



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد  
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمن الصناعي  
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

**Département** Maintenance en Electromécanique

## MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

**Filière** : Electromécanique

**Spécialité** : Electromécanique Industrielle

### Thème

Investigation numérique en turbine à gaz pour améliorer l'efficacité de refroidissement par film

Présenté et soutenu publiquement par :

Drid Islem

et

Boutoubat Salah Eddine

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
ACHACHE Habib	MCA	IMSI	Président
ADJELOUA Abdelaziz	MAA	IMSI	Encadreur
KEBIR Farouk	-	USTO	Co-encadreur
ABDI Ghezail	MCB	IMSI	Examinatrice

Année 2019/2020

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## Abstract

Film cooling is one of the most widely used processes to protect gas turbine blades from the very high temperatures of hot gases coming from the combustion chamber. This technique consists of bleed off relatively cool air from the compressor, we use the small holes to send the cold air through the tube and he will boarding on the wall blade according the low interaction and low blowing ratio  $M$ , between the secondary flow and hot flow. The jet of cold air interacts directly with the main flow of hot gases. The aim is to form a thin layer (film) between the solid wall (plate) to be cooled and the gases at very high temperature.

Our work represents a numerical study of film cooling on a grooved plate. The objective of this work is to study the influence of the blowing ratio and hole shape and the ratio of tube length on the cooling effectiveness. Note that this work is inspired by a study it was done and published by the researcher: F. Kebir et al (2018), we used same numerical data on the simulation of a grooved plate cooled by a film for different blowing ratio. That's why the Shear Stress Transport (SST) turbulence model, which is used in all CFD codes, was used. First the blowing ratio (0.5, 1.0, 1.5) was varied for the inclination angle ( $35^\circ$ ). While comparing the center line and average lateral cooling effectiveness obtained by the ANSYS CFX 14 code. Used during the realization of this work. The results of the numerical simulation are compared to those of the experimental done by Sinha [1].

The results showed the influence of tube length and blowing ratio on the film cooling effectiveness and it depict that the cooling effectiveness is so much better by injecting the cold fluid at a shorter length and at a lower blowing ratio.

**Keywords:** grooved plate, film cooling, inclination angle, tube length, blowing ratio.

## Résumé

Le refroidissement par film est l'un des procédés les plus utilisés pour protéger les aubes des turbines à gaz contre les très hautes températures THT des gaz chauds venant de la chambre de combustion. Cette technique consistant à purger de l'air relativement frais du compresseur, à canaliser l'air de refroidissement vers les aubes de turbine et à évacuer l'air à travers de petits trous dans les parois des aubes. Le jet d'air froid entre en interaction directe avec l'écoulement principal des gaz chauds. Le but à réaliser est de former une couche d'air froid (film) entre la paroi solide (Plaque) à refroidir et les gaz à très haute température.

Notre travail représente une étude numérique du refroidissement par film sur une plaque ondulée. Le but de ce travail est d'étudier l'influence du taux d'injection et la forme du trou ainsi que le rapport L/D du tube du fluide secondaire sur l'efficacité du refroidissement. Notons que ce travail est inspiré d'une recherche qui a été faite et publié par le chercheur : F. Kebir et al (2018), on a appliquée les mêmes données numériques sur la simulation d'une plaque ondulée refroidie par un film pour des différents taux d'injection. Pour cela on a utilisé le modèle de turbulence SST (Shear Stress Transport), qui est employé dans tous les codes CFD. Tout d'abord on a fait varier le taux d'injection M (0.5 ,1.0 ,1.5) pour l'angle d'inclinaison (35°). Tout en comparant l'efficacité de la ligne centrale et latérale moyenne de refroidissement obtenue par le code ANSYS CFX 14. Utilisé lors de la réalisation de ce travail. Les résultats de la simulation numérique sont comparés à ceux de l'expérimentale disponibles Sinha [1].

Les résultats élabora l'influence de la longueur du tube le rapport L/D et du taux d'injection sur l'efficacité du refroidissement par film et on peut conclue que l'efficacité du refroidissement est plus meilleure lorsque en injectant le fluide froid à une longueur plus au moins petit et avec un faible taux d'injection.

**Mots-clés :** plaque ondulée, refroidissement par film, l'angle d'inclinaison, longueur du tube, taux d'injection.

## Remerciements

*Louange à Allah, le tout puissant, le clément et miséricordieux qui nous a offert l'aide, la patience et le courage pour avoir pu accomplir ce travail.*

*On tient à remercier Dr. ADJELOUA Abdelaziz, ce travail a été dirigé par lui, une grande reconnaissance pour son encouragement, et ses précieux conseils durant la période de réalisation de travail.*

*Nos remerciements sont adressés très sincèrement à notre Co- encadreur Dr. KEBIR Farouk, qui n'a ménagé aucun effort tant pour ses conseils, son encadrement, sa rigueur dans la qualité du travail effectué, que pour son sens d'écoute et sa disponibilité.*

*Nos remerciements anticipés sont adressés aux honorables membres de jury pour avoir bien voulu accepter d'enrichir et d'évaluer ce travail.*

*Nous tenons à remercier tous ceux qui nous ont aidés à mener correctement ce travail. Nous exprimons nos sincères reconnaissances à M. M. BOUHAFS pour ses orientations et son aide.*

*Finalement, nous réservons une place singulière à toutes les personnes qui ont contribué, d'une façon directe ou indirecte à l'achèvement de ce travail et tous ceux et celles qui nous ont aidés et soutenus durant tout nos parcours trouveront ici l'expression de nos remerciements les plus sincères.*

## ***Dédicace***

*J'ai le grand plaisir de dédier ce travail à toutes les personnes qui ont marqué ma vie :*

*A mes parents :*

*Deux personnes qui m'ont tous données sans compter pour le soutien et les encouragements inconditionnels sans oublier les sacrifices moraux qu'ils ont consacrés. J'espère que j'ai été à la hauteur de leurs espérances.*

*A ma sœur et mon frère :*

*En témoignage des liens solides et intimes qui nous unissent tout en vous souhaitant un avenir plein de succès et de bonheur.*

*A tous les enseignants :*

*Qui n'ont jamais été avares ni par leurs temps, ni leurs connaissances pour satisfaire nos interrogations veuillez trouver dans ce travail, l'expression de ma profonde reconnaissance et ma grande estime.*

*A mes amis :*

*Tous mes amis et collègues et particulièrement les plus intimes en témoignage des moments inoubliables, des sentiments purs, et des liens solides qui nous unissent.*

***Veuillez accepter nos meilleurs vœux de réussite et de prospérité.***

*ISLEM*

## *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail qui présente le fruit de mes ans d'études à mes chers parents qui ont été toujours avec moi pendant les moments les plus durs, le cœur est plein mais la parole est vide pour traduire ce mélange de respect, d'estime, et d'adoration, mais ça me suffit de vous dire : je vous aime,*

*A mes grands-pères et mes grandes mères, votre tendresse était une inspiration quand je voulais avancer dans la vie,*

*A tous mes frères et mes vrais amis, je vous remercie de m'avoir soutenu,*

*A la personne qui était capable d'ouvrir mes yeux vers le sens réel de la vie, de là où je suis maintenant, j'aurai toujours une pensée à toi.*

*Veillez accepter nos meilleurs vœux de réussite et de prospérité.*

*SALAH*

# Table des matières

Introduction générale	1
-----------------------	---

## **Chapitre I Généralité des turbines à gaz**

<b>I-1</b>	Définition des turbomachines	3
<b>I-2</b>	Classification des turbomachines	3
<b>I-2-1</b>	Sens de l'échange d'énergie	3
<b>I-2-2</b>	Direction principale du tube de courant	3
<b>I-3</b>	Constitution des turbomachines	6
<b>I-4</b>	Les turbines à gaz	7
<b>I-4-1</b>	L'historique de la turbine à gaz	7
<b>I-4-2</b>	Définition	8
<b>I-4-3</b>	Fonctionnement des turbines à gaz	9
<b>I-4-3-1</b>	Section de compression	9
<b>I-4-3-2</b>	Section de combustion	9
<b>I-4-3-3</b>	Section turbine (détente)	10
<b>I-4-4</b>	Types de turbines à gaz	11
<b>I-4-5</b>	Les applications des turbines à gaz	12

## **Chapitre II Etudes Bibliographiques**

<b>II-1</b>	Introduction	14
<b>II-2</b>	Historique de refroidissement	14
<b>II-3</b>	Techniques de refroidissement	15
<b>II-3-1</b>	Convection interne	16
<b>II-3-2</b>	Impact de jets	16
<b>II-3-3</b>	Refroidissement par transpiration	16
<b>II-3-4</b>	Refroidissement par film	16
<b>II-4</b>	Paramètres caractéristiques de refroidissement par film	18
<b>II-5</b>	Théorie du refroidissement par film	18
<b>II-6</b>	Amélioration de l'efficacité de refroidissement par film	19

<b>II-6-1</b>	Paramètres géométriques	19
<b>II-6-1-1</b>	Géométries de la sortie des trous	19
<b>II-6-1-2</b>	Nombre de rangées n	22
<b>II-6-1-3</b>	Angle d'inclinaison $\alpha$	22
<b>II-6-1-4</b>	Angle compose $\beta$	23
<b>II-6-1-5</b>	Les obstacles a la sortie des injections	24
<b>II-6-1-6</b>	Les imperfections	26
<b>II-6-1-7</b>	Rugosité de la surface	27
<b>II-6-2</b>	Paramètres aérodynamiques	28
<b>II-6-2-1</b>	Nombre de Reynolds	28
<b>II-6-2-2</b>	Intensité de turbulence $Tu$	28
<b>II-6-2-3</b>	Taux de soufflage M	30
<b>II-6-2-4</b>	Rapport de vitesse (VR)	31
<b>II-6-2-5</b>	Gradient de pression	31
<b>II-6-2-6</b>	Epaisseur de la couche limite	32
<b>II-6-2-7</b>	Rapport de densité (DR)	33
<b>II-6-2-8</b>	Rotation des aubes	34
<b>II-6-3</b>	Géométrie de l'aube	34
<b>II-6-4</b>	Trous simple en forme cœur	35
<b>II-6-5</b>	Actionnement aérodynamiques du plasma	36
<b>II-6-6</b>	Injections vers l'arrière	36
<b>II-6-7</b>	Injection mixte	38
<b>II-7</b>	Conclusion	38

### **Chapitre III Méthode numérique et Turbulence**

<b>III-1</b>	Introduction	39
<b>III-2</b>	Caractéristiques physiques de la turbulence	39
<b>III-2-1</b>	Théorie de la turbulence	39
<b>III-2-2</b>	Echelles de la turbulence et cascade de Kolmogorov	40
<b>III-2-3</b>	Nombre de Reynolds	41
<b>III-2-4</b>	Décomposition de Reynolds	42
<b>III-2-5</b>	Equations de Reynolds	42

<b>III-2-5-1</b>	Equation de continuité	42
<b>III-2-5-2</b>	Equation de quantité de mouvement	43
<b>III-2-5-3</b>	Equation de conservation de l'énergie	43
<b>III-3</b>	Modèles de turbulence	43
<b>III-3-1</b>	Modèle k- $\omega$ SST	44
<b>III-4</b>	Méthode numérique	44
<b>III-4-1</b>	Introduction	44
<b>III-4-2</b>	Conduction d'une simulation numérique	45
<b>III-4-3</b>	Description du code de calcul ANSYS CFX	45
<b>III-4-3-1</b>	Module ICEM-CFD	45
<b>III-4-3-2</b>	CFX-Pre	46
<b>III-4-3-3</b>	Module CFX-Solve	46
<b>III-4-3-4</b>	Module CFX-Post	46
<b>III-4-4</b>	Méthode numérique de discrétisation	46
<b>III-4-4-1</b>	Méthode des volumes finis	46
<b>III-4-4-1-1</b>	Génération de maillage	47
<b>III-4-4-1-2</b>	Choix de Type de maillage	47
<b>III-4-4-1-3</b>	Discrétisation des équations générales	48
<b>III-5</b>	Conclusion	49

## **Chapitre IV Simulation et résultats**

<b>IV-1</b>	Introduction	51
<b>IV-2</b>	Présentation de cas	51
<b>IV-2-1</b>	Le maillage	53
<b>IV-2-1-1</b>	Etude du maillage	53
<b>IV-2-2</b>	Présentation du problème	54
<b>IV-2-2-1</b>	Géométrie du domaine	55
<b>IV-2-2-2</b>	Génération du maillage	55
<b>IV-2-2-3</b>	Conditions aux limites	56
<b>IV-3</b>	Résultats	57
<b>IV-3-1</b>	Efficacité du refroidissement sur la ligne centrale	58
<b>IV-3-2</b>	L'influence du taux d'injection	60

<b>IV-3-3</b>	Contours de l'efficacité	61
<b>IV-3-4</b>	Contours de température	63
<b>IV-3-5</b>	Contours de vitesse	65
<b>IV-4</b>	Conclusion	66
	Conclusion générale	68
	Références bibliographiques	70

## Liste des figures

### Chapitre I

#### Généralité des turbines à gaz

<b>Figure I-1</b>	Machine axiale	4
<b>Figure I-2</b>	Machine radial	4
<b>Figure I-3</b>	Machine mixte	5
<b>Figure I-4</b>	Compresseur centrifuge et axiale	5
<b>Figure I-5</b>	Etage d'un compresseur	6
<b>Figure I-6</b>	Aube avale de régulation de débit (diffuseur)	7
<b>Figure I-7</b>	Schéma d'une turbine à gaz	9
<b>Figure I-8</b>	Les éléments principaux dans la section de combustion	10
<b>Figure I-9</b>	Les éléments principaux dans la section de détente	11

### Chapitre II

#### Etudes Bibliographiques

<b>Figure II-1</b>	Evolution de la Température d'Entrée de Turbine (TET) et Evolution des techniques de Refroidissement	15
<b>Figure II-2</b>	Modèle simplifié de refroidissement du film	17
<b>Figure II-3</b>	Nouvelle forme de trous	20
<b>Figure II-4</b>	Géométrie de la nouvelle forme de trou	20
<b>Figure II-5</b>	Distribution de l'efficacité de refroidissement du film moyennée latéralement	21
<b>Figure II-6</b>	Distribution longitudinale de l'efficacité de refroidissement moyenne en fonction du débit d'injection	22
<b>Figure II-7</b>	Efficacité moyenne latérale de refroidissement du film	22
<b>Figure II-8</b>	Schéma de disposition des trous de film avec un angle différente	23
<b>Figure II-9</b>	Effet de la géométrie des trous sur la distribution de l'efficacité du film pour $M=1.4$	24
<b>Figure II-10</b>	Configuration d'obstacle a la sortie des trous	25
<b>Figure II-11</b>	Influence de l'orientation des obstacles sur l'efficacité de refroidissement par film	25
<b>Figure II-12</b>	Configuration géométriques des imperfections	26
<b>Figure II-13</b>	Efficacité de refroidissement sur la ligne centrale	26

<b>Figure II-14</b>	Efficacité adiabatique moyennée latéralement à $M=1$	27
<b>Figure II-15</b>	Efficacité moyenne surfaciques en fonction de $M$	27
<b>Figure II-16</b>	Efficacité latérale moyenne du refroidissement du film	28
<b>Figure II-17</b>	Efficacité de refroidissement du film central	29
<b>Figure II-18</b>	Effet de taux de soufflage sur l'efficacité de refroidissement du film	30
<b>Figure II-19</b>	Variation de l'efficacité de refroidissement de film pour différentes rapport de vitesse	31
<b>Figure II-20</b>	Distribution de l'efficacité coté aspiration pour différentes rapports de pression a $M=2.0$	32
<b>Figure II-21</b>	Distribution de l'efficacité coté pression pour différentes rapports de pression a $M= 2.0$	32
<b>Figure II-22</b>	Efficacité centrale	33
<b>Figure II-23</b>	Efficacité latérale	33
<b>Figure II-24</b>	Schéma simple de forme de trous sœur	35
<b>Figure II-25</b>	Illustration schématique de l'aérodynamique du plasma	36
<b>Figure II-26</b>	Effet de l'actionnement aérodynamique du plasma sur l'efficacité du film	36
<b>Figure II-27</b>	Formes des trous d'injection	37
<b>Figure II-28</b>	Comparaison de l'efficacité du refroidissement entre l'injection avant et arrières à différents endroits	38

### **Chapitre III**

#### **Méthode numérique et Turbulence**

<b>Figure III-1</b>	Théorie de la cascade d'énergie	40
<b>Figure III-2</b>	Spectre d'énergie pour un écoulement turbulent échelle log-log	41
<b>Figure III-3</b>	Ecoulement moyen et fluctuations	42
<b>Figure III-4</b>	Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal	47
<b>Figure III-5</b>	Type de maillage	48
<b>Figure III-6</b>	Surface d'un volume de contrôle	49

### **Chapitre IV**

#### **Simulation et résultats**

<b>Figure IV-1</b>	Géométrie du trou de base Sinha	51
--------------------	---------------------------------	----

<b>Figure IV-2</b>	Géométrie du trou et la plaque adiabatique de Kebir	52
<b>Figure IV-3</b>	Présentation géométrie de domaine de calcul	52
<b>Figure IV-4</b>	Présentation géométrie de domaine de calcul	52
<b>Figure IV-5</b>	Distribution de l'efficacité sur la ligne centrale ( $x/d$ ) pour trois maillages différents	54
<b>Figure IV-6</b>	Une rangée de trous (plan x-z)	55
<b>Figure IV-7</b>	L'étude du maillage	56
<b>Figure IV-8</b>	Distribution de l'efficacité au long de la ligne centrale et l'efficacité moyenne en fonction $x/d$ pour $M= 0.5$ et $\theta = 35^\circ$	57
<b>Figure IV-9</b>	Distribution de l'efficacité au long de la ligne centrale fonction $x/d$ pour $M= 1$ et $\theta = 35^\circ$	58
<b>Figure IV-10</b>	Distribution de l'efficacité le long de la ligne centrale pour $M=0.5$	59
<b>Figure IV-11</b>	Distribution de l'efficacité le long de la ligne centrale pour $M=1.0$	59
<b>Figure IV-12</b>	Distribution de l'efficacité en ligne central pour $\theta = 35^\circ$	60
<b>Figure IV-13</b>	Contour de l'efficacité sur la plaque plane pour les trois taux d'injection	61
<b>Figure IV-14</b>	Contour colorée par la température à travers des plans, pour $M= 0.5$ , $1.0$ et $1.5$	63
<b>Figure IV-15</b>	Contour de la vectrice vitesse colorée par la température	65

## Liste des tableaux

### Chapitre IV Simulation et résultats

<b>Tableau IV-1</b>	Dimensions des trois grilles testées	53
---------------------	--------------------------------------	----

## Nomenclature

### Lettres latines

<b>Symbole</b>	<b>Désignation</b>	<b>Unité</b>
D, d	Diamètre du trou d'injection	[mm]
t	Temps	[s]
E(k)	Spectre de l'énergie cinétique turbulente	
C <sub>k</sub>	Constante de Kolmogorov	
R <sub>e</sub>	Nombre de Reynolds	
i, j, k	Direction de projection	
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	
g	Accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
P	Pression	[Pa]
Y <sup>+</sup>	Distance à la paroi normalisée	[m]
M	Taux d'injection	
I	Rapport des quantités de mouvement	
p	Espacement latéral entre deux injections D'une même rangée	[mm]
s	Espacement longitudinal entre deux rangées Consécutives	[mm]
S	Terme source	
T <sub>m</sub>	Température du flux principal	[°K]
T <sub>c</sub>	Température de l'écoulement secondaire	[°K]
T <sub>f</sub>	Température du film	[°K]
T <sub>aw</sub>	Température du mur adiabatique	[°K]
T <sub>w</sub>	Température de la paroi d'extrémité	[°K]

### Lettres grecques

η	Efficacité du film adiabatique	
η̄	Efficacité adiabatique moyenne-latérale	
η̄̄	Efficacité adiabatique moyenne-spatiale	
ε	Taux de dissipation	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
ω	Taux de dissipation spécifique	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
ρ	Masse volumique	[Kg/m <sup>3</sup> ]
μ	Viscosité dynamique	[Pa. s]
μ <sub>t</sub>	Viscosité dynamique turbulente	[Pa. s]

## Nomenclature

$-\rho \overline{\mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'}$	Tenseur de Reynolds	
$\delta_{ij}$	Symbole de Kronecker	
$\Gamma$	Coefficient de diffusion	
$\varphi$	Variable scalaire générale	
$\nu$	Viscosité cinématique	$[\text{m}^2/\text{s}]$

# **Introduction Générale**

## Introduction générale

Depuis le XIXe siècle, avec le développement vigoureux de l'industrie mondiale, la demande d'énergie n'a cessé d'augmenter, en particulier dans le domaine de l'énergie thermique, encore largement disponible et bon marché. Ce développement a conduit à la conception de machines qui transforment cette énergie en travail mécanique. Parmi eux nous avons découvert des turbomachines, des turbomoteurs qui sont essentiellement la turbine à vapeur et turbine à gaz.

La turbine à gaz est une machine motrice tournante à flux continu, appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Grâce aux principales qualités (mise en régime rapide, fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée, disponibilité élevée) elle est utilisée dans les applications industrielles et en particulier dans le domaine du transport du gaz, propulsion aéronautique, production de l'électricité et pour l'entraînement mécanique des machines réceptrices, pompes ou compresseurs. C'est une véritable unité qui suffit elle-même.

Afin de réaliser plus de puissance et d'accroître davantage l'efficacité thermique de la turbine à gaz, il est essentiel d'augmenter la température d'admission de la turbine. En moyenne, cette température est accrue continuellement par environ de 20°C par année et peut atteindre environ 2100°K pour une turbine à gaz moderne. Ce progrès a été rendu possible notamment grâce aux efforts de recherche dans le domaine des matériaux et des alliages plus résistants aux hautes températures.

Dans des conditions de fonctionnement où les températures d'entrée des gaz sont supérieures aux limites de température métalliques admissibles, les aubes de turbine doivent être protégées contre l'environnement thermique sévère pour assurer une longue durée de service et la sécurité de fonctionnement.

Une technique de refroidissement efficace telle que le refroidissement par film est donc nécessaire pour protéger les aubes de turbine à gaz exposées thermiquement. Le refroidissement par film est une technique largement utilisée dans les turbomachines qui consiste à purger l'air de refroidissement du compresseur et l'acheminement vers la surface de l'aube de turbine. Cette couche mince de l'air de refroidissement agit comme une fermeture et protège la surface du profil aérodynamique des gaz chauds sortant de la chambre de combustion et traversant la turbine. L'efficacité de cette technique dépend de plusieurs

paramètres géométriques et aérodynamiques ou beaucoup de recherches numériques et expérimentales ont été faites pour l'amélioration des performances de refroidissement du film.

Pour concevoir des systèmes de refroidissement efficaces, il est important de connaître la structure du flux à l'intérieur du passage d'aube, soit par des méthodes expérimentales, soit par des simulations numériques.

Ce travail est constitué de quatre chapitres qui se développent en :

Dans le premier chapitre, nous présenterons une généralité des turbines à gaz.

Le deuxième chapitre, études bibliographiques sera consacré aux techniques de refroidissement ou plusieurs travaux récents (2010-2020) numériques et expérimentales ont été faits sur le refroidissement par film.

Le troisième chapitre, méthode numérique et turbulence.

Dans le dernier chapitre, on va présenter le cas d'étude et les résultats obtenue sachant que la géométrie et le maillage optimal qu'on va choisi pour notre travail et les résultats numériques obtenus sont présentés et discutés largement.

# **Chapitre I Généralité des turbines à gaz**

**I-1-Définition des turbomachines**

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule.

L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes.

Remarquons que, bien que le travail soit produit cette fois encore par les contraintes de pression, il se fait sans déformation de la frontière du système comme pour les machines volumétriques, mais simplement par rotation des aubes.

Il existe une très grande variété de turbomachines. Aussi, avant d'en examiner plus avant le principe de fonctionnement, il est utile d'en faire une classification selon divers critères et de l'illustrer par des exemples concrets.

**I-2-Classification des turbomachines**

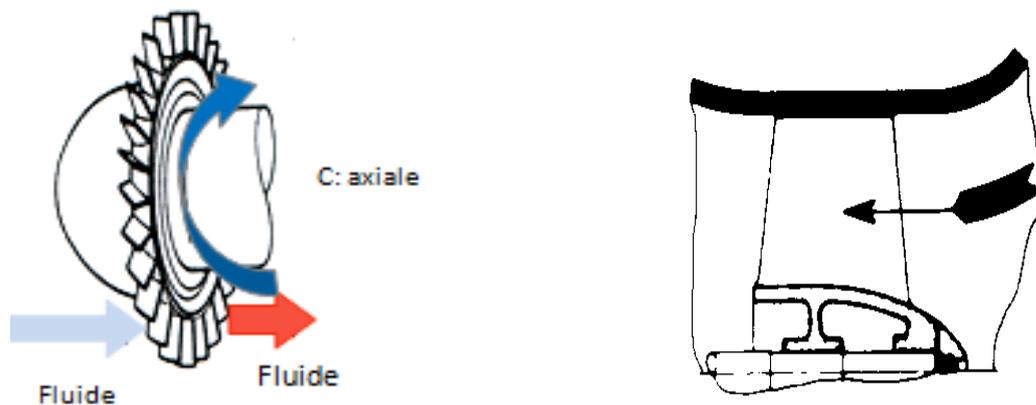
De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :

**I-2-1-Sens de l'échange d'énergie**

On distingue les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent. Parmi les machines réceptrices, on trouve les turbopompes, les ventilateurs, les turbosoufflantes, les turbocompresseurs et les hélices aériennes et marines. Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur et à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les éoliennes. Ces deux classes de machines présentent des différences importantes du point de vue de leur conception aérodynamique. En effet, les machines réceptrices sont le siège d'une compression (élévation de pression) du fluide, alors que les machines motrices font intervenir une détente.

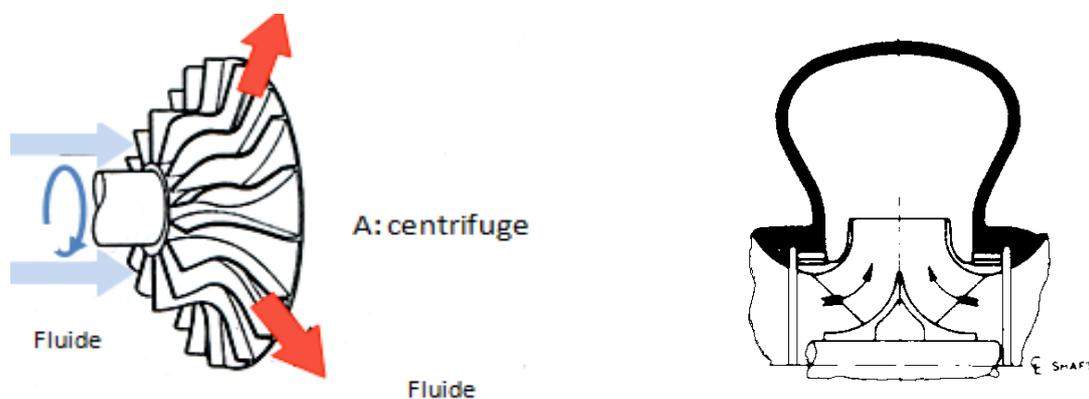
**I-2-2-Direction principale du tube de courant**

Dans certaines machines, le tube de courant traversant la machine est essentiellement parallèle à l'axe de la machine, et on les appelle donc des machines axiales. Les hélices aériennes et marines appartiennent à cette catégorie, mais aussi certains ventilateurs, ainsi que les compresseurs et turbines axiaux des turboréacteurs, et les turbines hydrauliques de type Kaplan. Dans de nombreux cas, en particulier dans les turboréacteurs, les machines axiales comportent plusieurs étages.



**Figure I-1 :** Machine axiale

Dans d'autres machines au contraire, le tube de courant traversant la machine est essentiellement perpendiculaire à l'axe, et la machine est dite radiale (centrifuge ou centripète). Pour des raisons que l'on discutera plus loin, on peut échanger une plus grande quantité d'énergie dans un étage radial que dans un étage axial, de sorte que, pour une application donnée, une machine radiale comporte moins d'étages que la machine axiale équivalente.



**Figure I-2 :** Machine radial

Bien évidemment, au voisinage de l'axe, l'écoulement doit prendre une direction axiale. Il existe également des configurations intermédiaires, dites mixtes, dans lesquelles l'écoulement a des composantes tant axiales que radiale. C'est le cas par exemple des turbines hydrauliques de type Francis. Dans certaines machines enfin, l'écoulement est tangentiel, c'est-à-dire que les particules fluides se déplacent dans un plan parallèle à l'axe de la roue.



Figure I-3 : Machine mixte

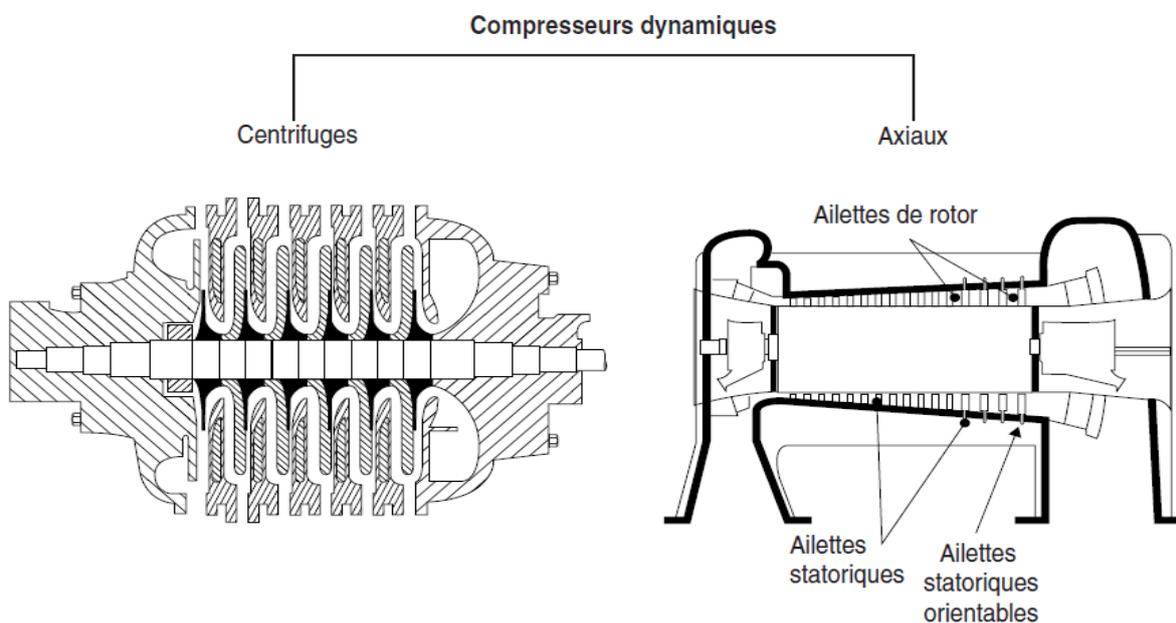


Figure I-4: Compresseur centrifuge et axiale

Outre ces deux catégories principales, on distingue également :

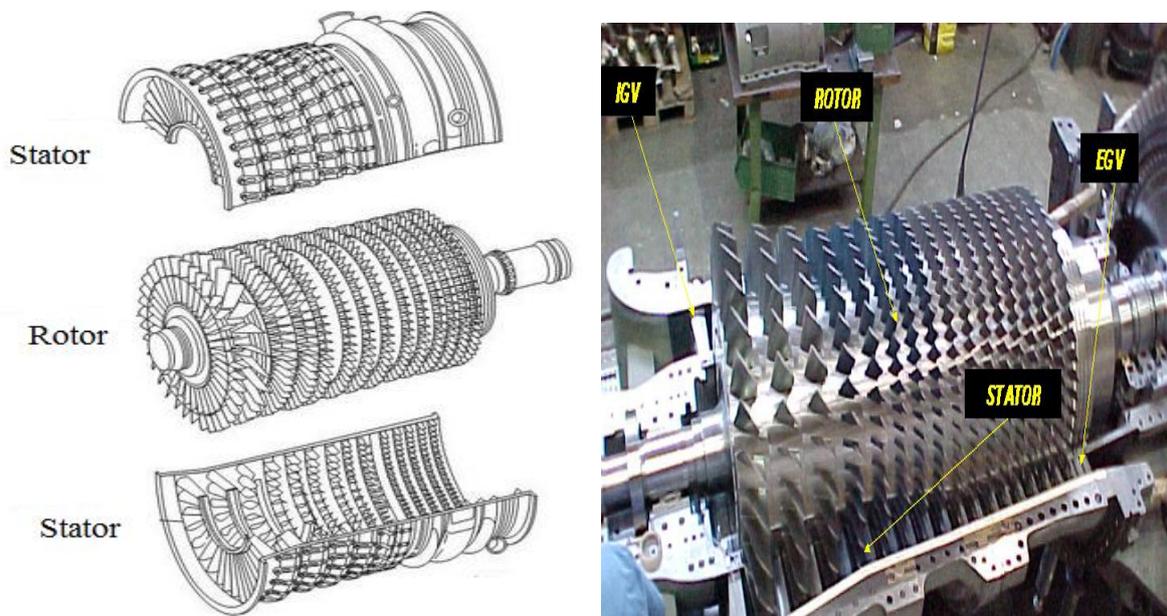
- les **machines hydrauliques** (à écoulements incompressibles) et les machines à écoulements compressibles ;

- les **machines à action**, dans lesquelles la pression reste constante à travers le rotor, et les machines à réaction dans lesquelles elle varie : on reviendra sur cette distinction plus ultérieurement.

- les **machines à admission totale**, dans lesquelles le rotor est alimenté sur la totalité de sa surface d'entrée, et les machines à admission partielle où seule une partie du rotor est alimentée. C'est toujours le cas des turbines hydrauliques de type Pelton, et pour certaines turbines à vapeur pour lesquelles l'admission partielle est utilisée pour le réglage du débit. L'admission partielle est réservée aux machines à action.

### I-3-Constitution des turbomachines

Une turbomachine ne comportant qu'un seul rotor est dite à simple étage ou encore monocellulaire. Les machines comportant plusieurs étages sont également appelées multicellulaires.



**Figure I-5 :** Etage d'un compresseur

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

#### **-Le distributeur :**

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

Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.

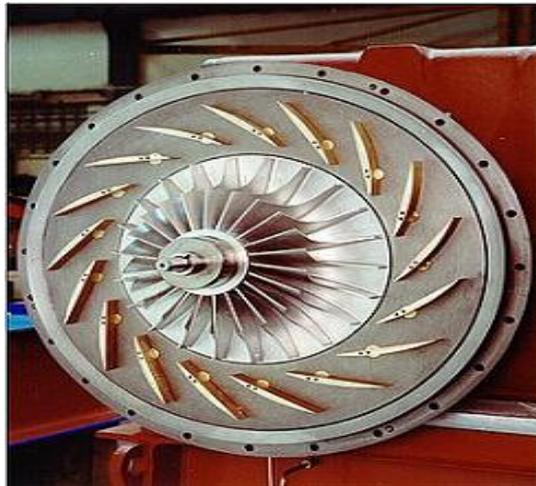
#### **-Le rotor :**

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

**-Le diffuseur :**

Son rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine.

Comme pour le distributeur, le diffuseur peut inclure une couronne d'aubes fixes. Ces aubes fixes sont notamment utiles lorsque l'écoulement a une composante tangentielle de vitesse à la sortie du rotor et servent à ramener l'écoulement dans la direction principale du tube de courant (axiale ou radiale), raison pour laquelle on utilise parfois le terme « redresseur ».



**Figure I-6 :** Aube avale de régulation de débit (diffuseur)

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

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

**I-4-Les turbines à gaz****I-4-1-L'histoire de la turbine à gaz**

On peut distinguer trois périodes :

**La première**, qui est très ancienne, est celle des précurseurs. Elle remonte à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Quant aux turbomoteurs, l'Anglais John Barber brevète un appareil hybride en 1791, puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. En ce qui concerne les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

**La deuxième**, celle des premières réalisations, qui débute à la fin du XIX<sup>e</sup> siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers

turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français **Armengaud** et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

**La troisième**, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

On peut citer **M. Sedille** qui, dès 1948, pressentait avec raison cette évolution : « Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbomotrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

#### **I-4-2-Définition**

La turbine à gaz est un moteur à écoulement continu, constitué essentiellement d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, l'unité de turbine à gaz fonctionne selon le circuit ouvert ou fermé.

Le principe de la turbine à gaz consiste à soumettre un certain débit gazeux successivement à une compression et à une détente, ces deux opérations étant séparées par réchauffage à l'aide de la chaleur fournie par un combustible. Pour que cet ensemble d'opération ait un rendement positif, il faut et il suffit que le travail fourni par la détente soit supérieur à celui qui est absorbé par la compression.

### I-4-3-Fonctionnement des turbines à gaz

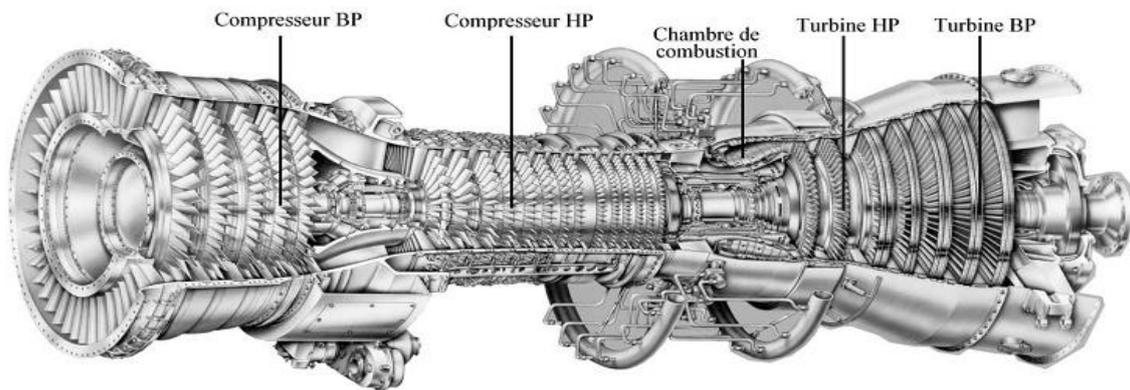


Figure I-7 : Schéma d'une turbine à gaz

#### I-4-3-1-Section de compression

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Le rôle du compresseur axial, est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevée pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

#### I-4-3-2-Section de combustion

Après avoir été comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour les turbins à gaz se compose de plusieurs chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz, et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, des tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les chambres de combustion, bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme, et deux détecteur de flamme afin de s'assurer que la combustion a lieu dans toutes les chambres, placés dans les tubes à flamme.



Partie de combustion



Bougie d'allumage



Les tubes d'interconnexion



Détecteur de flamme

**Figure I-8** : Les éléments principaux dans la section de combustion

#### I-4-3-3-Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entre dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz en réduisant leurs énergies thermique et de pression (expansion), les gaz accélérés dans la directrice trouvent ensuite devant eux la roue HP avec ces aubes. La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments, chaque segment regroupe trois compartiments ou aubes, ces segments sont placés l'un à côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et d'accélérer les gaz.

La roue de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières, et de faciliter le refroidissement.

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers. Ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue.



La roue HP



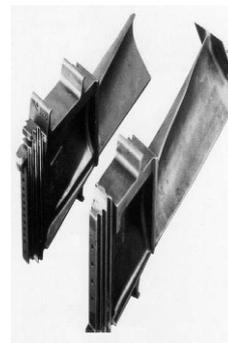
La roue BP



La directrice 1er étage



La directrice 2eme étage



Les aubes de la 1er et la 2eme turbine (HP, BP)

**Figure I-9 :** Les éléments principaux dans la section de détente

**I-4-4-Types de turbines à gaz**

Il existe une grande variété de turbines à gaz susceptibles d'être utilisées dans des domaines très divers. Les combinaisons de réalisation sont nombreuses. On caractérise leurs différences soit du point de vue de la construction de l'installation, soit de point de vue du groupement des appareils.

On définit les catégories en fonction de plusieurs critères de classification :

- D'après la circulation de l'agent moteur, on distingue :

- **Les turbines à combustion interne** (ou à circuit ouvert) ; les gaz chauds, qui sont des fumées de combustion, sont, après leur détente dans la turbine, évacués au-dehors, soit directement, soit après traversée d'un échangeur où d'effectue la récupération d'une partie de leur chaleur.
  - **Les turbines à combustion externe** (ou à circuit fermé) ; le fluide évoluant reçoit la chaleur d'une source extérieure par l'intermédiaire d'un échangeur, se détend ensuite dans la turbine, puis, après un refroidissement convenable, est repris par un compresseur qui le renvoie dans l'échangeur où il reçoit un nouvel apport de chaleur, et ainsi de suite.
  - **Les turbines à évolution mixte**, qui comportent à la fois une évolution ouverte et une évolution fermée, mais elles semblent avoir été abandonnées.
- Suivant la source des gaz, on distingue quatre types principaux de turbine à gaz : les turbines avec une chambre de combustion, celles avec échangeur, les turbines à gaz d'échappement et celles à générateurs à piston libres.
- Suivant les caractéristiques de la turbine proprement dite, on trouve les mêmes types que parmi les turbines à vapeur :
- **Turbines axiales ou radiales**, en fonction de la direction d'écoulement de l'agent moteur.
  - **Turbines à action, à réaction ou mixtes**, en fonction de la manière dont la détente se produit.
  - Turbines à un ou plusieurs étages, en un ou plusieurs corps.

#### **I-4-5-Les applications des turbines à gaz**

Les turbines à gaz ont trouvé l'application très large dans le cas de la propulsion aéronautique, aujourd'hui presque toutes les avions sont équipés des turbines à gaz, qui forment les parties principales des turboréacteurs. Par contre, dans les domaines des applications industrielles de l'entraînement des véhicules où la première exigence et le rendement élevé.

Elles sont appliquées aussi pour :

- La suralimentation des moteurs à piston et des chaudières.

- L'entraînement mécanique des machines réceptrices, pompes ou compresseurs, en particulier dans la station de compression équipant un gazoduc.
- Génération d'électricité avec l'entraînement d'alternateurs destinés à l'alimentation de réseaux autonome ou interconnecté.
- Propulsions des navires et des véhicules.
- Turbopropulseur actionnant une hélice ou les pales d'un hélicoptère, turboréacteur à arbre ou multiple, à simple ou à double flux.

Les turbines à gaz de grande puissance, à simple cycle ou à cycle combiné, occupent une place importante dans la production d'électricité en Algérie, dans certains pays européens et aux États-Unis. Certaines installations fournissent des puissances supérieures à 200 MW. La puissance produite par les turbines à cycle combiné peut dépasser 300 MW.

Quant aux turbines à gaz en circuit fermé, après quelques essais encourageants, elles trouvent aujourd'hui un regain d'actualité ; de fait de leur emploi possible en liaison avec des réacteurs à gaz à haute température fonctionnant suivant un cycle nucléaire à Hélio.

# **Chapitre II Etudes Bibliographiques**

**II-1-Introduction**

Pour augmenter l'efficacité et la puissance des turbines à gaz les concepteurs tentent continuellement d'augmenter la température d'entrée des turbines. Au cours de la dernière décennie, la température est passée de 1800 K à 2100 K dans certaines unités hautes performances. Avec cette augmentation de la température, seulement 25% environ peuvent être attribués à des alliages améliorés. De nouveaux matériaux, comme la céramique, pourraient aider à augmenter encore plus cette température à l'avenir. Une température de gaz plus élevée entraîne généralement une augmentation de la température de l'aube et des gradients de température plus importants, qui peuvent tous deux avoir un effet néfaste sur la durée de vie.

Pour réduire les dommages causés par ces températures élevées, diverses technologies de refroidissement sont adaptées, telles que le revêtement des matériaux, le refroidissement interne, le refroidissement du film et le refroidissement par impact.

Le refroidissement par film est l'un des procédés les plus utilisés pour protéger les aubes des turbines à gaz contre les très hautes températures THT des gaz chauds venant de la chambre de combustion. Le but à réaliser est de former une couche mince d'air froid (film) entre la paroi solide (Plaque) à refroidir et les gaz à très haute température.

Les chercheurs ont montré un grand intérêt pour l'amélioration des performances de refroidissement du film au cours des dernières années des efforts considérables ont été consacrés à l'amélioration du refroidissement du film. Notons que ce mode de refroidissement sera donc l'objet que nous y sommes particulièrement intéressés. Dans la littérature scientifique publiée, plusieurs recherches expérimentales et numériques ont été menées afin de comprendre les mécanismes complexes du processus de refroidissement de film où plusieurs paramètres géométriques et aérodynamiques sont étudiés.

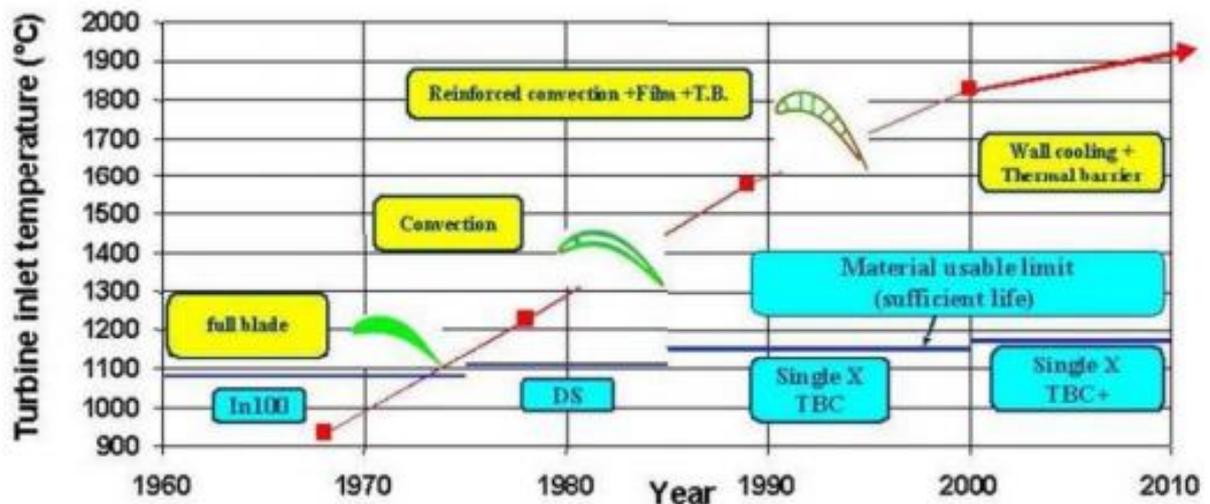
**II-2-Historique de refroidissement**

Les températures d'entrée des turbines à gaz ont considérablement augmenté au cours des dernières années et continueront de le faire. Cette tendance a été rendue possible par l'avancement des matériaux et de la technologie et l'utilisation de techniques avancées de refroidissement des aubes de turbine. Le développement de nouveaux matériaux ainsi que des schémas de refroidissement ont vu la croissance rapide de la température de rotation des turbines conduire à des performances élevées des turbines.

Depuis 1950, Les progrès réalisés dans les alliages et le traitement thermique, permet à la capacité de température du matériau de la turbine a augmenté d'environ (472°C), environ (10°C) par an. L'importance de cette augmentation peut être appréciée en notant qu'une

augmentation de (56 ° C) de la température de rotation de la turbine peut fournir une augmentation correspondante de 8 à 13% du rendement et de 2 à 4% d'amélioration de l'efficacité à cycle simple. Dans les années 1960 été l'apparition des moteurs Conway grâce a un changement notable au niveau de la température d'entre de la turbine. En 1970 les températures à l'entrée turbine atteignaient 1150°C. Depuis 1995, les turbines à gaz ont connu une forte augmentation des températures approcheront (1650°C) ce qui se traduira par une efficacité énergétique élevée. [2]

La figure présente l'évolution de la température d'entrée turbine au cours des années et la progression des techniques de refroidissement. Ils ont mis au point des systèmes de refroidissement très sophistiqués et d'efficacité élevée, capables de maintenir le composant à une température compatible avec la tenue du matériau avec une consommation réduite d'air de refroidissement.



**Figure II-1** : Evolution de la Température d'Entrée de Turbine (TET) et Evolution des techniques de Refroidissement [3]

### II-3-Techniques de 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 interne et l'impact de jets. Ces procédés sont moins efficaces que le refroidissement externe et sont par conséquent utilisés pour les turbines dont la température varie entre 1300 et 1600°K. Le refroidissement externe, tel que le refroidissement par film et par transpiration sont plus efficaces et sont réservés pour des températures amont dépassant 1600°K. [4]

**II-3-1-Convection interne**

Le refroidissement par convection interne est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Cette forme de refroidissement est obtenue en concevant l'air de refroidissement pour s'écouler à l'intérieur de l'aube de turbine ou en évacuer la chaleur à travers les cloisons. [2]

**II-3-2-Impact de jets**

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. Les coefficients de transfert de chaleur résultant de l'impact du jet sont extrêmement élevés et il est donc utilisé pour refroidir des régions à forte charge thermique, telles que le bord d'attaque.

Le refroidissement par impact de jets est classé en deux technologies : l'impact concentré (l'air frais injecté à travers une rangée unique de jets) et l'impact réparti (l'air frais injecté à travers une matrice de jets).

L'impact de jets est une des techniques de refroidissement efficace. Toutefois, le rapport du coût de fabrication et l'efficacité de refroidissement pose le problème de leur utilisation. [5]

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

Le refroidissement par cette méthode nécessite que le flux de liquide de refroidissement passe à travers la paroi poreuse du matériau de l'aube. Le transfert de chaleur a lieu directement entre le liquide de refroidissement et le gaz chaud. Le refroidissement par transpiration est efficace à des températures très élevées, car il recouvre toute l'aube d'un écoulement de liquide de refroidissement. Néanmoins, à cause des difficultés de construction, ce procédé reste réservé à des applications très restreintes. [2]

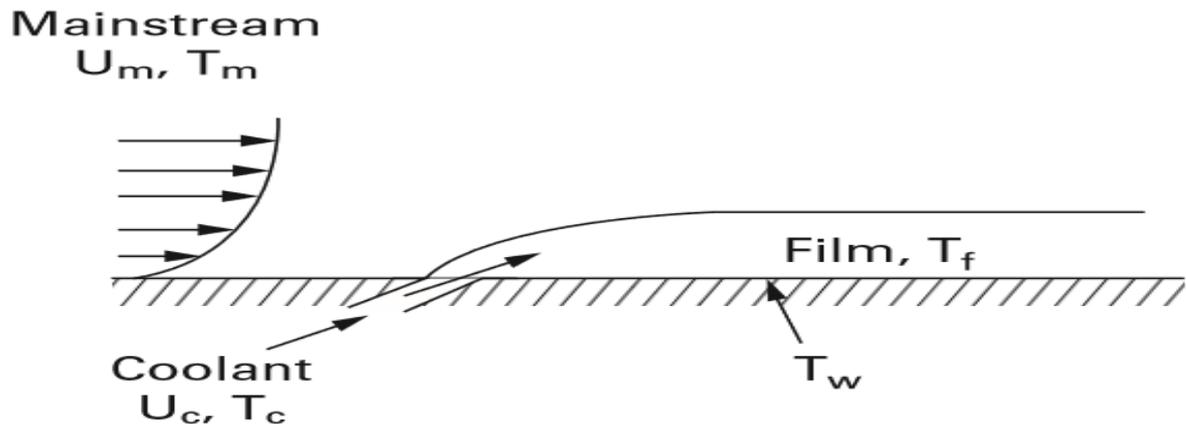
**II-3-4-Refroidissement par film**

Le refroidissement par film est le processus consistant à purger de l'air relativement frais du compresseur, à canaliser l'air de refroidissement vers les aubes de turbine et à évacuer l'air à travers de petits trous dans les parois des aubes. Le jet d'air froid entre en interaction directe avec l'écoulement principal des gaz chauds. Le but à réaliser est de former une couche d'air froid (film) entre la paroi solide (Plaquette) à refroidir et les gaz à très haute température.

**Goldstein** définit le refroidissement du film comme « l'introduction de fluide secondaire (liquide de refroidissement ou fluide injecté) à un ou plusieurs emplacements discrets le long d'une surface exposée à un environnement à haute température pour protéger cette surface non seulement dans la région immédiate d'injection mais aussi dans la région en aval ». Cet air

fournit une couverture mince, fraîche et isolante le long de la surface externe de l'aube de la turbine, réduisant la température près du mur.

Le refroidissement par film est utilisé sur toutes les surfaces du profil aérodynamique, y compris les surfaces de pression et d'aspiration, les pointes d'aubes, les plates-formes et les parois d'extrémité des aubes de turbine statiques. [5]



**Figure II-2 :** Modèle simplifié de refroidissement du film [5]

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 [6]:

- La température, la densité et la vitesse du fluide refroidissant sont différentes de celles de l'écoulement principal des gaz chauds.
- L'interaction des jets avec l'écoulement principal influe directement sur la distribution des propriétés turbulentes, en augmentant considérablement la production et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente près du point d'injection.
- La configuration géométrique est assez complexe, incluant la forme de l'aube et la rugosité de la surface qui interviennent directement sur la distribution de la pression et la nature visqueuse de l'écoulement.
- Le nombre de rangées de trous utilisés, le diamètre des trous d'injection, l'espace entre les rangées ainsi que celui entre les trous, l'angle d'inclinaison des trous d'injection, leurs positions relatives (carré ou autre).
- Dans beaucoup de situations, le caractère non stationnaire de l'écoulement principal ainsi que l'effet des forces de Coriolis augmentent la complexité du processus étudié.

- L'injection du fluide refroidissant peut provoquer une transition prématurée de l'écoulement avec une relaminarisation sous certaines circonstances.

#### II-4-Paramètres caractéristiques de refroidissement par film

- Diamètre D des trous : grandeur géométrique utilisée pour adimensionner les autres grandeurs géométriques.
- L'espacement latéral p au sein d'une même rangée et l'espacement longitudinal s entre deux rangées consécutives. Ces deux grandeurs sont généralement utilisées sous forme de deux quantités adimensionnées p/D et s/D.
- Nombre de rangées n.
- L'angle d'inclinaison  $\alpha$  dans le sens d'écoulement principal et l'angle composé  $\beta$  dans le sens latéral.
- Longueur des injections L adimensionnée par L/D.
- Le rapport de vitesse ( $VR = V_i/V_e$ ) de deux écoulements :  $V_e$  vitesse de l'écoulement principal et  $V_i$  vitesse de l'écoulement d'injection.
- Le rapport de masse volumique ( $DR = \rho_i/\rho_e$ ) de deux écoulements ;  $\rho_i$ ,  $\rho_e$  : Masses volumiques de l'écoulement d'injection et principal respectivement.
- Le taux d'injection  $M = \frac{\rho_i V_i}{\rho_e V_e}$
- Le gradient des pressions.  $K = \left(\frac{v}{U^2}\right) \frac{dU}{ds}$
- Le nombre de Reynolds  $Re = \frac{UL}{\nu}$

Où U et L sont une vitesse et une longueur caractéristiques de l'écoulement moyen et  $\nu$ , la viscosité cinématique.

- Le rapport de quantité de mouvement I :  $I = \frac{M^2}{DR}$

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

Il y a quatre températures d'intérêt dans la figure précédent, la température du flux principal,  $T_m$ , le liquide de refroidissement,  $T_c$ , la paroi de la voilure ou de la paroi d'extrémité,  $T_w$  et le film,  $T_f$ . La température du film,  $T_f$ , est une température mixte du flux principal et des températures du liquide de refroidissement injecté, et a la différence de température de conduite pour le transfert de chaleur, comme indiqué par:

$$q_f = h_f (T_f - T_w) \quad (II-1)$$

Le coefficient de transfert de chaleur local,  $h$ , est nécessaire pour quantifier la charge thermique (flux de chaleur,  $q$ ) sur le mur. La représentation non dimensionnelle de la température du film,  $\theta$  est définie par:

$$\theta = \frac{T_f - T_m}{T_c - T_m} \quad (\text{II-2})$$

Donc, si la température du film,  $T_f$ , se rapproche de la température de flux principale, alors  $\theta$  s'approche de zéro et le liquide de refroidissement a été mélangé avec le flux d'air principal. Inversement, si la température du film s'approche de la température du liquide de refroidissement,  $\theta$  s'approche de 1,0 et le film est entièrement composé du flux de jet de liquide de refroidissement. La température du liquide de refroidissement directement au mur est appelée température du mur adiabatique,  $T_{aw}$ , car si le mur est à cette température, il n'y aura pas de transfert de chaleur entre le mur et le liquide de refroidissement près du mur. L'équation régissant le transfert de chaleur par convection vers le mur est alors:

$$q_f'' = h_f (T_{aw} - T_w) \quad (\text{II-3})$$

L'efficacité du refroidissement de la turbine est définie à l'aide de ces paramètres et est appelée efficacité du film adiabatique :

$$\eta_{aw} = \frac{T_{aw} - T_m}{T_c - T_m} \quad (\text{II-4})$$

En pratique, pour voir la distribution sur la surface, on s'intéresse généralement à la moyenne latérale de l'efficacité adiabatique de refroidissement définie par :

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int_0^L \eta(z) dz \quad (\text{II-5})$$

Où,  $L$  est la largeur de la surface à refroidir.

Pour obtenir une estimation globale de l'efficacité sur la surface, on utilise la moyenne spatiale de l'efficacité adiabatique de refroidissement définie par :

$$\bar{\eta} = \frac{1}{A} \iint \eta dA \quad (\text{II-6})$$

Où,  $A$  est la superficie de la surface à refroidir.

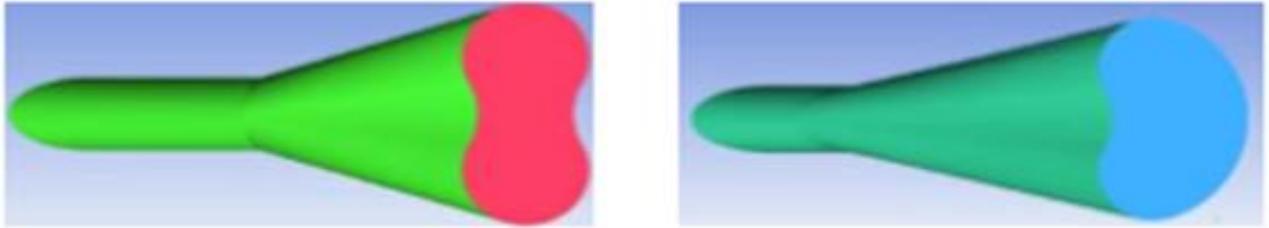
## **II-6-Amélioration de l'efficacité de refroidissement par film**

### **II-6-1-Paramètres géométriques**

#### **II-6-1-1-Géométries de la sortie des trous**

Lui [7] dans son étude a montré que la forme de trou rend l'efficacité plus élevée. Il a donc été décidé d'essayer des trous en forme Bean et en forme dumbell sur une plaque plane. Les nouvelles formes ont été comparées avec des trous en forme fan shaped pour trois rapports de soufflage différents 0,5, 1,0 et 1,5. A des rapports de surfaces différentes. Les

résultats montrent une amélioration globale de l'efficacité latérale moyenne avec les nouvelles formes de trous.

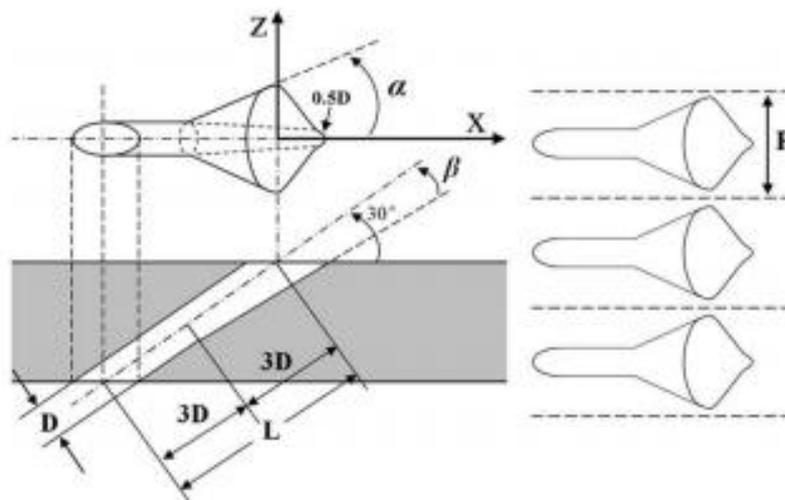


(a) Dumbbell shape

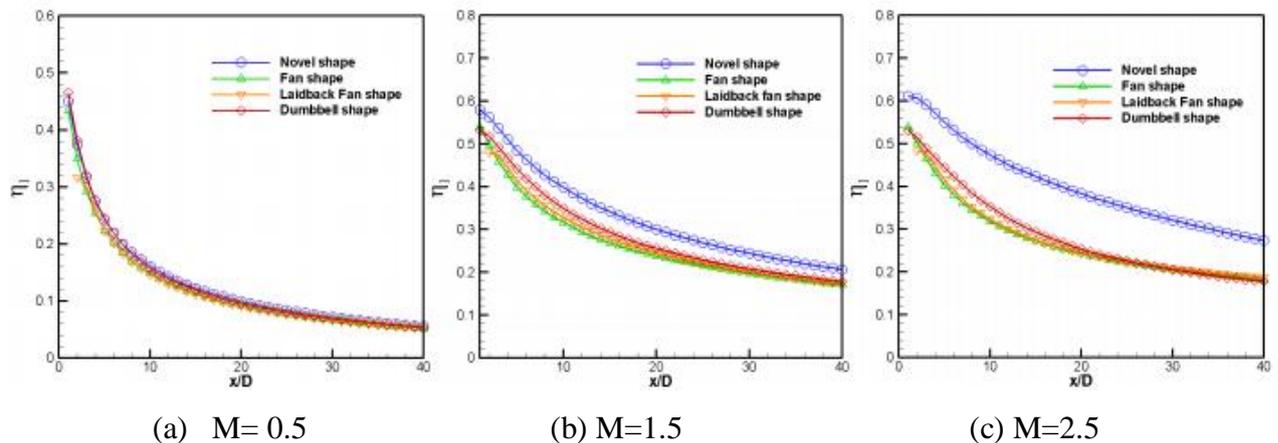
(b) Bean shape

**Figure II-3 :** Nouvelle forme de trous [7]

Lee [8] fait une étude numérique sur une nouvelle forme de trou. Les performances du trou sont comparées au trou (fan shape), au trou (laidback fan shape) et aux trous (dumbell) à rapport de soufflage de 0,5 à 2,5.

**Figure II-4 :** Géométrie de la nouvelle forme de trou [8]

Il constate qu'avec une augmentation du taux de soufflage, le nouveau trou façonné présente une efficacité de refroidissement améliorée et un étalement latéral du liquide de refroidissement mieux que les autres formes des trous. Au faible taux de soufflage ( $M = 0,5$ ), tous les trous testés présentent des performances de refroidissement similaires, bien que les trous en forme (dumbell) donnent une efficacité de refroidissement de film légèrement supérieure.



**Figure II-5 :** Distribution de l'efficacité de refroidissement du film moyennée latéralement

[8]

Lee [9] dans une étude numérique a réalisé un trou en forme d'éventail optimisé pour améliorer l'efficacité du refroidissement du film. Les résultats montrent que l'efficacité de refroidissement du film a été améliorée avec succès grâce à l'optimisation, par rapport à la géométrie de référence.

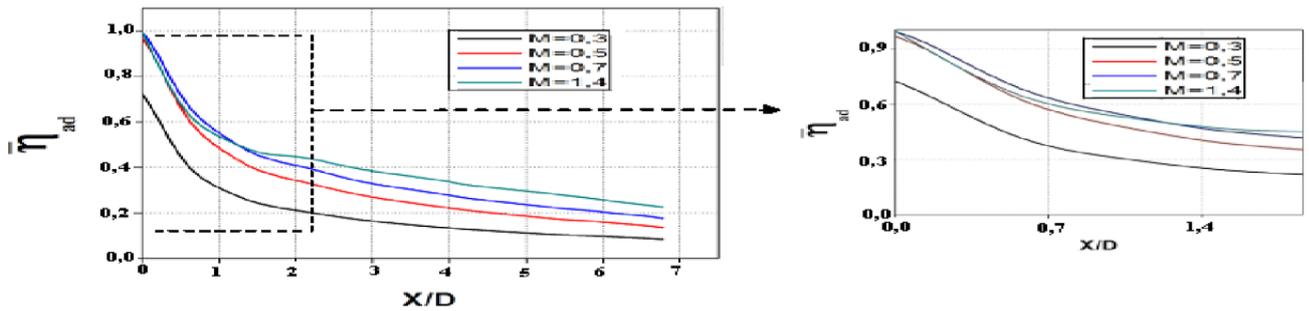
Yu [10] fait une recherche d'une seule rangée de trous de fente convergents du côté aspiration des aubes,  $M=0,5$  à  $3$ , pas latéral ( $p$ ) entre les trous adjacents est réglé à  $2,5d$ . Les trous sont tous inclinés de  $35^\circ$  dans le sens du courant et de  $0^\circ$  dans le sens latéral. La fente à la sortie a une largeur de  $2d$  et une longueur de  $0,25d$ . Une comparaison à un trou cylindrique a été faite. Il a conclu qu'il est évident que la fente convergente effectue une amélioration favorable du refroidissement du film, en particulier sous des rapports de soufflage plus élevés.

Elnady [11] a révélé que le trou de diffusion a fourni une augmentation significative des performances de refroidissement près du bord d'attaque de l'aube de turbine, en particulier du côté aspiration. Une cascade bidimensionnelle a été utilisée pour mesurer les performances de refroidissement de l'expansion proposée en utilisant une technique de cristal liquide thermo chromatique transitoire. Une rangée de 10 trous cylindriques, située sur la ligne de stagnation, avec deux niveaux d'expansion à la sortie du trou,  $2d$  et  $4d$ . L'air est injecté à des angles d'inclinaison de  $0^\circ$  et  $30^\circ$  avec la direction principale à quatre rapports de soufflage ( $1$ ,  $1,35$ ,  $1,7$  et  $2$ ).

Les conclusions tirées par Funazaki [12] ont également été résumées que le trou de film diffusif avait un effet plus évident sur l'amélioration des performances de couverture du film que le trou cylindrique. Outre les trous de diffusion, afin d'explorer d'autres géométries de trous avec des performances de refroidissement supérieures.

**II-6-1-2-Nombre de rangées n**

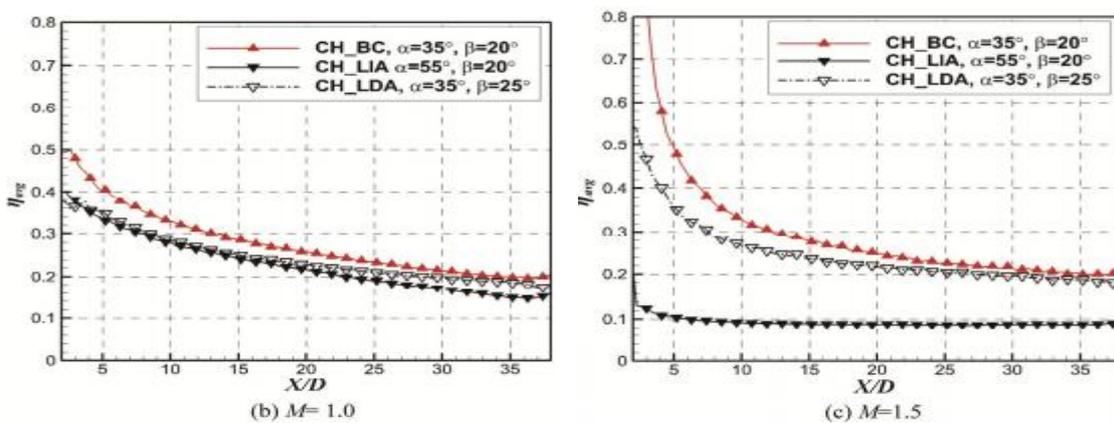
Cherrared [13] Fait une étude numérique en trois dimensions de l'interaction d'une rangée de trous de jets discrets dans un mur avec un débit compressible transversal pour différents taux d'injection ( $M = 0,3, 0,5, 0,7$  et  $1,4$ ),  $D = 0,6$  mm,  $Z/D=3,8$ ,  $\alpha=60^\circ$ ,  $\beta=3^\circ$ . Il à constaté que  $M = 0,7$ , étant donné une efficacité de refroidissement optimale au voisinage et en aval des injections. Il offre une meilleure protection thermique dans la zone de l'emplacement des trous d'injection.



**Figure II-6 :** Distribution longitudinale de l'efficacité de refroidissement moyenne en fonction du débit d'injection [13]

**II-6-1-3-Angle d'inclinaison α**

La performance de refroidissement du film de trous chevrons a été étudiée expérimentalement et numériquement par Fu [14] les configurations y compris le trou de chevron : avec des configurations de base (CH\_BC) qui a  $\alpha=35^\circ$ ,  $\beta=20^\circ$ , avec un grand angle d'inclinaison de  $55^\circ$  (CH\_LIA), avec un grand angle de diffusion de  $25^\circ$  (CH\_LDA). Il y avait cinq trous de  $D=10$ mm dans chaque plaque plane,  $L/D=5.2$ ,  $P/D=4$ , ( $M = 0,5, 1, 1,5, 2$ ). Les résultats montrent que le grand angle d'inclinaison réduit l'efficacité du refroidissement du film.



**Figure II-7 :** Efficacité moyenne latérale de refroidissement du film [14]

II-6-1-4-Angle compose  $\beta$

L'angle composé, généralement désigné par  $\beta$ , est défini comme l'orientation des trous du film, il détermine largement la couverture latérale du film de refroidissement, et il existe un certain nombre d'études se concentrant sur l'effet de l'angle composé.

McClintic [15] fait une installation expérimentale de plaques planes pour étudier les effets du flux transversal interne sur une rangée de trous cylindriques de refroidissement de film à angle composé,  $M= 0,5$  à  $2,0$  et  $DR= 1,5$  et un angle d'injection de  $30^\circ$ ,  $L / d = 6,0$ ,  $p / d = 6,25$ . Il a été constaté que lorsque la direction du flux transversal était opposée à la direction dans le sens du jet, c'est-à-dire  $\beta$  égal à  $90^\circ$ , la propagation latérale du liquide de refroidissement en aval est devenu plus grand, et le pic de l'efficacité adiabatique était remarquablement plus élevé que celui de la direction en ligne ( $\beta = 0^\circ$ ).

Gao [16] a étudié l'influence l'angle compose sur l'efficacité de refroidissement par film, le banc d'essais est un corps semi-cylindrique pour modéliser le bord d'attaque de l'aube contenant trois rangées de Cinque trous. Six cas ont été examinés d'angles  $0, \pm 15, \pm 30$  et  $45$  à  $M = 1.4$ .

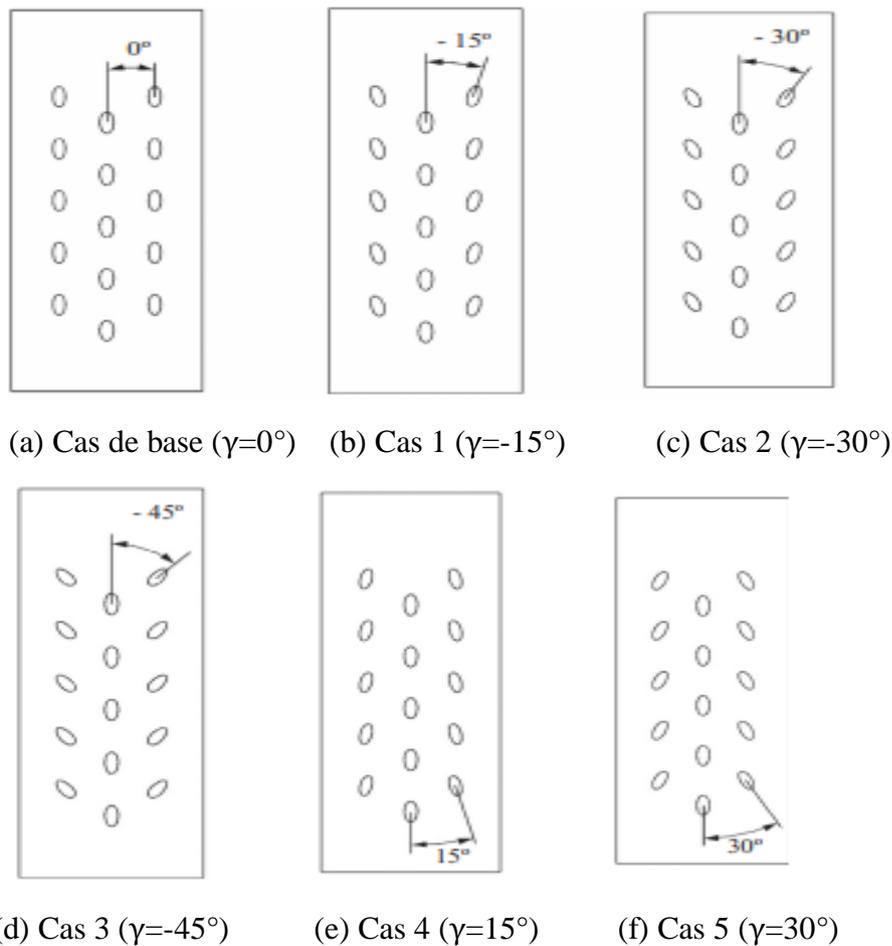
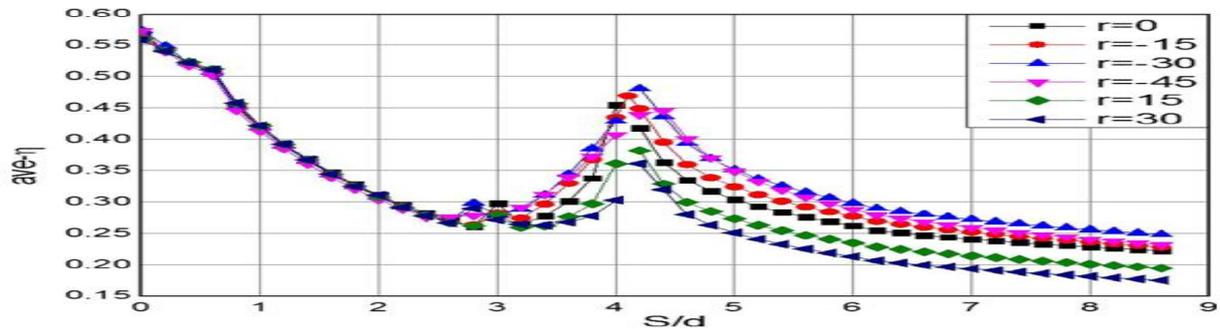


Figure II-8 : Schéma de disposition des trous de film avec un angle différente [16]

Les résultats montrent que les trous avec  $\gamma$  négatif ont de meilleures performances de refroidissement. D'une part, l'amélioration de l'efficacité augmente avec l'augmentation de l'angle négatif du composé, avant d'atteindre  $-30^\circ$ .



**Figure II-9 :** Effet de la géométrie des trous sur la distribution de l'efficacité du film pour  $M=1.4$  [16]

Krishna Anand [17] a réalisée une étude comprend la plaque d'essai avec une tranchée, un trou pour le film et un plénum. Les trous étaient orientés selon 6 angles différentes avec  $\alpha=30^\circ$ ,  $p/D=5$ ,  $D=4\text{mm}$ ,  $L/D=5.5$ , la longueur et la profondeur de la tranchée encastrant le trou de film sont fixées à  $3D$  et  $0,75D$ ,  $M=0,5, 1$  et  $1,5$ . Les résultats révèlent que le changement de l'angle d'orientation offrait une amélioration considérable de l'efficacité du film.

Jubran [18] fait une étude basée sur des trous sœurs en amont à angle composé (CAUSH) sur une plaque plane. Les résultats ont montré que le refroidissement la plus élevée de l'examen (CAUSH) a été obtenue à  $\beta=0^\circ, 45^\circ$  et  $90^\circ$ , la performance de refroidissement de film moyenne la plus élevée a été capturée à  $\beta=0^\circ$  et  $90^\circ$  pour tous les taux de soufflage testés.

#### II-6-1-5-Les obstacles a la sortie des injections

Yang [19] à étudié l'influence des obstacles pour une plaque plane en modifiant l'orientation des obstacles. Les obstacles se placent en amont des injections avec trois orientations différentes : parallèle à la surface, orientée vers le haut d'un angle de  $+45^\circ$  et orientée vers le bas d'un angle de  $-45^\circ$  par rapport à la surface d'injections. Ces configurations ont été comparées avec trous cylindriques inclinés sans obstacle. Toutes les expériences sont envisagées pour trois valeurs de taux soufflage  $0.94, 1.51, 2.27$ . Les trous sont inclinés  $35^\circ$  dans le sens du courant,  $D=6\text{mm}$  et le l'espacement entre les trous adjacents est de  $2d$ .

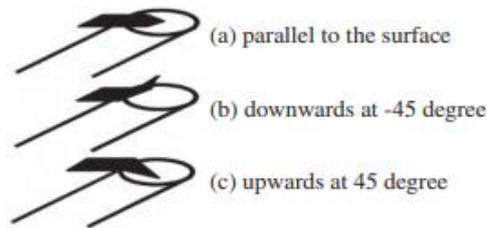
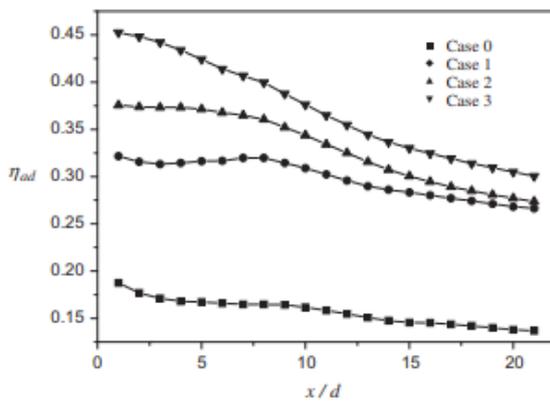
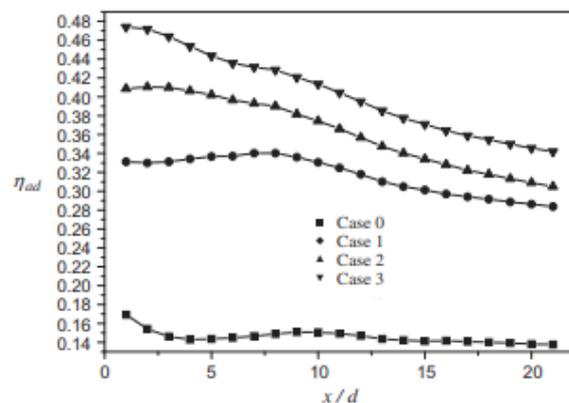


Figure II-10: Configuration d'obstacle a la sortie des trous [19]

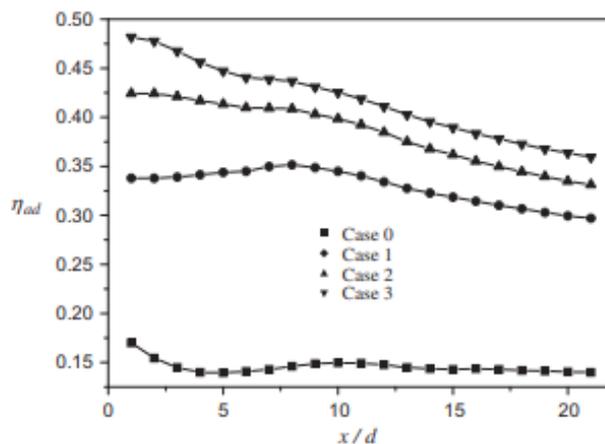
Les résultats obtenus montrent que la présence des obstacles fournit une augmentation de l'efficacité de refroidissement du film et améliore également le coefficient de transfert de chaleur par rapport au boîtier de base, mais cela se fait au détriment d'une plus grande chute de pression.



(a)  $M=0.94$



(b)  $M=1.5$

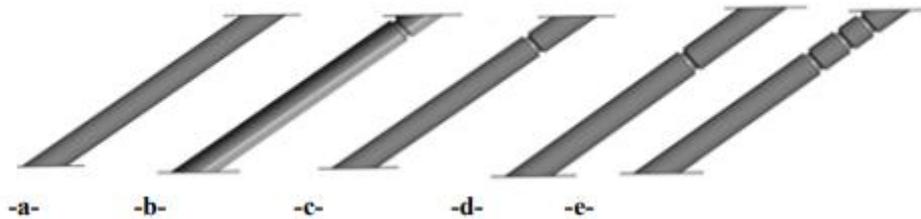


(c)  $M=2.27$

Figure II-11: Influence de l'orientation des obstacles sur l'efficacité de refroidissement par film [19]

### II-6-1-6-Les imperfections

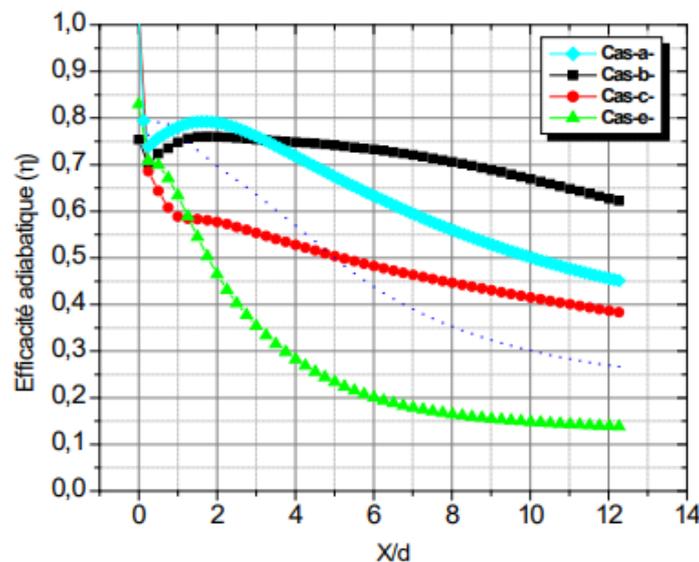
Khorsi, Hamel [20] firent une étude sur une plaque plane avec la présence des imperfections est comparée à celle du cas parfait. Pour cela ont adopté cinq configurations géométriques à savoir tube lisse qui ne présente aucune imperfection, tube avec une seule imperfection modélisé par une forme annulaire en trois positions distinctes ; à 0.2D, 1.2D, 2.5D respectivement de la zone d'injection, et en fin un tube avec trois imperfections de la même forme.



Configuration géométriques étudiées -a- : cylindre lisse (cas parfait) ; -b- : une imperfection à 0.2D ; -c- : imperfection à 1.2D ; -d- : imperfection à 2.5D ; -e- : trois imperfections

**Figure II-12 :** Configuration géométriques des imperfections [20]

Les résultats ont montré qu'un défaut proche de la sortie (cas-b-) peut causer une amélioration de l'efficacité de refroidissement par film par rapport à un trou parfait sans aucun défaut. Si le défaut est un peu plus profond dans le trou il provoque une nette diminution de l'efficacité de refroidissement. Une imperfection placée plus loin de la sortie du cylindre n'a pas une influence significative sur l'efficacité du refroidissement.



**Figure II-13 :** Efficacité de refroidissement sur la ligne centrale [20]

**II-6-1-7-Rugosité de la surface**

Schroeder [21] fait une étude avec différentes configurations de rugosité (lisses, légèrement rugueux pour une seule rangée de cinq trous cylindrique situés sur la plaque plane. Les trous dilataient à  $7^\circ$  dans les directions avant et deux latérales pour former la sortie diffusée. Le rapport surface  $AR = 2,5$ ,  $\alpha = 30^\circ$  et  $p/d = 6$ .  $D, M$  (1 à 3).

Il a constaté que à faible  $x / D$ , l'efficacité des trous rugueux inférieurs à 20% par rapport aux trous lisses. Les mesures d'efficacité adiabatique à des rapports de soufflage jusqu'à trois ont montré que la rugosité dans le trou entraînait une diminution de l'efficacité adiabatique par rapport aux trous lisses.

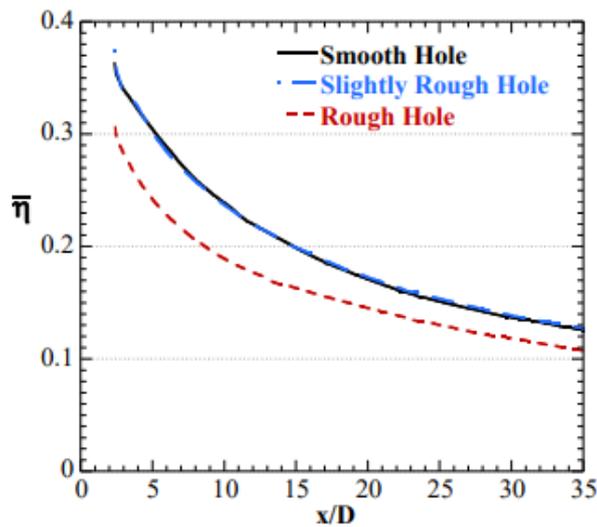


Figure II-14 : Efficacité adiabatique moyennée latéralement à  $M=1$  [21]

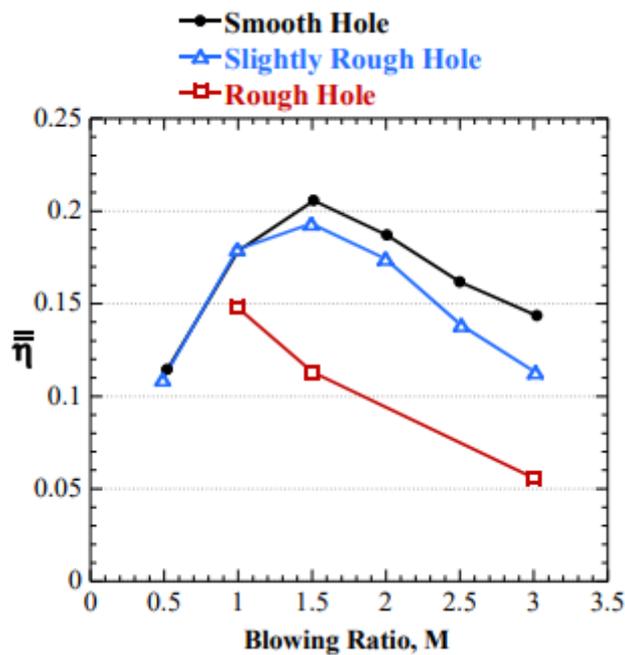
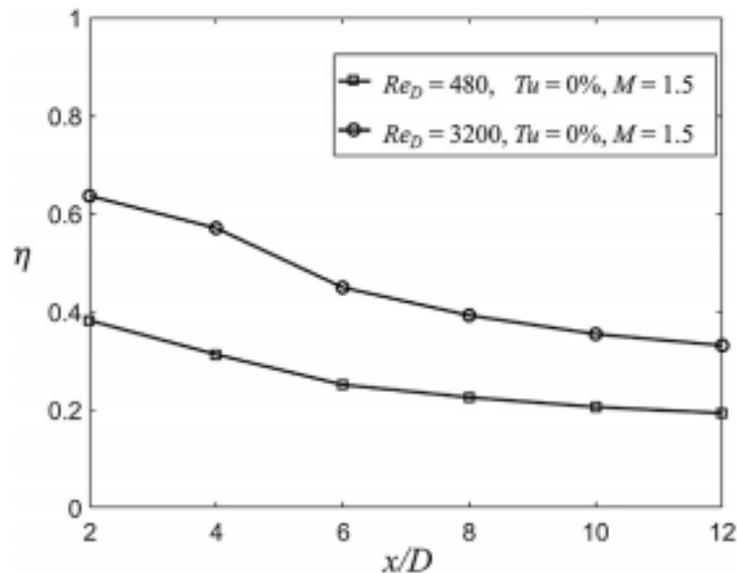


Figure II-15: Efficacité moyenne surfaciques en fonction de  $M$  [21]

## II-6-2-Paramètres aérodynamiques

### II-6-2-1-Nombre de Reynolds

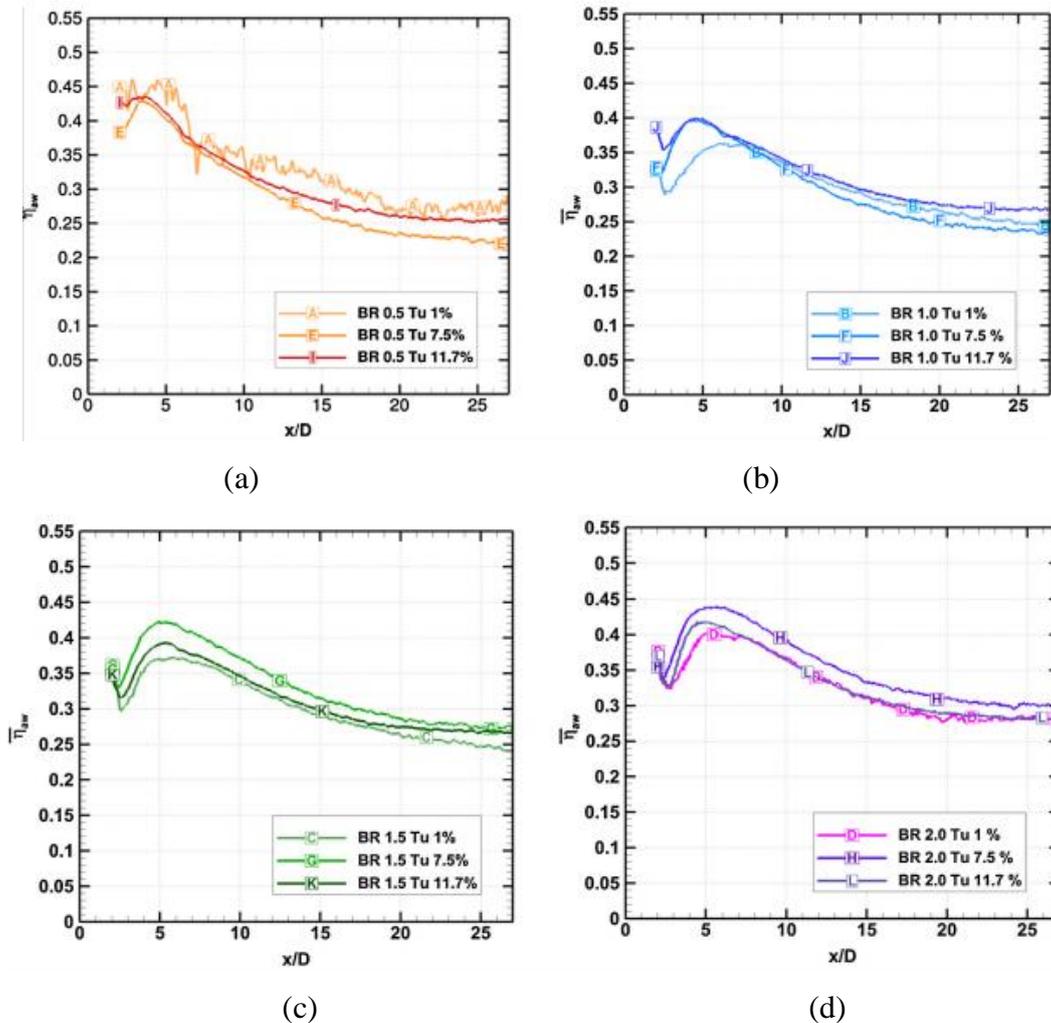
Fu [22] a étudié l'influence du nombre de Reynolds sur le refroidissement de film avec un trou en forme d'éventail avec un angle d'inclinaison et angle composé  $30^\circ$ ,  $14^\circ$  respectivement. Il a constaté que comme le liquide de refroidissement n'a pas divergé latéralement à un faible nombre de Reynolds, l'efficacité de refroidissement du film n'a pu être améliorée, Cependant, au nombre de Reynolds plus élevé, le jet de liquide de refroidissement se développe le long du mur et entraîne une meilleure efficacité de refroidissement du film.



**Figure II-16:** Efficacité latérale moyenne du refroidissement du film [22]

### II-6-2-2-Intensité de turbulence Tu

Hayes [23] a été étudié expérimentalement une nouvelle géométrie de trou anti-vortex (AVH) grâce à une technique de thermographie infrarouge transitoire. Trois intensités de turbulence de 1, 7,5 et 11,7% ont été étudié, des taux de soufflage de 0,5, 1,0, 1,5 et 2,0. Il a été constaté que le cas le plus performant est  $M=2,0$  et la turbulence intensité de 7,5%. À cette intensité les jets de liquide de refroidissement sont encore diffusés latéralement et les trous secondaires semblent être beaucoup plus efficaces que dans les autres turbulences. Cela montre que l'intensité de la turbulence en flux libre augmente l'efficacité de refroidissement du film de l'AVH, mais les cas supérieurs à 11,7% ont connu un film plus faible efficacité de refroidissement qui pourrait entraîner des problèmes de performances.



**Figure II-17 :** Efficacité de refroidissement du film central [23]

Wright [24] dans son étude sur une plaque plane de trous de forme cylindrique et des trous en forme d'éventail de ( $\alpha = 10^\circ$ ) soit un angle simple, des trous décontracté en forme d'éventail de ( $\alpha = 10^\circ$ ,  $\gamma = 10^\circ$ ) à trois taux soufflage de 0.25, 0.75, 1.5 et un rapports de densité 1, l'intensité de la turbulence en flux libre ( $Tu = 1\% - 12,5\%$ ). Les trous sont inclinés d'angle  $35^\circ$ . Il à montré que l'effet de l'intensité de la turbulence en flux libre  $Tu=1.2$  et  $Tu=12.5$  réduit clairement l'efficacité de refroidissement du film.

Les recherches de Baheri [25] sur les effets de l'intensité de turbulence sur l'efficacité du refroidissement du film montrent que l'effet de l'intensité de la turbulence dominante pour les trous de forme en tranchée est similaire à celui obtenu pour les trous de forme discrète, à l'exception que la sensibilité de l'efficacité du refroidissement du film à l'intensité de la turbulence a diminué pour les trous de forme en tranchée.

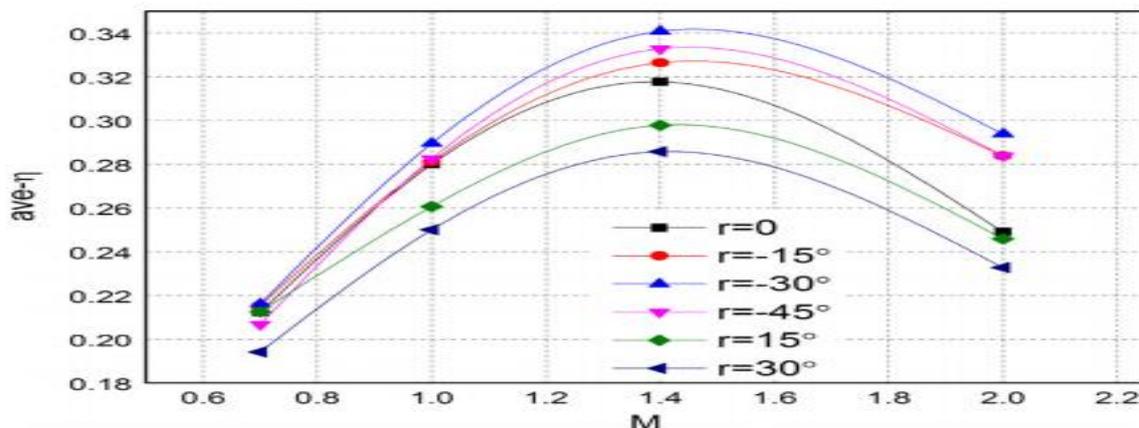
Wu [26] Dans son étude montrent que l'augmentation de l'intensité turbulente diminue l'efficacité, en particulier près de l'entrée du passage de l'aube. Avec une paroi d'extrémité

étagée, l'intensité de la turbulence n'a qu'un effet modéré sur l'efficacité de refroidissement du film.

Les travaux de Funazaki [12] avec deux types de trous de refroidissement cylindriques et trous diffuseur deux rapports de soufflage ( $M = 1$  et  $2$ ,) et trois intensités de turbulence (1, 3,3 et 12%) montrent que dans le cas d'un trou de diffuseur, l'effet de l'intensité de la turbulence dominante semble significatif et son efficacité moyenne sur le film dans le temps est réduite. Dans le cas des trous cylindriques, sous un  $M$  faible l'efficacité moyenne du film dans le sens de l'échelle a diminué à mesure que l'intensité de la turbulence devenait élevée.

### II-6-2-3-Taux de soufflage $M$

Gao [16] a étudié l'effet de rapport de soufflage sur l'efficacité de refroidissement par film avec un banc d'essai qui est un corps semi-cylindrique contenant trois rangées de Cinq trous. Six cas ont été étudié d'angle compose :  $15^\circ$ ,  $-15^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $-30^\circ$ ,  $45^\circ$  sous différents taux soufflage allant de 0.7 à 2.0. Il à remarque que pour des taux de soufflage inférieurs à 1.4 l'efficacité augmente et atteindre le pic à  $M=1.4$ , contrairement pour des taux de soufflage supérieurs à 1.4 l'efficacité de refroidissement par film diminue.



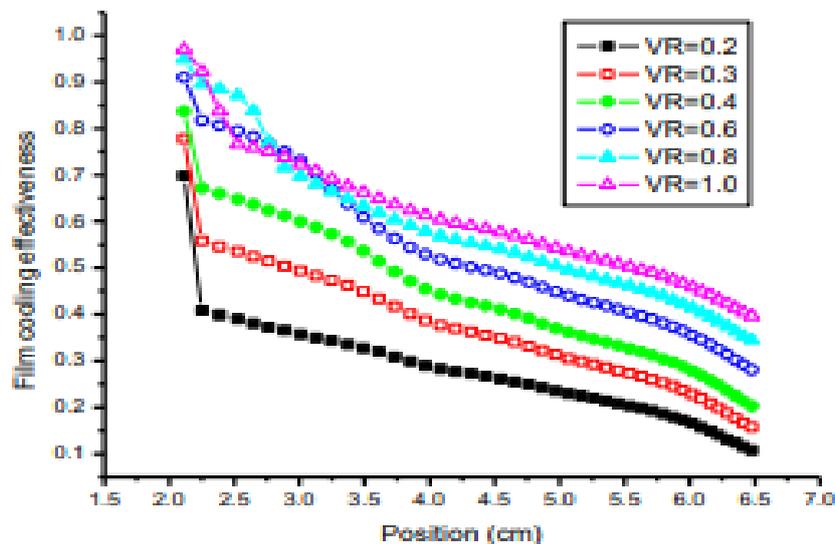
**Figure II-18** : Effet de taux de soufflage sur l'efficacité de refroidissement du film [16]

Hayes [23] dans son étude a montré que L'augmentation du taux de soufflage à tous les niveaux de turbulence a également amélioré l'efficacité du refroidissement du film, à la fois en moyenne et sur la ligne médiane. Ensuite, il a été mesuré expérimentalement par Schneider [27] sous une gamme plus large de rapports de soufflage et son enquête a permis de conclure que lorsque le rapport de soufflage était de 0,35 0,65 et 0,95~1,25, l'efficacité de refroidissement augmentait avec le rapport de soufflage. Inversement, lorsque le rapport de soufflage est de 0,65 à 0,95, l'efficacité de refroidissement présente une tendance inverse avec le rapport de soufflage.

La performance de refroidissement avec trois rangées de trous a été testée par Liu [28] et l'impact du rapport de soufflage de 1,7 à 3,3 a été identifié. Il a été démontré expérimentalement que l'efficacité de refroidissement du côté refoulement et du côté aspiration augmentait alors que le taux de soufflage conservait une tendance à la hausse, parce que l'augmentation du taux de soufflage pouvait conduire à la croissance du débit massique de refroidissement, ce qui l'efficacité de refroidissement des deux côtés a été améliorée.

#### II-6-2-4-Rapport de vitesse (VR)

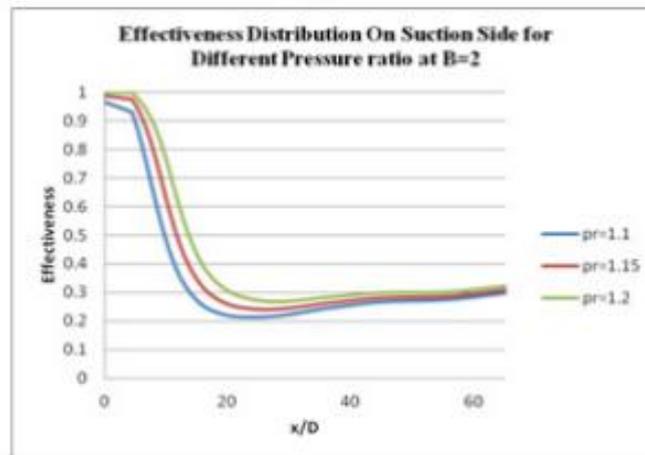
Sajjad [29] a été étudié l'influence de rapports de vitesse sur l'efficacité de refroidissement du film avec des trous sur l'aube de la turbine de diamètre 2mm. Les résultats montrés qu'il est clair que l'efficacité du refroidissement du film augmente avec l'augmentation du rapport de vitesse. Plus la vitesse sera grande, plus l'efficacité du refroidissement sera élevée, plus l'épaisseur du film augmentera, ce qui affectera l'efficacité de la turbine.



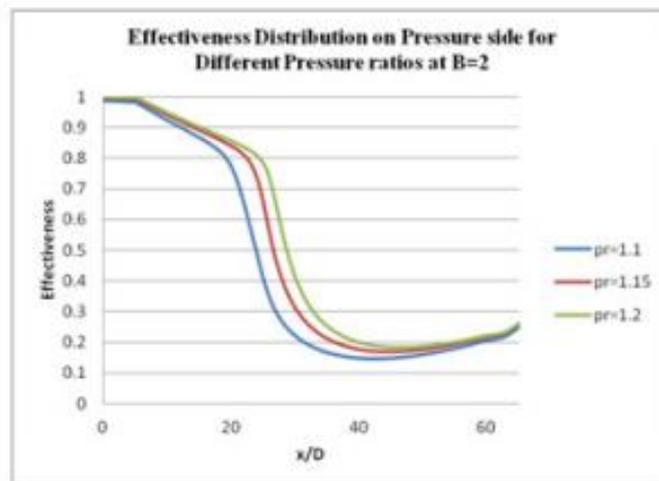
**Figure II-19 :** Variation de l'efficacité de refroidissement de film pour différents rapports de vitesse [29]

#### II-6-2-5-Gradient de pression

Vibhor [30] fait une étude sur l'effet de gradient de pression sur l'efficacité de refroidissement du film dans une aube de guidage de buse typique avec un seul trou sur la surface de pression et d'aspiration. Le rapport de pression variait de 1.1 à 1.2 avec un rapport de densité 2.0. Les résultats obtenus montrent qu'avec l'augmentation du rapport de pression à un taux de soufflage constant, il y avait une augmentation de l'efficacité de refroidissement du film.



**Figure II-20 :** Distribution de l'efficacité coté aspiration pour différents rapports de pression a  $M=2.0$  [30]



**Figure II-21 :** Distribution de l'efficacité coté pression pour différents rapports de pression a  $M= 2.0$  [30]

#### II-6-2-6-Epaisseur de la couche limite

Anderson [31] D'après ses recherches, la couche limite la plus épaisse correspondait simultanément à l'efficacité de refroidissement du film la plus élevée. Le moyen le plus efficace de modifier l'épaisseur de la couche limite est de modifier  $L$ . Ce travail a utilisé des trous en forme de plénum alimentés d'une conception à littérature ouverte. La thermographie infrarouge haute résolution a mesuré l'efficacité en aval d'une seule rangée de trous. Les expériences ont été menées à un DR = 1,80 avec un débit d'approche à température ambiante,  $M = 1,0$  à 3,0.

### II-6-2-7-Rapport de densité (DR)

Pour étudier l'effet de la densité du liquide de refroidissement Liu [32] a sélectionnée trois gaz étrangers - N<sub>2</sub> pour la basse densité, CO<sub>2</sub> pour la densité moyenne et un mélange de SF<sub>6</sub> et d'argon pour la haute densité, DR= 1,0, 1,5 et 2,0. La technique (PSP) est utilisée. L'aube d'essai comporte 3 rangées de trous cylindriques à angle radial de 30 ° autour de la région du bord d'attaque,  $\beta= 45^\circ$  du côté aspiration et du côté pression, et. Les résultats montrent que l'efficacité du film côté aspiration augmente proportionnellement au rapport de densité. Du côté de la pression, une amélioration significative de l'efficacité est observée lorsque le rapport de densité augmente de 1,0 à 1,5. Cependant, seule une petite amélioration peut être trouvée lorsque le rapport de densité continue d'augmenter à 2,0.

Une étude expérimentale a été menée par Johnson [33] sur une plaque plane d'une rangée de trous circulaires de  $D=5\text{mm}$  et  $\alpha=30^\circ$ . Les techniques (PIV) et (PSP) ont été utilisées,  $M=0.4$  à  $1.7$  en utilisant de l'azote N<sub>2</sub> (DR = 0,97) et du CO<sub>2</sub> (DR = 1,53). Il a montré qu'il y a une augmentation correspondante de l'efficacité de refroidissement du film pour les jets de liquide de refroidissement à rapports de densité élevée.

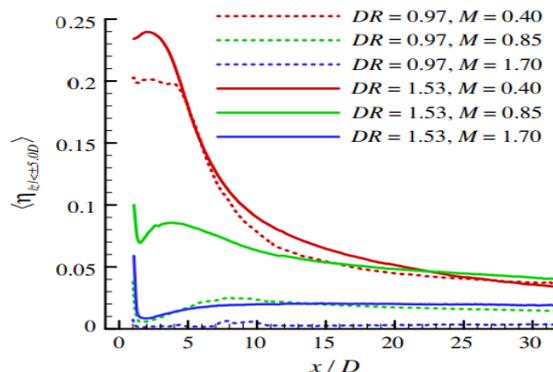
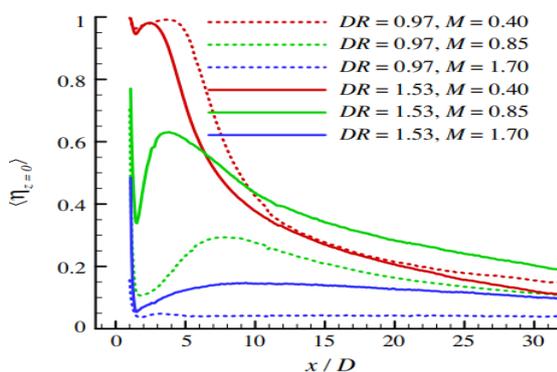


Figure II-22 : Efficacité centrale [33]

Figure II-23 : Efficacité latérale [33]

Wright [24] dans son étude sur une plaque plane en utilisant la technique (PSP).  $M = 0,25-2,0$ , DR = 1,0 et 1.4. Il a conclu que l'augmentation du rapport de densité diminue l'efficacité de refroidissement du film d'axe central. Bien que l'efficacité de la ligne médiane soit réduite, les rapports de densité accrus améliorent l'étalement des jets, et donc l'efficacité de refroidissement du film moyennée latéralement augmente.

L'effet du rapport de densité sur le refroidissement du film bord d'attaque a été étudié expérimentalement par Li [34] en utilisant la méthode d'analogie de transfert de masse de peinture sensible à la pression (PSP). Les résultats montrent qu'un rapport de densité plus élevé permet une meilleure fixation du liquide de refroidissement sur la surface et augmente la protection du film.

### II-6-2-8-Rotation des aubes

L'effet de la vitesse de rotation des aubes de turbine rotatives avec des trous d'angle composés sur l'efficacité de refroidissement de film a été étudié numériquement par Li [35]. Les résultats montrent plus la rotation est rapide, plus l'effet de refroidissement est faible.

Pour améliorer l'efficacité du film plusieurs recherches récentes ont été faites y compris la modification dans la géométrie de l'aube, trous en forme cœur, actionnement aérodynamiques du plasma, l'injection vers l'arrière et mixte, ces expériences sont présentées ci-dessous:

### II-6-3-Géométrie de l'aube

Chen [36] traite un concept permettant d'améliorer les performances de refroidissement du film en plaçant une rampe amont devant une rangée de trous. L'angle de rampe amont ( $8,5^\circ$ ,  $15^\circ$  et  $24^\circ$ ) et le rapport de soufflage  $M$  (0,3, 0,4, 0,6, 0,9 et 1,4). En utilisant la technique d'imagerie infrarouge. Les résultats indiquent qu'un grand angle de rampe avec un taux de soufflage élevé conduit à une protection du film plus efficace.

Yang [37] fait une nouvelle conception de structure d'une plaque plane dans laquelle une rampe est placée en amont d'angles ( $0^\circ$ ,  $15^\circ$  et  $25^\circ$ ), d'un trou de film cylindrique et une cavité cylindrique avec deux trous d'impact en diagonale est définie à l'entrée du trou de film. Les expériences sont réalisées par deux techniques de mesure non perturbées : (PLIF) et (TR-PIV). Deux directions de tourbillonnement du liquide de refroidissement (dans le sens horaire et antihoraire), deux angles d'impact ( $15^\circ$  et  $30^\circ$ ) et trois BR (0,6, 1,0 et 1,4). Les résultats expérimentaux montrent qu'à des BR élevés, les structures combinées de la rampe amont avec le flux de liquide de refroidissement tourbillonnant généré par les angles d'impact peuvent améliorer considérablement les performances de refroidissement du film.

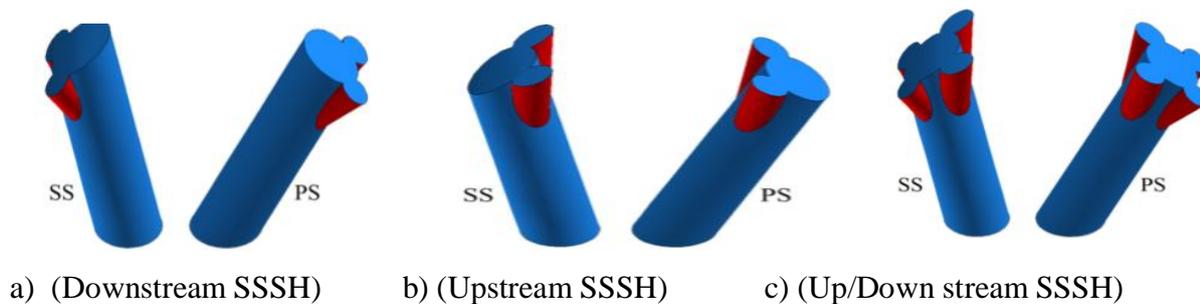
Zhang [38] dans son étude numérique d'une rampe en forme de dune de sable (SDSR) en amont à la sortie du trou du film sur une plaque plane sous des rapports de soufflage de 0,5 à 1,5. Trois hauteurs de SDR ont été conçues: 0,25D, 0,5D et 0,75D. Les résultats ont indiqué que le SDR en amont contrôlait efficacement l'écoulement primaire près de la paroi et l'interaction mutuelle subséquente avec le jet de liquide de refroidissement, qui était le principal mécanisme de l'amélioration du refroidissement du film. L'efficacité du refroidissement du film s'est améliorée progressivement avec l'augmentation de la hauteur de la rampe.

Zheng [39] fait une étude numérique du concept avec injection vers l'arrière en plaçant la rampe en amont du trou du film. Les résultats obtenus montrent que les performances de refroidissement du film avec injection vers l'arrière sont grandement améliorées par une rampe amont, en particulier dans la région en aval du trou du film.

Hammami [40] dans son étude une rampe amont est ajoutée juste avant les rangées de jets de refroidissement. La rampe ressemble à une pyramide amont centrée exactement dans l'espace entre les deux trous adjacents, trois configurations géométriques sont considérées, qui sont le cas de base, le cas avec une rampe amont et enfin le nouveau cas avec une pyramide amont. Les résultats montrent que la géométrie proposée présente un bon compromis entre l'augmentation de l'efficacité du refroidissement du film adiabatique et le maintien des pertes de pression à des niveaux plus faibles.

#### II-6-4-Trous simple en forme sœur

Khajehhasani [41] fait une évaluation numérique des performances des schémas mono trou en forme de sœur (SSSH) (en aval, en amont et en amont / en aval) sur le bord d'attaque de la cascade d'aubes de turbine haute pression AGTB-B1 à trois taux de soufflage de 0,7, 1,1 et 1,5. Les résultats prévus sont comparés au trou cylindrique unique et au trou de forme diffusée vers l'avant à  $15^\circ$ .



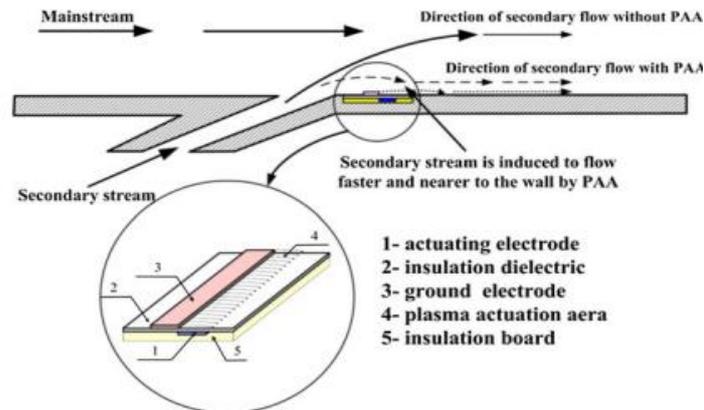
**Figure II-24 :** Schéma simple de forme de trous sœur [41]

Il constate que Pour le rapport de soufflage de 0,7, la forme du trou SSSH en aval fournit les valeurs d'efficacité les plus élevées par rapport aux autres géométries de trous du côté aspiration. Pour les rapports de soufflage plus élevés de 1,1 et 1,5 une amélioration notable de l'efficacité de refroidissement du film et de la propagation latérale du jet de refroidissement pour les SSSH en amont et en amont / en aval.

Wu [42] a comparé avec soin trois types de trous sœurs et de trous cylindriques Le taux de soufflage variait de 0,3 à 2,5. Les conclusions ont été tirées que les trous sœurs amélioraient les performances de refroidissement du film à tous les rapports de soufflage. Azzi [43] fait une étude numérique pour évaluer l'efficacité de la technique des trous latéraux du refroidissement par film. Il a été trouvé que ces derniers améliorent la performance du refroidissement à travers tous le domaine de calcul.

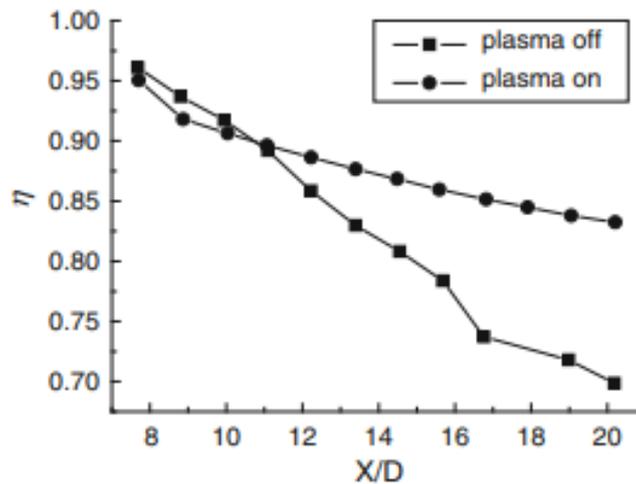
**II-6-5-Actionnement aérodynamiques du plasma**

L'équipe de Yu [44] réalisées ses recherches sur les performances de refroidissement du film pour un trou cylindrique incliné à 35° avec actionnement aérodynamique au plasma. L'expérience consiste à : installé des électrodes sur la surface du mur, l'air à proximité est ionisé, produisant une couche de plasma sous l'effet des forces électriques, le plasma est en mouvement. Le flux d'air orienté près de la surface de l'objet est induit par les collisions entre les particules chargées et les molécules de gaz neutre.



**Figure II-25:** Illustration schématique de l'aérodynamique du plasma [44]

Les résultats Montre que l'actionnement aérodynamique du plasma peut réduire l'élan d'éjection vers le haut. Le flux secondaire est très concentré et plus proche du mur, ce qui est favorable à l'amélioration de l'efficacité de refroidissement.

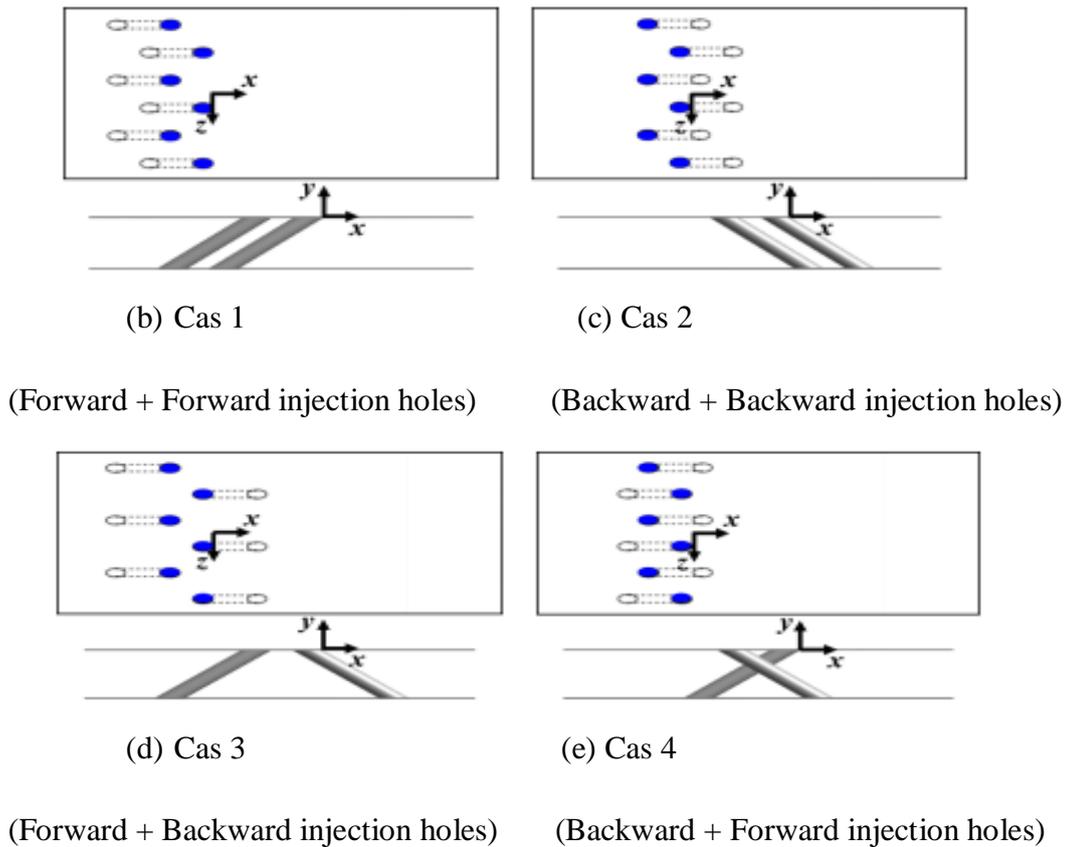


**Figure II-26 :** Effet de l'actionnement aérodynamique du plasma sur l'efficacité du film [44]

**II-6-6-Injections vers l'arrière**

Une expérience à été réalisée par Park [45] pour étudier l'effet d'Injection vers l'arrière sur l'efficacité du refroidissement du film, en utilisant méthode de peinture sensible à la

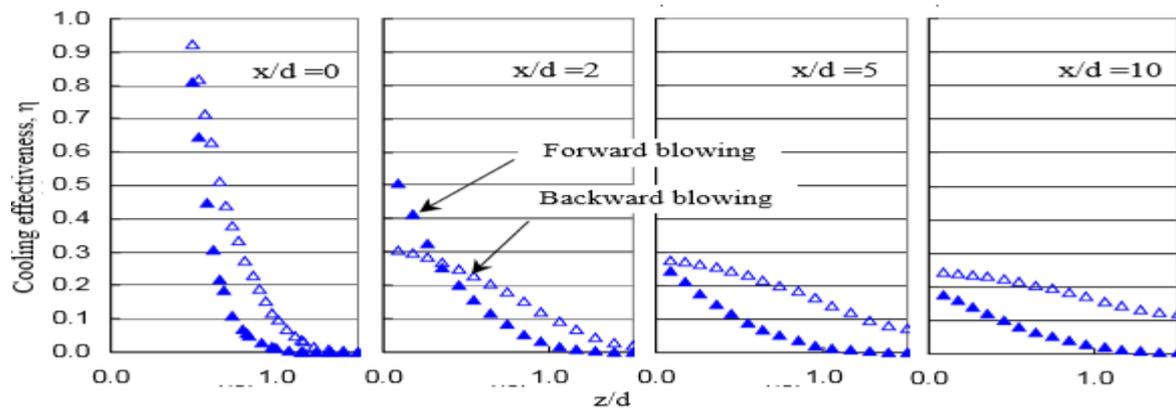
pression (PSP). Quatre configurations étaient composées de l'avant et de l'arrière trou cylindrique d'injection Six trous sur deux rangées. Les trous cylindriques étaient alignés en deux rangées décalées avec un pas ( $p$ ) de  $6d$  et un espacement des rangs de  $3d$ . Diamètre ( $d$ ):  $3\text{ mm}$ ; longueur ( $L$ ):  $5,986d$ . Les angles d'injection ( $\alpha$ ) des trous cylindriques étaient de  $35^\circ$  et  $145^\circ$  pour l'injection avant et arrière, respectivement. Les rapports de soufflage ( $M$ ) variaient de  $0,5$  à  $2,0$ . La sortie du trou était remplie de couleur bleue afin de faire la distinction entre l'entrée et la sortie de trous.



**Figure II-27:** Formes des trous d'injection [45]

Les résultats indiquent que l'injection vers l'arrière a une efficacité de refroidissement du film améliorée, mais aussi uniformité de refroidissement. À un taux de soufflage élevé, toutes les configurations démontrées une efficacité de refroidissement du film plus élevée avec injection en arrière qu'avec une seule injection vers l'avant.

Les résultats trouvés par LI [46] à conclu que l'injection vers l'arrière peut améliorer considérablement les performances de refroidissement du film en termes d'efficacité de refroidissement moyenne et d'uniformité.



**Figure II-28** : Comparaison de l'efficacité du refroidissement entre l'injection avant et arrière à différents endroits [46]

### II-6-7-Injection mixte

Prakash Mishra [47] à réalisé une étude numérique sur une plaque plane de trois configurations de 20 rangées de trous cylindriques avec injection aval, injection amont et injection mixte à différents rapport de vitesse,  $D = 1\text{mm}$ ,  $p/d = 4,9$ ,  $s/d = 4,9$ . Il a conclu que La configuration d'injection mixte donne un refroidissement plus élevé et plus uniforme qu'avec les trous d'injection en amont et en aval, en particulier à des rapports de vitesse élevés.

### II-7-Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la description et l'explication du mécanisme de refroidissement des turbines à gaz. L'adoption d'un tel procédé de refroidissement est indispensable si on veut garder une durée de vie acceptable de l'aubage de la turbine. Il est aussi à noter que ce refroidissement introduisant, soit une diminution de l'efficacité de la machine, soit une consommation excessive en combustible. Le processus du refroidissement par film reste à ce jour un des sujets les plus complexes en turbomachines, ou beaucoup de recherche sont en cours en vue de maîtriser les différents paramètres influents sur son efficacité.

# **Chapitre III Méthode numérique et Turbulence**

**III-1-Introduction**

La plupart des écoulements qui se produisent dans la nature et entrant dans les applications industrielles sont turbulents, on peut citer à titre d'exemple: la pulvérisation d'un combustible dans une chambre de combustion, le jet d'un réacteur d'avion ou le comportement de l'air autour d'une aile d'avion ou d'une aube de turbomachine. La turbulence est un mode naturel d'écoulement d'un fluide visqueux, ou des mécanismes internes d'échanges d'énergie assurent la création et le maintien de toute une hiérarchie de mouvements chaotiques répartis continuellement sur une large gamme d'échelles macroscopiques, leur prédiction et leur compréhension physique fine sont primordiales dans les nombreux domaines de la mécanique. Les équations qui gouvernent les mouvements des fluides, qu'ils soient turbulents ou non, ont été écrites pour la première fois par Claude Navier en 1823, elles sont souvent appelées équation de Navier-Stokes. La turbulence est devenue une science expérimentale vers la fin du XIXe siècle quand l'anglais Osborne Reynolds a pu observer la transition du régime laminaire au régime turbulent. Dans un écoulement turbulent, des tourbillons de différentes tailles apparaissent, forment ce qui est communément appelé un spectre. Les grands tourbillons sont associés aux basses fréquences et les petits tourbillons aux hautes fréquences, plus le nombre de Reynolds est important, plus l'écoulement est turbulent et plus la largeur du spectre est importante. Bien qu'ils soient bien différenciés les uns des autres de transmission de l'énergie appelée couramment « cascade d'énergie ».

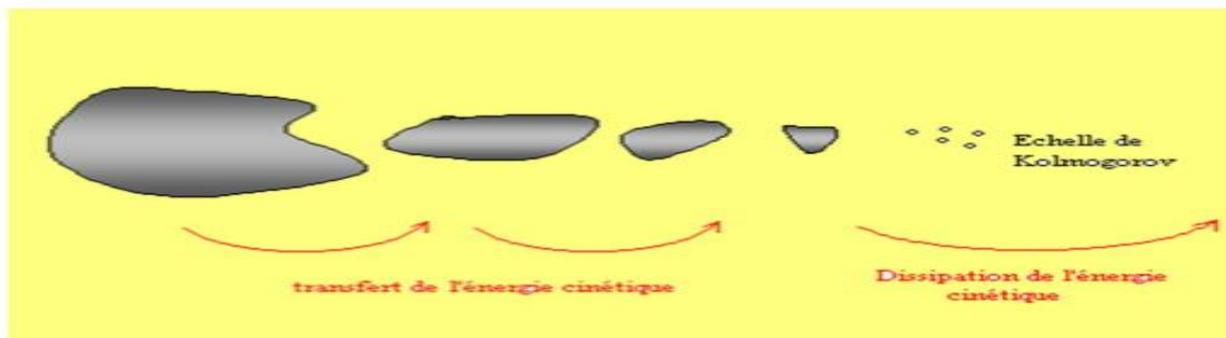
**III-2-Caractéristiques physiques de la turbulence****III-2-1-Théorie de la turbulence**

La turbulence ne constitue pas une propriété intrinsèque du fluide. Elle est caractérisée à l'aide d'un ensemble d'observations sur l'état du mouvement. Un écoulement turbulent tend de façon générale à qualifier un état d'agitation du mouvement ou les vitesses évoluent d'une façon irrégulière, désordonnée et chaotique, si bien que le comportement du détail des trajectoires des particules fluides semble imprévisible à long terme. Ces mouvements aléatoires s'effectuent dans toutes les directions. La turbulence est par nature un phénomène tridimensionnel. A ces fluctuations de vitesse, sont associées des fluctuations de pression suivant la loi du mouvement du fluide qui est supposée satisfaire à chaque instant les équations de Navier Stokes. Si l'écoulement turbulent à un comportement aléatoire, il est également rotationnel de vitesse ce mouvement tourbillonnaire est présent sur un très large éventail d'échelles temps et d'espace qui donne à l'observation l'effet d'un enchevêtrement de tourbillons de structure et durées de vie très variées. En réalité, les plus petites échelles présentes dans l'écoulement sont fixées par la viscosité du fluide alors que les plus larges

échelles sont limitées par la taille des cisaillements présents dans le mouvement moyen. Un autre aspect essentiel de la turbulence est sa capacité à se mélanger rapidement que ce soit la quantité de mouvement, la chaleur ou la masse. [48]

### III-2-2-Echelles de la turbulence et cascade de Kolmogorov

Un écoulement turbulent peut être défini comme la cohabitation de nombreux tourbillons de tailles différentes qui possèdent une dynamique et un comportement qui les caractérisent. Les travaux de Kolmogorov publiés en 1941 permirent de décrire cette dynamique tourbillonnaire. La production des plus grandes structures est le résultat de l'écoulement moyen à la vitesse  $V$  et la longueur de référence  $L$ . Ces structures transportent et diffusent leur quantité de mouvement. En raison du phénomène d'étirement, ces grosses structures se divisent en de plus petits tourbillons qui donnent naissance à leur tour à de plus petites structures. L'énergie cinétique est ainsi dissipée, et à chaque réduction d'échelle, les effets de la viscosité sont de plus en plus importants. Lorsque les effets visqueux deviennent équivalents aux effets cinétiques, l'énergie est dissipée sous forme de chaleur.

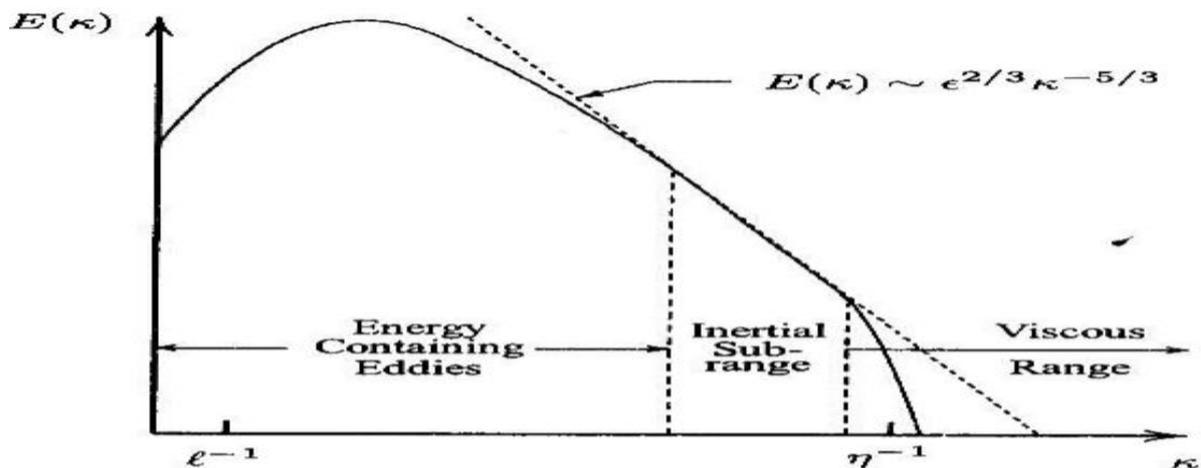


**Figure III-1** : Théorie de la cascade d'énergie [50]

Le modèle de **Kolmogorov** qui décrit la dynamique tourbillonnaire peut s'énoncer selon les trois points suivants :

- L'énergie cinétique turbulente est principalement portée par les grands tourbillons.
- La viscosité n'influence que les petits tourbillons qui sont responsables de la majeure partie de dissipation.
- Le taux d'énergie dissipée par les petits tourbillons provient des grands.

La figure 2 montre le spectre d'énergie pour un écoulement turbulent.



**Figure III-2 :** Spectre d'énergie pour un écoulement turbulent échelle log-log [49]

Pour des nombres de Reynolds suffisamment grands ( $Re > 10^4$ ), il existe une zone du spectre d'énergie dite "zone inertielle" (échelles intermédiaires) dans laquelle les grandes structures ne font que transférer l'énergie cinétique à dissiper vers les plus petites structures. Kolmogorov a proposé la loi universelle du spectre d'énergie suivante:

$$E(k, t) = C_k \varepsilon(t)^{2/3} k^{-5/3}, \text{ ou } C_k \approx 1.5 \quad (\text{III-1})$$

Ce célèbre modèle de représentation de pente logarithmique en  $-5/3$  est la base de nombreux modèles de turbulence pour des codes de simulation numérique. [49]

### III-2-3-Nombre de Reynolds

Les premières caractérisations de la turbulence apparaissent à la fin du 19<sup>ème</sup> siècle grâce au scientifique **Osborne Reynolds**. Ses travaux sur les écoulements dans les conduites lui permirent de définir un nombre sans dimension auquel il attribua son nom. Il montra qu'au-dessus d'une valeur critique de ce nombre, l'écoulement changeait radicalement de topologie et de dynamique. Si :

$Re < 2\,000$  : Ecoulement laminaire: les forces de viscosité sont prépondérantes, l'accélération convective étant négligée. On parle d'écoulement de Stokes. De plus, comme l'inertie est négligeable, l'écoulement du fluide est réversible.

$2\,000 < Re < 3\,000$  : Ecoulement transitoire: la commence de la perturbation.

$Re > 3\,000$  : Ecoulement turbulent: Les particules du fluide se mélangent. Il y a échange d'énergie entre elles.

Ce paramètre sans dimension représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses qui s'exercent sur un fluide, est défini comme suit :

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (\text{III-2})$$

Où  $U$  et  $L$  sont une vitesse et une longueur caractéristiques de l'écoulement moyen et  $\nu$ , la viscosité cinématique.

### III-2-4-Décomposition de Reynolds

Les écoulements turbulents sont généralement modélés par RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Une autre alternative consiste en s'appuyant sur le caractère fluctuant dû à l'agitation turbulente, à utiliser des moyennes. Une des approches les plus répandues consiste aussi à aborder le problème sous un angle statistique. Les moyennes d'ensemble de vitesse, de pression, de température, dont la distribution caractérise l'écoulement turbulent sont définies comme les variables principales de l'écoulement qu'on cherche à qualifier par rapport à ces moyennes. Ceci conduit à une décomposition du mouvement (dite de Reynolds) en champs moyen et fluctuant, ce dernier mesurant l'écart instantané et local entre chaque grandeur réelle et sa moyenne. [49]

$$u_i(x, t) = U_i(x) + u'_i(x, t) \quad (\text{III-3})$$

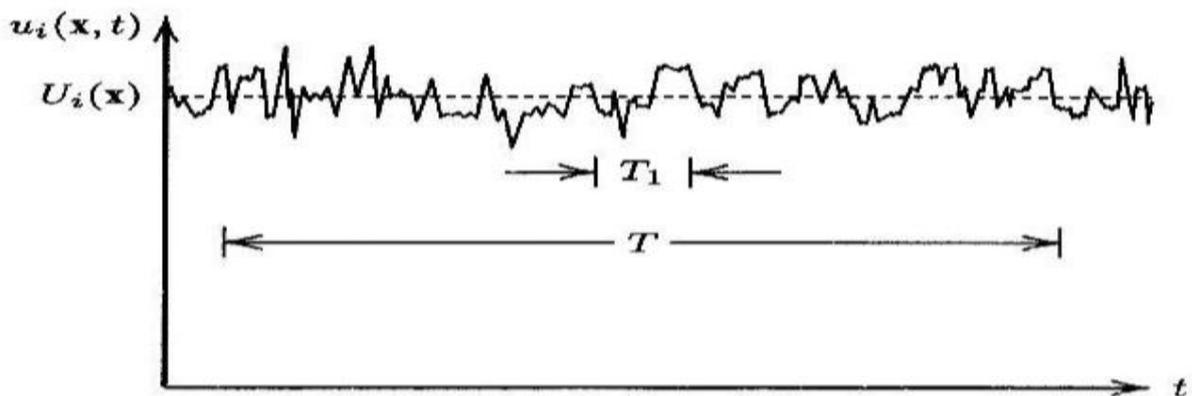


Figure III-3 : Ecoulement moyen et fluctuations [49]

### III-2-5-Equations de Reynolds

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir: la vitesse, la pression et la température. Ces équations proviennent de la prise de la moyenne dans le temps des équations de Navier Stokes. On obtient en conséquence les équations de Reynolds (RANS) données ci-dessous et exprimant : la loi de conservation de masse (équation de continuité), la loi de conservation de la quantité de mouvement, la loi de conservation de l'énergie (équation de l'énergie).

#### III-2-5-1-Equation de continuité

Exprime la conservation de la masse liquide et de l'énergie d'une section à l'autre. Leur équation s'écrit sous la forme [51] :

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot V) = 0 \quad (\text{III-4})$$

Où  $\rho$  est la densité du fluide et  $V$  est la vitesse du fluide. Pour un fluide permanent et compressible l'équation devient:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (\text{III-5})$$

**III-2-5-2-Equation de quantité de mouvement**

**Navier-Stokes** (1820-1845) écrivait le système pour un fluide visqueux sous forme [52] :

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho(\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) + \rho(\overline{\mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'})] = \rho\mathbf{g} - \nabla p + \mu\nabla^2\mathbf{u} \quad (\text{III-6})$$

**III-2-5-3-Equation de conservation de l'énergie [53]**

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j H) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \tau_{ij} - q_j) \quad (\text{III-7})$$

Où le tenseur de contrainte  $\tau_{ij}$ , le vecteur de flux de chaleur  $q_j$  et l'enthalpie totale  $H$  sont donnés par :

$$\tau_{ij} = \lambda \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{III-8})$$

$$q_j = -k \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (\text{III-9})$$

$$H = h + \frac{1}{2} u_i u_i \quad (\text{III-10})$$

Dans ces équations,  $\lambda$  est la viscosité en vrac ( $= -2/3\mu$ ),  $k$  la conductivité thermique et  $h$  l'enthalpie statique,  $T$  est la température statique moyenne. Dans l'équation de tenseur de contrainte,  $\delta_{ij}$  est le delta de Kronecker, ayant la valeur 1 pour  $i = j$  et 0 pour  $i \neq j$ .

**III-3-Modèles de turbulence**

L'une des difficultés majeures, de la résolution des équations de Navier Stokes, reste l'emploi d'un schéma de la turbulence indispensable, pour la simulation de l'écoulement turbulent, il s'agit alors de trouver le modèle qui peut prendre en compte avec précision la réalité physique de l'écoulement, plusieurs schéma sont disponible est données ci-dessous :

-Modèle à viscosité turbulente (Modèle du 1<sup>er</sup> ordre).

-Modèle à zéro équation.

-Modèle à une équation.

-Modèle à deux équations :

- Modèle K- $\varepsilon$ .
- Modèle k- $\omega$ .

-Modèle RSM (Reynolds Stress Model: Modèle du 2<sup>ème</sup> ordre).

**Remarque :** dans cette mémoire on à utilisé Modèle k-  $\omega$  SST qui est favorable à la modélisation de la turbulence au voisinage de la paroi.

### III-3-1-Modèle k- $\omega$ SST

Le modèle de transport des contraintes par cisaillement k- $\omega$  est dérivé du modèle k- $\omega$  standard. Il a été développé par **Menter** 1993 [54] pour mélanger efficacement la formulation robuste et précise du modèle k- $\omega$  dans la région proche de la paroi avec l'indépendance libre du modèle k- $\varepsilon$  dans le champ lointain. Pour ce faire, le modèle k- $\varepsilon$  est converti en une formulation k- $\omega$  en incorporant les effets de transport dans la formulation de la viscosité turbulente ce modèle améliore considérablement la prédiction du début du décollement ainsi que sa taille.

Le modèle k- $\omega$  SST est similaire au modèle k- $\omega$  standard, mais comprend les raffinements suivants :

- Le modèle k- $\omega$  standard et le modèle k- $\varepsilon$  transformés sont tous deux multipliés par une fonction de fusion et les deux modèles sont ajoutés ensemble. La fonction de mélange est conçue pour être une région proche de la paroi, qui active le modèle k- $\omega$  standard et à zéro de la surface, ce qui active le modèle k- $\varepsilon$  transformé.
- La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement turbulentes.
- Les constantes de modélisation sont différentes.

### III-4-Méthode numérique

#### III-4-1-Introduction

Les problèmes rencontrés en mécanique des fluides sont généralement traités numériquement à l'aide de techniques de CFD qui est l'une des branches de la mécanique des fluides qui utilise des méthodes numériques généralement exprimées sous forme d'un système algébrique, suivie d'une résolution itérative, permet l'accès aux variables physiques du problème à l'étude. Toutefois, l'accès à la formulation algébrique nécessite, d'une part, la discrétisation du système étudié, et, d'autre part, l'utilisation des schémas de discrétisation des variables pour résoudre et analyser les problèmes que posent les écoulements de fluide. Les prédictions obtenues à l'aide de la CFD sont largement validées par des données expérimentales, présentant une grande fiabilité dans l'exactitude des résultats. Parmi les méthodes numériques en mécanique des fluides conçues pour résoudre les équations des différents phénomènes physiques, on trouve : la méthode des différences finis, la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis. Le code ANSYS-CFX utilisé dans l'étude est basé sur la méthode des volumes finis.

### III-4-2-Conduction d'une simulation numérique

Une simulation numérique passe par trois étapes principales, à savoir : la préparation, la solution et le traitement des résultats. [55]

- **Pré processing** : Préparation des données du problème (géométrie du domaine de calcul, génération du maillage de discrétisation, définition des phénomènes physiques et chimique du processus, détermination des propriétés du fluide, spécification des conditions aux limites).
- **La résolution** : c'est la solution du problème par une méthode numérique.
- **Post processing** : Visualisation du domaine de calcul et du maillage, tracé des vecteurs de vitesse et des lignes de courant, contours, extractions de surfaces bien définis, manipulation des graphes (translation, rotation).

### III-4-3-Description du code de calcul ANSYS CFX

C'est un logiciel de simulation numérique polyvalent hautes performance qui à été utilisé pour résoudre des problèmes d'écoulement tridimensionnels complexes. Le logiciel fournit de nombreux modèles physiques et schémas numériques, et les utilisateurs peuvent naturellement modéliser presque tous les problèmes de base de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur. L'avantage de ce mode est que vous pouvez créer des sous-programmes pour spécifier des options complexes, modifier le schéma de résolution et ajouter des termes source à certaines équations.

Le logiciel peut réaliser une simulation numérique complète, de la modélisation géométrique à la visualisation des résultats, y compris la création du maillage et le calcul. Ce code de calcul, est divisé en 4 modules : ICEM, CFX-pre, CFX-solve et CFX-post (Chaque module a une utilisation bien spécifique).

#### III-4-3-1-Module ICEM-CFD

Le module ICEM CFD permet d'établir la géométrie du système étudié. La géométrie est construite à partir de points, de courbes, de surfaces et de volumes. C'est également ce module qui permet de générer un maillage : tétraédrique, hexaédrique et prismatique s'appuyant sur la géométrie. Une fois le maillage effectué, ICEM crée un fichier avec l'extension « .msh », qui collectera les informations relatives au maillage, qui pourront être utilisées par CFX-Pre. [56]

### III-4-3-2-CFX-Pre

Ce module Offre une interface moderne, cohérente et intuitive pour la définition des problèmes complexes de CFD, permet de fixer les conditions aux limites et initiales du modèle, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution (régime permanent ou transitoire). Les paramètres régissant la convergence du calcul comme le pas de temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides. Une fois que la définition de problème est complète, il faut exporter un fichier de définition (.def) vers le module CFX-Solver pour avoir la solution du problème. [56]

### III-4-3-3-Module CFX-Solve

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour une erreur bien définie ou un nombre d'itération maximale. Ses fonctions principales sont énumérées comme suit: indiquer les dossiers d'entrée au CFX-Solver ; lancer ou arrêter la simulation avec CFX-Solver; modifier certains paramètres dans le fichier de définition; surveiller la progression de la solution avec CFX-Solver ; lancer une autre simulation en parallèle. A la fin de son calcul, tous les résultats sont stockés dans un fichier « .res », Ce fichier est directement exploitable par CFX-post. [56]

### III-4-3-4-Module CFX-Post

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats de la simulation ANSYS CFX. Il permet de visualiser les paramètres définis par l'utilisateur, définir et calculer des nouvelles variables, exporter les résultats en différent format pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques et d'appliquer des textures sur la géométrie. Il dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme : lignes de courant, champ de vitesse...etc. [56]

## III-4-4-Méthode numérique de discrétisation

### III-4-4-1-Méthode des volumes finis

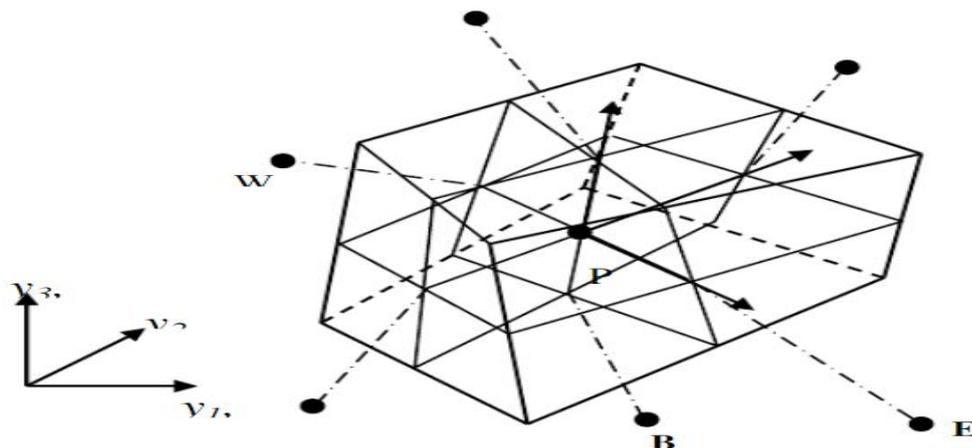
La méthode des volumes finis a été parmi les premières à atteindre un stade de développement avancé pour les calculs d'écoulements stationnaires et in stationnaires, elle a été décrite pour la première fois en 1971 par **Patankar** et **Spalding** et publiée en 1980 par Patankar [58]. C'est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Elle a permis une prise en compte complète des effets de non linéarité et de compressibilité ainsi que les effets de viscosité à l'aide des équations de Navier-Stokes, et de turbulence. Elle est valable pour n'importe quelle finesse du maillage, Mise en œuvre

relativement facile, Applicable aux géométries complexes, Temps de calcul et stockage mémoire raisonnable. La technique comprend deux étapes importantes :

- Le maillage : il consiste à diviser le domaine en plusieurs intervalles réguliers appelés volumes de contrôle.
- La discrétisation : lors de cette étape les équations sont intégrées dans les volumes de contrôle. [57]

#### III-4-4-1-1-Génération de maillage

Le domaine de calcul sera subdivisé en un ensemble fini de volumes de contrôle. Ces volumes enveloppent tout le domaine de calcul, de telle façon que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul. Le centre de chaque volume de contrôle sera repéré par un vecteur dit centre de volume de contrôle et sera noté P. Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N, S, W, E, T, B (North, South, West, East, Top, Bottom). [4]

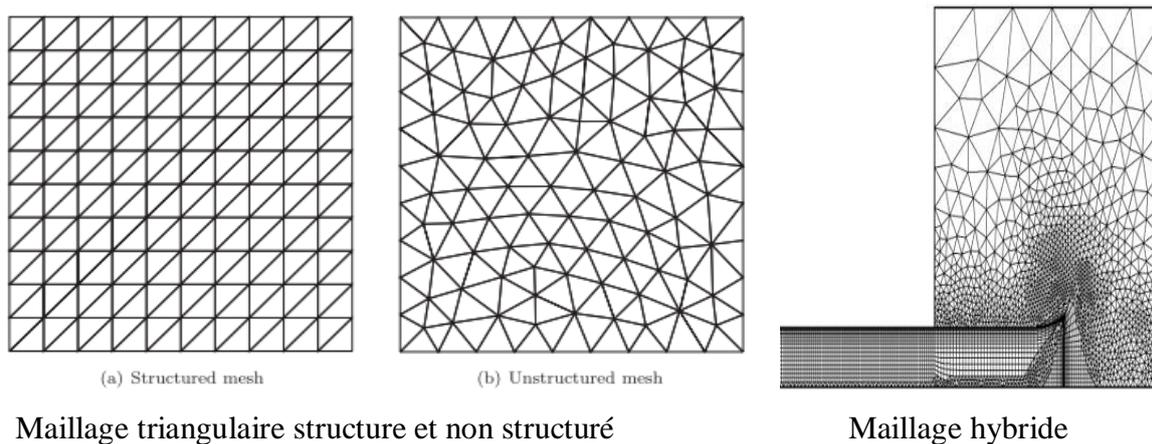


**Figure III-4 :** Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal [4]

#### III-4-4-1-2-Choix de Type de maillage

La distance entre deux points du maillage n'est pas obligatoirement constante. Si cette distance est constante, on parle de maillage régulier, si non de maillage irrégulier. Il existe trois types de maillages: les maillages structurés (quadra/ hexa), les maillages non structurées (tri/ tétra) et les maillages hybrides. Le plus simple est le maillage structuré, dans ce type de maillage tous les nœuds ont le même nombre d'éléments voisins. Il est économique en nombre d'éléments et présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent, mais il est difficiles : à générer et obtenir une bonne quantité de millage pour certaine géométries complexes. Si nous avons un domaine complexe, nous pouvons utiliser un maillage non structurée. Généralement, les maillages non structurée convient à toutes les

géométries. Il est très populaire dans les CFD. L'inconvénient est que : la structure des données étant irrégulière, engendre des erreurs numériques qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré. Le maillage hybride est un compromis entre le maillage structurée et non structurée. Ce type demeure encore difficile a générer notamment dans les endroits de liaison entre le structuré et le non structuré.

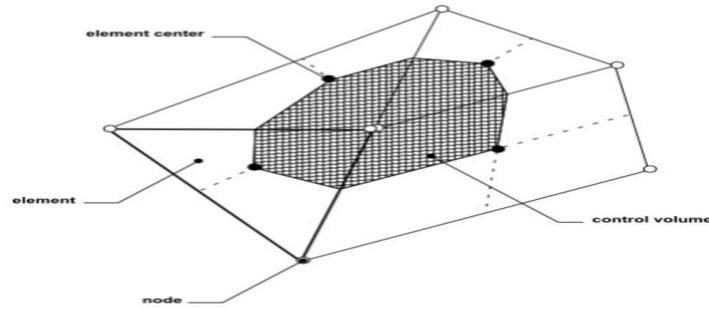


**Figure III-5 :** Type de maillage [59-60]

La génération d'une très bonne qualité du maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. Une bonne qualité de maillage repose sur les éléments suivants : Minimisation des éléments présentant des distorsions, Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient. Enfin, la qualité de maillage à un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout le temps de calcul. [61]

#### III-4-4-1-3-Discretisation des équations générales

ANSYS CFX utilise une méthode des volumes finis basée sur les éléments, qui consiste d'abord à discrétiser le domaine spatial à l'aide d'un maillage. Le maillage est utilisé pour construire des volumes finis, qui sont utilisés pour conserver des quantités pertinentes telles que la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Le maillage est tridimensionnel, mais pour simplifier, nous illustrerons ce processus en deux dimensions. La figure ci-dessous montre une maille typique avec la profondeur d'unité (de sorte qu'elle soit bidimensionnelle), chaque surface du volume fini est représentée par l'endroit ombragé. [62]



**Figure III-6 :** Surface d'un volume de contrôle [62]

Il est clair que chaque nœud soit entouré par un ensemble de surfaces qui comportent le volume fini. Toutes les variables de solution et propriétés des fluides sont stockées aux nœuds d'élément. La forme moyenne des équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement est exprimée en coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (\text{III-11})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + \bar{S}_\varphi \quad (\text{III-12})$$

Où  $U_i$  la composante de la vitesse suivant la direction  $x_i$ ,  $p$  est la pression et  $\mu_{eff}$  est la viscosité effective.

En plus, toute équation régissant l'écoulement interne en turbomachines peut être écrite aussi sous la forme générale suivante (équation de transport de la variable) :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\varphi \quad (\text{III-13})$$

Où  $\Gamma$  représente le coefficient de diffusion,  $S$  le terme source.

Ces équations sont intégrées sur chaque volume de contrôle, et le théorème de divergence de Gauss est appliqué pour convertir les intégrales de volume impliquant des opérateurs de divergence et de gradient en intégrales de surface.

### III-5-Conclusion

La génération de la résolution des équations de Navier Stokes soit désormais le seul moyen de simuler le comportement complexe d'un écoulement réel et visqueux, parmi les méthodes utilisées dans ce domaine, on distingue les méthodes statistiques ou probabilistes qui consistent à décomposer le champ de vitesse et de la température en une composante moyenne et une fluctuation turbulente de moyenne nulle. Le développement des méthodes de modélisation permettent maintenant d'étudier des problèmes qui étaient jusqu'à récemment trop complexes pour les ressources disponible.

Le code de calcul ANSYS–CFX est basé sur la méthode des volumes finis. Cette approche est par excellence parmi les premières à atteindre un stade de développement pour résoudre les problèmes complexes.

Dans le maillage non structuré tétra, les éléments sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Puisqu'il permet de garder une bonne qualité de maillage il est très utilisé dans les géométries complexes.

# **Chapitre IV Simulation et résultats**

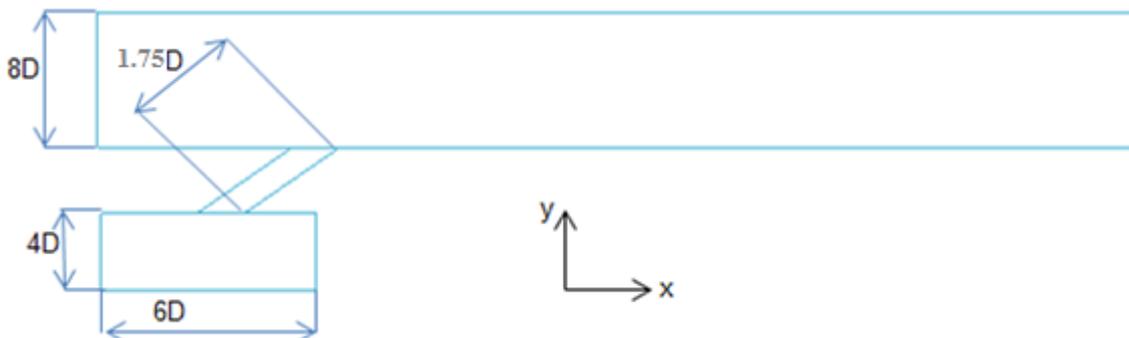
### IV-1-Introduction

Dans ce chapitre on va présenter la géométrie et étudier le maillage optimal qu'on va choisir pour notre travail. Les résultats obtenus et leurs interprétations seront présentés sous formes de contours, vecteurs et graphes. En premier lieu, et afin de mettre en évidence la bonne approche du code, la validation des résultats des simulations numériques obtenus par le code de calcul ANSYS-CFX est présentée en comparant les résultats des calculs numériques avec des mesures expérimentales trouvées dans la littérature. Ensuite, les résultats obtenus pour les différents taux d'injection à savoir  $M= 0.5, 1.0$  et  $1.5$  seront présentés toutes en illustrant l'influence du  $M$  sur la distribution de l'efficacité du refroidissement.

### IV-2-Présentation de cas

La procédure numérique de cette étude utilise la méthode des volumes finis avec des volumes de contrôles tétraédrique. Les calculs sont effectués à l'aide du code de simulations numériques de mécanique des fluides 'CFX 14'. La configuration géométrique étudiée, ressemble sensiblement à celle étudiée expérimentalement par Sinha [1]. et numériquement par Kebir [63]. la géométrie du flux, grilles et conditions aux limites.

La configuration de refroidissement par film sont considérée dans la présente étude, qui est la géométrie cylindrique basée sur les travaux expérimentaux, La géométrie de cas de base, se compose donc d'un plenum et un demi cylindre creux de diamètre  $d=12.7\text{mm}$ , connecté dans sa partie supérieure à une plaque plane de dimensions  $z*x=15\text{mm}*38d$ , La hauteur du domaine est étendue à  $8D$  dans la direction verticale. Cette distance est considérée comme suffisamment éloignée pour appliquer la condition aux limites de symétrie, le demi cylindre est incliné d'un angle de  $35^\circ$  par rapport à la plaque et lié dans sa partie inférieure à la plaque supérieure du plenum ayant des dimensions de  $6D \times 4D \times 15\text{mm}$ , comme illustré sur la Fig. IV-1.



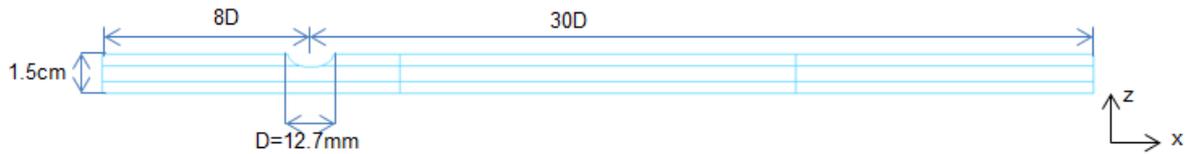


Figure IV-1 : Géométrie du trou de base Sinha [1]



Figure IV-2 : Géométrie du trou et la plaque adiabatique de Kebir [63]

a) Géométrie:

Le module *ICEM* permet d'établir la géométrie du système étudié. Il est utilisé comme un logiciel de CAO traditionnel : la géométrie est construite à partir de points, de courbes, de surfaces et de volume

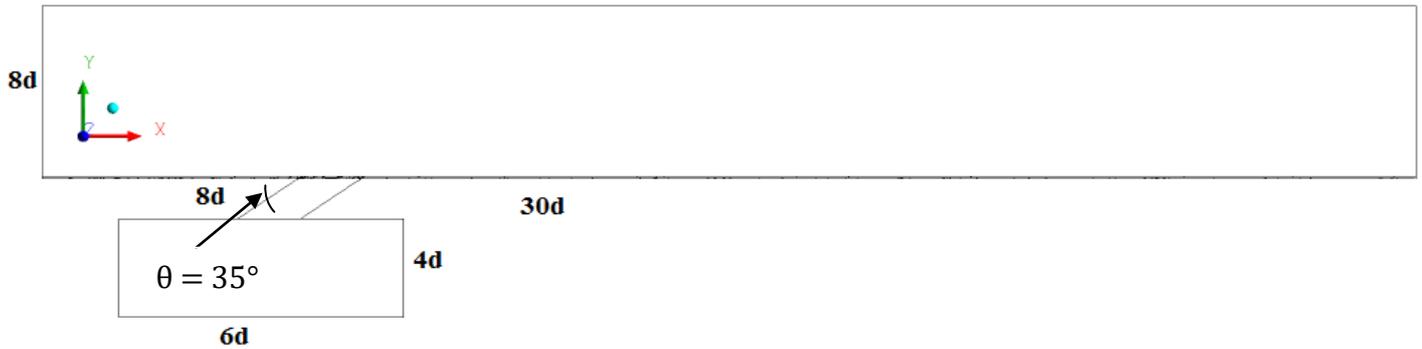


Figure IV-3 : Présentation géométrie de domaine de calcul

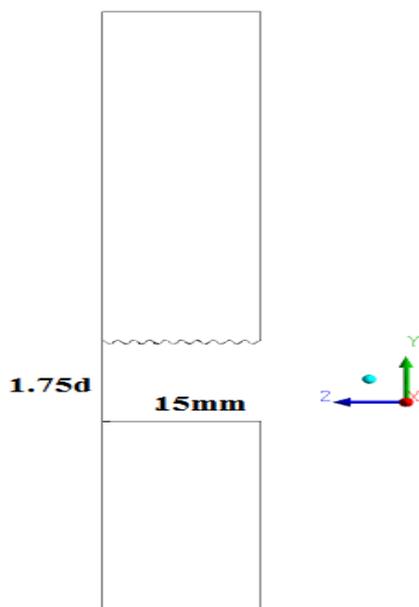


Figure IV-4: Présentation géométrie de domaine de calcul

**IV-2-1-Le maillage**

L'étape du maillage est une étape clé pour s'assurer de la validité des simulations. C'est l'étape de découpage du volume étudié en petits volumes élémentaires. Le maillage en général n'est pas régulier : les mailles doivent être plus petites (maillage fin) dans les zones où les gradients de vitesse, de température ou de concentration vont être les plus importants. Si ces zones ne peuvent pas être prédites, il convient de faire quelques essais itératifs avec ajustement du maillage .donc en utilisent le maillage tétra qui compose les nombre des éléments et les nœuds optimal et puis on a fait une étude de maillage suivant :

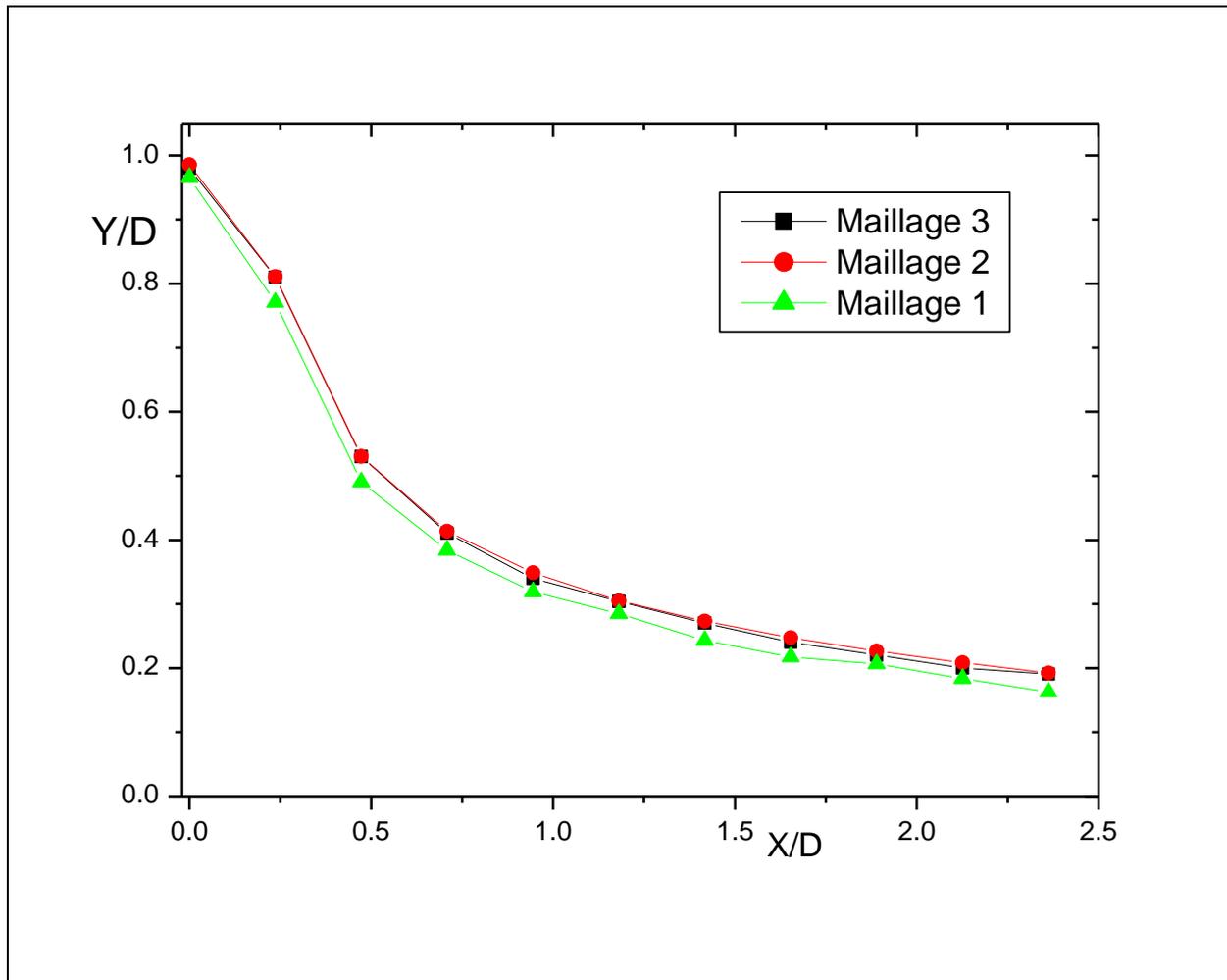
**IV-2-1-1-Etude du maillage**

L'analyse de la qualité du maillage ainsi que son influence sur les résultats est un point fondamental qui mérite une attention particulière. Théoriquement, les erreurs liées au maillage doivent disparaître pour des mailles de plus en plus fines, jusqu'à atteindre asymptotiquement des valeurs indépendantes de la taille des mailles. Ainsi, pour analyser la qualité du maillage et son influence sur la solution, trois maillages ont été testés (Tableau IV-1).

	TYPE	ELEMENTS	NOEUDS
Maillage 1	Tétra	825791	99487
Maillage 2	Tétra	960006	163757
Maillage 3	Tétra	1302685	982134

**Tableau IV-1:** Dimensions des trois grilles testées.

La figure (IV-5) présente la variation de l'efficacité sur la ligne centrale, obtenus pour trois maillages différents. La figure montre que la variation de ce paramètre n'est plus influencée par le nombre de nœuds de la grille. Pour cela on a choisie le nombre de nœud (maillage 2) pour faire la simulation du refroidissement par film.



**Figure IV-5:** Distribution de l'efficacité sur la ligne centrale ( $x/d$ ) pour trois maillages différents

#### IV-2-2-Présentation du problème

Notre travail représente une étude numérique du refroidissement par film sur une plaque ondulée. Le but de ce travail est d'étudier l'influence du taux d'injection et la forme du trou ainsi que le rapport  $L/D$  du tube du fluide secondaire sur l'efficacité du refroidissement. Notons que ce travail est inspiré d'une recherche qui a été faite et publiée par le chercheur : F. Kebir et al (2018), on a appliquée les mêmes données numériques sur la simulation d'une plaque ondulée refroidie par un film pour des différents taux d'injection. Pour cela on a utilisé le modèle de turbulence SST (Shear Stress Transport), qui est employé dans tous les codes CFD. Tout d'abord on a fait varier le taux d'injection  $M$  (0.5, 1.0, 1.5) pour l'angle d'inclinaison ( $35^\circ$ ). Tout en comparant l'efficacité de la ligne centrale et latérale moyenne de refroidissement obtenue par le code ANSYS CFX 14. Utilisé lors de la réalisation de ce travail. Les résultats de la simulation numérique sont comparés à ceux de l'expérimentale disponibles Sinha [1].

### IV-2-2-1-Géométrie du domaine

En s'inspirant de la répétitivité du processus le long des rangées de trous suivant la direction  $z$ , le domaine de calcul est limité par un plan de symétrie passant par le centre du trou d'injection et un deuxième plan passant par le milieu de la distance entre deux trous de la même rangée.

La géométrie du domaine de calcul est schématisée par la figure (IV-6). Cette figure présente une vue de la surface plane à refroidir (plan  $x$ - $z$ ). L'angle d'inclinaison du trou d'injection par rapport au plan  $x$ - $z$  est égale à  $35^\circ$ , le diamètre nominal du trou est égale à 12.7 [mm]. La position longitudinale ( $x/d$ ) à partir du bord aval du trou est utilisée pour représenter la distribution de l'efficacité de refroidissement. Le début du domaine de calcul qui correspond à l'entrée de l'écoulement principal est positionné à  $8d$  en amont du centre du trou d'injection, alors que la sortie de l'écoulement est à  $30d$  en aval du même point. La hauteur du domaine de calcul est fixée à  $8d$  et la longueur du trou d'injection est prise égale à  $1.5d$ .

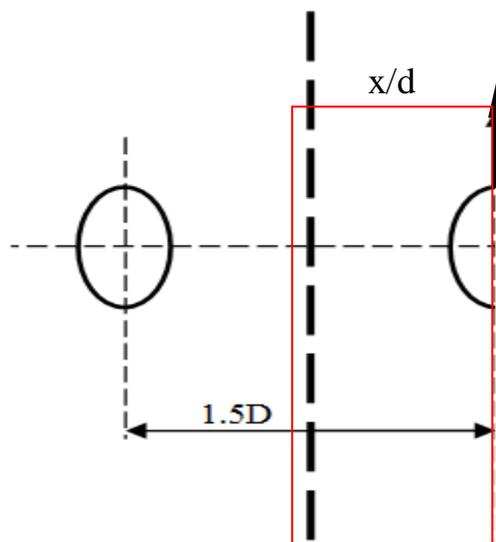


Figure IV-6 : Une rangée de trous (plan  $x$ - $z$ )

### IV-2-2-2-Génération du maillage

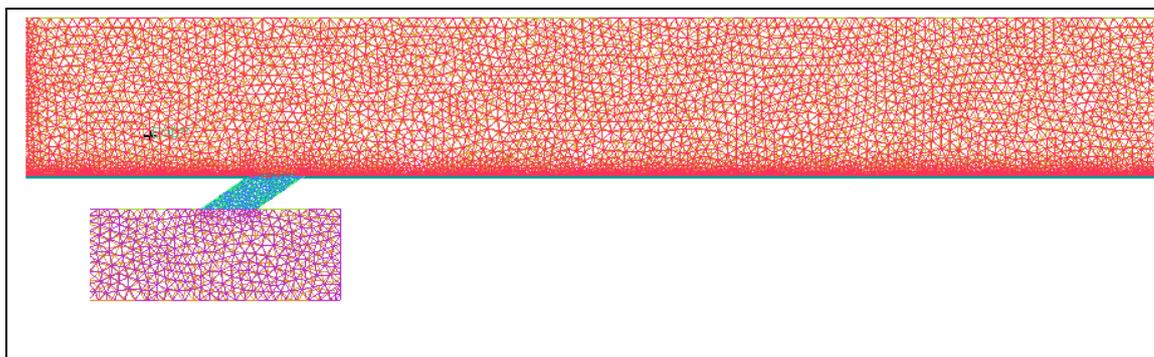
Le maillage effectué est un maillage non-structuré de type tétraédrique, qui est réalisé en dans une étape dite «mesh».

Le maillage est considérablement raffiné près des parois et au voisinage du trou d'injection. Une attention particulière a été consacrée au raffinement du maillage près de la plaque plane pour ne pas chevaucher sur la sous couche laminaire. La distance adimensionnelle  $y^+$  a été maintenue dans les limites imposées par le modèle de turbulence (SST) ( $y^+ < 2$ ). en notre cas  $y^+ = 1.79$ .

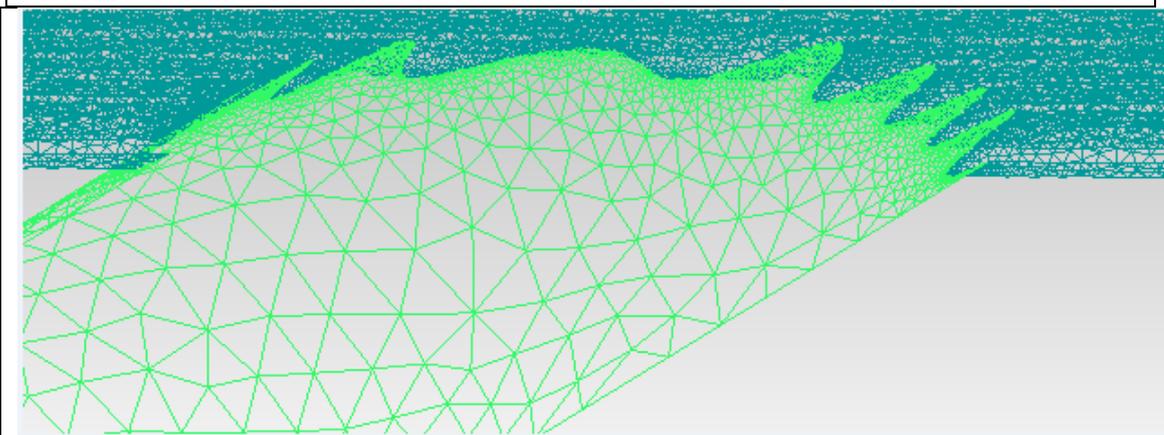
La figure (IV-7) représente un zoom de la grille construite par le logiciel ICEM de la suite ANSYS.

Les paramètres de maillage tétraédrique montre dans tous les taux d'injection et sera identique et qui présente sur les figure suivant (IV-7 (a, b))

- 1- l' angle  $35^\circ$



**Figure IV-7-a : génération de maillage**



**Figure IV-7-b : zoom sur la zone près de trou du maillage**

**Figure IV-7: L'étude du maillage**

#### **IV-2-2-3-Conditions aux limites**

Tout d'abord en définit la nature de fluide qui est dans notre cas un gaz parfait (Air à  $25\text{ c}^\circ$ ); le régime est stationnaire, le modèle de turbulence est le SST, il reste à déterminer les conditions aux limites dans chaque surface du domaine de calcul. Les conditions aux limites sont les suivantes :

- l'entrée de l'écoulement principal avec une température de  $60\text{ c}^\circ$  et une vitesse de  $20\text{ m/s}$ . et une turbulence  $5\%$ .

- l'entrée du fluide refroidissant qui entre avec une température de 25 c° et une vitesse moyenne, elle est en fonction du taux d'injection, puisque la masse volumique est constante alors on déduit avec la formule suivante :  $V_2 = MV_1$

Donc respectivement la vitesse sera :  $V = 10$  et  $20,30$  m/s et une turbulence 5%.

- la sortie de l'écoulement avec une pression relative égale à 0 bar.
- Wall : c'est la plaque à refroidir.

IV-3-Résultats

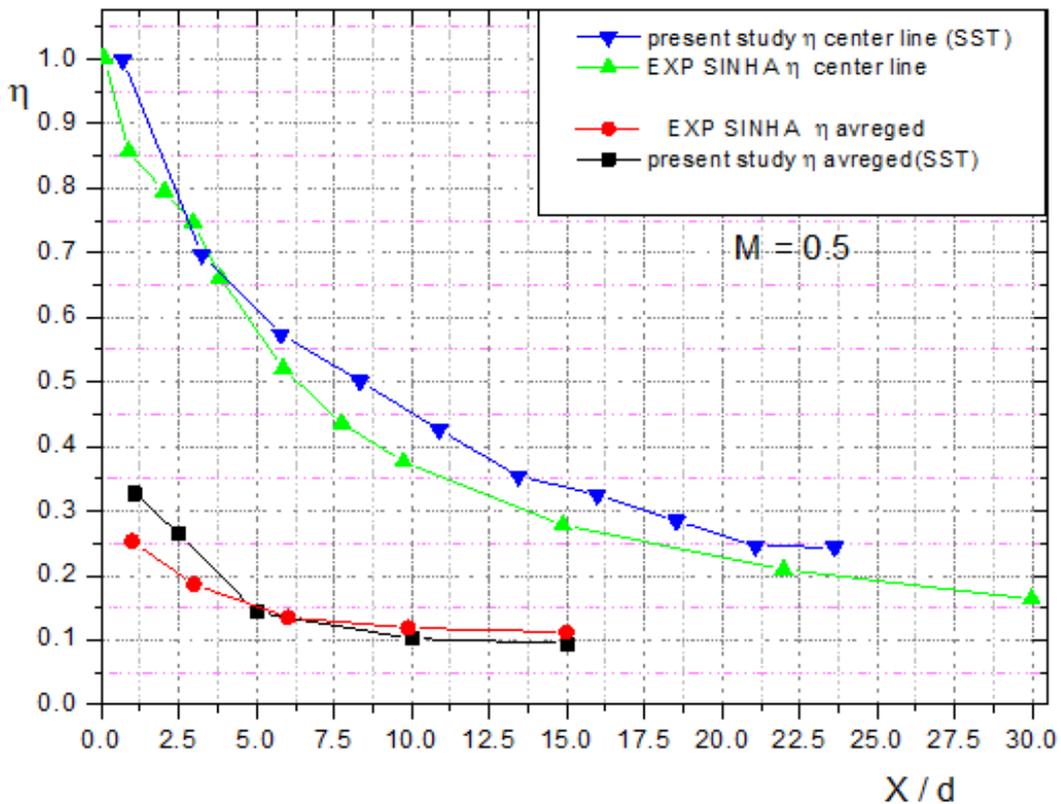
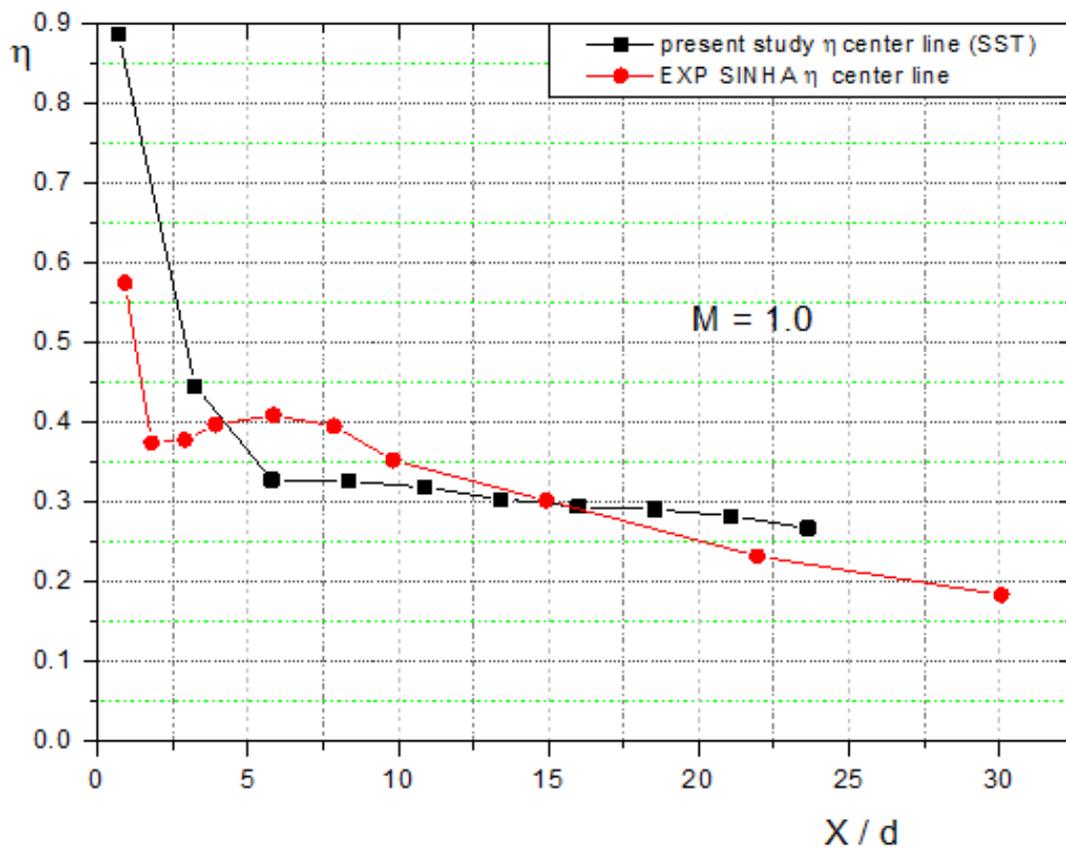


Figure IV-8 : Distribution de l'efficacité au long de la ligne centrale et l'efficacité moyenne en fonction  $x/d$  pour  $M= 0.5$  et  $\theta = 35^\circ$



**Figure IV-9 :** Distribution de l'efficacité au long de la ligne centrale fonction  $x/d$  pour  $M=1$  et  $\theta = 35^\circ$

Les figures (IV, 8 et 9) montrent une comparaison entre les résultats numériques obtenus au cours de la présente étude avec les données expérimentales. Le sujet de la comparaison était l'efficacité moyenne et l'efficacité au long de la ligne centrale du refroidissement par film pour un angle de  $35^\circ$  et deux taux d'injections différents ( $M=0.5$  et  $M=1.0$ ).

La lecture de ces graphes met en évidence une assez bonne concordance quantitative et qualitative entre les résultats numériques, obtenus par le modèle de turbulence SST et les données expérimentales de SINHA et al[1] pour le plus faible taux d'injection avec une surestimation de l'efficacité de refroidissement des résultats numériques par rapport aux mesures de SINHA et al[1], cette surestimation est moins importante pour un taux d'injection de l'ordre d'unité.

#### IV-3-1-Efficacité du refroidissement sur la ligne centrale

Les figures (IV, 11 et 12) représentent la variation de l'efficacité du refroidissement le long de la ligne centrale qui se situe en aval du trou d'injection pour l'angle d'injection  $\theta = 35^\circ$  et avec trois taux d'injection distincts.

L'efficacité est représentée en fonction d'une distance adimensionnelle définie comme un rapport de la distance « x » en aval du trou d'injection et le diamètre du canal d'injection « d »

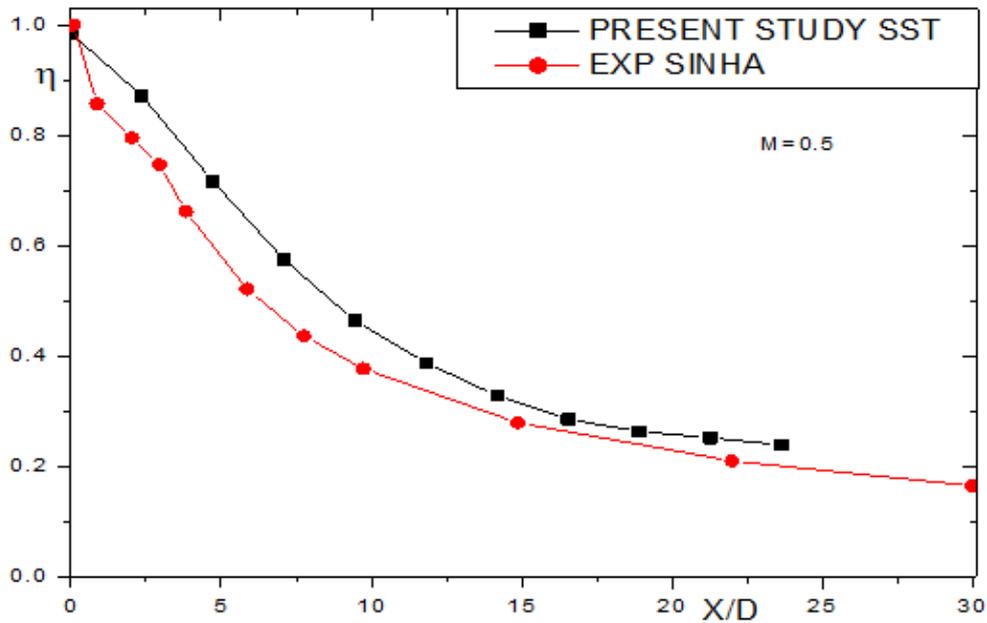


Figure IV-10 : Distribution de l'efficacité le long de la ligne centrale pour M=0.5

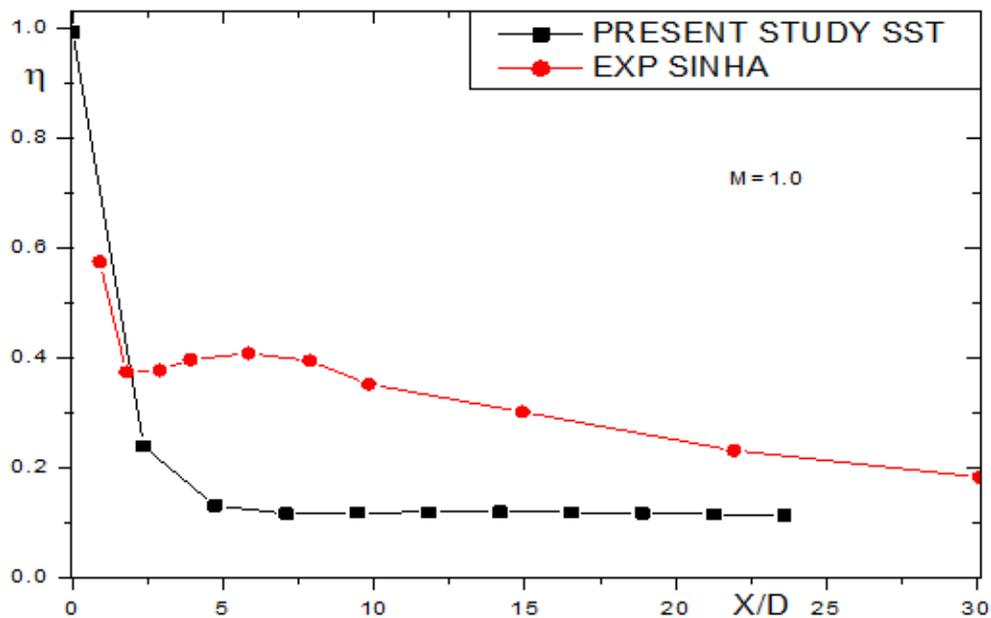


Figure IV-11 : Distribution de l'efficacité le long de la ligne centrale pour M=1.0

L'analyse des courbes ci-dessus montre qu'une grande partie de la plaque a un bon refroidissement avec le faible taux d'injection à savoir  $M=0.5$  par rapport à taux d'injection élevée.

Près de la zone d'injection [0 à 2.5], on observe une chute remarquable de l'efficacité de refroidissement puis une augmentation relativement importante, ceci est due à une forte pénétration du jet froid et la longueur de tube du jet dans l'écoulement principal chaud et un réattachement à la plaque ondulée de l'écoulement froid juste après ce phénomène est connu sous le nom de « Blow off ».

Loin de la zone d'injection on remarque une diminution progressive de l'efficacité de refroidissement au long de la plaque ondulée, cette dégradation est beaucoup plus prononcée pour le faible taux d'injection. Pour le plus fort taux d'injection, l'efficacité du refroidissement est peu influencée par la variation de trou d'injection et la longueur du tube.

D'après les figures on remarque que la meilleure efficacité se manifeste pour un taux d'injection  $M=0.5$ , au-delà de ce taux on commence à remarquer une diminution de l'efficacité du refroidissement pour le même angle d'injection. Si on augmente le taux d'injection, l'efficacité diminue ceci est expliqué par l'apparition de deux tourbillons contrarotatifs qui ont tendance à ramener l'écoulement chaud vers la paroi (plaque ondulée) à refroidir.

Les valeurs les plus élevées de l'efficacité du refroidissement sont liées au taux d'injection le plus faible à cause de la faible intensité des tourbillons d'une part et la faible pénétration du jet dans l'écoulement principal d'autre part, contrairement aux taux d'injection forts, qui sont à l'origine d'un fort mélange des deux écoulements près de la paroi l'efficacité est de plus en plus basse.

#### IV-3-2-L'influence du taux d'injection

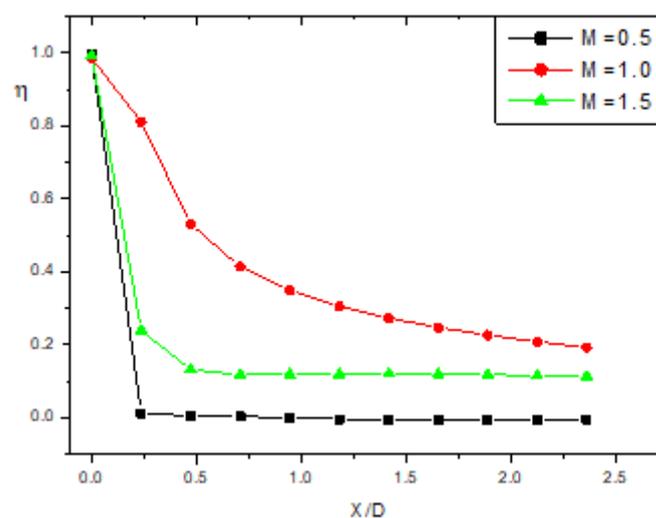
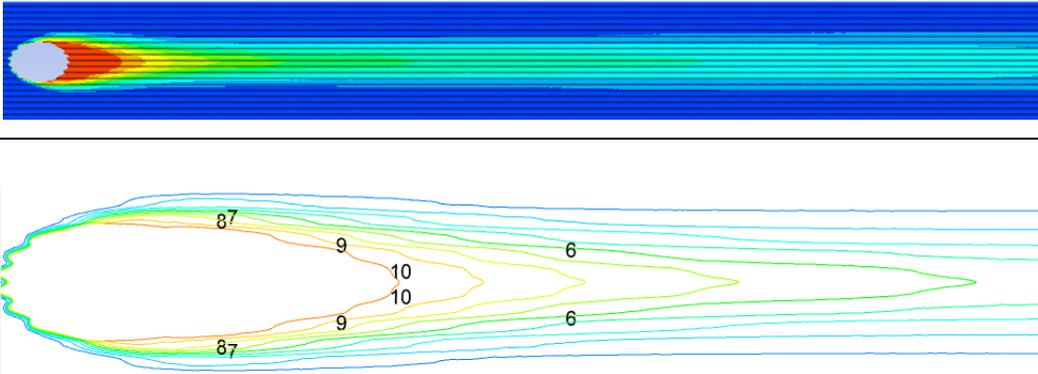
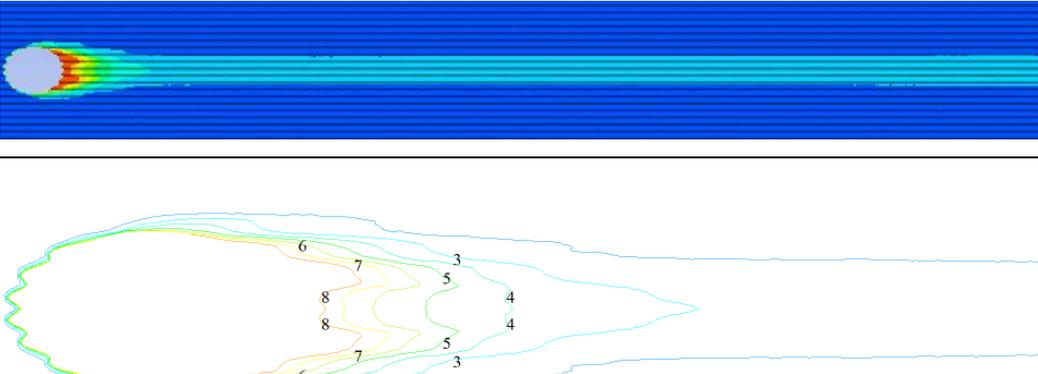
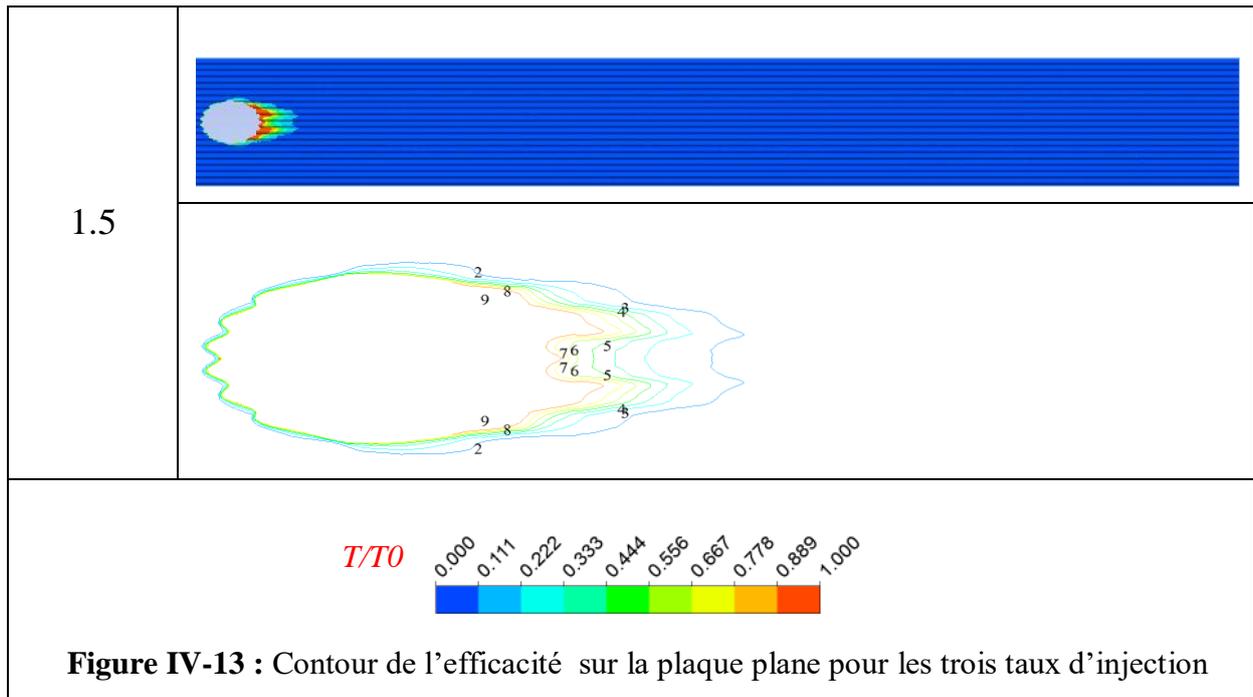


Figure IV-12 : Distribution de l'efficacité en ligne central pour  $\theta = 35^\circ$

La distribution de l'efficacité du refroidissement le long de la ligne centrale pour les différents taux d'injection est présentée sur la figure (IV-12), on remarque que l'efficacité diminue en augmentant le taux d'injection. Dans le cas du taux d'injection  $M = 1.5$  l'efficacité diminue d'une manière plus faible par rapport aux autres taux d'injection, cela peut être expliqué par la grande quantité de mouvement injectée par ce taux. Près de la zone d'injection de l'écoulement secondaire (trou ondulée) l'efficacité prouve une diminution brusque puis une augmentation significative, loin de cette zone l'efficacité se dégrade progressivement jusqu'à la sortie. Cette figure montrent clairement l'influence de la variation du taux d'injection sur l'efficacité du refroidissement, la bonne protection thermique est bien visible dans le cas du faible taux d'injection ( $M=0.5$ ). L'augmentation de la vitesse d'injection conduit à des niveaux plus modestes de l'efficacité de refroidissement est un mélange des deux écoulements plus important.

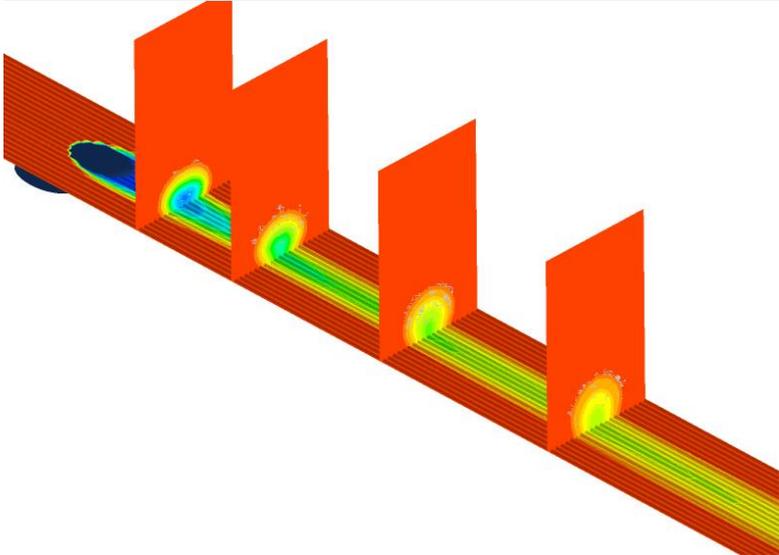
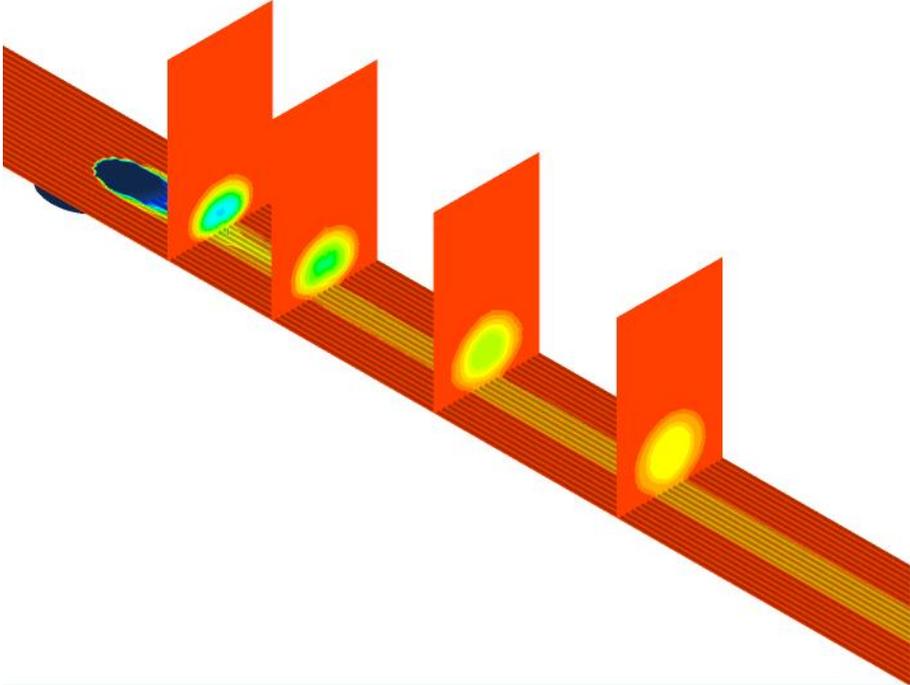
**IV-3-3-Contours de l'efficacité**

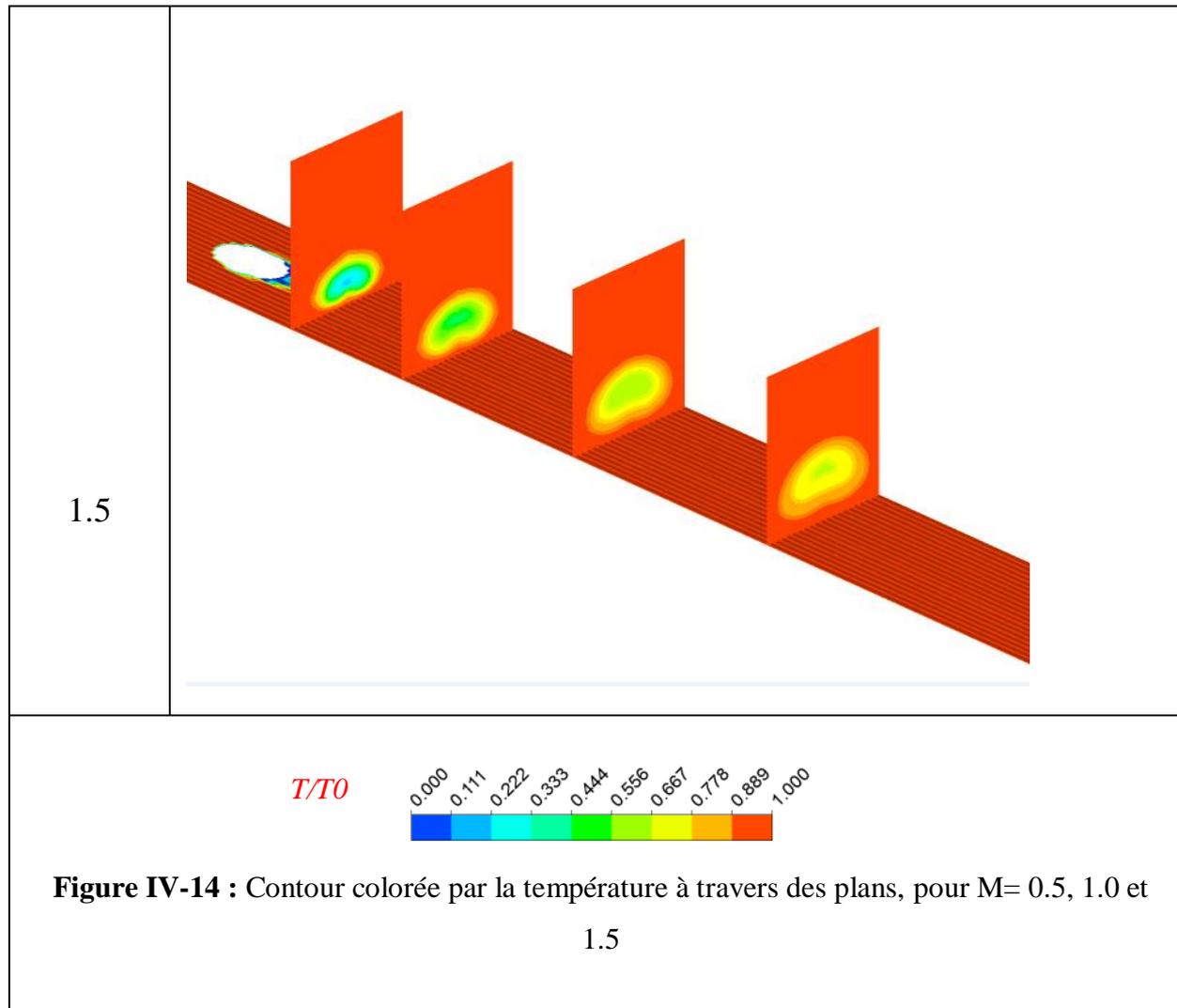
Taux d'injection	les contours d'efficacité
0.5	
1	



D'après les figures ; l'efficacité pour différents taux d'injection « M » prend sa valeur maximale près de l'entrée de l'écoulement secondaire puis elle diminue en allant vers la sortie, mais pour la meilleure efficacité c'est clair qu'elle est produite avec le taux  $M=0.5$  et qui est en même temps courte et n'est pas fiable à cause de l'angle d'inclinaison est ne peut pas réduire la température effective du fluide près de la paroi d'une part, et aussi n'augmente pas le transfert thermique locale à travers le mélange. La pénétration est plus faible et la paroi est mieux protégée. L'inclinaison de trou ondulée et sa longueur par rapport au sens de l'écoulement permet également une protection améliorée, grâce à une meilleure homogénéisation transversale du film, donc bonne procédure pour la formation du film. Mais lorsqu'en augment la vitesse froide de l'écoulement, le film devient court.

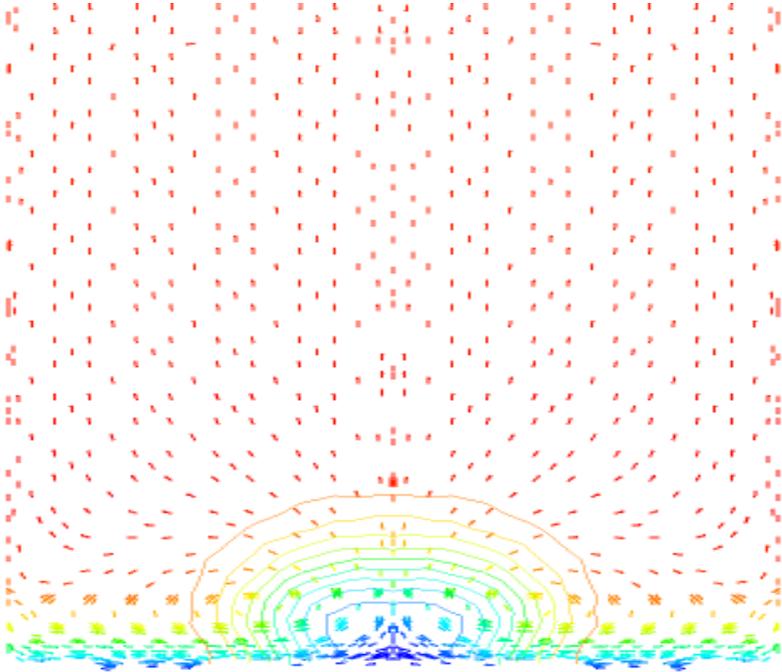
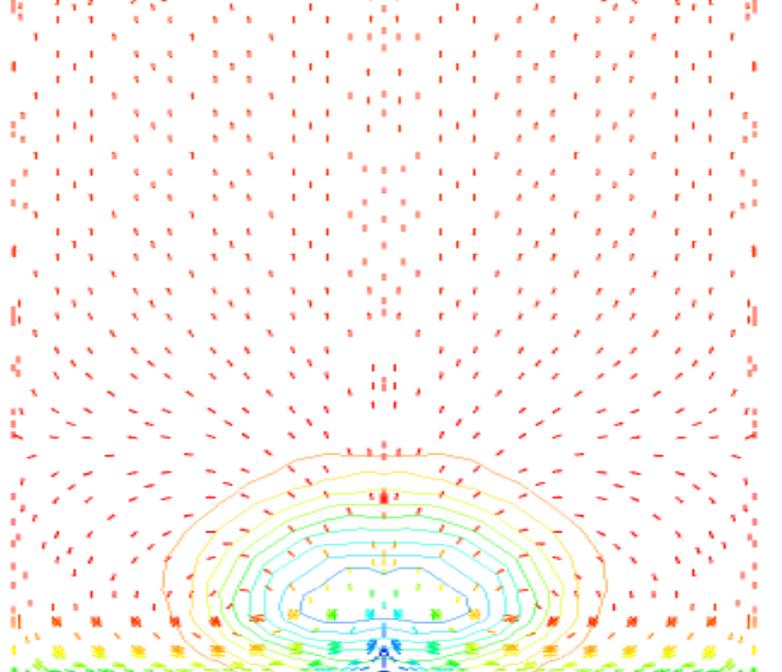
IV-3-4-Contours de température

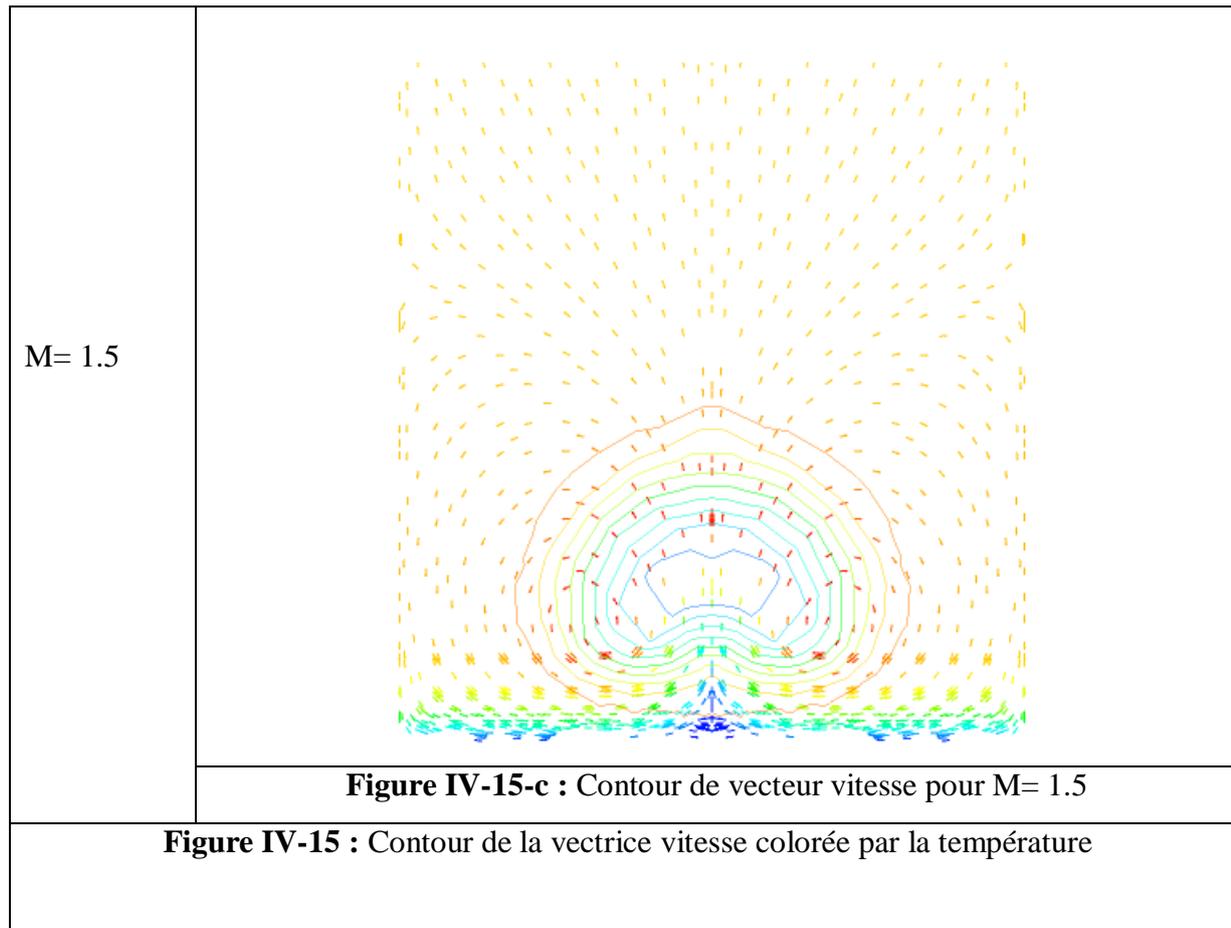
Taux d'injection	ligne de courant
0.5	
1.0	



D'après les figures des contours de la température à travers des plans est colorée par la température pour différents taux d'injection «  $M$  », on remarque que les géométries prennent la même forme est élaborée bien le jet entre l'écoulement principal et l'écoulement secondaire en différent taux et meilleure taux en ce cas c'est  $M=0.5$  parce que le taux d'injection est faible, et le jet sera plaqué à la paroi par l'écoulement principal.

IV-3-5-Contours de vitesse

Taux d'injection	Contours
M= 0.5	 <p data-bbox="507 1104 1257 1149"><b>Figure IV-15-a</b> : Contour de vecteur vitesse pour M= 0.5</p>
M=1.0	 <p data-bbox="507 1933 1257 1977"><b>Figure IV-15-b</b> : Contour de vecteur vitesse pour M= 1.0</p>



D'après les figures de vecteur vitesse pour différents taux d'injection « M » on remarque que la vectrice vitesse prend une forme de rein et on voit que les vecteurs vitesses font une trajectoire contre rotative à cause du jet entre l'écoulement principal et l'écoulement secondaire. Si le taux d'injection est faible, le jet sera plaqué à la paroi ondulée par l'écoulement principal. Dans le cas contraire, le jet pénètre fortement dans l'écoulement. Le jet de l'écoulement principal mélangé à l'écoulement secondaire grâce à une forte pénétration due à un taux d'injection élevé. Dans les applications de refroidissement, il est nécessaire d'éviter le mélange. Donc une mauvaise formation de film.

#### IV-4-Conclusion

Dans ce chapitre, le cas d'étude a été présenté. Vu la symétrie que représentent la configuration géométrique, uniquement la moitié du domaine de chaque taux d'injection était réalisée à l'aide du logiciel ANSYS-ICEM. Le maillage de type tétraédrique était employé pour toutes les simulations numériques. Dans ce chapitre les conditions aux limites ont été bien détaillées. Le choix du maillage était basé sur une étude de l'influence de la taille de la grille sur les résultats obtenus, la grille retenue pour la simulation doit assurer un compromis entre l'exactitude numérique et le temps de calcul.

Les résultats présentés dans ce chapitre ont montré l'influence de la longueur du tube le rapport  $L/D$  et du taux d'injection sur l'efficacité du refroidissement par film appliquée sur une plaque ondulée inspirée d'une étude publiée par Kebir et al. D'après les observations déjà expliquées, on peut juger que l'efficacité du refroidissement est plus meilleure en injectant le fluide froid à une longueur plus au moins petit et avec un faible taux d'injection. Les résultats des calculs ont met en évidence une bonne concordance avec les mesures expérimentales.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion générale

Avec la demande croissante de puissance et d'efficacité des turbines à gaz, la température des gaz d'entrée de la turbine continue d'augmenter, ce qui est bien au-dessus de la température de fusion de la plupart des composants du moteur. Cette température élevée est désavantageuse pour la durée de vie du turbomoteur. L'un des problèmes auxquels sont confrontés les concepteurs de moteurs est de savoir comment améliorer correctement la protection thermique de la surface de la turbine avec des techniques de refroidissement.

Le travail de cette mémoire a pour le but d'étudier un des techniques de refroidissement, appelé « le refroidissement par film » ou « film cooling », généralement appliqué au refroidissement des chambres de combustion ou des aubes de turbines dans les moteurs aéronautiques ou turbines à gaz. Cette technique consiste à purger l'air de refroidissement du compresseur et l'acheminement vers la surface de l'aube de turbine à travers des trous. Cette couche mince de l'air de refroidissement agit comme une fermeture et protège la surface du profil aérodynamique des gaz chauds sortant de la chambre de combustion et traversant la turbine. Les chercheurs ont montré un grand intérêt pour l'amélioration des performances de refroidissement par film. Au cours des dernières années des efforts considérables ont été consacrés à l'amélioration du refroidissement du film afin de comprendre les mécanismes complexes du processus de refroidissement par film où plusieurs paramètres géométriques et aérodynamiques sont étudiés. Cette mémoire consiste à étudier numériquement l'influence du taux d'injection et la forme du trou ainsi que le rapport L/D du tube du fluide secondaire sur l'efficacité du refroidissement. Le travail représente une nouvelle conception géométrique qui a changé la plaque plane vers une structure rainurée (plaque ondulée). Ce travail est inspiré d'une recherche qui a été faite et publiée par le chercheur : F. Kebir et al (2018), on a appliquée les mêmes données numériques sur la simulation d'une plaque ondulée refroidie par un film pour des différents taux d'injection. L'étude basée sur le code de calcul de type CFD ANSYS-CFX 14.0, la méthode des volumes finis, et permet plusieurs choix de modélisation de turbulence, dans nos travaux le modèle choisi était le modèle SST (Shear Stress Transport). Tout d'abord on a fait varier le taux d'injection (0.5 ,1.0 ,1.5) pour l'angle d'inclinaison (35°). Tout en comparant l'efficacité de la ligne centrale et latérale moyenne de refroidissement. Les résultats de la simulation numérique sont comparés à ceux de l'expérimentale disponibles **Sinha**. Les résultats ont montré l'influence de la longueur du tube le rapport L/D et du taux d'injection sur l'efficacité du refroidissement par film et on peut conclure que l'efficacité du refroidissement est :

- Pour un faible taux d'injection le fluide sera attaché sur la plaque ondulée **meilleure cas.**
- Lorsque en augmente le taux d'injection le fluide de refroidissement sera décollé de la plaque ondulée.
- Durant notre cas d'étude et une recherche bibliographique approfondie on a trouvé que le meilleure angle d'injection c'est l'angle de 35°.
- Le model de la turbulence SST c'est un model qui donne les résultats près de la paroi tant que solution exacte.

Suite de ces résultats obtenue en peux conclue que l'efficacité de refroidissement et meilleure dont le taux d'injection faible  $M=0.5$ .

# **Références bibliographiques**

## Références bibliographiques

- [1] A. K. Sinha, D. G. Bogard, M. E. Crawford, "Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio," *J. Turbomachinery*, vol. 113, pp. 442-449, 1991.
- [2] M. P. Boyce, "Turbine engineering handbook," 4<sup>th</sup> Edition 2012.
- [3] F. Kebir, "Investigation numérique de l'influence des surfaces rainurées sur l'efficacité de refroidissement par film," Thèse du doctorat usto 2018.
- [4] A. Azzi, "Investigation numérique du refroidissement par film appliqué aux aubes des turbines à gaz," Thèse du doctorat usto 2001.
- [5] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, H. Cohen, P.V. Straznicky, A. C. Nix, "Gas turbine theory," 7<sup>th</sup> Edition 2017.
- [6] A. Azzi, M. Abidat, "Prédiction numérique du refroidissement par film près du bord d'attaque d'une aube symétrique: Influence du taux d'injection," *Sciences & Technologie*, pp. 97-108, 2001.
- [7] J. S. Lui, M.F. Malak, L. A. Tapia, D.C. Crites, D. Ramchandran, B. Srinivasan, ... J. Venkataramanan, "Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes," ASME paper GT2010-22774.
- [8] K. D. Lee, S. M. Kim, K. Y. Kim, "Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole," ASME paper GT2012-68529.
- [9] K. D. Lee, K. Y. Kim, "Shape optimization of a fan-shaped hole to enhance film-cooling effectiveness," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2996-3005, 2010.
- [10] Y. Yu, Z. Jing-zhou, T. Xiao-ming, "Numerical study of film cooling from converging slot-hole on a gas turbine blade suction side," *International Communication In Heat And Mass Transfer*, vol. 52, pp. 61-72, 2014.
- [11] T. Elnady, I. Hassan, L. Kadem, and T. Lucas, "Experimental investigation of film cooling effectiveness for a new shaped hole at the leading edge," *Fluid Flow, Heat Transfer and Thermal Systems*, vol. 7, 2010.
- [12] K. I. Funazaki, H. Kawabata, D. Takashi, Y. Okita, "Experimental and numerical studies on leading edge film cooling performance: Effects of hole exit shape and free stream turbulence," ASME Paper GT 2012-68217.
- [13] D. Cherrared, "Numerical simulation of film cooling a turbine blade through a row of holes," *Journal of Thermal Engineering*, vol. 3, pp. 1110-1120, 2017.

- [14] Z. Fu, H. Zhu, C. Liu, J. Wei, B. Zhang, "Investigation of the influence of inclination angle and diffusion angle on the film cooling performance of chevron shaped hole," *Journal of Thermal Science*, vol. 27, pp. 580-591, 2018.
- [15] J.W. McClintic, S.R. Klavetter, J.B. Anderson, J.R. Winka, D.G. Bogard, J.E. Dees..... R. Briggs, "The effect of internal cross-flow on the adiabatic effectiveness of compound angle film cooling holes," ASME paper GT2014-25975.
- [16] W. J. Gao, Z. F. Yue, L. Li, Z. N. Zhao, F. J. Tong, "Numerical simulation on film cooling with compound angle of blade leading edge model for gas turbine," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 115, pp. 839-855, 2017.
- [17] V.G. Krishna anand, K.M. Parammasivam, "Investigations of trenched film hole orientation angle on film cooling effectiveness," *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 2017.
- [18] S. Abd alsalam, B. A. Jubran, "Film cooling of compound angle upstream sister holes," Conference: ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical and Exposition, 2019.
- [19] C. Yang, J. Zhang, "Experimental investigation on film cooling characteristics from a row of holes with ridge-shaped Tabs," *Experimental Thermal and Fluid Science* vol. 37, pp. 113-120, 2012.
- [20] A. Khorsi, M. Hamel, "Prédiction numérique de l'influence des imperfections sur l'efficacité du refroidissement par film," *Recueil de mécanique* vol. 1, pp. 51 – 58, 2016.
- [21] R. P. Schroeder, K. A. Thole, "Effect of in-hole roughness on film cooling from a shaped hole," ASME paper GT2016-56978.
- [22] W. S. Fu, W. S. Chao, M. Tsubokura, C. G. Li, W. H. Wang, "Direct numerical simulation of film cooling with a fan-shaped hole under low Reynolds number conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 23, pp. 544-560, 2018.
- [23] S. A. Hayes, A. C. Nix, C. M. Nestor, D. T. Billups, S. M. Haught, "Experimental investigation of the influence of freestream turbulence on an anti-vortex film cooling hole," *Experimental Thermal and fluid science*, vol. 81, pp. 314-326, 2017.
- [24] L. M. Wright, S. T. McClain, M. D. Clemenson, "Effect of Density Ratio on Flat Plate Film Cooling With Shaped Holes Using PSP," *Journal of Turbomachinery*, vol. 133, 2011.
- [25] S. Baheri, B. A. Jubran, "The effect of turbulence intensity on film cooling of gas turbine blade from trenched shaped holes," *Heat Mass Transfer*, vol. 48, pp. 831-840, 2012.
- [26] P. S. Wu, S. T. Tsai, Y. H. Jhuo, "Effect of Turbulence Intensity on Cross-Injection Film Cooling at a Stepped or Smooth Endwall of a Gas Turbine Vane Passage," *The Scientific World Journal*, 2014.

- [27] H. Schneider, D. Vonterzi, H. J. Bauer, "Turbulent Heat Transfer and Large Coherent Structures in Trailing-edge Cutback Film Cooling," *Flow Turbulence Combust*, vol. 88, pp. 101-120, 2012.
- [28] C. Liu, H. R. Zhu, Z.Y. Fu, R. H. Xu, "The effects on inlet Reynolds number, exit mach number and incidence angle on leading edge film cooling effectiveness of a turbine blade in a linear transonic cascade," ASME paper GT2015-42888.
- [29] A. Sajjad, J. K. Sakhi, K. Rafiullah, B. Saeed, "Effect of velocity and temperature ratios on the film cooling of turbine blades," *International Journal for research & Development In Technology*, vol. 3, pp. 2349-3585, 2015.
- [30] B. Vibhor, C. Sunil, R. S. Reddy, "Effect of Pressure Ratio on Film Cooling of Turbine Aerofoil Using CFD," *Universal Journal of Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 122-127, 2013.
- [31] J. B. Anderson, E. K. Wilkes, J. W. McClintic, D. G. Bogard, "Effects of freestream mach number, Reynolds number, and boundary layer thickness on film cooling effectiveness of shaped holes," ASME paper GT2016-56152.
- [32] K. Liu, S. F. Yang, J. C. Han, "Influence of coolant density on turbine blade film-cooling with compound-angle shaped holes," ASME paper GT2012-69117.
- [33] B. Johnson, W. Tian, K. Zhang, H. Hu, "An experimental study of density ratio effects on the film cooling injection from discrete holes by using PIV and PSP techniques," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 76, pp. 337-349, 2014.
- [34] S. J. Li, S. F. Yang, J. C. Han, "Effect of Coolant Density on Leading Edge Showerhead Film Cooling Using the Pressure Sensitive Paint Measurement Technique," *Journal of Turbomachinery*, vol. 136, 2014.
- [35] S. Li, Z. Li, T. Guo, "Numerical Simulation Study on the Effect of Rotation on Film Cooling of Blades with Compound Angle Holes," *Proceedings of the international conference on informatics*, 2011.
- [36] S. P. Chen, M. K. Chyu, T. I. P. Shih, "Effects of upstream ramp on the performance of film cooling," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 1085-1094, 2011.
- [37] W. Yang, J. Pu, J. Wang, "The Combined Effects of an Upstream Ramp and Swirling Coolant Flow on Film Cooling Characteristics," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 138, 2016.
- [38] S. C. Zhang, J. Z. Zhang, X. M. Tan, "Numerical Investigation of Film Cooling Enhancement Using an Upstream Sand-Dune-Shaped Ramp," *Computation* 2018.
- [39] D. Zheng, X. Wang, Q. Yuan, "Numerical investigation on the effect of upstream ramps on film cooling performance with backward injection," *Microsystem Technologies* 2019.

- [40] Z. Hemmami, A. Azzi, "Improving adiabatic film-cooling effectiveness by using an upstream pyramid," Computational Thermal Sciences, 2016.
- [41] S. Khajehhasani, B. Jubran, "Numerical evaluation of the performance of the sister-shaped single-hole schemes on turbine blade leading edge film cooling," ASME paper GT2015-44121.
- [42] H. Wu, H. Cheng, Y. Li, C. Rong, S. Ding, "Effects of Side Hole Position and Blowing Ratio on Sister Hole Film Cooling Performance in a Flat Plate," Applied Thermal Engineering, vol. 93, pp. 718-730, 2016.
- [43] F. Ben Ali Kouchih, M. Grine, F. Nemdili, A. Azzi, "Performance du refroidissement par film par les trous sœurs," ISMRE, 2018.
- [44] J. L. Yu, L. He, Y. Zhu, W. Ding, Y. Wang, "Numerical simulation of the effect of plasma aerodynamic actuation on improving film hole cooling performance," Heat Mass Transfer, vol. 49, pp. 897-906, 2013.
- [45] S. Park, E. Y. Jung, S. H. Kim, H. S. Sohn, H. H. Cho, "Enhancement of film cooling effectiveness using backward injection holes," International Journal of Thermal Sciences, vol. 110, pp. 314-324, 2016.
- [46] X. Li, "Numerical Simulation on Fluid Flow and Heat Transfer of Film Cooling with Backward Injection," IHTC14 August 8-13, 2010, Washington, DC, USA IHTC14-22995.
- [47] M. P. Mishra, A. K. Sahani, S. Chandel, R. K. Mishra, "Enhancement of Full Coverage Film Cooling Effectiveness with Mixed Injection Holes," International Journal of Turbo and Jet-Engines 2018.
- [48] M. Prud'homme, "Éléments de Turbulence," 2006.
- [49] D. C. Wilcox, "Turbulence Modeling for CFD," 3<sup>rd</sup> Edition, 2006.
- [50] A. Azzi, "Simulation des grandes échelles," 2015.
- [51] J. C. Tannehill, D. A. Anderson, R. H. Pletcher, "Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer," 2<sup>nd</sup> Edition 1997.
- [52] L. Konozy, "A New Hypothesis on the Anisotropic Reynolds Stress Tensor for Turbulent Flows Volume I: Theoretical Background and Developpement of an Anisotropic Hybrid k-omega Shear-Stress Transport/ Stochastic Turbulence Model," 2019.
- [53] T. Cebeci, "Analysis of Turbulent Flows," Second revised and expanded edition 2004.
- [54] F. R. Menter, "Zonal Two Equation k-  $\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows," 24th Fluid Dynamics Conference July 6-9, 1993 / Orlando, Florida.
- [55] H. Mohamed, "Initiation à la simulation numérique des écoulements de fluides (CFD) : Introduction à l'ANSYS ICEM CFD et ANSYS CFX," 2017.

- [56] E. M. Mohamed, "Etude de l'efficacité d'une pompe pour la compression du CO<sub>2</sub>," Ecole Nationale Supérieure D'Arts et Métiers, 2012.
- [57] K. Gueraoui, "Cours des volumes finis module9 : Analyse Numérique, " pp. 1-42, Université Mohammed V 2010.
- [58] S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,"1980.
- [59] H. R. Hiester, M. D. Piggott, P. E. Farrell, P. A. Allison, "Assessment of spurious mixing in adaptive mesh simulations of the two-dimensional lock-exchange," *Ocean Modelling*, vol. 73, pp. 30-44, 2014.
- [60] T. Geng, D. E. Paxson, F. Zheng, A. V. Kuznetsov, W. L. Roberts, "Comparison between numerically simulated and experimentally measured flow field quantities behind a pulsejet," NASA/TM—2008-215432 AIAA—2008—5046.
- [61] S. Messaoud, "Etude Etude dynamique et thermique d'un capteur solaire à air à double passe avec milieu poreux," Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, 2014.
- [62] Ansys CFX- Solver theory guide release 14.0 Ansys, Inc 2011.
- [63] F. Kebir, A. Azzi, "Study of wave number effect in wavy plate for improving the film cooling effectiveness at spanwise direction," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 73, pp. 408-427, 2018. <https://doi.org/10.1080/10407782.2018.1444870>.