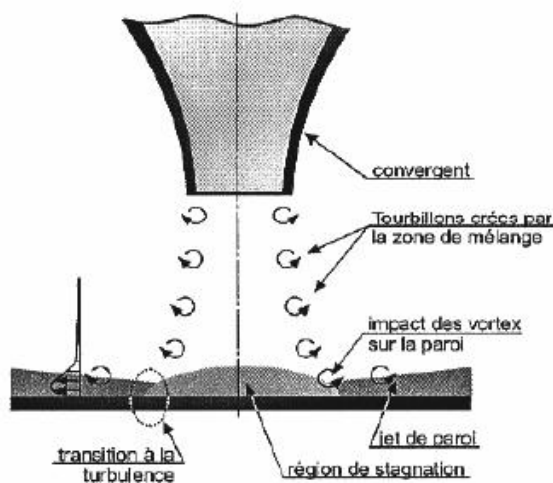
Figure II-6: Refroidissement par convection interne forcée

**II-4-2- Refroidissement par impact de jet de fluide**

La technique de l'impact de jet consiste à chemiser l'aube et à percer plusieurs orifices dans cette chemise. La chemise est alimentée en air frais et des jets d'air se forment ainsi à la sortie des orifices et viennent refroidir la paroi interne des aubes de turbine figure(II-7). Les coefficients d'échange obtenus avec cette méthode sont très élevés ce qui la rend très efficace. C'est pour cela qu'elle est notamment utilisée sur le bord d'attaque des aubes, en impact dit concentré, car cette partie est particulièrement exposée au flux de chaleur extérieur. Un impact reparté (matrice de jets) est souvent introduit également sur la partie amont de l'intrados et de l'extrados de l'aube. [10]



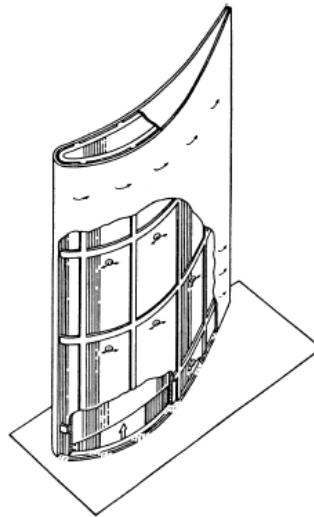
**Figure II-7 : Refroidissement par impact de jet de fluide**



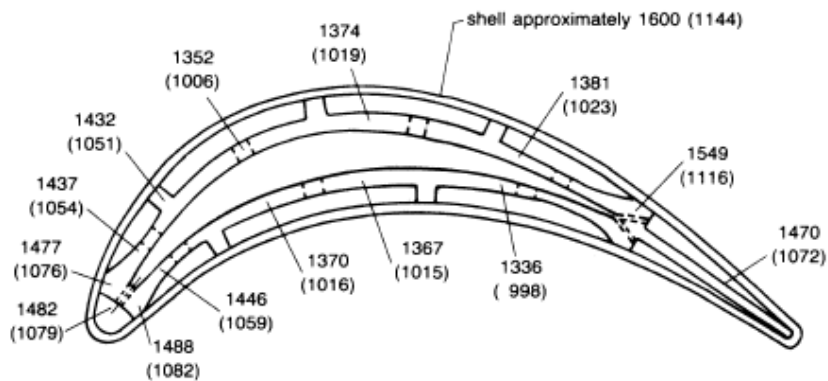
**Figure II-8 : Schéma de l'écoulement généré par un jet impactant**

**II-4-3- Refroidissement par transpiration**

Dans le procédé de refroidissement par transpiration, l'air est forcé à travers les parois poreuses de l'aube. Cette technique de refroidissement constitue le mécanisme idéal puisqu'il permet une distribution plus homogène du fluide refroidissant sur la surface que par le biais du refroidissement par film, d'où une meilleure efficacité du refroidissement. Cependant les matériaux courants et les problèmes de fabrication avec les critères de performances, justifient la difficulté d'application de ce type de système dans les aubes de turbine et reste donc réservé à des applications très restreintes.



**Figure II-9: Aube refroidie par transpiration**



**Figure II-10: Distribution de températures dans une aube refroidie par transpiration**

### II-4-4- Refroidissement par eau

Cette méthode de refroidissement est actuellement abandonnée, du fait qu'il est impossible d'éliminer la corrosion et la formation de dépôts et il est très difficile d'avoir une surface d'échange adéquate. Le mode de refroidissement interne par un réfrigérant liquide peut être divisé en deux phases :

- Convection forcée.
- Convection libre.

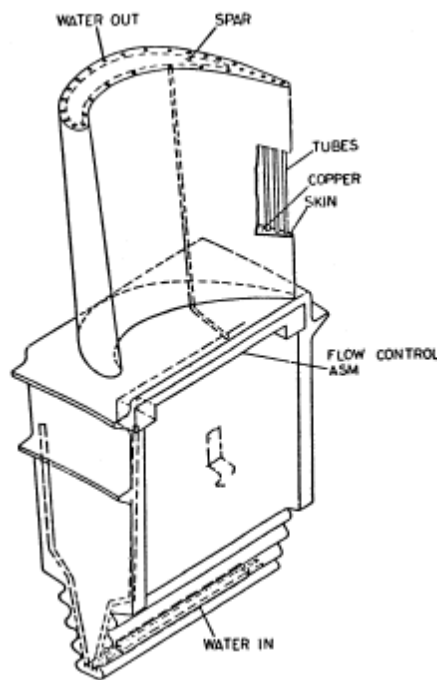


Figure II-11: Aube refroidie par eau

### II-4-5- Refroidissement par air

Les techniques de refroidissement par air ont évolué au cours de ces dernières décennies, mais le principe est resté inchangé: il s'agit d'utiliser l'air présent autour de la chambre, en l'injectant à l'intérieur. La température de cet air de refroidissement est de l'ordre de 600 à 900 K suivant les moteurs et les régimes de fonctionnement. L'air injecté forme à la paroi un film de protection aérodynamique qui isole la partie solide des gaz chauds. A l'origine, l'air de refroidissement était injecté par de simples fentes. Les évolutions technologiques ont consisté à rechercher des systèmes plus efficaces pour injecter cet air et maximiser les échanges entre l'air froid et la paroi.

### **II-4-6- Refroidissement par film**

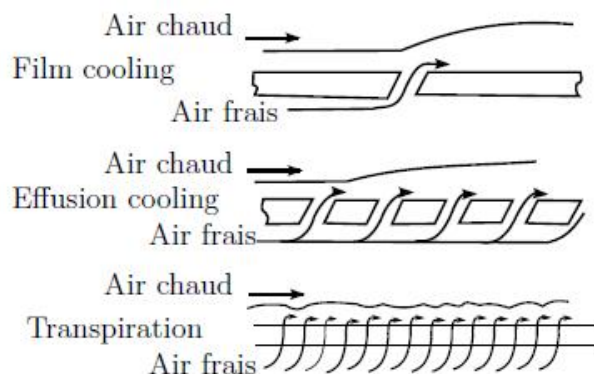
Dans le refroidissement par film, une couche mince d'air frais, sépare l'aube de l'écoulement du gaz chaud, la technique de refroidissement par film est la plus efficace, elle utilise un grand nombre de trous attentivement espacés. La gamme de cette technique s'étale de 1560 à 1800k.

Le mécanisme de refroidissement par film, produit une température de l'aube inférieure est différente de celle du refroidissement par convection. Les deux techniques de refroidissement ; par film et par convection, sont utilisées presque toujours en communs, la configuration de refroidissement par film peut consister en un emplacement, par une ligne unique de trous ou une ligne multiple de trous.

Le but à atteindre est de former une fine couche d'air qui joue le rôle d'un tampon protégeant la surface du fluide à haute température. L'interaction directe entre le jet et l'écoulement principal est très compliquée et donne lieu à une structure de l'écoulement en aval fortement tridimensionnelle, turbulente, avec présence de tourbillons secondaires.

L'avantage de ce procédé ne peut être perceptible que si le débit d'air utilisé pour le refroidissement est soigneusement optimisé. Il est nécessaire que ce débit soit minimisé tout en gardant un bon niveau de refroidissement des aubes de la turbine à gaz. Il faut noter que chaque débit d'air soutiré pour le refroidissement représente une augmentation de consommation en combustible qu'il faut estimer et donc optimiser. En plus du souci économique, l'injection du fluide refroidissant dans l'espace inter-aube doit être bien contrôlée de sorte à ne pas perturber l'aérodynamique du passage inter-aube et détériorer les performances de la turbine en augmentant les pertes de charges [7].

Le processus de refroidissement par film est à ce jour un des sujets les plus complexes en turbomachines, d'où l'intérêt croissant des chercheurs à comprendre et améliorer ce procédé.



**Figure II-12: Aube refroidie par film**

Le mécanisme de refroidissement par film est plus complexe et n'est pas encore bien maîtrisé, parce qu'il y a un mélange direct entre l'air de refroidissement et le gaz chaud. Ceci n'affecte pas uniquement les échanges de chaleur, mais modifie complètement le champ d'écoulement (turbulence, la couche limite,...)

Quelques-unes des complexités supplémentaires sont comme suit [7] :

- L'air de refroidissement a une température, vitesse et densité différentes par rapport à celle du flux principal.
- La configuration des parois de l'aube refroidie est très complexe (diamètre des trous, espacement, angle d'inclinaison des trous ...)
- Le mélange augmente la production et la dissipation d'énergie cinétique turbulente.
- Dans beaucoup de cas (par exemple, rotors et stator), le flux principal est instable et l'air de refroidissement est influencé par les forces de Coriolis et centrifuges (dû à la rotation) donc le mélange est aussi instable.
- La transition vers la turbulence est provoquée à cause de l'injection de l'air de refroidissement.
- Le plus souvent, le caractère non stationnaire de l'écoulement principal ainsi que l'effet des forces de Coriolis dues à la rotation de l'aube augmentent la complexité du processus.
- L'injection du fluide refroidissant provoque une transition laminaire/turbulente prématurée de l'écoulement, avec possibilité de relaminarisation sous certaines circonstances.

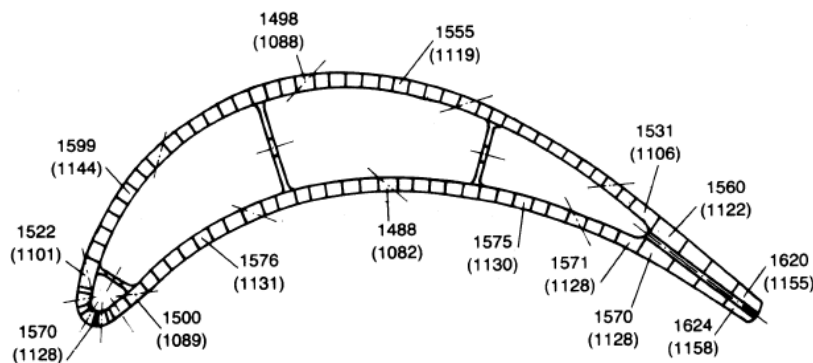


Figure II-13: Distribution de températures dans une aube refroidie par film

### II-5-Théorie du refroidissement par film

La densité du flux thermique échange par convection entre la paroi solide de l'aube et le fluide s'écrit:

$$q = h(T_{\infty} - T_w) \text{ (II-1)}$$

Où  $h$  est le coefficient de transfert thermique local sans le jet secondaire,  $T_w$  est la température locale de la paroi, et  $T_{\infty}$  la température du fluide dans la zone externe non perturbée. En présence du film refroidissant, la densité locale du flux thermique s'écrit :

$$q = h_f(T_f - T_w) \text{ (II-2)}$$

Où

$h_f$  est le coefficient de transfert thermique local en présence du film refroidissant, et  $T_f$  la température locale du film (mélange entre le jet et l'écoulement principal).

Afin de contourner la difficulté due à la détermination de la température du mélange entre l'air froid et les gaz chauds on définit une température adimensionnelle [4] :

$$\frac{T_{\infty} - T_f}{T_{\infty} - T_c} \text{ (II-3)}$$

Où  $T_c$  est la température du jet froid au point d'injection.

Puisque les différentes températures citées ci-dessus vérifient toujours l'inégalité suivante  $T_c < T_f < T_{\infty}$ , le rapport des températures dans la relation (2-3) est toujours inférieur à l'unité.

Pour les faibles nombres de Mach et pour une paroi adiabatique la température de la paroi en l'absence du film refroidissant vérifie l'égalité suivante :

$$T_{\infty} = T_{aw} \text{ (II-4)}$$

Où  $T_{aw}$ , est appelée la température adiabatique de la paroi. En remplaçant  $T_f$  par  $T_{aw}$ , on définit une température adimensionnelle appelée **efficacité adiabatique** du refroidissement par film. Elle est exprimée par [4]:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_c} \text{ (II-5)}$$

L'efficacité  $\eta$ , vérifie bien les conditions aux limites logiques, c'est à dire 1120 en absence de refroidissement ( $T_{\infty} = T_{aw}$ ), et  $\eta = 1$ , près du point d'injection où  $T_{aw} = T_c$ .



### II-5-1- Influence du taux d'injection

On appelle taux d'injection, le rapport  $M = U_c \rho_c / U_\infty$ . Où l'indice "∞" caractérise l'écoulement principal alors que le fluide refroidissant est caractérisé par l'indice "c".

Les études menées par Ligrani et al, Lubran et al, montrent que l'efficacité du refroidissement augmente avec l'accroissement du taux d'injection jusqu'à une certaine limite au-delà de laquelle elle diminue. Ce phénomène appelé "*Blow-off*" est expliqué par le fait qu'à faible taux d'injection, le jet est pratiquement plaqué contre la paroi à protéger et remplit donc parfaitement son rôle alors qu'à fort taux d'injection, le jet pénètre profondément dans l'écoulement principal en se décollant de la surface. Cette dernière est alors directement exposée aux gaz chauds d'où une mauvaise protection.

### II-5-2- Influence du nombre de Reynolds

Les études rapportées par Hartnett (1985) s'accordent sur le fait qu'il n'y a qu'une très faible influence du nombre de Reynolds sur l'efficacité du refroidissement par film.

Néanmoins, l'étude menée par Haslinger (1997), montre que l'augmentation du nombre de Reynolds permet de maintenir le corps du jet plus proche de la surface à refroidir, ce qui se traduit directement par une augmentation de l'efficacité de refroidissement.

### II-5-3- Influence de l'intensité de turbulence

Hartnett (1985) présente quelques études qui montrent une légère diminution de l'efficacité de refroidissement avec l'augmentation de l'intensité de turbulence. La même conclusion a été trouvée expérimentalement par Lubran et al (1999). Ce résultat s'explique par le fait que l'augmentation du mélange entre le jet froid et les gaz chauds participe à la dilution graduelle du jet et par conséquent diminue l'effet protecteur du jet sur la surface.

### II-5-4- Influence des paramètres géométriques de l'injection

L'angle d'injection a une très grande influence sur la structure de l'écoulement près du point d'injection. Un jet perpendiculaire perturbe plus intensément la structure de l'écoulement et en particulier la taille des structures verticales qui, dans ce cas sont plus grosses que celles induites par un jet incliné.

Dans la pratique, les orifices d'injection sont disposés en rangée. Puisque les jets voisins entrent en interaction mutuelle, cette disposition géométrique introduit un changement profond du comportement individuel de chaque jet. Sinha et al. (1991) n'ont observé que le jet

Issu d'une rangée est plus plaqué contre la paroi solide qu'un jet isolé. Dans le cas de plusieurs rangées de trous, la structure de l'écoulement devient de plus en plus complexe [6].

D'autre part, il a été observé aussi qu'un jet incliné dans la direction longitudinale (angle simple) produit une efficacité de refroidissement meilleure que celle produite par une injection perpendiculaire du fait que l'inclinaison favorise l'adhésion du jet sur la plaque et minimise l'effet du décollement de celui-ci. Ce type de configuration est appelé trou à inclinaison simple. Une inclinaison composée, constituée d'une inclinaison transversale supplémentaire par rapport au plan transversal (angle composé) s'est avérée encore plus performante, puisqu'elle permet aux différents jets de la même rangée de couvrir une plus grande surface de l'aube à refroidir [7].

L'utilisation de deux rangées de trou en quinconce donne une nette amélioration puisqu'elle contribue à minimiser les effets du phénomène "*Blow-off*" [7]. Une configuration à deux rangées de trous produit une meilleure efficacité de refroidissement comparée à celle d'une seule rangée, pour le même taux d'injection. L'utilisation d'un arrangement de trous en quinconce est préférable à un arrangement en ligne puisqu'il permet d'avoir une distribution latérale plus uniforme de l'efficacité de refroidissement.

### III-1- Introduction à la mécanique des fluides

La mécanique des fluides est utilisée aujourd'hui dans plusieurs domaines technologiques, par exemple, en énergétique, propulsion, aéronautique, génie océanique, turbomachines, biotechnologie, environnement, météorologie, etc ... Dans tous ces domaines d'application, on est souvent amené à étudier le comportement d'un écoulement dans des conditions particulières. Nous allons voir dans ce chapitre quelques notions essentielles pour une meilleure compréhension des différents problèmes de mécanique des fluides, nous décrivons succinctement ces notions sans trop entrer dans les détails.

### III-2- Problèmes typiques

En mécanique des fluides les problèmes reviennent à comprendre la structure d'un écoulement et à calculer la répartition de certaines grandeurs (comme la pression, la température, la vitesse, la masse volumique, etc....) dans le milieu fluide. Dans la pratique des sciences physiques on considère à de rares exceptions près, les milieux solides, liquides ou gazeux comme continus, c'est-à-dire que l'on néglige la structure atomique et moléculaire de la matière. Dans le cadre de cette hypothèse, l'écriture des grands principes de la physique (lois de mécanique, de la thermodynamique ou encore de l'électromagnétisme) prend la forme d'équations aux dérivées partielles. Il est important donc de pouvoir résoudre les équations aux dérivées partielles qui gouvernent le fonctionnement des « systèmes » pour en avoir une meilleure compréhension et construire des outils de prédiction.

Dans les applications technologiques, le fluide s'écoule autour de corps solides et la connaissance des distributions de pression et de vitesse au voisinage des parois est particulièrement utile ainsi que l'estimation des pertes de charge, l'évaluation des forces et contraintes. Il est donc nécessaire de prendre en compte les effets de la compressibilité, de viscosité, de couche limites et de turbulence.

Dans certains cas, on cherche à déterminer les contraintes qui s'exercent sur un corps solide fixe ou en mouvement, la stabilité de l'écoulement (ou transition vers la turbulence, décollement de couche limite, etc....)

**III-3- Quelques définitions essentielles**

- **Ecoulement laminaire :**

Ecoulement ordonné et régulier.

- **Ecoulement turbulent :**

Déplacement irrégulier ou des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide.

- **Ecoulement stationnaire :**

Un écoulement est dit stationnaire lorsque toutes les variables décrivant le mouvement (la pression, la vitesse, la densité, l'énergie) n'évoluent pas en fonction du temps. Dans le cas contraire l'écoulement est dit in stationnaire.

- **Nombre de Reynolds :**

Rapport sans dimension renseignant sur les effets des forces d'inertie par rapports aux forces visqueuses. Il est défini par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} \quad (\text{III-1})$$

Tel que "d" représente une dimension caractéristique de l'écoulement.

- **Nombre de Mach :**

C'est le rapport de la vitesse locale du fluide "u" à la vitesse locale du son "c" :

$$M = \frac{u}{c} \quad (\text{III-2})$$

Il définit le régime d'écoulement en compressible : subsonique, sonique, supersonique ou encore hypersonique.

- **Nombre de Prandtl :**

Propriété thermo physique du fluide définit par :

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{III-3})$$

- **Nombre de Nusselt :**

C'est la quantité fondamentale de la convection, il est donné par le rapport :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (\text{III-4})$$

**III-4- Lois de conservation**

**III-4-1- Conservation de la masse**

Traduit la conservation de la masse du fluide en mouvement, appliqué a une particule fluide cette loi débouche sur l'équation connue sous l'appellation d'équation de continuité exprimée sous forme différentielle en coordonnées cartésiennes comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad j: 1,2,3 \quad \text{(III-5)}$$

**III-4-2- Conservation de la quantité de mouvement**

Basée sur la 2<sup>ème</sup> loi de Newton appliquée à une particule fluide, ce principe conduit aux fameuses équations connues sous l'appellation de Navier Stokes qui s'écrivent sous forme différentielles en coordonnées cartésiennes comme suit :

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad \text{(III-6)}$$

Où  $\tau_{ij}$  représente le tenseur des contraintes donné pour un fluide Newtonien par la relation suivante :

$$\tau_{ij} = \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad \text{(III-7)}$$

Tel que  $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i \neq j \\ 0 & i = j \end{cases}$  symbole Kronecker

**III-4-3- Conservation de l'énergie**

Basée sur la première loi de la thermodynamique, elle traduit la conservation de l'énergie (L'énergie n'apparaît et ne disparaît de rien) pour un fluide en mouvement elle s'écrit sous forme différentielle de la manière suivante :

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = -\frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} u_i \quad \text{(III-8)}$$

Tel que  $H$  représente l'enthalpie totale,  $q_j$  le flux de chaleur, et sont donnés par

$$H = h + \frac{1}{2} u_i u_i \quad \text{(III-9)}$$

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} = -\frac{\lambda}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_j} \quad \text{(III-10)}$$

A ces équations vient s'ajouter une équation d'état reliant la densité aux variables thermodynamiques, pour un gaz parfait on utilise la relation suivante :

$$P = \rho \cdot r \cdot T \quad (\text{III-11})$$

#### III-4-4- Conditions aux limites

Dans le but de bien poser le problème, les conditions aux limites doivent obéir au problème physique et doivent être incorporées sur les frontières d'études. Pour le cas de refroidissement par film, les conditions aux limites sont nécessaires sur toutes les frontières du domaine de calcul et qui sont essentiellement: entrée, sortie, paroi. Ces conditions aux limites peuvent être sous forme de : valeur imposée ou gradient imposé.

#### III-5- Introduction à la turbulence

Les équations présentées précédemment sont applicables aux cas d'écoulements laminaires, pour pouvoir prendre en considération le phénomène de la turbulence qui apparaît toujours dans la pratique, un nouveau système d'équation est à résoudre et qui diffère sensiblement de celui présenté jusqu'ici.

Du point de vue des équations du phénomène, quand l'inerte augmente les petites fluctuations de vitesses peuvent être amplifiées à cause de la non linéarité du terme convectif  $u \nabla u$  dans la dérivée particulaire, ce qui conduit à une perte de stabilité de l'écoulement. On dit que l'écoulement devient turbulent [11].

##### III-5-1- La transition laminaire-turbulent

On a pu expliquer ces différences en remarquant que lorsque les vitesses dépassent certaines valeurs critiques, la permanence et la régularité de l'écoulement cessent. Des mouvements irréguliers et tourbillonnants prennent siège dans la conduite. L'indicateur de cette transition est le nombre de Reynolds qui a été introduit par Reynolds en 1883, il compare les termes de convection (non linéaires) aux termes de dissipation visqueuse [11] :

$$Re = \frac{[u \nabla u]}{v \Delta u} \approx \frac{UL}{\nu} \quad (\text{III-12})$$

Au fur et à mesure où le nombre de Reynolds augmente, on observe un changement de topologie de l'écoulement qui correspond à la transition laminaire / turbulent. Le nombre de Reynolds critique  $Re_c$  correspond à ce passage, il est en général de l'ordre de 1000 pour un écoulement de Couette (écoulement entre deux plans infinis). Il prend des valeurs différentes selon le type de l'écoulement. Quand  $Re \ll 1$  les termes non linéaires (la convection) sont masqués par la diffusion visqueuse, les équations se rapprochent donc des équations linéaires. Quand  $Re \gg 1$ , les termes non linéaires deviennent prépondérants, et l'approximation linéaire n'est plus possible.

### III-5-2- Caractéristiques d'un écoulement turbulent

En général, un écoulement turbulent peut être caractérisé par les propriétés suivantes :

- L'écoulement est in stationnaire.
- Incertitude (de mesure, de calcul).
- La vectrice vitesse en un point varie de façon aléatoire en direction et en module.
- L'écoulement contient un grand nombre de tourbillons de taille très variée.
- Augmentation du mélange : forte diffusion des quantités transportées (exemple le lait et le café. la fumées, etc....).
- Le bruit: les écoulements turbulents sont bruyants du fait des sources acoustiques créées par les fluctuations de pression dans le fluide. Cela peut générer de l'inconfort dans certains cas (exemple le bruit des rétroviseurs extérieurs des véhicules).
- Les effets de la turbulence sont parfois positifs, parfois négatifs :
  - Effets positifs : l'augmentation du mélange permet d'améliorer la combustion par exemple, d'améliorer la portance des avions, de réduire la température.
  - Effets négatifs : diffusion de la pollution.

### III- 5-3- Les principales modélisations de la turbulence

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent :

- La simulation numérique directe, dans la quelle on cherche à représenter la totalité du phénomène physique.
- La simulation des grandes échelles, on représente seulement les plus gros tourbillons en fonction du temps.
- La simulation moyennée dans laquelle on représente seulement l'écoulement moyen.
- ✓ ***La simulation numérique directe (DNS)***

DNS ou Direct Numerical Simulation, elle consiste à résoudre aussi précisément que possible les équations complètes de la mécanique des fluides (aucune simplification, aucune approximation sauf celle émanant de l'étape de discrétisation). Avec une formulation DNS on cherche à calculer toutes les échelles de la turbulence (gros et petits tourbillons). Cette formulation n'est pas fréquemment utilisée comme outil de simulation du fait que les temps de calcul et la taille mémoire nécessaires sont très importants.

#### ✓ ***Simulation des grandes échelles (LES)***

LES ou large Eddy Simulation, appelée aussi macro simulation, elle se propose de ne calculer directement que les grandes échelles de l'écoulement (macro tourbillons), les petites échelles sont ensuite modélisées avec par conséquent un problème de fermeture à résoudre en plus. En

pratique on considère que toutes les échelles qui ont une taille inférieure à la taille locale de la maille sont modélisées. Ainsi on appelle ce modèle de turbulence le modèle de sous-maille. Le nombre de modèles de sous maille développée depuis les années 70 est très important. Chaque modèle a été développé et validé pour telle ou telle classe d'écoulement, avec chacun des caractéristiques différentes en termes de coût de calcul, de robustesse, de précision (par rapport à des essais), de représentation physique des phénomènes, d'universalité (précision sur plusieurs types d'écoulements).

✓ *La simulation des équations de Navier stokes moyennées (RANS)*

Cette approche consiste à ne simuler que l'écoulement moyen en temps. Toutes les fluctuations sont filtrées et modélisées par une viscosité turbulente. Les deux types de moyenne possible sont les suivantes :

- Moyenne d'ensemble: on effectue N fois le même écoulement dans la même soufflerie et on moyenne les données obtenues.

Moyenne temporelle : on effectue une expérience pendant un temps très long et on moyenne les données obtenues.

### III-6- Moyenne des équations de Navier- stokes

L'écoulement turbulent est modélisé en supposant que les grandeurs de l'écoulement (vitesse, pression, température, etc....) sont la somme d'une valeur moyenne, indépendante du temps, et d'une fluctuation turbulente fonction du temps dont la valeur moyenne est nulle.

La valeur moyenne  $\bar{f}$  d'une quantité  $f(t)$  est calculée en un point fixe par :

$$\bar{f} = \frac{1}{T} \int_1^{1+T} f(t) dt \quad (\text{III-13})$$

La valeur de  $T$  est choisie de telle sorte que le résultat  $\bar{f}$  soit indépendant du temps.

Les grandeurs de l'écoulement sont décomposées comme suit :

$$u = \bar{u} + u$$

$$v = \bar{v} + v$$

$$w = \bar{w} + w$$

$$p = \bar{p} + p$$

$$T = \bar{T} + T$$

Tel que  $\bar{u}$  : partie moyenne ;  $u$ : partie fluctuante.



Avec pour toute quantité fluctuante la condition (par définition) que la moyenne d'une fluctuation est nulle :

$$\bar{f} = \frac{1}{T} \int_1^{1+T} f(t) dt = 0 \quad (\text{III-14})$$

Pour pouvoir appliquer cette procédure aux équations de Navier Stokes on utilise les règles de calcul suivantes :

$$\bar{\bar{f}} = \bar{f}$$

$$\overline{f + g} = \bar{f} + \bar{g}$$

$$\overline{f \cdot g} = \bar{f} \cdot \bar{g}$$

$$\overline{f \cdot \alpha} = \bar{f} \cdot \bar{\alpha}$$

$$\frac{\partial \bar{f}}{\partial x} = \bar{\frac{\partial f}{\partial x}}$$

$$\overline{\int f \cdot dx} = \int \bar{f} \cdot dx$$

$$\frac{\partial \bar{f}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} (\bar{f}) = 0$$

En remplaçant chaque terme dans les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie et en utilisant les identités précédentes on arrive à un nouveau système d'équations dans lequel on adopte la notation :

$$\bar{u}=u; \bar{v}=v; \bar{w}=w \text{ etc...}$$

$$\bar{u} = u ; \bar{v} = v ; \bar{w} = w \text{ etc ...}$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (p u_j) = 0 \quad (\text{III-15})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (p u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (p u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - p u_i \bar{u}_j) \quad (\text{III-16})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( p H + \frac{1}{2} p u_i \bar{u}_i - p \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( p u_i H + u_j \frac{1}{2} p u_i \bar{u}_i \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} (q_j + p u_i \bar{h}_i)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i (\tau_{ij} - p u_i \ddot{u}_j)) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{u_i \tau_{ij}} - p u_j \left( \frac{1}{2} u_i \bar{u}_i \right) \right) \quad (\text{III-17})$$

La double corrélation  $\frac{1}{2} \overline{u'_i u'_j}$  représente l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ).

Les nouveaux termes ( $- \overline{p u'_i, u'_j}$ ) au nombre de six, qui apparaissent dans les équations de l'écoulement sont appelés les contraintes de Reynolds et demandent à être modélisés.

### III-7- Modèles de turbulence

Par analogie avec l'expression du tenseur de contraintes visqueuses, et l'introduction du coefficient de viscosité  $\mu$  dans le cas d'un écoulement laminaire, Boussinesq introduit le coefficient de viscosité turbulente  $\mu_t$  pour exprimer le terme correspondant au tenseur de Reynolds :

$$\tau_t = \mu_t \left( \frac{\partial u_t}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_t} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta \quad (\text{III-18})$$

Où  $k$  est l'énergie cinétique turbulente :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (\text{III-19})$$

Dans cette équation, le terme à modéliser est la viscosité turbulente  $\mu_t$ , elle est liée dans la plupart des modèles aux structures turbulents de l'écoulement à l'aide d'une expression de la forme :

$$\mu_t \approx \rho u_t l_t \quad (\text{III-20})$$

Où  $u_t$  est la vitesse caractéristique de la turbulence et  $l_t$  sa longueur caractéristique. Selon les modèles, la viscosité peut être déterminée par Zéro, une ou deux équations.

#### III-7-1- Modèle à zéro équation

Appelés aussi modèles algébriques, ils n'introduisent aucune nouvelle équation, ils ont été proposés en notant que la viscosité turbulente a la dimension  $[m^2/s]$  et qu'elle peut donc être écrite en fonction d'une échelle de vitesse ( $u$ ) et d'une échelle de longueur ( $l$ ) d'où :

$$\nu_t = u.l \text{ (Concordance des dimensions)}$$

La vitesse à son tour peut sous mettre sous la forme :

$$u \approx l \cdot \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$[m/s] = [m] \left[ \frac{m}{m.s} \right] \quad (\text{III-21})$$

D'où finalement :

$$u \approx l^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \quad (\text{III-22})$$

Prandtl a utilisé simplement une relation linéaire pour ( $l$ ) sous la forme :

$$l = k \cdot y \quad (\text{III-23})$$

Tel que : " $k$ " est une constante déterminée expérimentalement ( $k \approx 0.41$ ) et " $y$ " représente la distance normale à la paroi.

La précision de ce modèle est uniquement raisonnable pour des écoulements simples. Les modèles algébriques les plus récents sont ceux de *Bladwin-Lomax* et de *Cebeci-Smith*, dont

les résultats sont très acceptables surtout en aérodynamique (calcul des couches limites turbulentes autour de corps profilés).

### III-7-2- Modèles à une équation

Ce type de modèle impose la résolution d'une équation de transport pour un des paramètres de turbulence (usuellement l'énergie cinétique de la turbulence  $k$ ).

*Prandtl* a apporté une modification à son modèle à zéro équation en écrivant la viscosité turbulente comme suit :

$$\nu_t = C_\mu \cdot k^{\frac{1}{2}} \cdot l \quad (\text{III-24})$$

Tel que  $C_\mu$  est une constante du modèle.

L'introduction de ' $k$ ' dans la définition de la viscosité turbulente impose la résolution d'une équation supplémentaire (fermeture du problème). Le modèle à une équation le plus utilisé actuellement est celui de *Spalart-Allmaras* (1992) donnant de bons résultats dans le cas des écoulements attachés autour de corps profilés.

### III-7-3- Modèles à deux équations

Les modèles de turbulence à deux équations imposent la résolution de deux équations supplémentaires (usuellement l'énergie cinétique  $k$  et une seconde variable turbulente). Le modèle à deux équations le plus populaire est celui basé sur une équation pour ( $k$ ) et une autre pour la dissipation ( $\epsilon$ ) d'où l'appellation : modèle  $k$ - $\epsilon$ , il est défini par :

$$\nu_t = C_\mu \cdot f_\mu \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{III-25})$$

Tel que  $C_{\mu,j\mu}$  sont des constantes du modèle et qui diffèrent selon les auteurs et qu'on peut citer par exemple : *Jones et Launder, 1972 - Launder et Sharma, 1974- Yang et Shih, 1993.*

Les équations de transport pour 'k' et 'ε', après modélisation, peuvent s'exprimées on utilisant une notation indicielle dans les coordonnées cartésiennes comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + R_1 + R_2 \quad \text{(III -26)}$$

Avec :  $\phi \equiv k$  ou  $\varepsilon$

Pour l'équation de k

$$R_1 = \begin{cases} \Pi \\ C_1 \cdot \varepsilon \cdot \Pi \\ k \end{cases}$$

pour l'équation de ε

pour l'équation de k

$$R_2 = \begin{cases} -\rho\varepsilon \\ -C_2\rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{cases}$$

pour l'équation de ε

$$\Pi = \tau_{ij} \frac{\partial u_t}{\partial x_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu_t \cdot R \quad \text{(III -27)}$$

Où (R) peut s'écrire explicitement comme suit :

$$R = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad \text{(III -28)}$$

Avec les constantes formulées par *Launder et Splading* pour le modèle k-ε standard :

$$\begin{cases} C_\mu = 0.09 \\ C_1 = 1.44 \\ C_2 = 1.92 \\ \sigma_k = 1 \\ \sigma_\varepsilon = 1.3 \end{cases}$$

Dans cette étude, nous adoptons uniquement le modèle k-ε pour les .. IK .

## IV-1- Introduction

La simulation numérique en mécanique des fluides a pour objectif la détermination par les calculs des caractéristiques (vitesses, températures, pressions, flux de chaleur, dissipation etc...) 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.

## IV-2- 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-2-1- Méthode des éléments finis

Développée à l'origine pour le calcul des structures où elle se montre très puissante dans le traitement des géométries complexes. Elle a par la suite trouvée en la mécanique des fluides un domaine d'application privilégiée. Cette méthode est bien adaptée à une discrétisation à l'aide de maillages non structurés.

### IV-2-2- Méthode des différences finis

C'est le résultat des travaux de plusieurs mathématiciens du 18<sup>ème</sup> siècle (Euler, Taylor, Leibniz..). La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées partielles aux points du maillage par des approximations selon le développement de Taylor.

### IV-2-3- Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à intégrer sur des volumes élémentaires les équations écrites sous forme intégrale. C'est une méthode particulièrement bien adaptée à la discrétisation spatiale des lois de conservation, contrairement aux éléments finis, et est ainsi très utilisée en mécanique des fluides.

Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires ou «volumes de contrôle» sont des rectangles en 2D ou des parallélépipèdes en 3D. Cependant, la méthode des volumes finis permet d'utiliser des volumes de forme quelconque et donc de traiter des géométries complexes, contrairement aux différences finies.

De nombreux codes de simulation numérique en mécanique des fluides reposent sur cette méthode, on cite par exemple Fluent, tard, CFX, Fine Turbo, ....etc.

### IV-3- Maillage

Un des concepts les plus importants en mécanique des fluides numérique (CFD) consiste à deviser le domaine d'écoulement en de petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution (pré-processing). Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

#### IV-3-1- Classification

Le maillage peut être classifié suivant plusieurs caractéristiques :

- Forme
- Orthogonalité
- Structure
- Blocs
- Mouvement des mailles

La forme des cellules est usuellement triangulaire ou quadrilatérale en 2D :

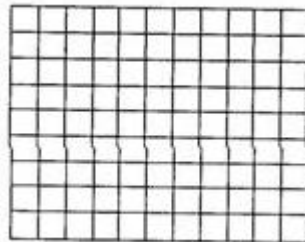


**Figure IV-1: Mailles triangulaire et quadrilatérale**

En 3D, les cellules sont tétraédrique (4 côtés) ou hexaédrique (6 côtés).

L'orthogonalité du maillage est déterminée par l'angle entre deux lignes en intersection.

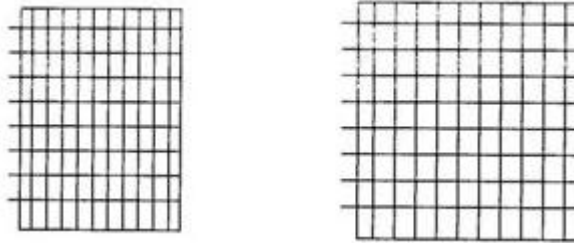
Si cet angle est égal à  $90^\circ$  on dit que le maillage est orthogonal si non, on parle d'un maillage non orthogonal.



**Figure IV -2: Maillage orthogonal**

Le maillage peut être de type structuré ou in structuré, dans le premier cas on peut indexer les mailles par un tableau en 2D. Par ailleurs, tous les maillages basés sur des cellules triangulaires sont in structurés.

Un maillage multi bloc est le produit de plusieurs maillages structurés connectés entre eux.



**Figure IV-3: Maillage multi blocs**

#### **IV-3-2- Génération du maillage**

Il existe plusieurs méthodes de génération du maillage, les plus utilisées sont les méthodes algébriques et celles elliptiques. Suivant ces méthodes plusieurs algorithmes sont présentés le plus souvent sous forme de codes CFD, on peut citer à titre d'exemple : CFX-Mesh, CFX-Turbogrid (spécialisé en génération des maillages pour les applications de turbomachines), Gambit de Fluent Inc, GridGen,...etc.

L'utilisation de ces codes, a rendu la phase de génération de maillage plus facile surtout lorsqu'il s'agit de géométries complexes telles que celles rencontrées dans les applications de turbomachines. Dans notre étude, les maillages utilisés sont générés par le code Gambit de la firme Fluent Inc. C'est un meilleur généraliste, disposant d'outils de conception géométrique puissants et capable de donner de bons résultats même pour des configurations très complexes.

#### **IV-4- Solveur**

C'est le code de calcul utilisé pour résoudre un problème en mécanique des fluides. Son algorithme est basé sur l'une des formulations citées précédemment (volumes finis, éléments finis ou différences finis). Le progrès spectaculaire des calculateurs actuels a permis l'émergence de plusieurs codes de calcul développés par des firmes internationales ou par des laboratoires de recherches mondialement reconnus. On peut citer à titre d'exemple les codes suivants : CFX et Ansys d'Ansys.Inc, Fluent de FLUENT.Inc, Turbo Fine de Numeca, TEAM de l'UMIST, STREAM de Streamline Numerics Inc, CANARI de l'ONERA ...etc.

Dans notre étude, le code adopté et utilisé est Fluent 6.22 de Fluent. Inc, qui est un code CFD de choix pour les écoulements en géométrie complexes, de l'incompressible au compressible, du

subsonique, transsonique jusqu'à l'hyper sonique. Fluent permet de prédire avec une bonne précision les écoulements laminaires et turbulents, différents modes de transfert de la chaleur, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques et beaucoup d'autres phénomènes.

#### IV-4-1- Survol des capacités de Fluent

##### Modélisation

Parmi les capacités de modélisation de Fluent on cite :

- 2D Plan, 2D axisymétrique, 3D
- Maillage structuré et in structuré
- Ecoulements permanents ou in stationnaires
- Tous les régimes de vitesses (subsonique, transsonique, supersonique et hypersonique)
- Non visqueux, laminaire ou turbulent
- Fluide Newtonien ou non Newtonien
- Formulation RANS : K- $\epsilon$ , K-W, RSM
- Formulation LES
- Convection naturelle, forcée et mixte
- Transfert de chaleur conjugué (Fluide - Solide)
- Combustion (réaction des espèces chimiques)
- Ecoulements multiphasiques
- Milieux poreux
- Changement de phase (solidification/fusion)

##### Maillage

- Quadrilatérale, triangulaire, hexaédrique, tétraédrique, prisme, pyramide, et mixage de différents éléments.
- Interface non conforme (interface fluide/solide)
- Adaptation du maillage (raffinage)
- Utilitaires pour maillage hybride

##### Méthodes numériques

Double et simple précision

Formulation volumes finis basés sur maillage in structuré

Trois solveurs : couplés explicite, non couplé implicite et non couplé explicite

Algorithmes Simple, Simplec et Piso

Plusieurs schémas de discrétisation : premier et second ordre Upwind, Quick

Loi de puissance,



**Conditions aux limites**

- Multiples entrées et sorties avec spécification de 2
- Vitesses ou débit masse à l'entrée
- Pression statique ou totale à l'entrée
- Température statique ou totale à l'entrée
- Propriétés turbulentes à l'entrée (intensité, énergie cinétique, dissipation,...)
- Pression statique à la sortie
- Conditions sur les parois (vitesse, aux de chaleur, température,.. )
- Symétrie, périodicité, interface

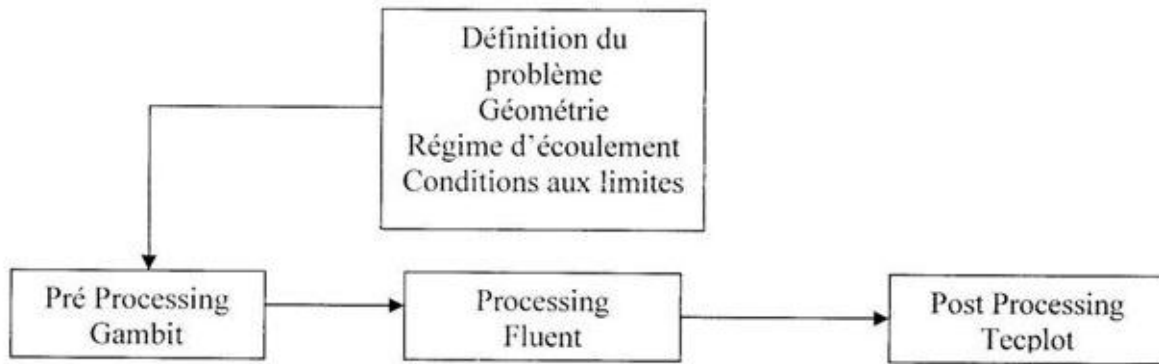
**Présentation des résultats (post-processing)**

- Report et affichage de résidus
- XY plot
- Représentation des contours, vecteurs,
- Exportation des résultats sous forme de fichiers Data.

De plus, Fluent dispose d'une base de données puissante regroupant toutes les données et propriétés thermo physiques de la plus part des fluides et matériaux.

**IV-4-2- Traitement des résultats**

Le traitement des résultats obtenus, est une phase très importante en simulation numérique, il consiste à tirer le maximum d'informations nécessaires et pertinentes des résultats obtenus par l'utilisation de différentes représentations graphiques (graphisme 2D 3D, Contours, vecteurs,...) et la création de surfaces iso variables et l'exportation des résultats sous différentes formes. Bien que Fluent dispose d'outils assez puissants en matière de représentation des résultats, il existe de nombreux codes développés par des firmes internationales, spécialisés dans le traitement graphique des résultats, on peut citer à titre d'exemples : Tecplot, Origin Pro,...etc. Cette phase de traitement des résultats est connue en CFD sous l'appellation de Post-processing. Pour récapituler, nous pouvons présentes la stratégie de simulation adoptée dans ce mémoire de la manière suivante :



**Figure IV-4: Stratégie de simulation**

#### IV-5- Problème étudié

Nous rappelons que le présent travail s'intéresse à l'étude numérique du refroidissement par film. Notre première motivation est la compréhension des mécanismes physiques de ce procédé de refroidissement, pour cela et dans le but de mieux cerner le phénomène d'interaction entre les gaz chauds et l'air de refroidissement. Nous avons choisi de considérer une géométrie relativement simple constituée par une plaque plane muni deux trou de refroidissement relie a deux chambre (plenum) de provision en air frais.

Le refroidissement par film appliqué à une plaque plane est un problème typique en CFD et il a fait l'objet d'intérêt certain chez beaucoup de laboratoires de recherches dont les résultats et observations obtenus ont the souvent appliqués aux cubes de turbines.

La géométrie est schématisée sur la figure suivant dont les dimensions sont exprimées en : inch].

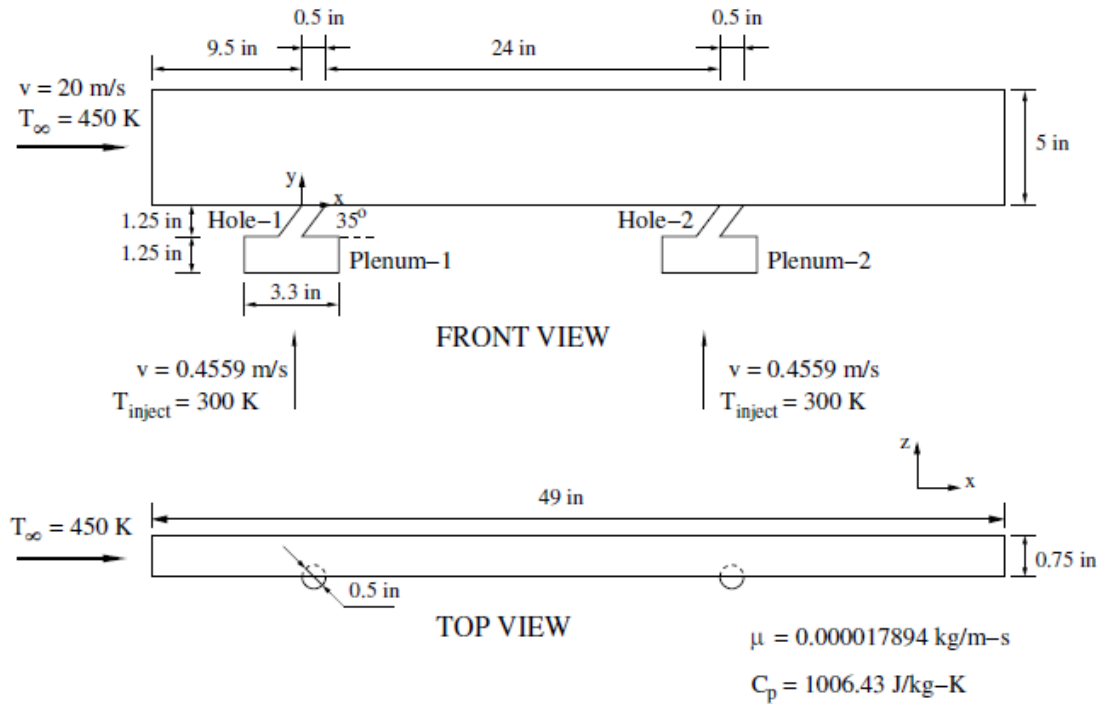


Figure IV-5: géométrie étudiée

IV-5-1- Cas test :

Afin de mieux comprendre l'effet de certains paramètres sur l'efficacité du refroidissement par film. Nous sommes intéressés aussi à l'influence de l'angle d'inclinaison des deux trous de refroidissement (angle simple) pour lequel on a testé la valeur  $\alpha = 35^\circ$ .

IV.5.2. Conditions aux limites :

Nous avons imposé comme conditions aux limites de type vitesse appliqué aux deux entrées des gaz chauds. Air de refroidissement.

- Pour l'air chaud écoulé avec une vitesse  $U = 20\text{ m/s}$ .
- Pour la vitesse (l'air de refroidissement s'écoule selon deux composantes suivant les axes OXY).

$$U_{inj} = 4.559\text{ m/s}$$

- l'air chaud a une température d'entrée = 450 [K].
- l'air de refroidissement a une température d'entrée = 300 [K].
- toutes les parois sont maintenues adiabatiques.

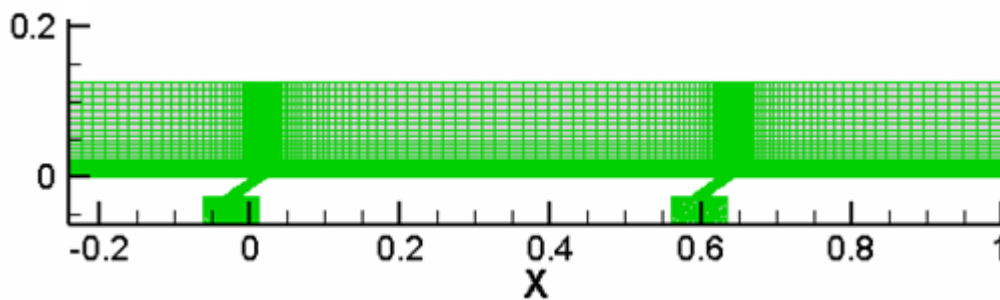
- Pour la turbulence, les conditions aux limites sont données scion le tableau suivant.

	Entrée air chauds	Entrée air refroidisseur
Intensité de la turbulence	1	1
Diamètre hydraulique	5	
Viscosité Ratio		10

**IV-5-3- Maillage du domaine de calcul :**

Afin d'assurer une indépendance de la solution vis-à-vis du maillage nous avons généré les grilles de calcul notées, dont les caractéristiques sont représentées.

Le maillage utilisé est bien raffiné près des parois. Des mailles, quadrilatères ou mixtes ont été utilisées. Pour notre cas, nous avons opté pour un maillage quadrilatères afin de mieux contrôler le maillage dans les zones critiques de l'écoulement (couches limites turbulence). Ou on placera un maillage condense de type couche limite (voir les figures suivant).



**Figure.2a : Grille de calcul  $\alpha = 35^\circ$**

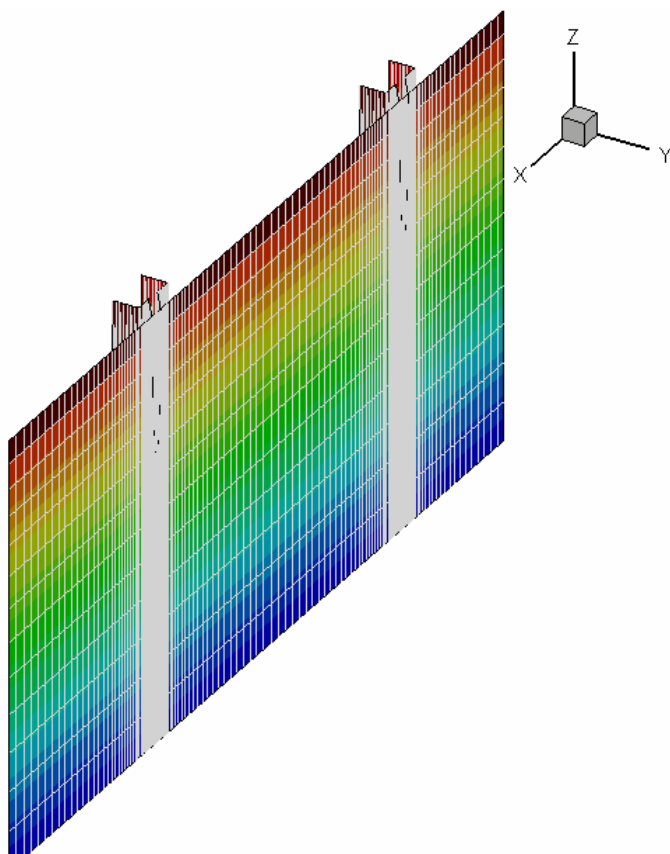


Figure.2b : Grille de calcul  $\alpha = 35^\circ$

### V-1- Simulation par Fluent

La simulation en turbomachine est réalisée aussi grâce à des logiciels tels que **FLUENT**, avec lesquels on obtient des résultats bidimensionnelles de toutes les variables mises en jeu (vitesse, pression, les lignes isothermes,...etc.). A partir de ces données, les caractéristiques des phénomènes étudiés peuvent être calculées : les performances de refroidissement.

Ce qu'il convient de souligner, c'est que la science des turbomachines est avant tout et par essence, une science expérimentale. On ne niera pas l'utilité de la théorie, car elle permet d'élaborer des modèles mathématiques simulant la réalité, ce qui est toujours une économie de temps, d'argent et d'énergie, et apporte une sécurité, accrue. Mais un modèle et sa simulation doivent toujours faire appel à l'expérience pour trouver une confirmation par les faits, validant un champ forcément limité d'applications.

On vérifie ici, l'ensemble des paramètres générés par le maillage (le nombre de mailles de fluide, le nombre de mailles générées .....etc.) enfin on arrive à l'étape, renseigner l'ensemble des caractéristiques physiques du fluide, ainsi que des parois.

Après vérification du modèle et des conditions aux limites, on lance enfin le calcul, et après de chargement du fichier de résultat sous forme DAT. On utilise un graphisme (Tecplot).

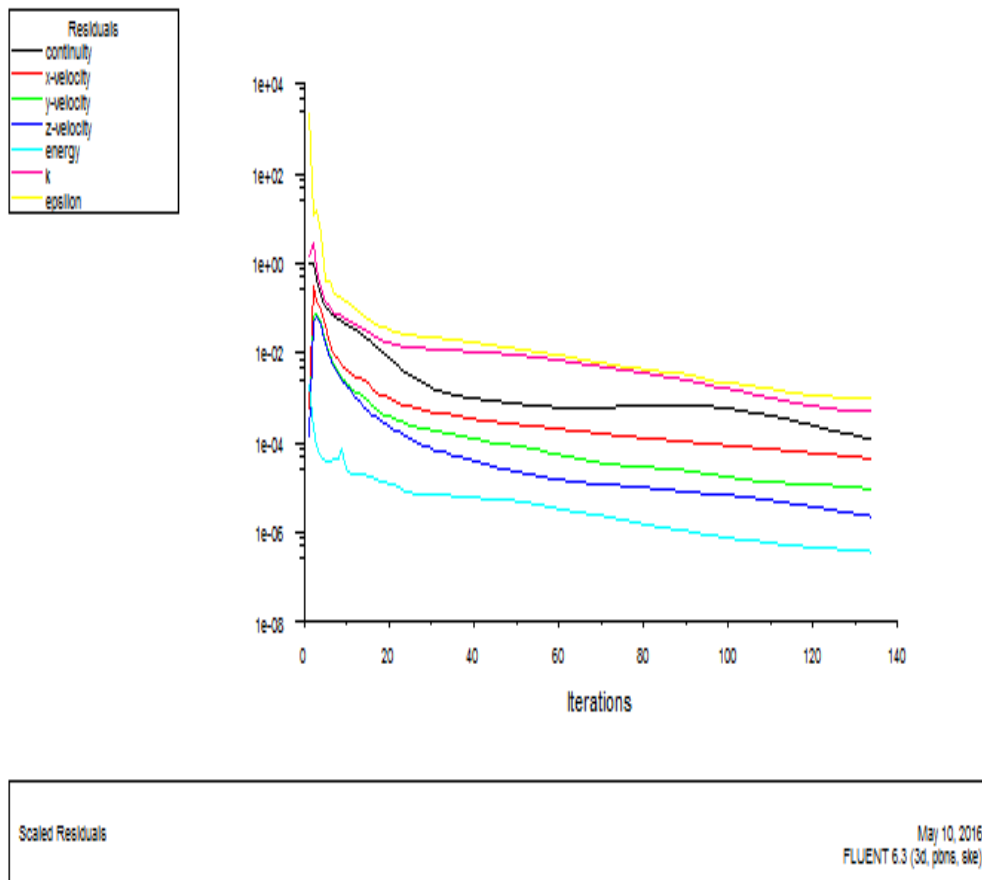
Cette présentation des étapes de résolution n'est bien sûr pas complète, mais elle présente les grandes axes pour la résolution des problèmes des simulations pur par le fluent. Nous avons donc obtenu les résultats suivants.

### V-2- Convergences des résultats

Pour s'assurer de la convergence on ne fixe pas de critère de convergence dans le panel "Residual Monitors". On pourra donc arrêter la simulation lorsqu'on estimera que la convergence est atteinte. Les critères que nous utilisons sont :

- Tous les résidus (continuité, vitesse axial, vitesse radial, énergie, k epsilon) sont inférieurs à  $10^{-06}$ .
- Les résidus ont atteint une valeur constante qui n'évolue plus avec l'augmentation du nombre d'itération.

Les graphes des résidus pour ce calcul sont présentés par la figure (V-1). Comme nous le constatons la convergence est atteinte après environ 130 itérations par rapport figure (V -1).



**Figure V-1: convergence des résultats par le solveur (plaque)**

**V-3- Interprétation des résultats**

Les **Figures (V-2a-b, V-3a-b)** montrent clairement le contour de la température et pression lors de refroidissement sur la géométrie en question, ou on remarque bien dans cette phase le jet pénètre dans l'écoulement principal en se décollant de la surface de la plaque, donnant l'occasion aux gaz chaud de passer sous ce dernier en minimisant ainsi l'effet de refroidissement (illustration sur le phénomène de la turbulence).

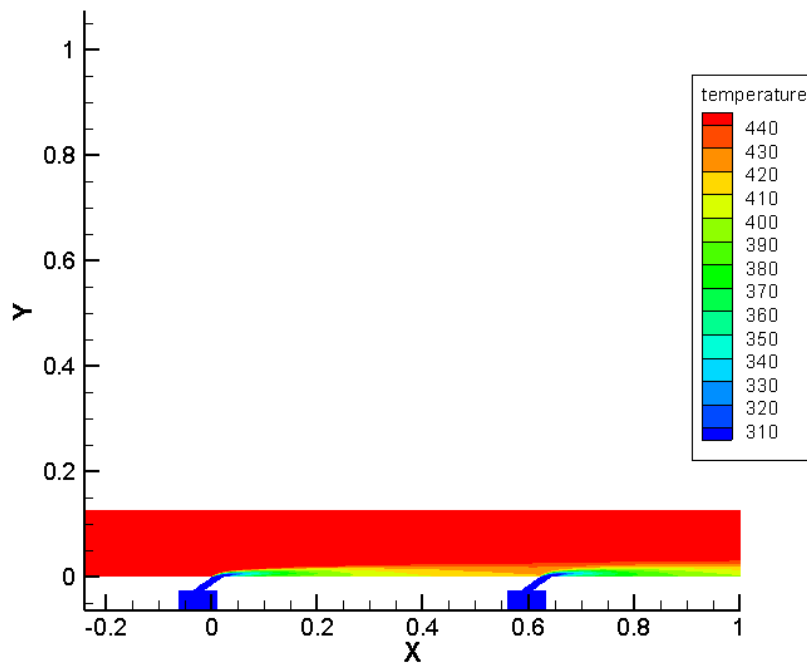


Figure V-2a: Contours de la température lors de refroidissement.

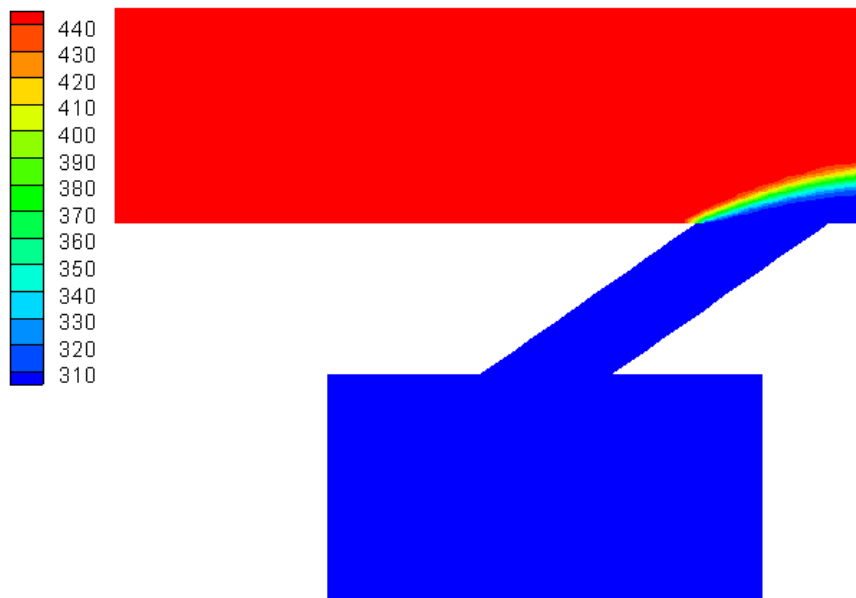


Figure V-2b: Contours de température statique au premier trou



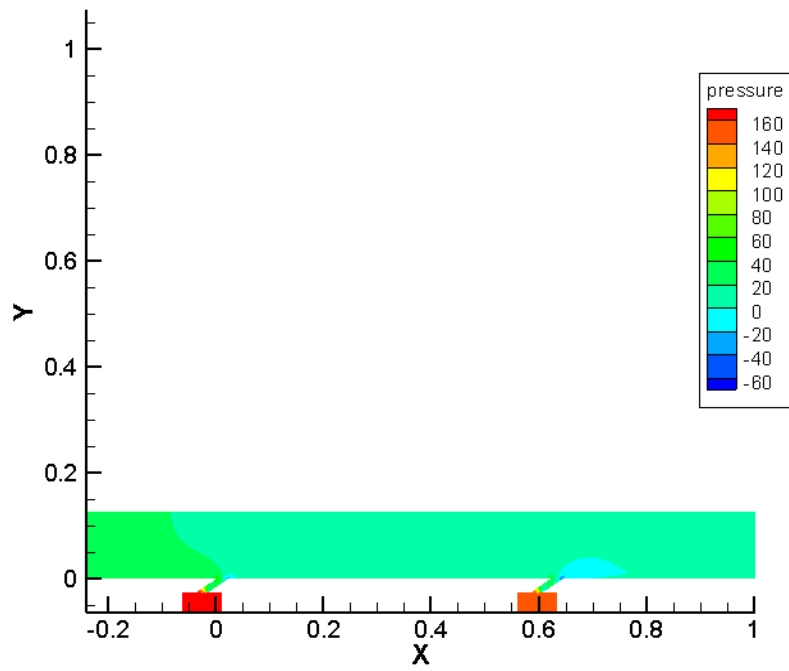


Figure V-3a: Contours de pression statique

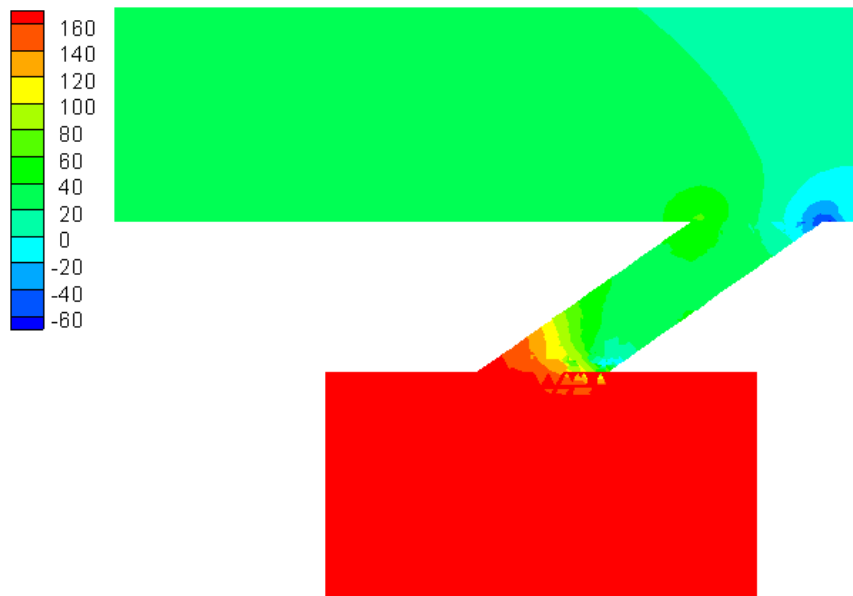


Figure V-3b: Contours de pression statique au premier trou

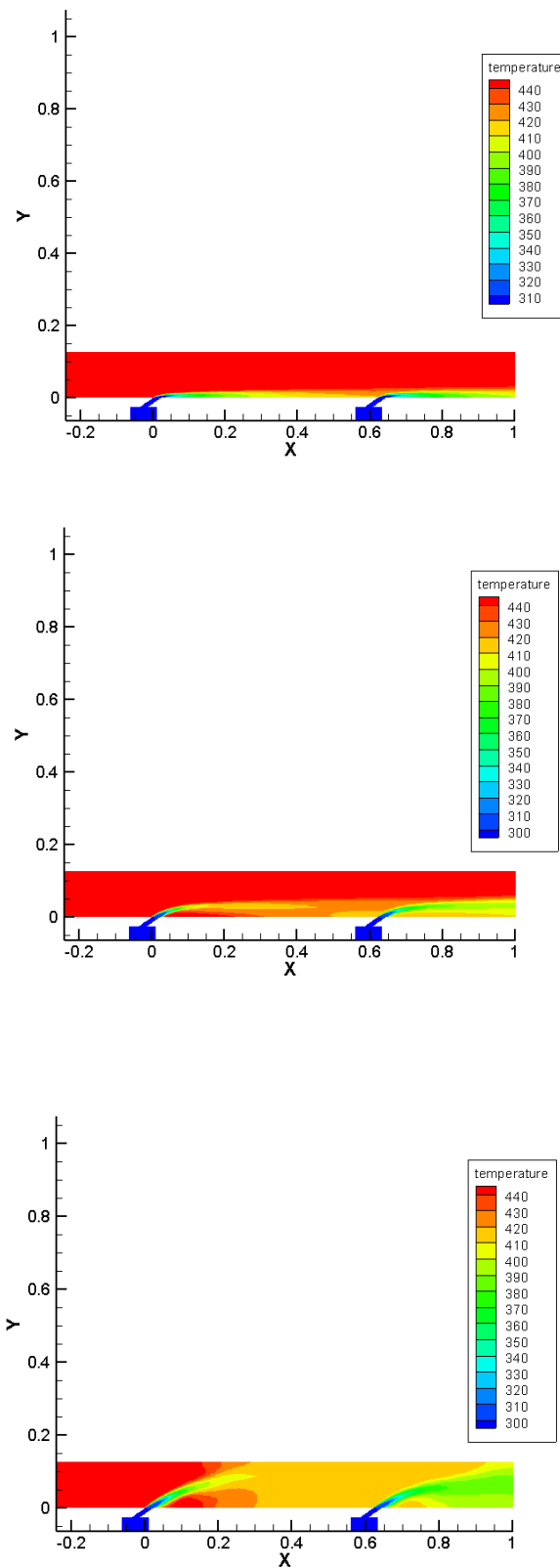
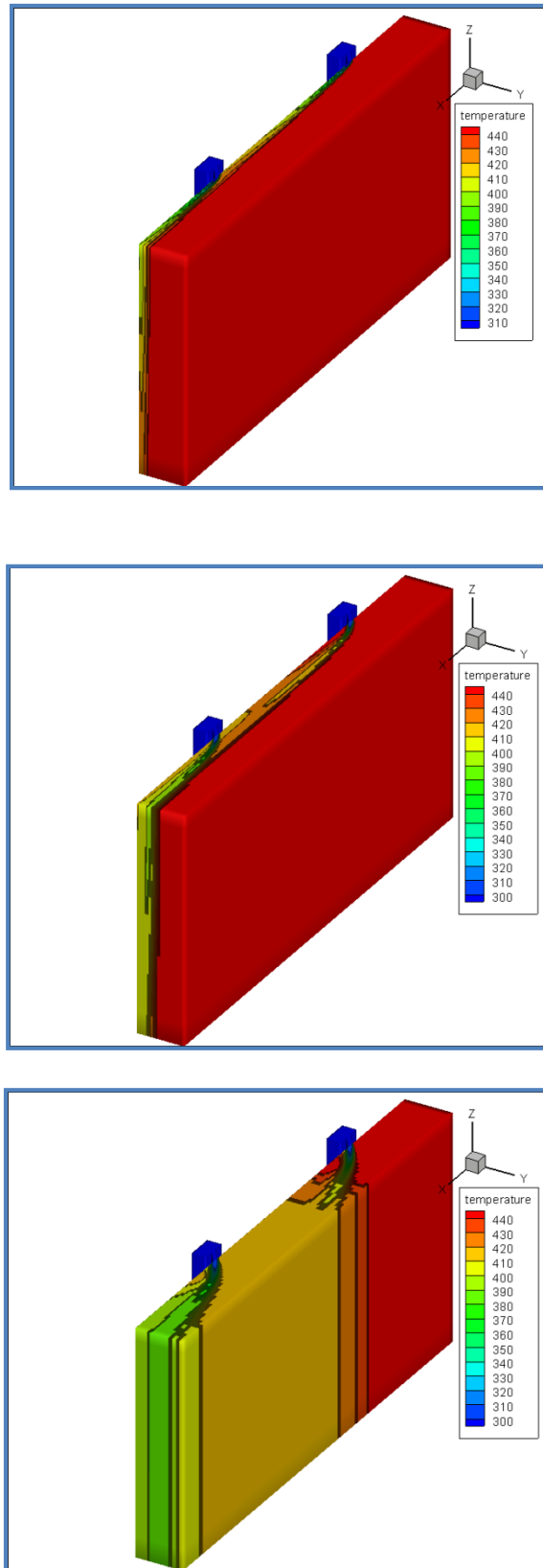


Figure V-4 a : Contours de la température lors de refroidissement pour différente valeur de vitesse d'injection  $v = (0, 1.8236, 7.2944 \text{ m/s})$



**Figure V-4 b : Contours de la température lors de refroidissement pour différente valeur de vitesse d'injection  $v = (0.4559, 1.8236, 7.2944 \text{ m/s})$**

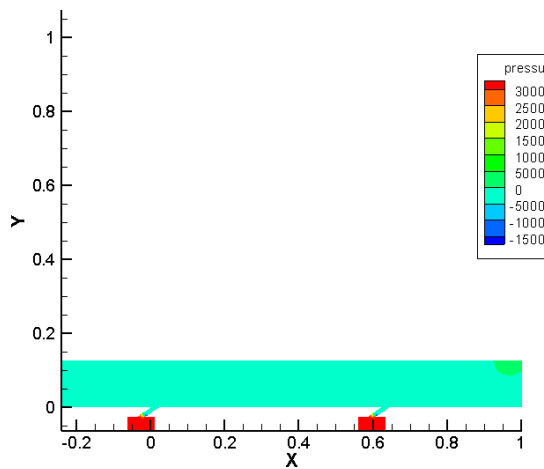
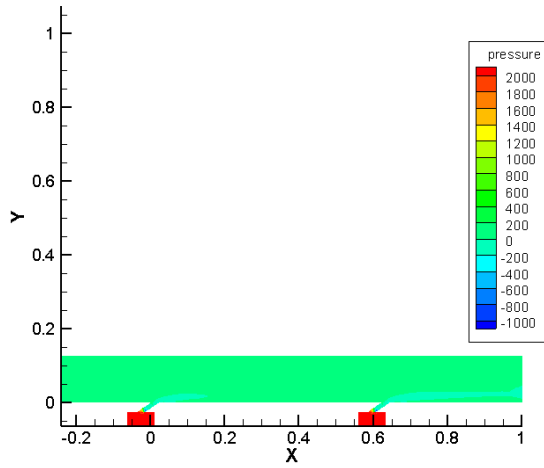
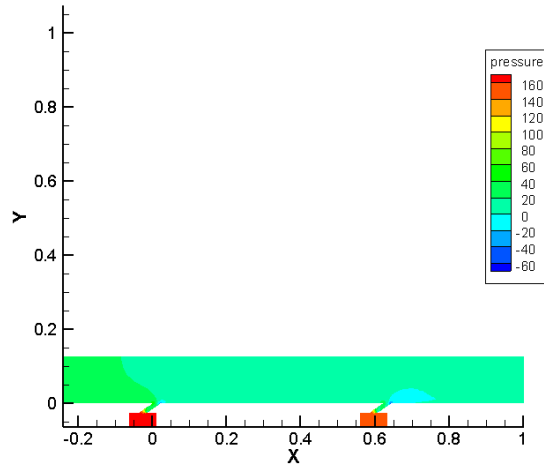


Figure V-5: Illustration des champs de pression  $v = (0.4559, 1.8236, 7.2944 \text{ m/s})$

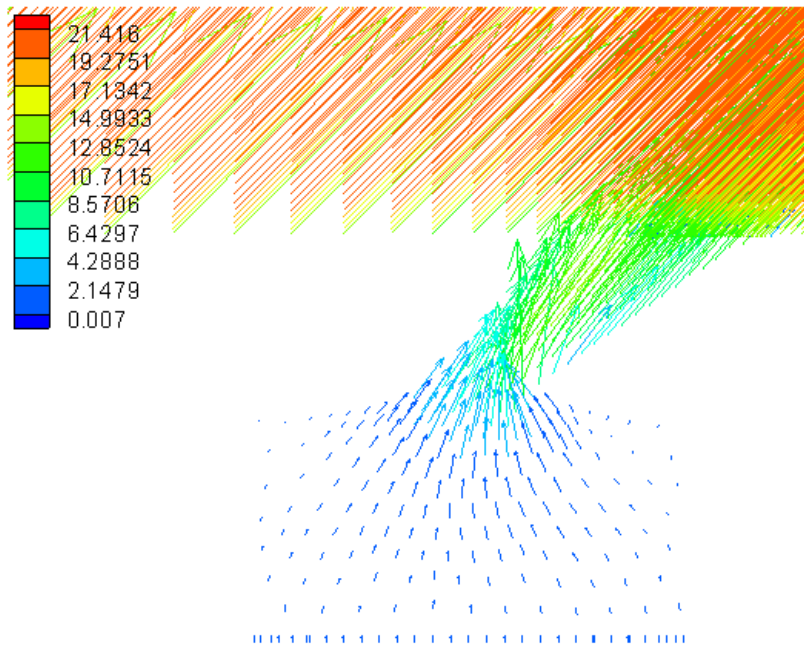
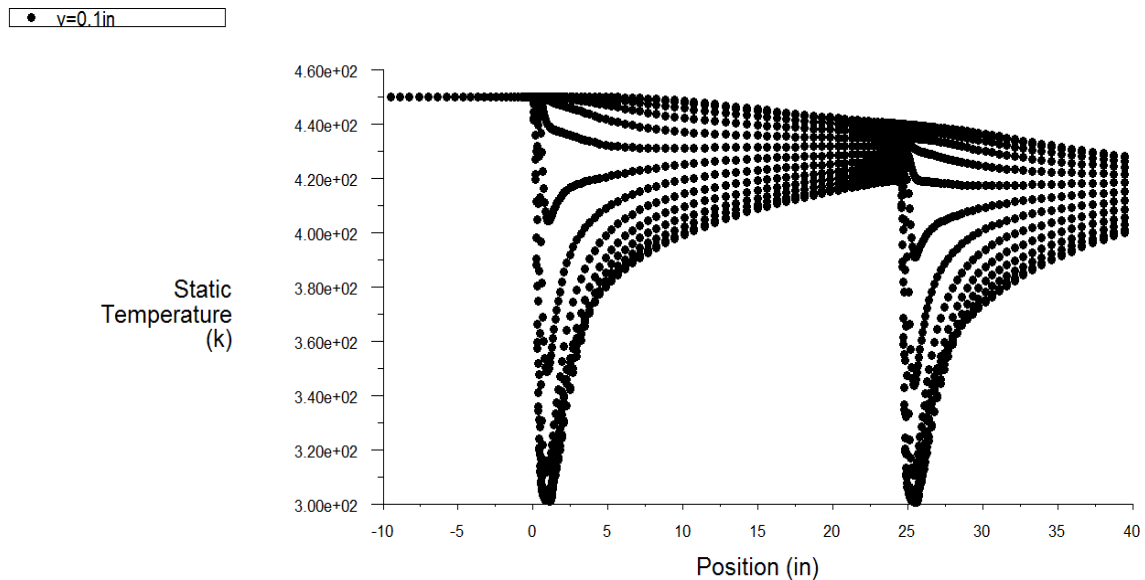


Figure V-6: Vecteurs de vitesse



Static Temperature

May 10, 2016  
FLUENT 6.3 (3d, pbns, ske)

Figure V-7: Température statique a  $y=0.1$  in

Le rapport d'injection est un facteur très influant sur les différentes grandeurs dynamiques et thermiques caractéristiques de l'écoulement résultant. Nous montrons que suite à leur injection à partir des buses d'injection, les jets interagissent entre eux ainsi qu'avec l'écoulement transverse environnant. Cette interaction engendre le développement de structures tourbillonnaires à travers le champ de l'écoulement résultant. D'après les figures 5-4a et 5-4b nous voyons donc que la vitesse d'injection affecte sensiblement toutes les grandeurs (température et pression) caractéristiques de l'écoulement résultant de l'interaction de deux jets dans un écoulement transverse et plus particulièrement la distribution de la température en son sein. Une réduction de ce rapport favorise le phénomène de rattachement à la paroi et donc un meilleur refroidissement dans la direction de l'écoulement principal. Par contre son augmentation permet une pénétration plus significative de l'effet de refroidissement dans le domaine de calcul (verticalement). Ceci est à prendre à compte selon que nous visons par notre application un refroidissement en longueur ou en profondeur. plus la vitesse des jets s'affirme, plus leur panache respectif s'éloignent de la paroi de la plaque d'injection et pénètrent plus au sein de l'écoulement environnant.

Les écoulements de type film de refroidissement sont généralement turbulents. Comme on peut l'observer sur la figure V-5, l'écoulement à l'intérieur d'un orifice d'injection est fortement tridimensionnel. L'accélération dans l'orifice n'est pas uniforme : à cause de l'inclinaison de la perforation, l'écoulement accélère en tournant. En pied d'orifice, une ligne de séparation entre deux régions à haute ou basse vitesse prend naissance. Le gradient de vitesse provoque un phénomène d'entraînement de la zone à basse vitesse par la zone à haute vitesse. Cet entraînement génère un écoulement transverse au sein même de l'orifice. La courbure de l'écoulement ainsi que le mécanisme d'entraînement créent un gradient de pression qui est négatif vers le centre de la courbure. Mu par ce gradient de pression, de l'air passe de la région à haute vitesse vers celle à basse vitesse le long de la paroi de la perforation. Ces échanges entre régions à haute et basse vitesse provoquent la formation des deux tourbillons contrarotatifs.

Dans la figure V-6, le motif d'écoulement dans le voisinage du trou de liquide de refroidissement indique le niveau de pénétration du jet de fluide de refroidissement dans le flux principal. A noter que le champ de vitesse varie doucement à travers l'interface non conforme.

La figure V-7 illustre la variation de la température pour une valeur donnée  $y=0.1$  inch, on peut voir comment la température du fluide change que l'air frais des trous d'injection se mélange

avec le flux primaire. La température est plus fraîche juste en aval des trous. Nous pouvons également faire un tracé similaire sur la paroi inférieure pour examiner la température de surface de la paroi.

Comme recommandation, Le diamètre des perforations ( $d$ ) est un paramètre de première importance. Afin de répartir au mieux le fluide sur la plaque à refroidir, on cherche à percer un très grand nombre de trous de petit diamètre. La taille des perforations est cependant limitée par la tendance des pores à s'obstruer. Ce paramètre influence également le mélange : les jets de refroidissement présentent des structures dont la taille est liée au diamètre  $d$  (Gajan et al [14]). Fric et Roshko [13] ont mis en évidence quatre types de tourbillons: un tourbillon en fer à cheval en pied de jet, des structures tourbillonnaires dans la couche cisailée, une paire de tourbillons contrarotatifs plus en aval et enfin des tourbillons de sillage. Les échelles intégrales de la turbulence et les longueurs de mélange sont réduites en proximité d'une paroi multipercée, et semblent liées au diamètre d'injection (Rouvreau [15]).

### Conclusion générale

L'objectif de notre travail était l'étude analytique et la simulation du refroidissement des aubes d'une turbine à gaz.

Dans ce mémoire nous avons cité plusieurs techniques de refroidissement des aubes de la turbine à gaz. Parmi ces procédés, nous avons choisi la méthode du refroidissement par film, avec application sur une aube à partir de deux trous d'injection de forme circulaire.

L'utilisation d'un modèle turbulence k- $\epsilon$  standard s'est avéré un choix limité du fait que ce modèle semble incapable de prédire correctement ce genre d'écoulement (jet in cross flow), l'efficacité adiabatique du refroidissement est surestimée par ce modèle.

A travers cette étude, nous avons essayé de comprendre l'aspect thermique du refroidissement par film (efficacité du refroidissement, distribution de température), sans trop se préoccuper de l'aspect dynamique de l'écoulement où beaucoup de phénomènes interviennent (structure cohérentes, zones de recirculation...) et qui restent d'une importance capitale pour la bonne compréhension et maîtrise du refroidissement par film. Les cas testés sont ainsi relativement simples et beaucoup de paramètres n'ont pas été pris en compte.

Dans le cadre de ce mémoire, il nous a été donné l'occasion d'approfondir nos connaissances dans le domaine de turbine à gaz et d'acquérir quelques nouvelles notions fondamentales sur la turbulence et d'utilisation des logiciels de simulation (Gambit et Solveur Fluent). D'autre part, ce sujet nous a permis l'accès à des codes de simulation de renommée mondiale et d'un aspect commercial pour éviter les expériences coûteuses.



## Références Bibliographique

---

- [1] A. Blocs ; EPFL Turbomachines thermiques. Lausanne 1990.
- [2] Alois SENGISSSEN, Simulation aux grandes échelles des instabilités de combustion : vers le couplage fluide / structure, mémoire docteur de l'institut national polytechnique de TOULOUSE.
- [3] Yves LORANCHET. Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie.
- [4] B. Lakshminarayana; Jhon Wiley and sons. Fluid dynamics heat transfer of turbomachinery 1995.
- [5] J. Larsson, Numerical simulation of turbulent flows for turbine blade heat transfer applications. PhD Thesis; Chalmers University of technology Sweden 1998.
- [6] J-C. Han, S. Akkad, Taylor and Francis 2000. Gas turbine heat transfer and cooling technology 2000.
- [7] A. Azzi, Investigation numérique du refroidissement par film appliqué aux aubes de turbines à gaz, Thèse de doctorat Oran 2001.
- [8] Meherwan P. Boyce. Gas turbine engineering handbook.
- [9] P. Marty. Le refroidissement par Jets Fluides : Bilan des recherches et applications récentes.
- [10] THIBAUT, Etude du refroidissement par impact de jets à travers une paroi mince et avec un écoulement cisailant amont : application aux aubes de turbine. Daniel, thèse de docteur de l'école nationale supérieure de mécanique et d'aérotechnique de Poitiers.
- [11] Hafid Mohamed .Simulation numérique d'un jet plan turbulent par fluent., mémoire d'ingénieur université larbi ben m'hidi, oum el bouaghi 2008.
- [12] Fluent Inc., Fluent 6.2 User 's Guide , 2005.
- [13] FRIC T.F. and ROSHKO A.: "Vortical structure in the wake of a transverse jet", Journal of Fluid Mechanic 1994, vol. 279, 1-47.
- [14] GAJAN P.BARRICAU Ph.-STRZELECKI A.: "Isothermal jets in cross flow: Unsteady characteristics of the flow", Programme européen MOLECULES; rapport n°: WP3 – ONERA – 25M, 2003.
- [15] ROUVREAU S.: "Étude expérimentale d la structure moyenne et instantanée d'un film produit par une zone multi perforée sur une paroi plane. Application au refroidissement des chambres de combustion des moteurs aéronautiques", Thèse de l'Université de Poitiers 2001.

## Résumé

---

### Résumé

Cette mémoire constituée d'une étude analytique et simulation de refroidissement de l'aube d'une turbine à gaz. Nous avons utilisé le logiciel de **FLUENT** pour simuler les effets aérodynamique et l'influence thermique sur l'aube. On s'intéresse dans ce travail en premier lieu à l'étude théorique du procédé de refroidissement par film froid appliqué à une plaque plane pour aborder ensuite la simulation numérique par **FLUENT** par l'utilisation du modèle de turbulence k- $\epsilon$  standard a été utilisé pour modéliser l'écoulement turbulent, où l'on s'intéresse beaucoup plus à l'aspect thermique de ce type d'écoulement en essayant d'explorer l'effet de la température sur l'aube.

**Mot clés** : Refroidissement par film, Méthode des volumes finis, Modélisation de la turbulence.

### Abstract

This thesis consists of an analytical study and simulation of film cooling of turbine blades in gas turbines. We used the FLUENT CFD code to simulate the aerodynamic effects and the thermal influence on the blade. We are interested in this work primarily to the theoretical study of film cooling process applied to a cold flat plate and then looking at the numerical simulation by **FLUENT** for the turbulence model k- $\epsilon$  standard. Was used to model the turbulent flow, where the focus is much more to the thermal aspect of this type of flow in an attempt to explore the effect of temperature of the blade.

**Key words**: cooling by film, the finite volume method, modeling of turbulence.