



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur 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

Thèse

Pour l'obtention du diplôme de Doctorat LMD

Filière : Génie mécanique.

Spécialité : Thermique et mécanique des machines industrielles.

Thème

*Amélioration de l'efficacité du refroidissement par l'usage d'une
dune de Brachane*

Présenté et soutenu publiquement par :

Nom : Grine, Prénom : Mustapha.

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
HASSINI ABDELLATIF	Professeur	Université d'Oran 2 IMSI	Président
DELLIL AHMED ZINEDDINE	Professeur	Université d'Oran 2 IMSI	Rapporteur
AZZI ABBES	Professeur	USTO-MB	Rapporteur
BENABED MUSTAPHA	Professeur	USTO-MB	Examineur
ACHACHE HABIB	MCA	Université d'Oran 2 IMSI	Examineur
HOUAT SAMIR	Professeur	IBN BADIS Mostaganem	Examineur

Année 2020/2021

Remerciements

*Nous remercions Dieu créateur qui nous a donné la force
d'accomplir ce modeste travail.*

*Merci à nos chers parents pour leur soutien tout au long de la
vie qui nous a permis d'être l'aujourd'hui*

*Remerciement et salutations au travailleurs de ONA
unité Ain Témouchente et Step Bouzedhar pour mon
aide toute ma carrière académique.*

*Mes remerciements s'adressent à monsieur le président de
mon comité, **Hassini Abelatif***

Pour m'avoir fait l'honneur de présider mon jury.

*Nous tenons aussi à remercier l'ensemble du jury qui va
évaluer notre travail*

Pr. BENABED MUSTAPHA, Pr. HOUAT Samir

Dr. ACHACHE HABIB.

Un spécial remerciement est dédié à :

- ❖ **Pr AZZI ABBES**
- ❖ **Pr DELLIL SI AHMED**
- ❖ **Mr MEKAKIA MAZA EL HOUARI**
- ❖ **Dr Boualeme Khadidja**
- ❖ **Dr BEN ALI KOUCHIH FATIMA**

*Et aussi un grand merci à tous nos **Doctorants** qui nous ont
permis d'acquérir ce niveau d'instruction.*

Dédicace

Avant tout, je tien à remercier le bon dieu, et l'unique qui m'offre le courage et la volonté nécessaire pour affronter les difficultés de la vie, et qui nous a éclairé les chemins du savoir et de la sagesse.

Je dédie ce travail à l'âme des être, les plus chers au monde, à ceux qui m'ont guidé et mis sur les rails dès mes premiers pas dans la vie, et qui m'ont portés leur amour, leur soutien moral et avec les quelle je partage cette joie et cet aboutissement, à mon cher père et à ma très chère mère

A ma chère femme Et mon Fils Mohammed Riyad

A mes chers frères

A mes chères sœurs

A Familles Grine

Et mon cher ami Mekakia Maza youcef

Merci pour chaque personne qui m'a aidé d'une façon ou d'une autre

GRINE MUSTAPHA

Table De Matière

- Remerciements
- Dédicace
- Table de matières
- Liste des figures
- Liste des tableaux
- Nomenclature
- Liste des abréviations
- Résumé
- Introduction générale

Chapitre I Généralité sur les turbines à gaz et le refroidissement par film

I.1 -Généralité sur les turbines à gaz	3
I.1.1 - Historique	3
I.1.2- Définition	4
I.1.3- Principe de fonctionnement	4
I.1.4 -Domaine d'utilisation des turbines à gaz	5
I.1.4.1- Production d'électricité	5
I.1.4.2- Production combinée chaleur-force	6
I.1.4.3- Pompage et compression	6
I.1.4.4- Pour la propulsion	6
I.1.5- Différents éléments dans une turbine à gaz	6
I.1.5.1 -Section compresseur	7
I.1.5.2 -Section combustion	8
I.1.5.3 Section Turbine	9
I.1.5.4- La Partie Auxiliaire	9
I.1.6 -Classification Générale Des Turbines à gaz	9
I.1.6.1 -mode d'action du gaz	10
I.1.6.2 - mode d'injection du gaz	10
I.1.6.3- mode de construction	10
I.1.6.4- mode de circulation du gaz	10
I.1.6.5- Selon la disposition de l'arbre	10
I.1.6.6- Selon le travail fourni	11
I.4- Mécanique des grilles d'aubes d'une turbine à gaz	12
I.2 - Définition de l'aube	12

I.2.2 Description d'un profil d'aile	13
I.3. Traînée de frottement	14
II.1- Les Type Du Refroidissement de turbine à gaz	14
II.1.1- Refroidissement de convection	14
II.1. 2-Refroidissement par impact	15
II.1 3-Refroidissement par film	16
II.1.4-Refroidissement par transpiration	17
II.2 -La comparaison entre les quatre techniques de refroidissement	18
II.3- Historique de refroidissement Par film cooling	18
II.3.1- Etude thermique du refroidissement par film.....	19
II.3.2- Les Paramètres caractéristiques du jet de refroidissement par film.....	20
II.3.2.1-Influence des paramètres géométriques.....	21
II.3.2.1.1- la rugosité.....	21
II.3.2.1.2-Injection de fentes.....	21
II.3.2.1.3-Rapport longueur-Diamètre (L/D).....	22
II.3.2.1.4-Injection à partir des trous non circulaires (Shaped).....	25
II.3.2.2-Influence des paramètres aérodynamiques	27
II.3.2.2.1- Taux d'injection.....	27
II.3.2.2.2- Rapport de densité.....	29
II.3.2.2.3- La turbulence en écoulement libre.....	30
II.3.2.2.4- Effets de jet sur l'efficacité de refroidissement par film.....	32
II.3.2.2.5- Le nombre de Reynolds.....	34
II.3.2.2.6- L'épaisseur de la couche limite.....	34
II.4- Les Techniques D'amélioration du refroidissement par film.....	35
II.4.1-Conception des trous anti vortex	35
II.4.2-Configuration de la Rampe	37

Chapitre II Modélisation de la turbulence

II.1- Introduction	43
II.2- Phénomène de Turbulence.....	43
II.3- Equations fondamentales de la dynamique des fluides	44
II.3.1- Les grandeurs moyennes	44
II.3.2- Equation de Continuité	44

II.3.3- Equations moyennées de Navier Stokes.....	45
II.4- Modélisation de la turbulence	46
II.4.1- Modèles à viscosité turbulente (Eddy Viscosity Turbulence Models)	47
II.4.1.1- Concept de la viscosité turbulente (<i>Eddy Viscosity</i>)	47
II.4.2- Modèle aux tensions de Reynolds.....	48
II.5-Modèle k-ε RNG.....	49
II.6-Modèle turbulence SST (shear stress transport)	50
II.7- Modèle k-ε	51
II.8-Modèle k-ω standard	51
II.9-Modèle SSG-RSM	50
II.10-La comparaison entre les modèles de la turbulence.....	52
II.11- Conclusion	54

Chapitre III Présentation de code du calcule

III.1- Introduction	55
III.2- Les résolutions numériques	55
III.2.1- La méthode des différences finies	55
III.2.2- La méthode des éléments finis	55
III.2.3- La méthode des volumes finis	56
III.3- Génération de maillage	56
III.4- Discrétisation Numérique	57
III.5- Discrétisation des équations gouvernantes	57
III.6- La simulation avec ANSYS	58
III.7- l'importance ANSYS CFX	59
III.8- ANSYS CFX-14	59
III.9- ANSYS ICEM CFD	60

Chapitre IV Résultats et Discussion

IV.1- Introduction	62
IV.2- Amélioration de l'efficacité de refroidissement par film par usage de BDSR	63
IV.2.1- Domaine de calcul	64
IV.2.2- Les conditions aux limites	65

IV.2.3- Grille de calcul	65
IV.2.4- Analyse des Résultats.....	67
IV.2.4.1- L'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la ligne centrale	67
IV.2.4.2- L'efficacité Adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film	70
IV.2.4.3- champs des vitesses.....	72
IV.2.4.4- Le coefficient de pression	74
IV.2.4.5 Conclusion	75
IV.3- Amélioration de l'efficacité de refroidissement par film par usage de BDSC	76
IV.3.1- Domaine de calcul.....	78
IV.3.2- Les conditions aux limites	78
IV.3.3- Grille de calcul	78
IV.3.4- Analyse des Résultats.....	80
IV.3.4.1- L'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la ligne centrale.....	80
IV.3.4.2- L'efficacité Adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film	81
IV.3.4.3- Les contours de vitesse.....	83
IV.3.4.4- Les vecteurs de vitesse et les contours de température.....	83
IV.3.4.5- Efficacité moyenne du refroidissement par film pondérée en surface.....	86
IV.3.4.6- Coefficient de pression C_p	86
IV.3.4.7- Les contours des températures et les lignes de courants.....	87
IV.3.4.8- Conclusion.....	89
Conclusions Générale	90
Référence Bibliographie.....	91

Liste Des Figures

Chapitre I Généralité les turbines à gaz et le refroidissement par film cooling

Figure I.1 Schéma de conception simple d'une turbine à gaz.....	5
Figure I.2 Variations de Pression et de Température dans les différentes sections de la turbine.....	7
Figure I.3 Compresseur à Flux Centrifuge.....	7
Figure I.4 Compresseur à Flux axial.	8
Figure I.5 Les éléments principaux dans la section de combustion.	9
Figure I.6 Turbine à gaz à un seul arbre.....	10
Figure I.7 Turbine à gaz à un deux arbre.	11
Figure I.8 Profile aérodynamique aube.	12
Figure I.9 Efforts caractéristiques sur le profil aérodynamique.....	13
Figure I.10 Efforts de résistance aérodynamique.....	13
Figure I.11 Couche limite.....	14
Figure I.12 Profile D'aube.	14
Figure I.13 Différents types de refroidissement par convection	15
Figure I.14 Refroidissement par impact.....	16
Figure I.15 Refroidissement par film	17
Figure I.16 Refroidissement par transpiration	17
Figure I.17 Efficacité pour différentes techniques de refroidissement	18
Figure I.18 Aube de turbine à gaz avec trous de refroidissement de film.	19
Figure I.19 Injection de fente	21
Figure I.20 Aube de turbine à gaz avec injection de fente Irmisch (1995).....	22
Figure I.21 Schémas de la fente et un trou incliné.....	22
Figure I.22 Les différents de rapport de longueur-Diamètre	23
Figure I.23 Configuration expérimentale	23
Figure I.24 Configuration géométrique.....	24
Figure I.25 Profils de vitesse moyennes de la ligne centrale pour $L/D=2.3$ et $L/D=7$	24
Figure I.26 L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour différent L/D , $M=0.81$	25

Figure I.27 Structures de vortex	26
Figure I.28 Les formes d'orifices (cylindrique et deux orifice évasés)	26
Figure I.29 La configuration de trous (console).....	27
Figure I.30 Effet de la vitesse sur la ligne centrale Goldstein et al. (1968).....	28
Figure I.31 L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour différent de taux d'injection.	28
Figure I.32 Effet de la densité sur l'efficacité du film.....	30
Figure I.33 Développement du jet (Fric et Roshko, 1994, p. 2).....	33
Figure I.34 La forme tranchée des trous axiaux.....	34
Figure I.35 Géométrie des trous d'Anti-vortex.....	35
Figure I.36 Plaque plane avec des trous anti-vortex	36
Figure I.37 Grille de calcul des trous anti-vortex.....	36
Figure I.38 Géométrie d'Anti-vortex et les paramètres géométriques.....	37
Figure I.39 Rangée des trous avec des trous antivortex	37
Figure I.40 Grille de calcul des trous antivortex	37
Figure I.41 Configuration géométrique de la rampe de Na et Shih	38
Figure I.42 Configuration géométrique de la micro rampe.....	38
Figure I.43 Configuration de trous conique avec une seule rampe en amont	38
Figure I.44 Configuration de trous conique avec deux rampes.....	38
Figure I.45 Domaine de calcul et la configuration géométrique de la rampe	39
Figure I.46 Configurations géométriques de la rampe en forme de dune (BDSR).....	39
Figure I.47 Configuration géométrique de la rampe (générateur de vortex)	40
Figure I.48 Domaine de calcul et conditions aux limites	40
Figure I.49 Configuration de conception BDSC.....	41
Figure I.50 Configuration géométrique de la rampe en forme d'escalier	41
Figure I.51 Géométrie et dimensions de la micro rampe placée en aval du trou D'injection...42	
Figure I.52 La configuration du trou (a) circulaire, trou évasées (b) et la Configuration de BDSIC.....	43

Chapitre II Modélisation de la turbulence

Figure II.1 Les fluctuations σ pour un écoulement turbulent et stationnaire.....	44
Figure II.2 L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour différent modèle (M=0.50).....	52

Figure II.3 L'efficacité adiabatique du refroidissement par film sur la plaque plane, $M=0.50$	53
--	----

Chapitre III Simulation numérique

Figure III.1 Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal.....	56
Figure III.2 Représentation d'un volume contrôle en 2D.....	57
Figure III.3 Les Bloc Principales du ANSYS CFX 14.0.....	60

Chapitre IV Résultats et Discussions

Figure IV.1 BDSR, SH (Antivortex) et SH-BDSR.....	64
Figure IV.2 Domaine de calcul et les conditions aux limites.	64
Figure IV.3 Grille de calcul pour le cas SH.BDSR.....	66
Figure IV.4 Grille sensibilité, L'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la ligne centrale pour trois maillages différent $M=0.5$	66
Figure IV.5 Représentation graphique de l'efficacité adiabatique centrale de refroidissement par film, ($M = 0.5, 0.85, 1.0$ et 1.5).....	68
Figure IV.6 Représentation graphique de la comparaison des taux d'injection ($M = 0.5, 0.85, 1.0$ et 1.5).....	69
Figure IV.7 Représentation graphique de l'efficacité adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film ($M = 0.5, 0.85, 1.0$ et 1.5).....	70
Figure IV.8 Représentation Schématique des contours de la distribution de l'efficacité de refroidissement pour différent taux d'injection $M=0.5, M=0.85, M=1.0, M=1.5$	69
Figure IV.9 Champs des vitesses de la plaque plane pour différent taux d'injection $M=0.85, X/D=3$	71
Figure IV.10 Représentation Schématique des vecteurs de vitesse.	72
Figure IV.11 Gradient de pression.	74
Figure IV.12 BDSC, et SH (Antivortex), SH-BDSC.....	77
Figure IV.13 Domaine de calcul et les conditions aux limites.....	77
Figure IV.14 Grille sensibilité, L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour trois maillages différent $M=1.00$	79
Figure IV.15 Grille de calcul pour le cas SH-BDSC	79
Figure IV.16 Représentation graphique de l'efficacité adiabatique centrale de refroidissement par film, ($M = 1.00$ et $M=1.50$).	81

Figure IV.17 Représentation graphique de l'efficacité adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film $M = 1.00$ et 1.5	82
Figure IV.18 Les contours de vitesse ($M = 1.00$ et $M=1.50$).....	82
Figure IV.19 Représentation Schématique de l'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la plaque plane pour différent taux d'injection ($M =1.00$ et 1.5)	83
Figure IV. 20 Les vecteur de vitesse et les contours de température $X/D =3$, $M = 1.00$ et $M=1.50$	85
Figure IV.21 Efficacité moyenne du refroidissement par film pondérée en surface pour toutes les configurations et à différents taux d'injection.....	87
Figure IV.22 Coefficient de pression CP pour différent taux d'injection ($M=1.0$ and $M=1.5$).....	87
Figure IV.23 Les contours des températures et les lignes de courants pour $M = 1.00$ et 1.50	88

Liste Des Tableaux

Chapitre II Modélisation de la turbulence

Tableau II-1 Constantes de modèle K- ϵ . RNG.....49

Tableau II-2 Constantes de modèle K- ϵ51

Chapitre IV Résultats et Discussions

Tableau IV.1 Paramètre géométrique des trous d'antivortex (SH).....64

Tableau IV 2 Paramètre géométrique des trous d'antivortex (SH).....78

Nomenclatures

P	Pression statique
T	Température
V ou U	Vitesse du fluide
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
U	Composante de la vitesse suivant x
v	Composante de la vitesse suivant y
w	Composante de la vitesse suivant z
cp	chaleur spécifique à pression constante
q	densité du flux thermique
ρ	Masse volumique
ρ_c	Masse volumique du fluide froid
ρ_∞	Masse volumique du fluide chaud
λ	Conductivité thermique
t	Temps
τ	Contraintes turbulentes
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulent
k	L'énergie cinétique turbulente
m	Masse
L	Longueurs caractéristiques
S_∞	Terme source
Re	Nombre de Reynolds
F_x	Coefficient de traînée
F_z	Coefficient de la portance
F	Coefficients d'amortissements
P_k	Forces gravitationnelles
P_{ij}	production mécanique de la turbulence
C_μ	Constante du modèle k- s
ν	viscosité cinématique moléculaire
ν_t	viscosité cinématique turbulente
μ_t	viscosité dynamique moléculaire
h	coefficient d'échange thermique par convection
τ_{ij}	tenseur des contraintes de Reynolds
S_{ij}	tenseur des taux de déformation
κ	constante de Von Karman
φ	variable associée à une quantité scalaire
d	Diamètre du trou d'injection
Tu	Intensité de turbulence
U	Vitesse de l'écoulement
U_c	Vitesse du fluide froid
U_∞	Vitesse du fluide chaud
V	Volume
M	Taux d'injection,
Tw	Température de la paroi
T_∞	Température du fluide chaud à l'infini.
T_{aw}	Température adiabatique de la paroi.
T_f	Température du jet froid au point d'injection

Tu	Taux de turbulence de l'écoulement externe
Q	Densité Flux de chaleur
δ_{ij}	Symbole de Kronecker (=1 si : $i = j$; =0 si : $i \neq j$)
M	Débit massique
η	efficacité de refroidissement adiabatique

Liste des abréviations

SH	Les trous Sisters
BDSR	Brachane dune en forme de rampe
BDSC	Brachane dune en forme de cookie
CRVP	Pair de vortex primaire

Résumé :

Les techniques de refroidissement des aubes de turbine à gaz telles que le refroidissement par film ont permis d'améliorer les performances aérothermiques de cette machine, en particulier, dans le domaine des transports (moteurs d'avion, systèmes de production d'énergie électrique...etc.). Les deux principaux objectifs de cette thèse étaient d'étudier l'influence des deux nouveaux concepts inspirés des dunes de sable associées avec des trous sœurs (SH-BDSR) et (SH-BDSC) sur les performances de refroidissement par film, et de présenter l'influence de ces deux géométries sur le phénomène physique, tels que le décollement du jet et les deux vortex tournant en sens inverse l'un par rapport à l'autre. Quatre taux d'injection étaient pris en compte ($M = 0,5$, $M = 0,85$, $M = 1,00$ et $M = 1,50$). La présente étude est réalisée à l'aide du code de calcul ANSYS CFX.14 basé sur la méthode des volumes finis. La turbulence est approximée par le modèle RNG k- ϵ . Les résultats de la simulation numérique sont validés avec ceux des données expérimentales disponibles, une bonne concordance a été notée. Les résultats montrent aussi que les deux configurations, (SH-BDSR) et (SH-BDSC) peuvent améliorer l'efficacité de refroidissement par film.

Mots clefs : Refroidissement par film/ Méthode des volumes finis/Dunes de sable/ Troux sœurs.

Abstract:

The cooling techniques of gas turbine blade such as film cooling have improved aero-thermal performance of this machine, particularly in the transportation field (aircraft engines, electric power generation systems,...etc.). The two main objectives of this thesis are to study the influence of the two new concepts inspired by sand dunes associated with sister holes (SH-BDSR) and (SH-BDSC) on film cooling performance, and presented the influence of these two geometries on the physical phenomenon, such as the detachment of the jet and the counter rotating vortex. Four blowing ratios were taken into account ($M = 0.5$, $M = 0.85$, $M = 1.00$, $M = 1.50$). The present study is carried out using the ANSYS CFX.14 code based on the finite volume method. The turbulence is approximated by the RNG k- ϵ model. The numerical simulation results are validated with those of the available experimental data, a good agreement

was noted. The results also show that both configurations (SH-BDSR) and (SH-BDSC) can improve the film cooling efficiency.

Key words: Film cooling / finished volume method / Sand dunes / Holes sisters.

خلاصة :

تقنيات التبريد لشفرات التوربينات الغازية مثل التبريد الطبقي قد حسنت الأداء الحراري لهذه الآلة، خاصة في مجال النقل (محركات الطائرات، أنظمة توليد الطاقة الكهربائية... إلخ). يتمثل المهدفان الرئيسيان لهذه الأطروحة في دراسة تأثير المفهومين الجديدين المستوحيين من الكثبان الرملية المرتبطة بالثقوب الشقيقة وعرض تأثير هذين الشكلين (SH-BDSR) و (SH-BDSC) على الظاهرة الفيزيائية مثل انفصال الطائرة ودوامة التدوير المضادة. تم أخذ أربع نسب حقن من التدفق البارد ($M = 0.5$, $M = 0.85$, $M = 1.00$, $M = 1.50$). تم إجراء الدراسة الحالية باستخدام برنامج الحساب ANSYS CFX.14 استنادًا إلى طريقة الحجم المنتهي. يتم تقريب الاضطراب بواسطة نموذج RNG k- ϵ . يتم التحقق من صحة نتائج المحاكاة العددية مع نتائج البيانات التجريبية المتاحة، وقد لوحظ وجود اتفاق جيد. أظهرت النتائج أيضًا أن كلا الشكلان المطبقين على شفرات التوربينات الغازية (SH-BDSR) و (SH-BDSC) يمكنهما تحسين كفاءة التبريد الطبقي .

الكلمات المفتاحية: التبريد الطبقي / طريقة الأحجام المنتهية / الكثبان الرملية / ثقوب الأخوات

Introduction générale

Le rendement des turbines à gaz, aussi bien que sa puissance sont proportionnels à la température la plus élevée du cycle. Cette température correspond à celle des gaz de combustion qui attaquent directement les aubes des premiers étages de la turbine à gaz. D'où l'obligation d'adopter des processus de refroidissement sophistiqués et bien étudiés. L'efficacité thermique et la puissance de sortie de la turbine à gaz augmentent avec l'augmentation de la température d'entrée du rotor de la turbine.

Les températures de fonctionnement sont bien supérieures aux températures autorisées du métal. Des technologies avancées de refroidissement doivent être appliquées aux surfaces importantes afin qu'elles puissent résister à ces conditions extrêmes. Pour prolonger la durée de vie des aubes de la turbine, celles-ci doivent être refroidies. Ces composants se refroidissent en extrayant le gaz du compresseur du moteur et en faisant circuler ce gaz «de refroidissement» à travers des canaux à l'intérieur des aubes de la turbine. Le gaz de refroidissement dissipe la chaleur des parois, leur permettant de survivre dans le moteur. Cependant, l'utilisation excessive de fluide de refroidissement évacué du compresseur réduit les performances du turbine à gaz. Beaucoup de recherches ont été menées pour comprendre les phénomènes physiques liés au processus de refroidissement par film et pour trouver de meilleures configurations pouvant offrir une meilleure protection avec moins de fluide de refroidissement. Cette thèse présente une étude numérique de refroidissement d'une plaque plane. La simulation numérique de l'écoulement a été effectuée à l'aide du logiciel CFX-14.0 à partir des équations de Navier Stokes. Le modèle de turbulence de k-epsilon RNG et la méthode des volumes finis ont été utilisés dans cette simulation. Le maillage structuré de type hexaédrique a été adopté pour un système de coordonnées cartésiennes généralisées.

Le Présent travail consiste en des applications numériques qui sont présentées en deux parties distinctes au quatrième chapitre. La première application comporte une plaque plane tridimensionnelle en ajoutant une dune (BDSR) en amont et deux trous latéraux au trou principal. La seconde application est représentée par une plaque plane qui contient une dune

de Brachane sous forme de coquille (BDSC) combinée par deux trous latéraux. Dans le but d'améliorer l'efficacité de refroidissement par film.

L'élément le plus important dans cette étude est l'efficacité du refroidissement. Cette variable sera l'objet de la plupart des résultats. Ces derniers seront représentés sous forme de contours et de graphes avec une discussion de chaque cas.

I.1- Généralité sur les turbines à gaz :

les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent.

Au cours de ces décennies, les concepteurs des turbines à gaz ont essayé d'augmenter la température dans la chambre de combustion. Avec les températures plus élevées à la sortie de la chambre de combustion, le rendement sera amélioré et la consommation du combustible peut être réduite. Malheureusement, ces températures élevées ont des effets néfastes sur l'intégrité des composants de turbines et particulièrement les aubes des roues des premiers étages.

La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide ; donc, la turbine à gaz est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes séparées et juxtaposées dans l'espace. [1].

I.1.1- Historique :

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes. La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement.

La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX e 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.

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. 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.1.2- Définition :

Une turbine à gaz (T.G.), appelée aussi turbine à combustion ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise), est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine. Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine.

Le mot « gaz » fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide.

I.1.3- Principe de fonctionnement :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre). Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit « de Joule » comprenant successivement et schématiquement :

- Une compression adiabatique (pas d'échange de chaleur) qui consomme de l'énergie mécanique ;
- Un chauffage isobare (pression constante) comme pour un moteur Diesel ;
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique ;
- Un refroidissement isobare.

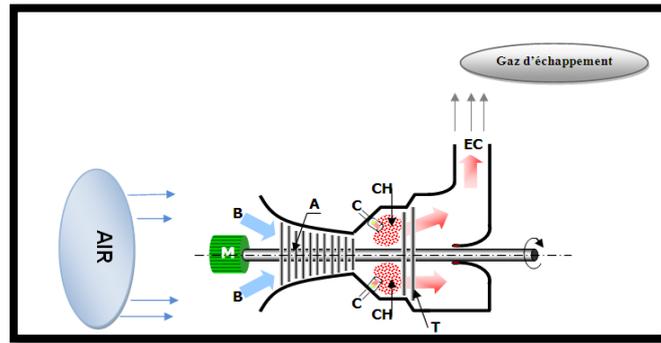


Figure I.1: Schéma de conception simple d'une turbine à gaz.

Le compresseur (repère A), constitué d'un ensemble d'ailettes (aubes) fixes (stator) et mobiles (rotor), comprime l'air extérieur (repère B), simplement filtré, à une pression de 10 jusqu'à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles. Du gaz (repère C), ou un combustible liquide pulvérisé, est injecté dans la (les) chambre(s) de combustion (repère CH) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (repère T), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique.

La turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes précédées d'aubages fixes (directrices). Les gaz de combustion s'échappent par la cheminée (repère EC) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre A qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil récepteur ou une machine réceptrice (pompe, alternateur ...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (repère M) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

I.1.4 -Domaine d'utilisation des turbines à gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour :

I.1.4.1- Production d'électricité :

Cette application est extrêmement courante, l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre petit vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être

comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

I.1.4.2- Production combinée chaleur-force :

Ce type d'application est le plus courant car il permet :

- Sur le plan national, d'économiser l'énergie fossile, gazeuse ou liquide.
- Sur le plan industriel, d'économiser sur les dépenses énergies.

I.1.4.3- Pompage et compression :

Dans tous les types d'application étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

I.1.4.4- Pour la propulsion :

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et des dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels. [2]

I.1.5- Différents éléments dans une turbine à gaz :

Les principaux composants d'une turbine à gaz sont :

- ❖ Section de compression.
- ❖ Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- ❖ Section turbine (HP et BP).
- ❖ La partie auxiliaire.

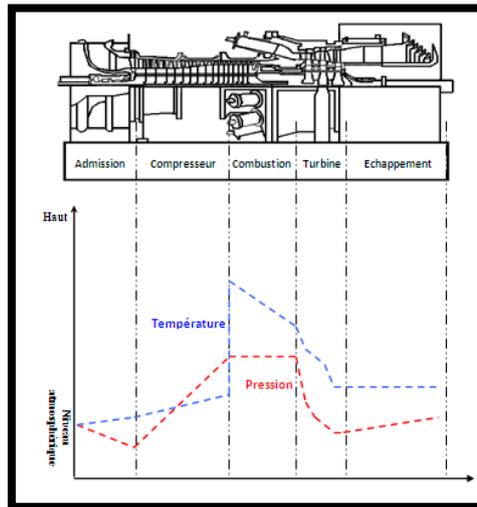


Figure I.2: Variations de Pression et de Température dans les différentes sections de la turbine.

I.1.5.1 -Section compresseur :

Deux types de compresseurs sont utilisés pour les turbines à gaz.

Le compresseur « à flux centrifuge » : il est utilisé seulement pour les petites turbines car le type de flux centrifuge ne permet pas d'aspirer une grande quantité d'air pour alimenter la turbine de service sévère.

Le compresseur « à flux axial » : le plus utilisé, il comprend le rotor du compresseur ainsi que le corps qui comporte les étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie (servent à modifier la direction d'un écoulement).

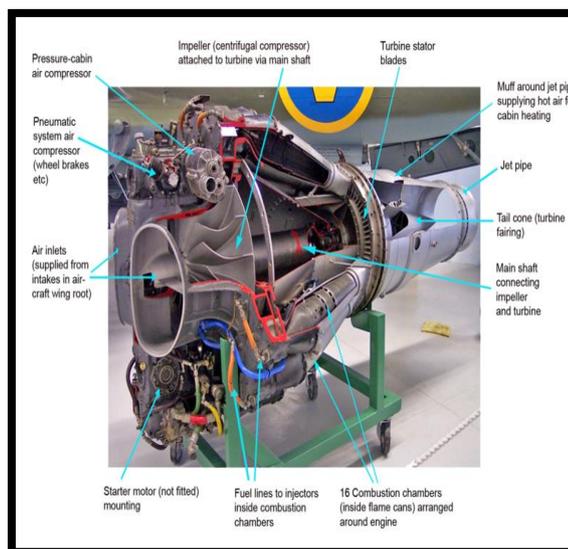


Figure I.1: Compresseur à Flux Centrifuge.

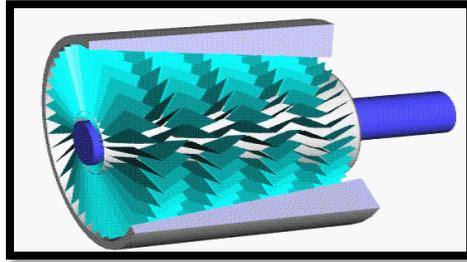


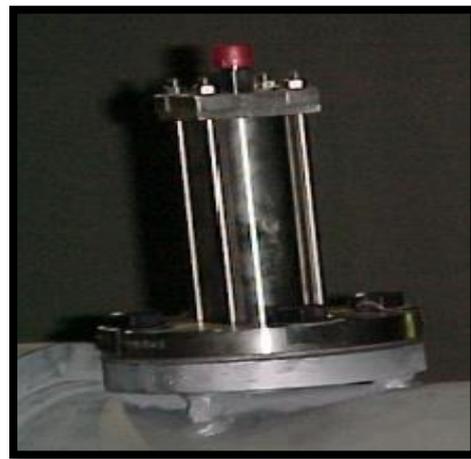
Figure I.4: Compresseur à Flux axial.

I.1.5.2 -Section combustion :

La section combustion de la turbine à gaz comprend : l'enveloppe de combustion, les corps de combustion extérieur, les ensembles chapeau et chemise de combustion, les ensembles de pièces de transition, les injecteurs de combustible, les bougies, les transformateurs d'allumage, les détecteurs de flamme, les tubes-foyer et divers garnitures et hardware. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air-combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air-combustible des autres chambres.



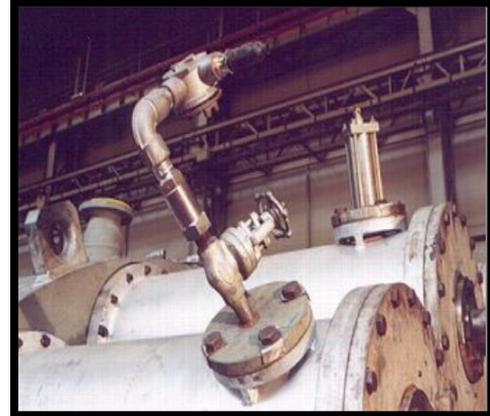
Partie de combustion



Bougie d'allumage



Les tubes d'interconnexion



Détecteur de flamme

Figure I.5: Les éléments principaux dans la section de combustion.

I.1.5.3- Section Turbine :

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

- Le corps de la turbine.
- La directrice de premier étage.
- La roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression).
- La directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression) dans le cas de la turbine bi-arbres.
- Le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages.

Pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

I.1.5.4- La Partie Auxiliaire :

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse.

La partie auxiliaire se compose de :

- Système d'Aspiration.
- Système de démarrage.

I.1.6 -Classification Générale Des Turbines à gaz :

Les turbines gaz peuvent être classées selon :

I.1.6.1 -mode d'action du gaz :

On distingue deux types :

- Turbine à réaction.
- Turbine à action.

I.1.6.2 - mode d'injection du gaz :

- injection totale: Les tuyères sont réparties sur toute la circonférence
- injection partielle: Les tuyères sont réparties sur une portion de circonférence

I.1.6.3- mode de construction :

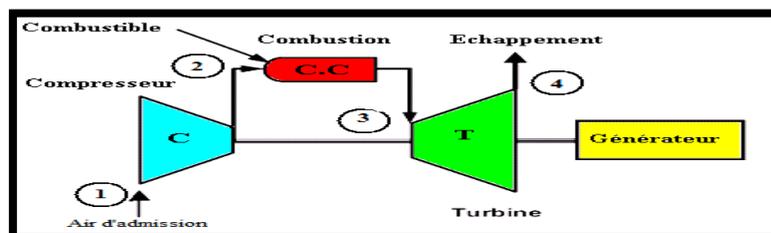
- turbines à disques: Roues à disque construites séparément et calées sur un arbre.
- turbines à tambours: Les aubes sont calées sur un tambour rattaché à l'arbre.

I.1.6.4- mode de circulation du gaz :

- turbines axiales : Les gaz se déplacent parallèlement à l'arbre de la turbine.
- turbines radiales : La direction des gaz est radiale.

I.1.6.5- Selon la disposition de l'arbre :**I.1.6.5.1- à arbre unique :**

C'est turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun.



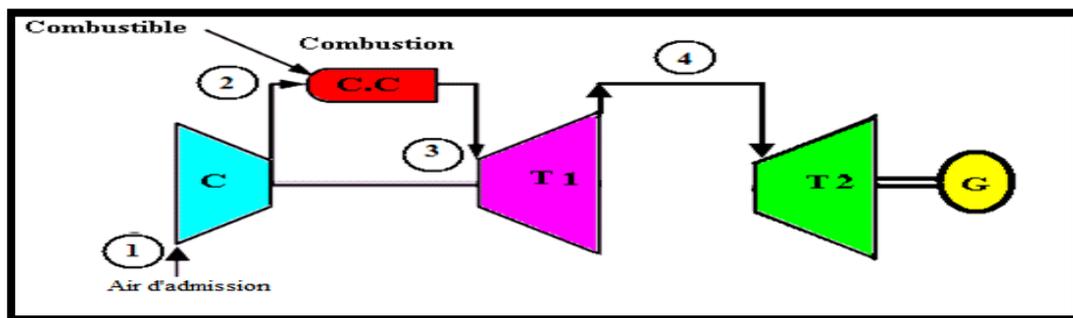
C:compresseur; C.C: chambre de combustion; T:turbine.

Figure I.6: Turbine à gaz à un seul arbre.

I.1.6.5.2 - à deux arbres :

C'est une turbine à gaz comportent un gazéificateur (gazogène) composé d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, l'ensemble est monté sur un arbre commun et d'autre part une turbine de travail et d'une turbine fixe montée sur un arbre indépendant.

Un autre type de machine à deux arbres, est la turbine à gaz à double rotors dont le compresseur est en deux parties ; la partie haute pression et la partie basse pression ; cette dernière est montée sur le même arbre de la turbine. [3].



C:compresseur;C.C:chambredecombustion;T1 :turbine1 ; T2 :turbine2

Figure I.7: Turbine à gaz à un deux arbre.

I.1.6.5. 3 -à arbres multiples :

C'est une turbine dont la quelle les rotors des éléments mécaniques sont montés sur plus d'un arbre rotatif. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé entre ces arbres, ils sont appelés *arbres flottant*, à l'exception de l'arbre d'accouplement.

I.1.6.6- Selon le travail fourni :

- Gazéificateur (générateur de gaz) : C'est une turbine à gaz qui a un ou plusieurs arbres et qui produit des gaz d'échappement chauds, mais pas de travail mécanique.
- Une turbine de puissance (de travail) : C'est une machine thermique où une partie de l'énergie de l'élément actif est convertie en énergie mécanique et utilisée pour entraîner une charge qui lui est relié.

I.1.6.7- Selon conception :

- Turbines à gaz industrielles dites *HEAVY DUTY* de 10 à 300 MW et plus.
- Turbines dérivées des moteurs d'aviation de 2 à 50 MW.

I.1.6.8- Selon le cycle :

- à cycle ouvert : Dans les quelles l'élément actif entre dans la turbine à gaz à partir de l'air libre et retourne à l'air libre.
- à cycle fermé : Dans les quelles l'élément actif passe successivement dans le compresseur, la chambre de combustion et la turbine sans qu'il ne puisse sortir à l'air libre.

I.2- Mécanique des grilles d'aubes d'une turbine à gaz :**I.2 -1- Définition de l'aube :**

Les aubes sont des obstacles à profile aérodynamique plongé dans l'écoulement pour en modifier les vitesses et corrélativement faire apparaître des efforts. Elles sont utilisées pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques.

L'aube est la partie d'une turbine en forme de cuillère ou de pale sur laquelle s'exerce l'action du fluide moteur. Les aubes rotor et distributeur turbine sont fabriquées d'alliages réfractaires qui supportent la haute température c'est à dire dont la résistance mécanique ne se détériore pas trop vite avec la température. Ces alliages sont normalement à base de nickel ou plus récemment, à base de cobalt. Le disque du rotor turbine est fabriqué d'un alliage résistant à la température, un acier fortement allié en général. Les aubes rotor sont fixées dans le disque par une fixation "sapin". Cette fixation doit résister à une haute charge venant de la force centrifuge sur l'aube.

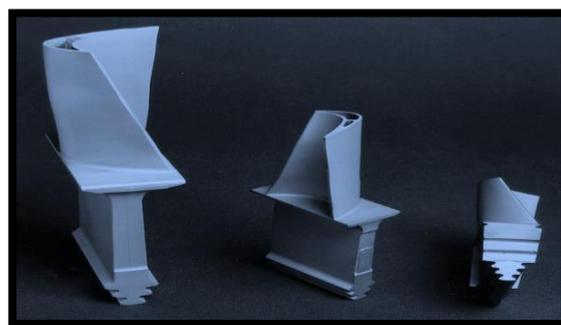


Figure I.8: Profile aérodynamique aube.

I.2.2 -Description d'un profil d'aile :

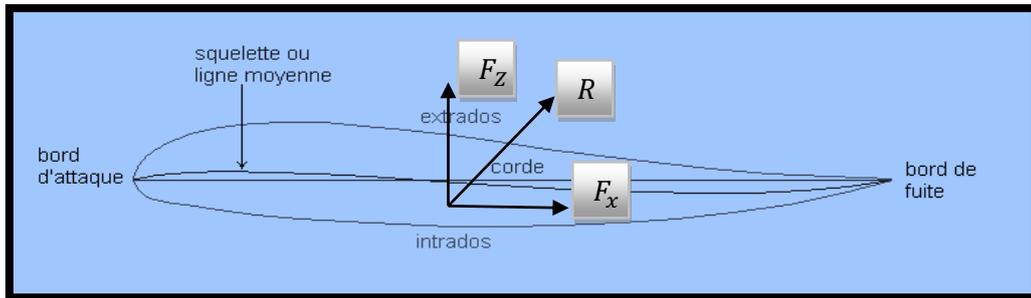
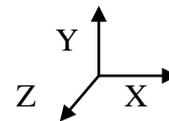


Figure I.9: Efforts caractéristiques sur le profil aérodynamique.

Le Produit différents types d'écoulement de l'air, ce qui va donner une résultante aérodynamique qui va varier en direction ou en module.

On décompose la résultante aérodynamique R sur les 3 axes

- La traînée F_x sur l'axe parallèle au vent relatif
- La portance F_z sur l'axe vertical
- La force sur l'axe Y est négligée



❖ Portance : Composante de la force aérodynamique perpendiculaire.

Le mouvement de l'air autour de l'aile crée, selon les profils et les incidences, une dépression faible ou une surpression sous l'aile, à l'intrados, et surtout une forte dépression au-dessus à l'extrados. C'est l'importante différence de pression entre intrados et extrados qui crée la portance.

❖ Traînée : Composante de la force aérodynamique parallèle au vent relatif traînée de profil

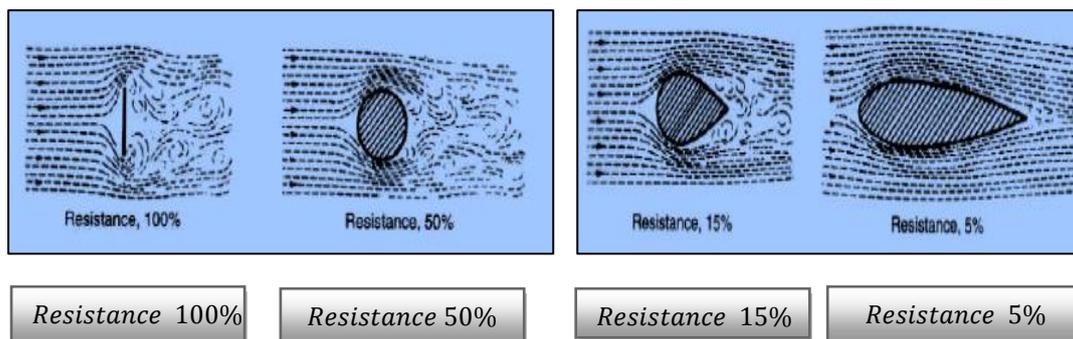


Figure I.10: Efforts de résistance aérodynamique.

I.3-Traînée de frottement :

La couche limite peut être considérée comme une zone dans laquelle l'écoulement du fluide est « perturbé » par la présence d'une paroi. Cette perturbation joue sur différentes grandeurs liées à l'écoulement : sa vitesse, son débit, sa quantité de mouvement, sa puissance cinétique, son enthalpie, etc. A chacun de ces types de perturbation, on attache une épaisseur de couche limite.

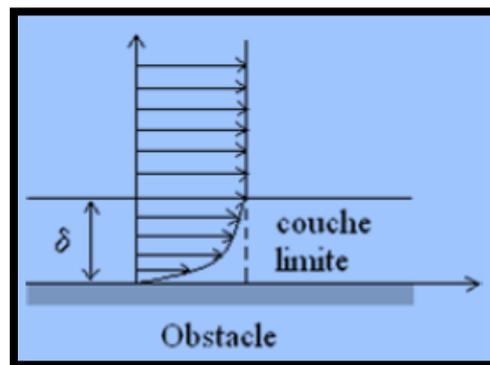


Figure I.11 Couche limite.

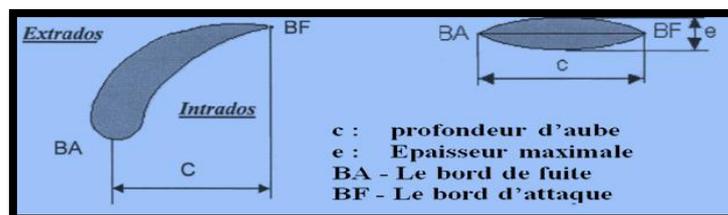


Figure I.12: Profile D'aube.

II.1- Les Types Du Refroidissement de turbine à gaz :

Pour les applications aéronautiques, l'air est utilisé comme fluide de refroidissement. Une combinaison de techniques de refroidissement externes et internes est appliquée, en utilisant de l'air soutiré au compresseur.

II.1.1- Refroidissement par convection :

Le refroidissement par convection est le mécanisme par lequel la chaleur est transférée du dispositif chaud par l'écoulement du fluide entourant l'objet. Le fluide peut être l'air, qui est le

plus courant, ou un autre fluide approprié. Au cours du processus de refroidissement, la chaleur provoque une expansion du fluide et une réduction de sa densité. La différence de densité provoque l'écoulement du fluide et, se faisant, le fluide le plus chaud, le plus dilaté et le moins dense contient une certaine quantité d'énergie thermique. Cela se traduit par le transfert d'énergie de l'objet chaud dans l'air ou le fluide environnant. [4].

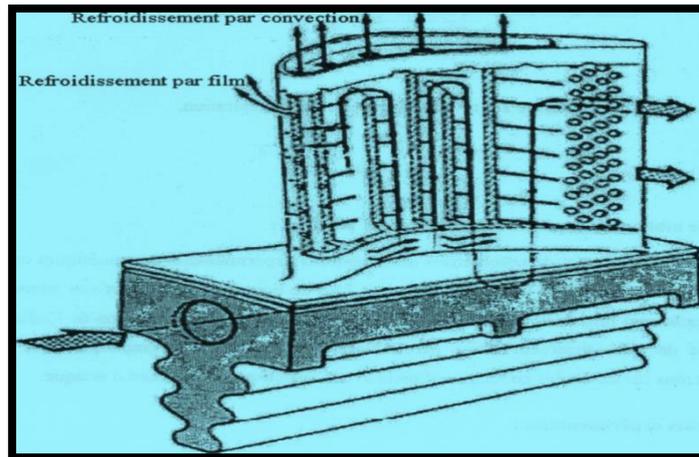


Figure I.13: Refroidissement par convection [4].

II.1. 2-Refroidissement par impact :

Une autre méthode pour amplifier le processus de refroidissement par film classique consiste à utiliser un système de filtration par impact, comme illustré à la figure. Ceci est similaire au système de convection décrit ci-dessus. Excepté que le passage à double paroi est bloqué à son extrémité en amont et que la paroi externe est bloquée. La région à double paroi est perforée. L'avantage de la méthode provient de son utilisation d'air de refroidissement pour remplir un double objectif. Tout d'abord, l'air est formé en plusieurs petits jets qui assurent un refroidissement par impact sur une section de la paroi de la doublure, puis se rejoignent pour former une feuille annulaire fonctionnant dans un mode de refroidissement par flux classique pour refroidir une autre section de la paroi, autre avantage du refroidissement par impact est que les jets d'impact peuvent être positionnés de manière à fournir un refroidissement supplémentaire sur les points chauds de l'aube. Ceci dit, Le refroidissement par impact a aussi des inconvénients car il nécessite une construction à double paroi entraînant des pénalités en termes de coût et de poids. Aussi, la différence fondamentale de température entre les deux murs pose des problèmes d'expansion différentielle pouvant conduire à un flambage de la

paroi interne si les points chauds locaux deviennent trop graves. De plus, les coefficients de transfert de chaleur élevés qui sont normalement associés au refroidissement par impact ne peuvent pas être entièrement réalisés car le flux d'air formé sur la paroi interne par les jets d'air en amont tend à réduire l'efficacité du refroidissement par impact des jets d'air en aval [4].

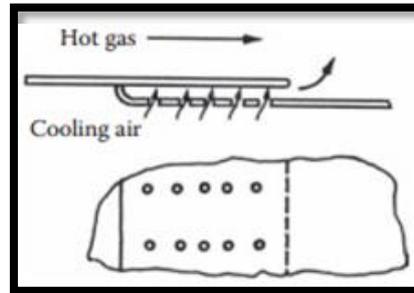


Figure I.14: Refroidissement par impact [4].

II.1 3-Refroidissement par film :

Ce procédé consiste à soutirer un certain débit d'air froid du compresseur et à l'injecter dans l'espace inter-aube, à travers des orifices judicieusement aménagés sur le corps de l'aube à refroidir. Le jet d'air froid entre en interaction directe avec l'écoulement principal. Le but recherché est de former une fine couche d'air qui joue le rôle d'un tampon protégeant la surface du fluide à haute température. L'interaction directe entre le jet et l'écoulement principal est très compliquée et donne lieu à une structure de l'écoulement en aval tridimensionnelle, turbulente, avec présence de tourbillons secondaires. L'avantage de ce procédé ne peut être perceptible que si le débit d'air utilisé pour le refroidissement est soigneusement optimisé. Il est nécessaire que ce débit soit minimisé tout en gardant un bon niveau de refroidissement des aubes de la turbine à gaz. Il faut noter que chaque débit d'air soutiré pour le refroidissement représente une augmentation de consommation en combustible qu'il faut estimer et donc' optimiser. En plus du souci économique, l'injection du fluide refroidissant dans l'espace inter-aube doit être bien contrôlée de sorte à ne pas perturber l'aérodynamique du passage inter-aube et détériorer les performances de la turbine en augmentant les pertes de charges. Le processus de refroidissement par film est à ce jour un des sujets les plus complexes en turbomachines, d'où l'intérêt croissant des chercheurs à comprendre et améliorer ce procédé.

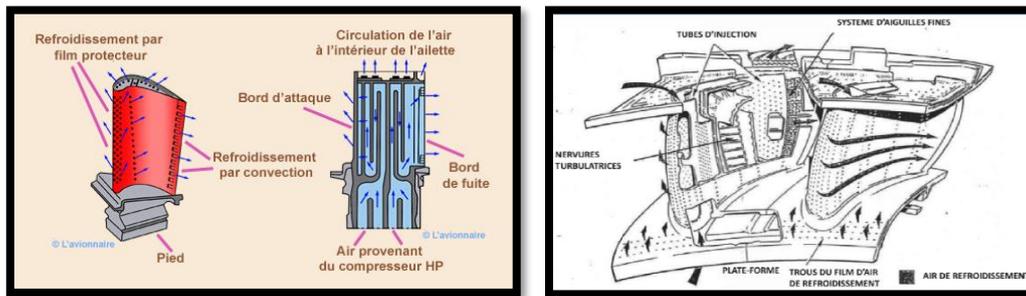


Figure I.15: Refroidissement par film [5].

II.1.4-Refroidissement par transpiration :

Un système de refroidissement idéal serait un système dans lequel est maintenue la température maximale du matériau, car les régions plus froides représenteraient un gaspillage d'air de refroidissement. La méthode qui se rapproche le plus de cet idéal est connue sous le nom de refroidissement par transpiration, dans lequel la paroi est construite à partir d'un matériau poreux offrant une grande surface interne pour le transfert de chaleur à l'air qui la traverse, comme illustré à la figure. Comme les pores sont uniformément dispersés sur la surface de la paroi, le jet d'air sorte de chaque pore se fondent rapidement pour former une couche protectrice d'air frais sur toute la surface interne. De cette manière, le transfert de chaleur par convection du gaz chaud vers les parois de la chemise peut être considérablement réduit, entraînant des économies substantielles en air de refroidissement de film. Même si le flux d'air protecteur empêche totalement les gaz chauds d'entrer en contact physique avec la paroi du revêtement intérieur, celui-ci sera tout de même exposé à un rayonnement intense de la flamme. Le seul moyen d'évacuer cette chaleur est de transférer l'air de refroidissement pendant son passage à travers la paroi poreuse. Cela signifie qu'en plus de servir de milieu poreux, la paroi doit également présenter de bonnes propriétés de transfert de chaleur et une épaisseur suffisante. Un problème que cela pose est que, pour former une couche limite stable sur la surface intérieure des parois, le flux de liquide de refroidissement doit apparaître à une vitesse aussi faible que possible, alors que pour un transfert de chaleur maximal à l'intérieur de la paroi, une vitesse élevée est requise. [4].

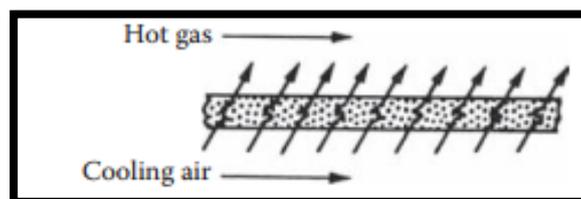


Figure I.16: Refroidissement par transpiration [4].

II.2- La comparaison entre les quatre techniques de refroidissement :

Afin de protéger les surfaces des aubes contre les gaz chauds provenant de la chambre de combustion, le refroidissement des aubes est devenu une issue principale en technologie des turbines à gaz. Pour assurer une durée de vie acceptable, les aubes de turbine doivent être refroidies par un système efficace. Une analyse des différents procédés de refroidissement montre que le principe le plus simple est celui effectué par convection, surtout que les autres procédés fragilisent l'aube et que les orifices sont susceptibles de provoquer des vibrations de la turbine [58]. Parmi les différentes techniques de refroidissement présentées sur la figure (I-6), le refroidissement par transpiration représente le procédé le plus performant des trois processus. Toutefois et bien qu'il offre la meilleure efficacité, son utilisation reste à nos jours limité à des applications restreinte et de recherche. Par conséquent, le refroidissement par film est considéré comme étant la méthode pratique la plus efficace pour refroidir les aubes des turbines à gaz. [6]

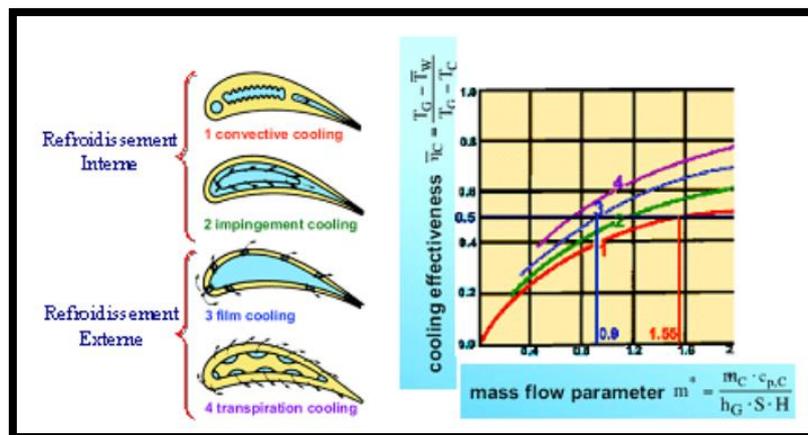


Figure I.17: Efficacité pour différentes techniques de refroidissement [6].

II.3- Historique de refroidissement par film cooling :

Au cours des cinquante dernières années, les concepteurs de turbines à gaz et de centrales électriques se sont efforcés d'augmenter les températures de sortie du brûleur à combustion et de l'entrée des étages de turbines haute pression. Avec des températures de sortie de chambre de combustion plus élevées, il est possible d'améliorer le rendement et la consommation de carburant. De même, dans les applications aéronautiques, les températures plus élevées

entraînent une augmentation de la poussée. Malheureusement, ces températures plus élevées ont compromis l'intégrité des composants de la turbine haute pression et en particulier des aubes de la turbine. Les températures d'entrée des étages de turbine modernes dépassent les températures de fusion des matériaux d'aube de turbine. Afin de lutter contre la défaillance des aubes de turbine dans les moteurs à turbine à gaz résultant de ces températures de fonctionnement excessives, le refroidissement du film a été intégré aux conceptions d'aubes. Dans le refroidissement par film, l'air froid est prélevé à l'étage du compresseur, acheminé vers les chambres internes des aubes de la turbine et évacué à travers de petits trous dans les parois des aubes. Cet air fournit une fine couche isolante et froide le long de la surface externe de l'aube de la turbine. [7]

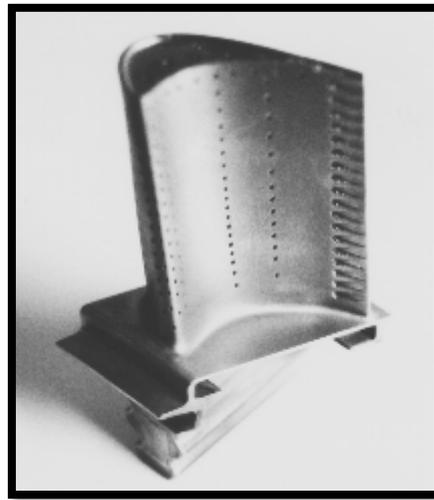


Figure I.18: Aube de turbine à gaz avec trous de refroidissement de film [7].

II.3.1- Etude thermique du refroidissement par film :

Le flux de chaleur par convection échangé entre la paroi plane et le fluide s'écrit sous la forme :

$$q_0 = h_0 (T_\infty - T_w) \quad (\text{I-1})$$

Où:

h_0 : Le coefficient de transfert thermique local sans le jet secondaire.

T_w : La température locale de la paroi.

T_∞ : La température du fluide chaud à l'infini.

En présence du film refroidissant, la densité du flux thermique s'écrit

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

Où:

h_f : Le coefficient de transfert thermique local en présence du film refroidissant.

T_f : La température locale du film (mélange entre le jet et l'écoulement principal).

Dans ce qui précède, la température du film résultant du mélange entre le jet froid et les gaz chauds de l'écoulement principal est difficilement déterminée. Le problème est détourné en définissant une température adimensionnelle, appelée aussi l'efficacité adiabatique du refroidissement par film, qui s'exprime comme suit:

$$\eta = \frac{T_\infty - T_f}{T_f - T_c} \quad (\text{I-3})$$

Où:

T_f : La température du jet froid au point d'injection.

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

$$T_{aw} = T_\infty$$

Où:

T_{aw} : La température adiabatique de la paroi.

En remplaçant T_f par T_{aw} on définit une température adimensionnelle appelée efficacité adiabatique du refroidissement par film. Elle est exprimée par la relation :

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_f - T_c} \quad (\text{I-4})$$

Notons aussi que, les conditions aux limites peuvent être vérifiées par l'efficacité η , c'est-à-dire $\eta = 0$: en l'absence de refroidissement $T_{aw} = T_\infty$ et $\eta = 1$ près du point d'injection $T_{aw} = T_c$

II.3.2- Les Paramètres caractéristiques du jet de refroidissement par film :

Le comportement des jets discrets introduits dans un écoulement externe à partir d'une paroi, dépend d'un nombre important de paramètres géométriques et aérodynamique. Nous pouvons citer :

II.3.2.1-Influence des paramètres géométriques :

II.3.2.1.1- la rugosité :

Toutes les surfaces des stators et des rotors, telles que les paliers, les aubes, les parois d'extrémité et les moyeux qui entrent en contact avec les gaz chauds de la chambre de combustion doivent être refroidies, la rugosité de surface influencée sur les performances du refroidissement par film.

La surface des aubes doit être rugueuses Trada et susiki [8], il montre que la rugosité dépend de la durée du service de l'aube et l'environnement d'exploitation.

La dégradation de matérielle sous forme de rugosité de surface augmente considérablement le transfert de chaleur de surface, cette augmentation accélère la dégradation, c'est ce qu'ont prouvé Hoffs et al [9], Bogard et al [10], Abuaf et al [11], hodge et al [12], Bons et al [13].

L'importance de la rugosité de surface sur le transfert de chaleur a conduit de nombreux chercheurs à étudier ce problème. Pour le refroidissement par film, le principe consiste à comprendre les effets de la rugosité sur l'efficacité du refroidissement par film et le transfert de chaleur.

II.3.2.1.2-Injection de fentes :

Les premiers travaux étaient axés sur l'utilisation des créneaux, car ils fournissent un film uniforme qui coule le long de la surface en aval et n'apporte pas de différences thermiques latérales, ce qui peut provoquer des contraintes thermiques dans les composants des turbomachines et écourter la durée de vie des composants.

Metzger et al. [14] ont étudié le jet de fente avec différents angles d'injection allant de 20 à 60 degré β , les rapports de taux d'injection, les rapports de température et la longueur des fentes par rapport au trou d'injection .

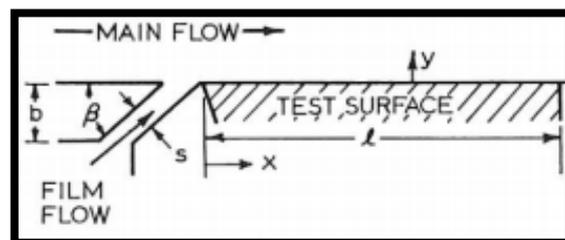


Figure I.19: Injection de fente [14]

Wieghardt [15] a mesuré la température du film à partir d'une fente à deux dimensions sur une plaque plate avec divers rapports de densité de 0,81 à 0,91 et une vitesse de 0,2 à 1,14. Irmisch [16] a examiné une surface portante d'aube de turbine dotée de fentes de bord d'attaque utilisant une grille non structurée pour capturer la forme complexe de la surface portante et a utilisé une géométrie de refroidissement par film réaliste.

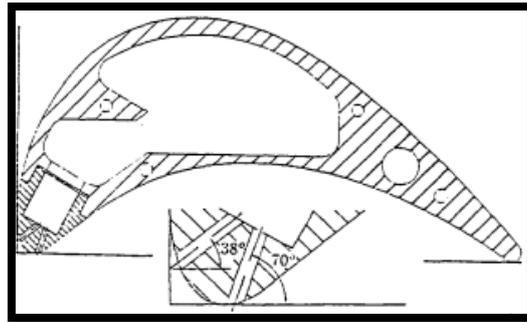
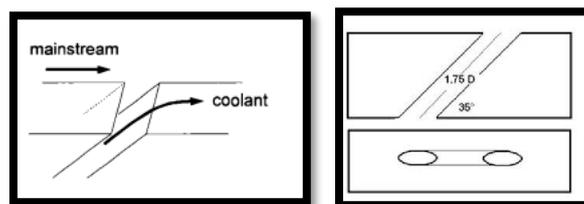


Figure I.20: Aube de turbine à gaz avec injection de fente [16].

Garg et Gauger [17] ont étudié l'effet de la distribution de la vitesse de sortie et de la température sur les performances de refroidissement par film.

Malgré les bonnes performances des slots (fentes) bidimensionnels, ils ne sont pas souvent utilisés pour des raisons de conception mécanique.

Par conséquent, les chercheurs se déplacent vers le refroidissement par film en utilisant les trous discrets.



(a) fente

(b) trou circulaire incliné

Figure I.21: Schémas de la fente et un trou incliné [17].

II.3.2.1.3-Rapport longueur-Diamètre (L/D):

Les premières études de refroidissement par film incluait une longueur du trou longue, tout en utilisant des rapports de longueur / diamètre plus courts, qui sont plus représentatifs dans les turbines pour les dernières années.

Schmidt et al [21] ont étudié les performances de refroidissement par film avec un trou de refroidissement d'une longueur allant de $4D$ ils ont noté que les différences d'efficacité adiabatique existant entre l'injection en écoulement rond et l'injection à angle composé avec des trous ronds. Leurs études ont été réalisées avec un rapport de densité de 1,6 et un rapport d'écoulement massique de 0,5 à 2,5.

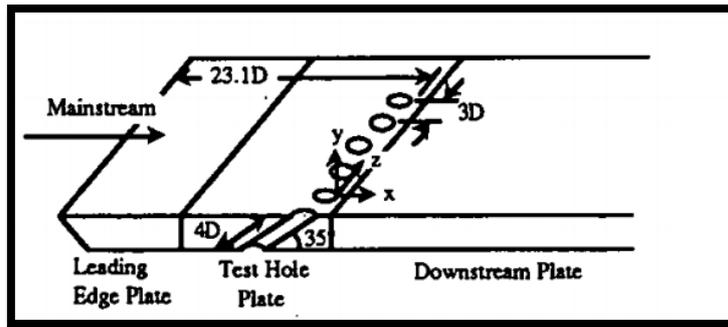


Figure I.24: Configuration géométrique [21].

Dans l'étude numérique, de Berhe et Patankar [22] ont également calculé l'influence de la longueur du trou sur un diamètre de 2,8 et de 4,9 et ont indiqué que le trou le plus court donnait une efficacité latérale moyenne supérieure à la plus longue, pour $M = 0,5$ et $1,0$.

L'augmentation de l'efficacité sur la ligne centrale est plus élevée avec un trou plus long qu'un trou plus court.

Burd et al [23] ont rapporté des mesures hydrodynamiques comparant des trous d'injections de 35° pour deux rapports longueur / diamètre 2,3 et 7. Ils ont constaté que la longueur du diamètre du trou influe de manière significative sur les profils de vitesse de sortie du trou et sur la manière dont le liquide de refroidissement et les écoulements de free-Stream interagissent.

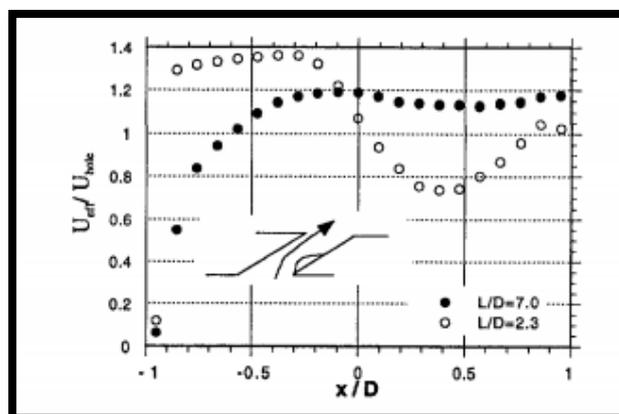


Figure I.25: Profils de vitesse moyenne de la ligne centrale pour $L/D=2.3$ et $L/D=7$ [23].

Lutum et Johnson [24] ont été réalisées avec une rangée des trous cylindriques orientés à 35° par rapport à l'écoulement principale à une vitesse constante, en faisant systématiquement varier les rapports longueur / diamètre des trous ($L/D = 1.75, 3.5, 5, 7$ et 18), et taux d'injection ($0,52 \leq M \leq 1,56$). Les résultats de ces expériences montrent que l'efficacité de refroidissement reste constante pour une L/D supérieure à 7 .

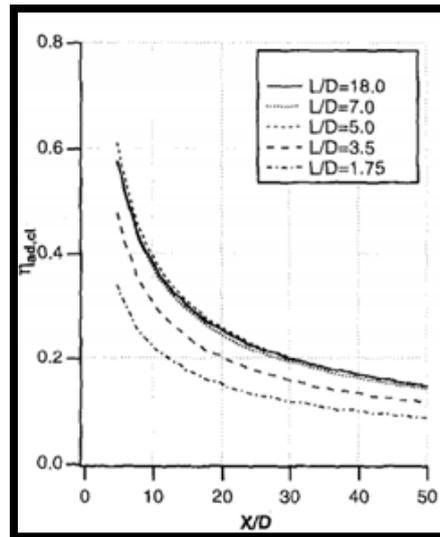


Figure I.26: L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour différent L/D , $M=0.81$ [24]

Walters et Lylek [25] ont étudié deux longueurs de trou relativement courtes $1,75$ et $3,5$ avec l'interaction des jets sortants avec l'écoulement transversal. Ils ont montré que les effets de la séparation du jet provoqués par la configuration du trou influencent sur les conditions de sortie du jet.

II.3.2.1.4-Injection à partir des trous non circulaires (Shaped) :

Injection à partir des trous fournit généralement une meilleure couverture de la surface d'essai et atténue également le soulèvement du jet. Les données d'efficacité ont confirmé les observations selon lesquelles le trou offrait une meilleure couverture latérale et une meilleure efficacité de la ligne centrale. De plus, Injection à partir des trous non circulaires apportaient des améliorations significatives et des performances de refroidissement pour tout taux de d'injection et rapport de densité.

Papell [26] a étudié de manière expérimentale un trou sous forme de seuil (apparence similaire à un haricot), qui induisait de fortes structures de vortex longitudinaux dans le trou du film. Il a expliqué que la création de ces structures tourbillonnaires permettait à l'écoulement croisé d'utiliser son énergie pour forcer le jet vers la surface, plutôt que de créer lui-même les tourbillons à rotation inverse.

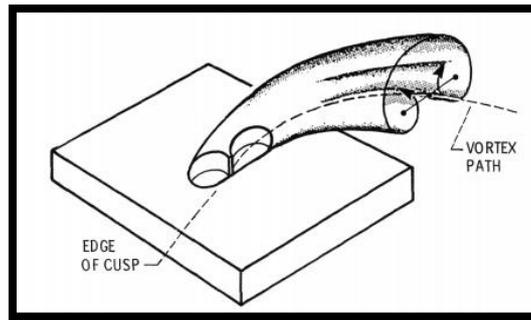


Figure I.27: Structures de vortex [26].

Goldstein et al. [27] ont émis l'hypothèse que l'augmentation de la surface de sortie des trous sous forme de profile était responsable du ralentissement de l'écoulement du liquide de refroidissement, ce qui entraînait une pénétration moindre à travers la couche limite venant en sens inverse.

Ekkad et al. [28] ont constaté que l'efficacité latérale moyenne augmente pour l'injection à angle composé par rapport à l'injection à angle simple.

Gritsch et al. [29] ont présenté des mesures d'efficacité adiabatique et de transfert de chaleur pour trois formes d'orifice (orifice cylindrique et deux orifices évasés en forme de diffuseur). Les résultats montrent que l'utilisation des orifices évasés permet d'obtenir des coefficients de transfert de chaleur plus bas en aval du jet, en particulier à des taux de d'injection élevés.

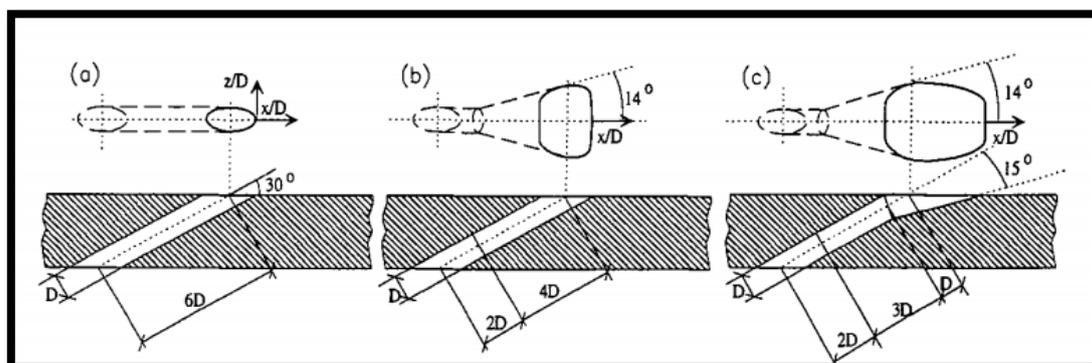


Figure I.28: Les formes d'orifices (cylindrique et deux orifice évasés) [29]

Sargison et al [30] ont étudié le trou de fente convergent (console) afin d'améliorer les performances de transfert de chaleur et de perte aérodynamique des systèmes de refroidissement des aubes.

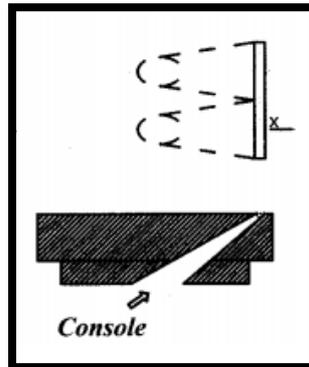


Figure I.29: la configuration de trous (console) [30].

Christian Saumweber et al [31] ont mené des expériences pour étudier l'effet de la turbulence élevée sur les performances de refroidissement par film des trous cylindriques et des trous sous forme d'un profile. Leurs résultats ont indiqué que les deux configurations des trous présentaient des réactions très différentes aux niveaux élevés de turbulence. Pour les trous cylindriques, l'efficacité du refroidissement par film est réduite par rapport a celles des trous sous forme de profile.

II.3.2.2-Influence des paramètres aérodynamiques :

Il ya des paramètres importante qui gère l'interaction directe entre le jet et le courant principale telle que le taux d'injection, le rapport de densité, le nombre de Reynolds, L'épaisseur de la couche limite, la turbulence libre sont expliqués.

II.3.2.2.1- Taux d'injection :

Les caractéristiques de refroidissement par film utilisant le trou discret qui sont basées sur le jet d'écoulement transversal. En général, Dans l'étude du jet dans un écoulement transversal, un seul jet éjectant d'un tuyau de refoulement relativement long a été considéré, et le trou était lisse et orienté perpendiculairement au courant principal.

Goldstein [32] a mentionné que le taux d'injection influe fortement sur la déformation du jet

et le fluide injecté pénètre plus loin lorsque le taux d'injection est plus important. Il a montré que l'efficacité de refroidissement par film s'avère être considérablement différente de celle obtenue dans les études précédentes dans lesquelles le fluide secondaire était introduit par une fente continue Figure I.10. Cette efficacité augmente et atteint un maximum avec un taux d'injection de 0,5, puis diminue. Ce maximum est attribué à la pénétration du jet dans le courant principal.

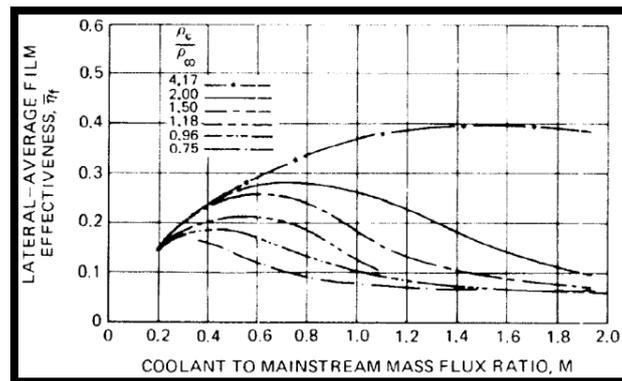


Figure I.30: Effet de la vitesse sur la ligne centrale [32].

Bergeles et al [33] ont étudié la région proche de la sortie d'un jet incliné. Ils utilisaient un jet unique, issu d'un long tuyau 50D avec une inclinaison de 30° sur une plage de rapport de vitesse comprise entre 0.1 et 1.5. Ils ont rapporté que les fortes perturbations sont causées par l'injection, mais le jet reste attaché à la surface pour un rapport de vitesse de moins 0.3. Pour des rapports de vitesse supérieurs ou égaux à 0.5, le jet s'élève de la surface, ce qui permet la pénétration dans le fluide principal. Les valeurs maximales de l'efficacité de la paroi ont été obtenues pour un rapport de vitesse de 0.5.

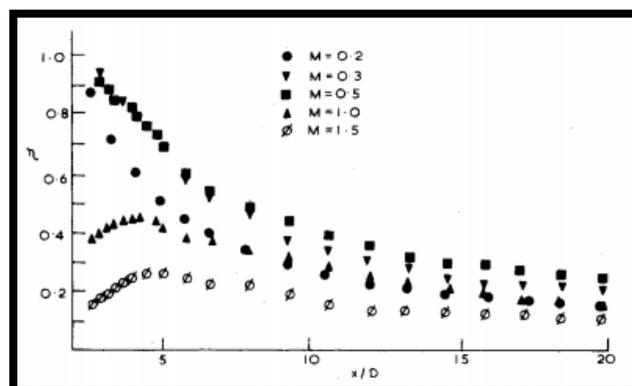


Figure I.31: L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour différents taux d'injection [33].

Crabb et al [34] ont étudié des rapports de vitesse relative élevés de 1,15 et 2, L'anémométrie laser-Doppler a été utilisée (LDV) avec un fil chaud et capteurs X pour une inclinaison de 90 °. Les résultats confirment et quantifient les caractéristiques de double vortex de l'écoulement en aval de trous d'injection et démontrent que cela est associé au fluide émanant du jet, ce jet est caractérisé par une forte anisotropie associée à l'accélération d'écoulement libre autour du jet de sillage

Andreopolos et Rodi [35] ont étudié de manière approfondie la mécanique des fluides associée à la formation d'un jet. Ils ont étudié un seul jet normal sortant d'un tuyau sur trois rapports de vitesse; 0.5, 1.0 et 2.0 utilisant un fil chaud à trois capteurs pour mesurer simultanément les trois composantes de la vitesse. Une conclusion importante de leurs travaux est que les processus turbulents sont significatifs à des rapports de vitesse plus faibles.

II.3.2.2.2- Rapport de densité :

Pour le champ d'écoulement du jet sortant dans l'écoulement principal, plusieurs expériences ont été réalisées. Les études ont montré que le rapport de densité est un paramètre important sur l'efficacité du refroidissement par film, c'est-à-dire l'efficacité de la paroi de refroidissement par film s'améliore avec l'augmentation de rapport de densité.

Le Brocq et al [36] ont injecté du fréon dans un courant d'air afin d'obtenir un rapport de densité de 4.23. La plaque plate était recouverte d'un ensemble de trous décalés, inclinés à 45 degrés. Les trous étaient espacés de huit diamètres dans les directions latérales. Il ont conclu que le jet de Fréon restait attaché à la paroi et présentait la même forme générale que le jet à un rapport de densité unitaire.

Launder et York [37] ont utilisé la même géométrie de refroidissement par film que Le Brocq [36], mais ont injecté du CO₂ dans l'air pour obtenir un rapport de densité plus réaliste de 1,5. Les profils de vitesse, pris quatre diamètres en aval de la première rangée de trous, pour trois rapports masse-flux différents, 0.2, 0.54 et 0.65, ont été comparés. D'après leurs études, le jet est resté attaché à la plaque avec un rapport de masse de 0.2, tandis que les deux jets à des rapports de masse plus élevés se sont séparés.

Goldstein et al [18] ont rapporté que l'utilisation d'un fluide secondaire relativement dense, peut être le cas dans de nombreuses applications, nécessite une vitesse nettement plus élevée pour provoquer la séparation du jet de la surface par rapport aux situations où les densités du l'écoulement libre et du l'écoulement secondaire sont identiques.

Pedersen et al [38] a étudié l'effet de la densité du caloporteur dans la même géométrie d'expériences de Goldstein (1974). Il a utilisé les rapports de densité du jet sur le courant principal compris entre 0.75 et 4.17, il a constaté que L'efficacité du refroidissement par film a une valeur maximale avec un rapport de vitesse compris entre 0.4 et 0.6.

Les résultats concernant l'efficacité adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film, mesurés à 10 diamètres en aval, sont présentés à la Figure I.32.

La Fig. 1.6 montre que les résultats généraux sont très proches de ceux de l'expérience de Goldstein [39], Pedersen [40] dans leurs études les résultats ont donné le maximum d'efficacité à une valeur de rapport d'injection d'environ 0,4. Ces résultat concluent que le jet reste attaché à la paroi à des valeurs de réfrigérant principal inférieures à 0.45 et pénètre dans l'écoulement principal.

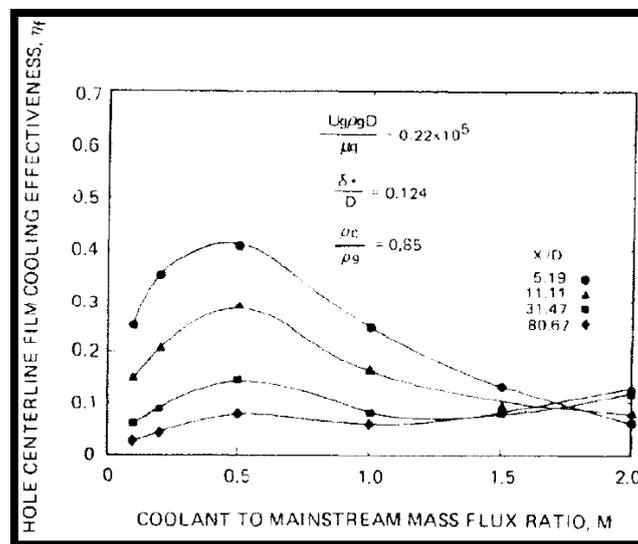


Figure I.32: Effet de la densité sur l'efficacité du film [40]

II.3.2.2.3- La turbulence en écoulement libre :

Le niveau de la turbulence dans l'écoulement libre est un paramètre important et l'augmentation de l'intensité de la turbulence entraîne généralement une diminution de l'efficacité de la ligne centrale à tous les emplacements en aval. Cependant, les valeurs d'efficacité latérale moyennes augmentent avec l'intensité de la turbulence lorsque le taux d'injection est élevé.

Launder et York [37] ont utilisé une intensité de turbulence en écoulement libre comprise de 4% et n'ont trouvé aucune influence sur celle-ci. Ils ont également signalé une chute de

l'efficacité de refroidissement par film due à une augmentation de l'intensité de la turbulence en écoulement libre en présence d'un gradient de pression favorable.

Brown et Minty [41] ont étudié le refroidissement par film à travers un trou et une rangée des trous, ils ont constaté des pertes d'efficacité de refroidissement pour une intensité de turbulence en écoulement libre comprises entre 1,7% et 8%. Ils ont rapporté une intensité de turbulence en écoulement libre plus élevée qui réduit l'efficacité de la ligne centrale pour les emplacements situés de moins de 15 trous et pour des vitesses d'injection inférieures à 1.25.

Kadotani et Goldstein [42] ont utilisé des grilles générales de turbulence et ont mis en évidence l'influence de turbulence. Ils ont conclu que l'intensité de la turbulence est l'un des paramètres les plus importants pour modifier l'efficacité.

MacMullin et al. [43] ont mesuré une intensité de turbulence en écoulement libre comprise entre 7 % et 18%. Les résultats ont indiqué que le facteur de Reynolds a augmenté pour atteindre des intensités de turbulence de 12%, puis est devenu constant et a diminué après 15%. Ils ont découvert que ce facteur dépendait du nombre de Reynolds et de la configuration de la plaque.

Jumper et al [44] ont étudié l'influence de la turbulence en écoulement libre en comparant entre 0.5% 14% et 17% par rapport à la variation de l'efficacité de refroidissement par film avec un angle d'inclinaison de 30 degré, et ont constaté une décroissance plus rapide de l'efficacité du refroidissement par film quand l'intensité de turbulence en écoulement libre augmente.

Gogineni et al. [45] ont mesuré des valeurs d'intensité de turbulence en écoulement libre de 1 à 17% et ont utilisé la vélocimétrie par image à deux couleurs pour étudier le champ de vitesse et de tourbillon avec une rangée inclinée à 35 degrés.

Bons et al [46] ont étudié les variations de l'efficacité de refroidissement par film avec plusieurs rapports de vitesse et $L/D = 3.5$. Des intensités de turbulence en écoulement libre de 0,9%, 6,5%, 11,5% et 17,5% étaient utilisées. Ils ont signalé que l'efficacité de refroidissement par film pouvant aller jusqu'à 70% dans la région proche du trou d'injection en raison de l'amélioration du mélange.

Wang et al [47] ont rapporté le champ d'écoulement juste en aval de trous d'injection pour deux niveaux d'intensité de turbulence en écoulement libre, 0.5% et 12%, au moyen d'une anémométrie à trois fils. Ils ont calculé les valeurs de viscosité de Foucault à partir des données dans la direction latérale et dans la direction normale aux parois, ainsi que le rapport entre les deux. Ce rapport explique l'anisotropie du transport de turbulence.

II.3.2.2.4- Effets de jet sur l'efficacité de refroidissement par film :

L'un des phénomènes physiques les plus importants associés au jet est la formation de structures tourbillonnaires affectant fortement le comportement des jets.

Fearn et Weston [48], ont découvert la configuration d'une structure d'écoulement à paire de vortex contrarotative (CRV) dominant la section transversale du jet.

Andreopoulos et Rodi [35] ont fourni des résultats expérimentaux plus détaillés dans le champ proche du trou et ont suggéré que le CRV soit formé par le vortex sortant du trou.

Ils ont utilisé deux rapports de vitesse $R=0.5$ et $R=2$ dans les deux cas ils trouvent des régions de sillage avec des modèles d'écoulement tridimensionnel très complexe qui forment le jet

Acharya et al [49] ont résumé l'écoulement de refroidissement par film comme suit:

La majorité des études rapportées dans les années 1970 et 1980 étaient motivées par des applications liées à VSTOL (*décollage et atterrissage court et vertical*) (*vertical and short takeoff and landing*) et plusieurs études de visualisation et expérimentales de l'écoulement ont été menées pour comprendre les caractéristiques des interactions entre les écoulements croisés.

Fric et Roshko [50] ont étudié la structure des tourbillons de sillage. La figure I.33 montre un schéma de Fric et Roshko illustrant les différentes structures générées lorsqu'un jet est injecté normalement dans un écoulement croisé non limité. Contrairement à un cylindre rigide en écoulement croisé, les limites du jet sont lécheuses et entraînant, ce qui provoque la flexion du jet. La formation périodique de tourbillons de sillage a été observée, en particulier lorsque la vitesse d'injection du jet est supérieure à 1. La structure du jet elle-même est dominée par une paire de vortex à rotation opposée en forme de rein (CVP), et le cisaillement entre le jet et l'écoulement transversal ainsi que le vortex sortant de la sortie du jet ont été attribués à la source du CVP. Cependant, différents mécanismes sont proposés pour la réorientation du tourbillon de trous de jets dans la structure du CVP en amont du jet, en raison des gradients de pression défavorables, il se forme un vortex en fer à cheval qui s'enroule autour de la base du jet qui se déplace en aval avec un tourbillon opposé au CVP.

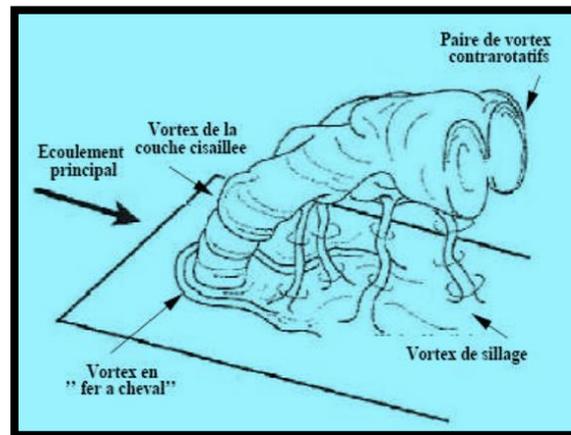


Figure I.33: Développement du jet [50].

- Les vortex de la couche cisailée sont dus à une instabilité entre le jet et l'écoulement principal.
- Le vortex en « fer à cheval » est le résultat d'un décollement de la couche limite de l'écoulement principal : un tourbillon se forme et s'enroule autour du jet.
- Les structures de sillage apparaissent derrière le jet et sont convectées dans la direction de l'écoulement principal. Ce sont des structures instationnaires et tridimensionnelles complexes.
- La paire de vortex contrarotatifs est la structure dominante qui se développe dans le champ lointain (10 à 30 diamètres) où la vitesse moyenne dans le jet s'uniformise avec celle de l'écoulement extérieur.

Haven et Kurosaka [51] ont étudié les effets de la mise en place des trous à l'intérieur de l'aube produisant des vortex dans le même sens que les vortex anti-reins. Ils ont montré le rôle important joué par les tourbillons dans l'évolution des jets de refroidissement par film. Ils ont été constatés que les tourbillons contrarotatifs soulevaient le jet qui devait entraîner la formation de gaz chauds sous celui-ci, tandis que le couple anti-rein semblait avoir un sens de rotation opposé à celui des CRV.

Bunker [52] a proposé de créer une tranchée autour de chaque sortie de trou de refroidissement par film afin de modifier les interactions entre la couche limite et le jet de refroidissement.

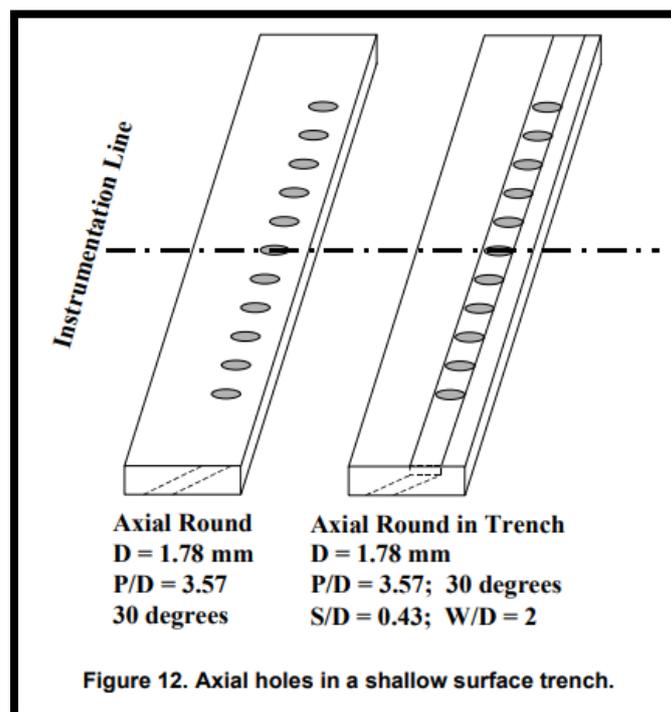


Figure I.34: La forme tranchée des trous axiaux [52]

Zaman et Foss [53] ont étudié expérimentalement l'effet des générateurs de vortex sur la pénétration et la propagation d'un jet dans écoulement transversale. Dans leur étude, il a été démontré que les générateurs de vortex sont très efficaces pour réduire la pénétration des jets.

II.3.2.2.5- Le nombre de Reynolds :

Ce paramètre représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de frottement qui s'exercent sur un fluide et permet de caractériser le régime d'écoulement. Selon les différentes études Eriksen et Goldstein [54] et Rouvreau [55], Le nombre de Reynolds n'a que peu d'influence sur l'efficacité du refroidissement par film et sur sa dynamique. Mais, l'étude menée récemment par Haslinger [56] à montré que l'augmentation du nombre de Reynolds permet de maintenir le corps du jet plus proche de la surface à refroidir, ce qui traduit directement par une augmentation de l'efficacité de refroidissement khamaane [57].

II.3.2.2.6- L'épaisseur de la couche limite :

Influence de l'épaisseur de la couche limite : L'augmentation de l'épaisseur de la couche limite turbulente a pour effet de diminuer la distribution de l'efficacité du refroidissement sur la ligne centrale qui passe par le centre du trou d'injection. Ceci

est expliqué par le fait que l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite diminue le module de la vitesse près de la paroi ce qui augmente l'épaisseur moyenne de la couche limite thermique. Par conséquent, la valeur de l'efficacité sur la ligne centrale diminue. Par contre, l'efficacité augmente sur la ligne centrale entre deux trous d'une même rangée, puisqu'une couche limite plus épaisse permet une meilleure dispersion latérale du jet. La compensation entre ces deux effets fait que l'efficacité moyenne latérale est finalement peu influencée par ce paramètre de l'intensité de turbulence Azzi abbès [58]

II.5- Les Techniques D'amélioration du refroidissement par film :

Parmi les techniques d'amélioration de l'efficacité du refroidissement par film la configuration des trous d'anti vortex combiné avec une rampe en aval du trou d'injection a été proposée dans cette thèse.

II.5.1-Conception des trous anti vortex :

Des travaux récents de Heidmann [59] et de Dhungel [60] se sont ramifiés dans leur étude une nouvelle technique de trou anti-vortex. L'approche de leur groupe de recherche évalue le flux émanant des trous latéraux provenant du trou d'injection primaire. L'étude de Heidmann [59] a développé une analyse paramétrique du travail de Dhungel [60] démontrant que, l'efficacité de refroidissement optimale a été obtenue lorsque les trous ont été placés directement adjacents au trou primaire. La recherche de ce groupe a montré qu'un CRVP significatif est généré par les trous latéraux qui tournent avec une orientation opposée au CRVP primaire. Ces deux courants interagissent, comme dans le cas du triple jet, pour améliorer l'adhérence du flux et la performance du refroidissement par film. Cette technique s'est révélée être valable sur des rapports de taux d'injection faibles et élevés avec ses améliorations les plus significatives dans la catégorie de rapport de taux d'injection.

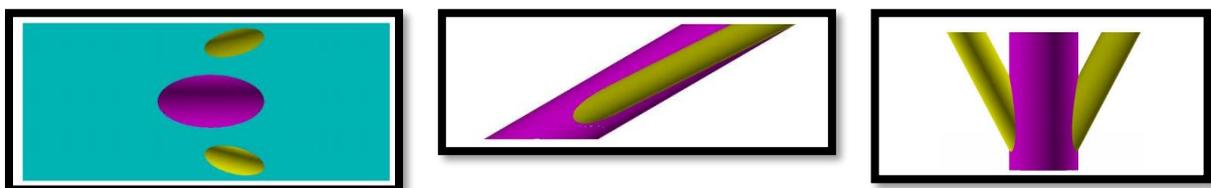


Figure I.35: Géométrie des trous d'Anti-vortex [59]

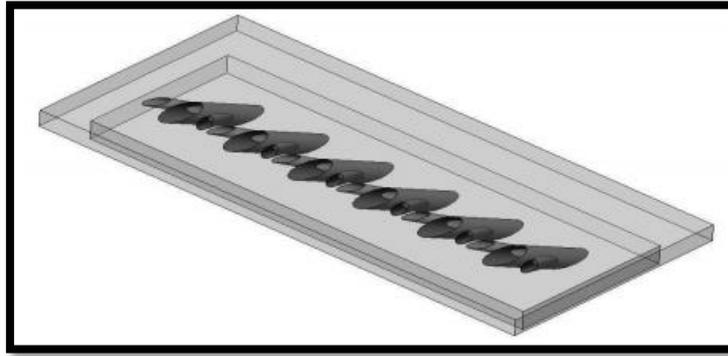


Figure I.36: Plaque plane avec des trous anti-vortex [60]

Mostafa Abdel et al [61] ils ont étudié expérimentalement et numériquement trois positions différentes des trous d'anti-vortex. Quatre taux d'injection $M = 0.5, 1.0, 1.5$ et 2.0 , étaient utilisés. Les résultats montrent que la nouvelle technique améliore l'efficacité du refroidissement par film. Les vecteurs de vitesse numériques dans la région de la couche limite ont montré que les trous anti-vortex créent des anti-CRV inversés par rapport aux vortex CRV créés par le trou principal.

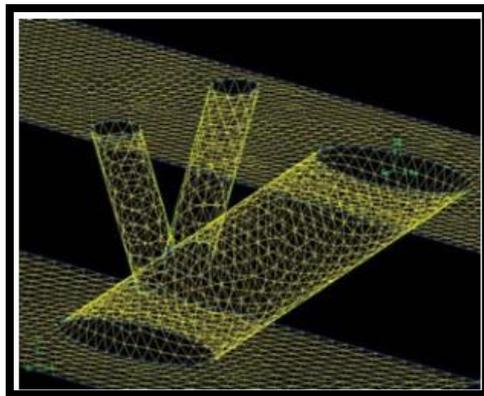


Figure I.37: Grille de calcul des trous anti-vortex [61]

Fadéla Nemdili et al [62] ont étudié numériquement des trous latéraux (Anti-vortex) du refroidissement par film. Il a été trouvé que les trous latéraux améliorent la performance du refroidissement à travers tout le domaine de calcul. Les résultats numériques montrent aussi une amélioration prometteuse dans tous les aspects thermo-fluide.

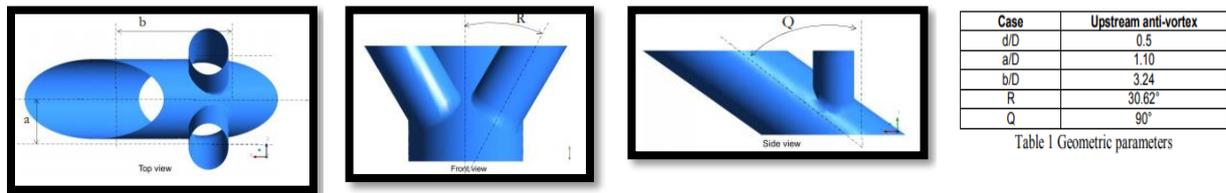


Figure I.38: Géométrie d'Anti-vortex et les paramètres géométriques. [62].

Une étude numérique de Mostafa Abdelmohimen et al [63] a été testé sur deux rangées de trous inclinés de 30° , la rangée amont est complétée par des trous anti-vortex. Trois positions différentes de trous anti-vortex sont étudiées avec trois taux d'injection $M=0.5$, $M=1.0$ et $M=2.0$. Ils ont montré que l'utilisation des trous anti-vortex augmente l'efficacité du refroidissement par film et leur position montre un effet significatif, en particulier avec des taux d'injection élevés, ainsi que l'efficacité de refroidissement par film augmente lorsque la sortie des trous anti-vortex est plus proche de la deuxième rangée des trous principaux

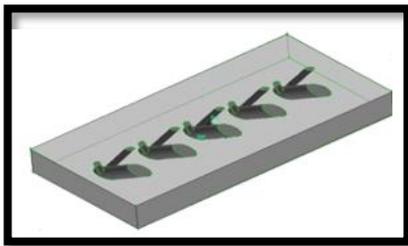


Figure I.39: Rangée des trous avec des trous antivortex [63]

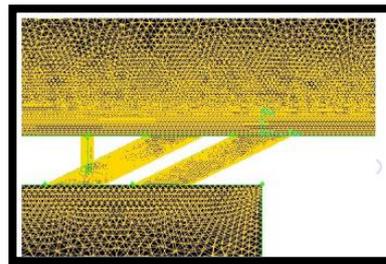


Figure I.40: Grille de calcul des trous antivortex [63]

I.5.2-Configuration de la Rampe :

La rampe est une technique parmi les plus efficaces qui ont été utilisé pour améliorer l'efficacité du refroidissement par film. Na et Shih [64], ils ont constaté que l'utilisation d'une rampe pouvait améliorer l'efficacité du refroidissement par film par rapport à une plaque simple.

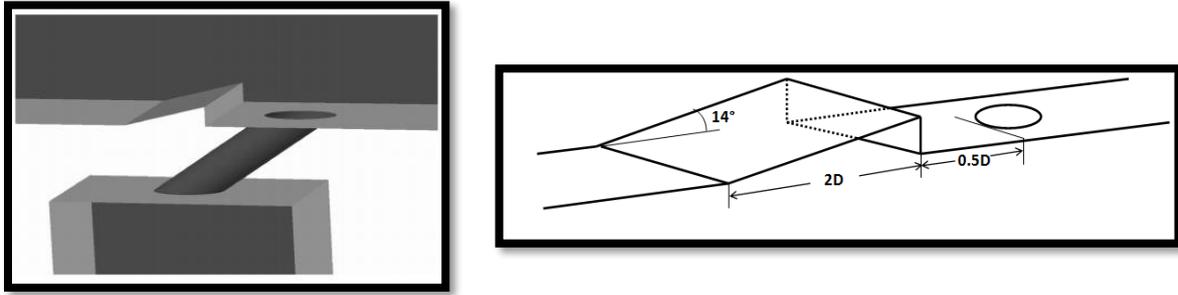


Figure I.41: Configuration géométrique de la rampe [64].

Rigby et Heidmanne [65] ont étudié numériquement une micro rampe en aval de trou d'injection ils ont examiné les taux d'injection 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 les résultats montre que la présence de micro rampe démunie les vecteur néfaste CRV et augmente les anti-CRV.

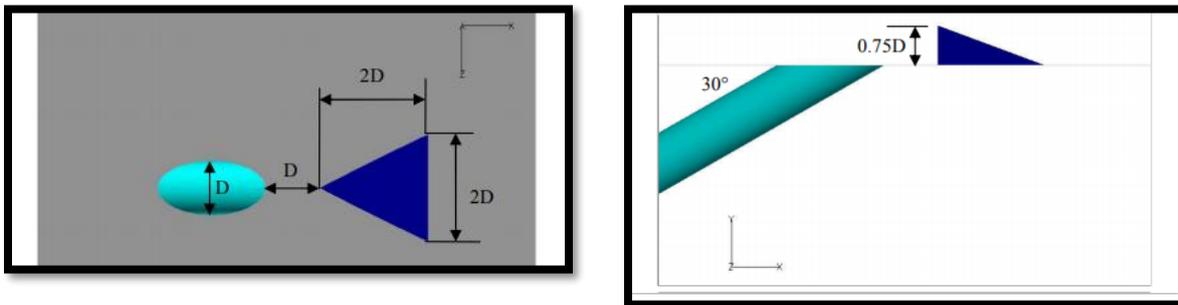
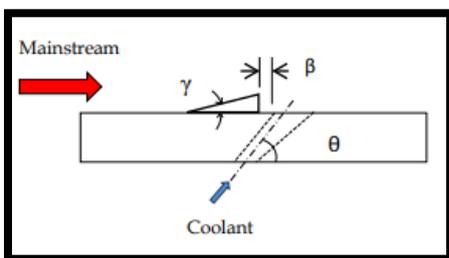
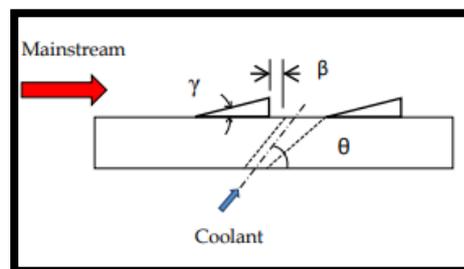


Figure I.42: Configuration géométrique de la micro rampe [65].

Assim et al [66] ont étudié expérimentalement l'effet d'une rampe en deux cas (a et b) sur les trous coniques en comparant avec le cas de Baseline (des trous cylindrique) ils ont montré que le cas (b) à double rampe donne une meilleur d'efficacité du refroidissement par film, qui à été considérée comme un bon prometteur pour la performance du refroidissement par film pour tous les taux d'injection faibles et forts.



(a) **Figure I.43:** Configuration de trous conique avec une seule rampe en amont [66].



(b) **Figure I.44:** Configuration de trous conique avec deux rampes [66].

Zineb,H et al [67] ont proposé une nouvelle géométrie de la pyramide en amont du trou d'injection, cette dernière a été conçu pour maintenir l'amélioration des performances de refroidissement par film avec une rampe en amont, ou au moins une partie de celui-ci, tout en minimisant la pénalité de la traînée de pression.la pyramide en amont est affectée par une moindre traînée de pression.

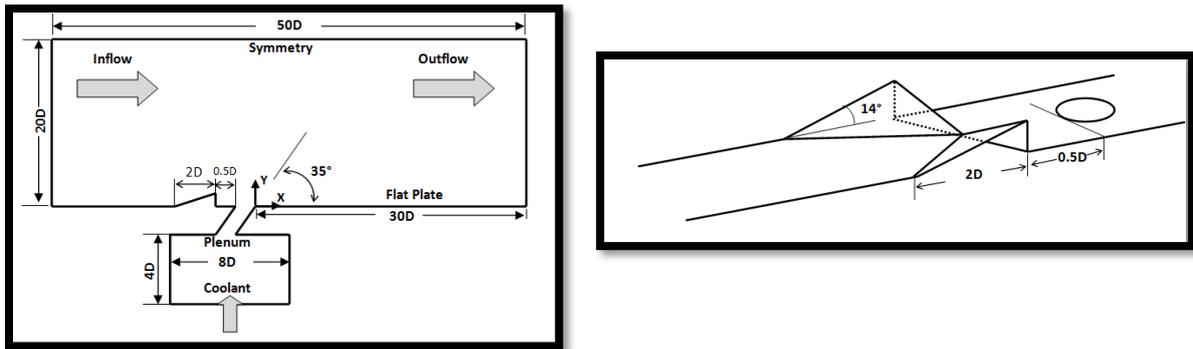


Figure I.45: Domaine de calcul et la configuration géométrique de la rampe [67]

Le concept de la rampe en forme de dune en Brachane (BDSR) a été proposé par Zhou et Hu [68]. Leurs résultats montrent que le nouveau couple anti-CRV créé à l'aide de dunes affecte le CRV, ce qui améliore l'efficacité de refroidissement par film.

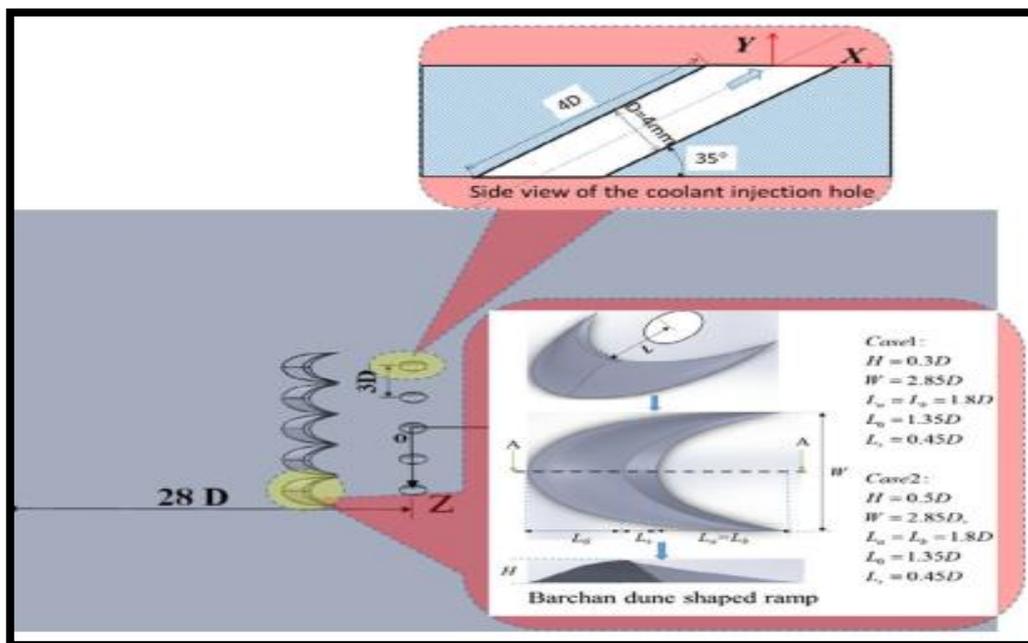


Figure I.46: Configurations géométriques de la rampe en forme de dune (BDSR) [68].

Liming Song et al [69] ils ont étudié expérimentalement l'effet l'angle d'inclinaison α (20° , 30° , 40°) et du taux d'injection ($M = 0.5, 1.0, 1.5$) sur la rampe qui situé en aval de trous d'injection (générateur de vortex VG) afin d'améliorer les performances de refroidissement du film. Leur résultat montre que l'angle $\alpha = 20^\circ$ et $M = 1.50$ donne une meilleure efficacité du refroidissement par film.

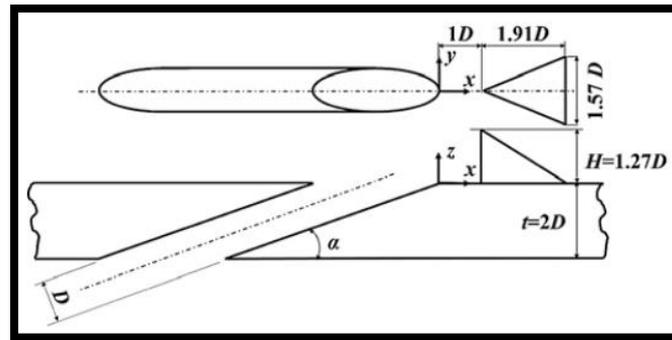


Figure I.47: Configuration géométrique de la rampe (générateur de vortex) [69].

Le concept de la rampe en forme de chevron a été proposé par Antar M.M. Abdala et al [70] dans le but d'analyser l'effet de cette modification sur l'efficacité du refroidissement par film.

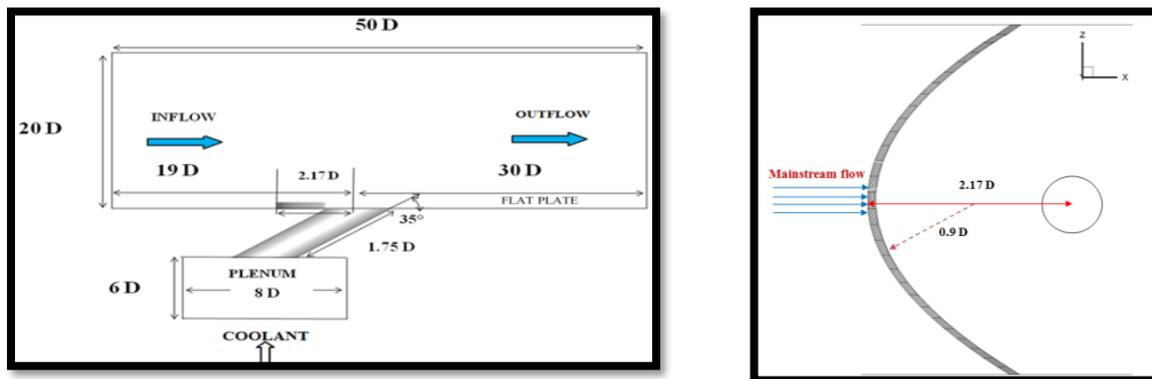


Figure I.48: Domaine de calcul et conditions aux limites [70].

Zhou, W et Hui, H. [71] ils ont étudié expérimentalement une nouvelle conception de rampe en forme de dune de Brachane en coquille BDSC Les résultats montrent que la conception BDSC entraînait une perte aérodynamique plus élevée avec des taux d'injection faible.

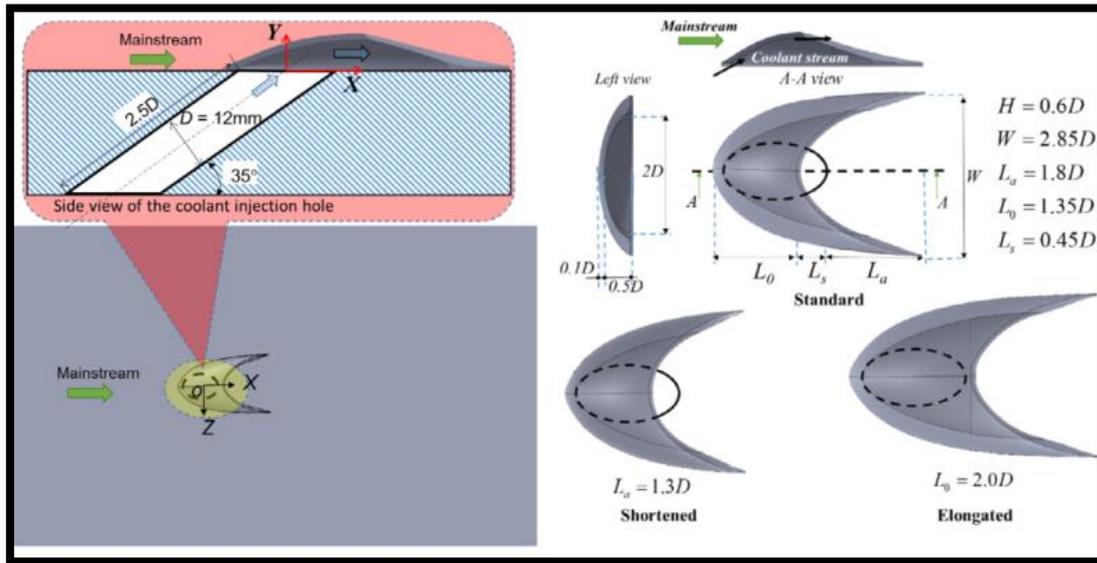


Figure I.49: Configuration de conception BDSC [71]

Daren Zheng, Xinjun Wang [72], ils ont placé une rampe sous forme d'escalier avec différents espacements. Ils ont montré que l'augmentation de l'espacement augmente l'intensité des antis vortex contre rotative (anti-CRV) avec une diminution de CRV.

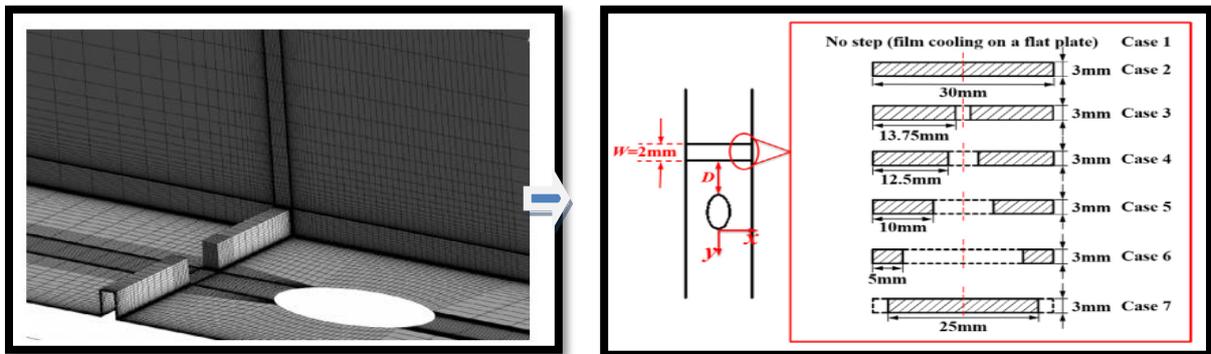


Figure I.50: Configuration géométrique de la rampe en forme d'escalier [72].

Khamane et al [73] ils ont étudié numériquement l'effet d'une micro rampe (MR) sur les performances de refroidissement par film. La micro rampe est placée en aval du trou d'injection, deux taux d'injection $M=1$ et $M=1.50$ ont été utilisés, les résultats montrent qu'il y a un changement de champs d'écoulement pour chaque hauteur de micro rampe H et l'efficacité de refroidissement par film est trouvée à son maximum pour $M=1.50$.

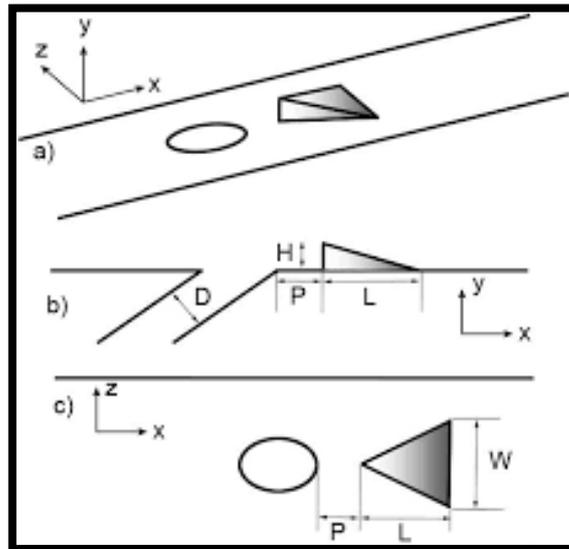


Figure I.51: Géométrie et dimensions de la micro rampe placée en aval du trou D'injection [73].

Wenwu Zhou, Di Peng [74] ils ont utilisé le concept de la rampe sous forme d'une dune en Brachane (BDSIC) avec différent trous d'injection, trois taux d'injection ont été utilisé $M=0.40$, $M=0.90$ et $M=1.40$. Ils ont montré que la forme des trous évasés donne une meilleur efficacité par rapport les trous cylindriques.

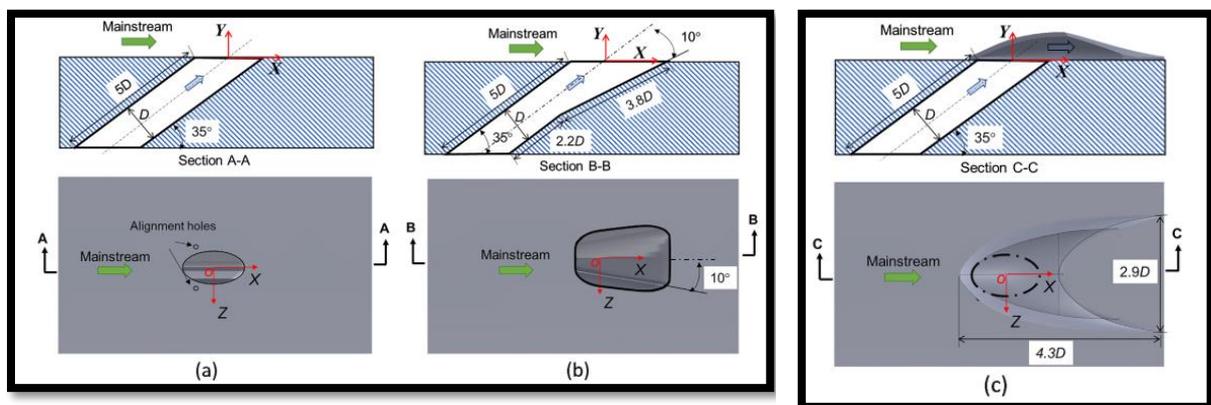


Figure I.52: La configuration du trou (a) circulaire, trou évasées (b) et la Configuration de BDSIC [74].

II.1- Introduction :

La turbulence d'un écoulement se caractérise principalement par une imprévisibilité du détail des fluctuations des variables aérodynamiques du fluide et par l'existence d'un rotationnel de vitesse, ou autrement dit, des tourbillons qui sont étroitement liés les uns aux autres. C'est pourquoi, elle est aussi le siège d'un transfert énergétique permanent, il est en effet possible d'observer un flux d'énergie entre les grandes structures générées par les gradients de vitesse du mouvement moyen vers des structures de tailles inférieures. Au cours de ce transfert, la dissipation de l'énergie due à la viscosité du fluide est de plus en plus importante et s'effectue de manière inversement proportionnelle à la taille des structures.

L'intensité de la turbulence peut être traduite, entre autre, par le nombre de Reynolds qui représente le rapport entre le temps nécessaire à une perturbation pour être amortie par la viscosité du fluide et le temps mis par une particule pour traverser une distance caractéristique de l'écoulement sous l'effet de son inertie. Pour de faibles nombres de Reynolds, l'écoulement demeure laminaire de manière permanente, toute éventuelle instabilité étant immédiatement corrigée. Par contre, dès que ce nombre devient important, l'écoulement est le siège d'un régime turbulent élevé.

II.2- Phénomène de Turbulence :

La turbulence est un phénomène présent d'une manière facilement visible dans la nature, et également très présent dans les écoulements aérodynamiques externes et internes. Une définition précise de la turbulence est donc difficile à donner on peut cependant faire un catalogue :

- L'état turbulent est caractérisé par des variations rapides irrégulières et aléatoires de la vitesse.
- Les mélanges sont importants et plus rapidement faits que par la diffusivité habituelle.
- Le nombre de Reynolds est grand.
- L'écoulement est 3D, il est rationnel.
- L'énergie est dégradée: les écoulements turbulents dissipent l'énergie.
- Les échelles mises en jeu ne sont pas celles des échanges moléculaires

Les caractéristiques sont les mêmes pour tous les fluides (gaz ou liquides). [75]

II.3- Equations fondamentales de la dynamique des fluides :

II.3.1- Les grandeurs moyennes :

Devant la grande complexité de la turbulence, on a souvent recours au traitement des problèmes par des méthodes statistiques. Ce recours est justifié par la difficulté d'accès aux nombreuses causes des instabilités. Ainsi, selon la "Décomposition de Reynolds", chaque grandeur ϕ est décomposée en une valeur moyenne $\bar{\Phi}$ et une fluctuation ϕ' . Cette décomposition consiste à considérer toute grandeur comme la somme d'un terme moyen et d'un terme fluctuant :

$$\phi(t) = \bar{\Phi} + \phi'(t) \quad (\text{II.1})$$

En appliquant l'approche statistique décrite ci-dessus et prenant la moyenne d'ensemble comme il est montré sur la figure (II.1).

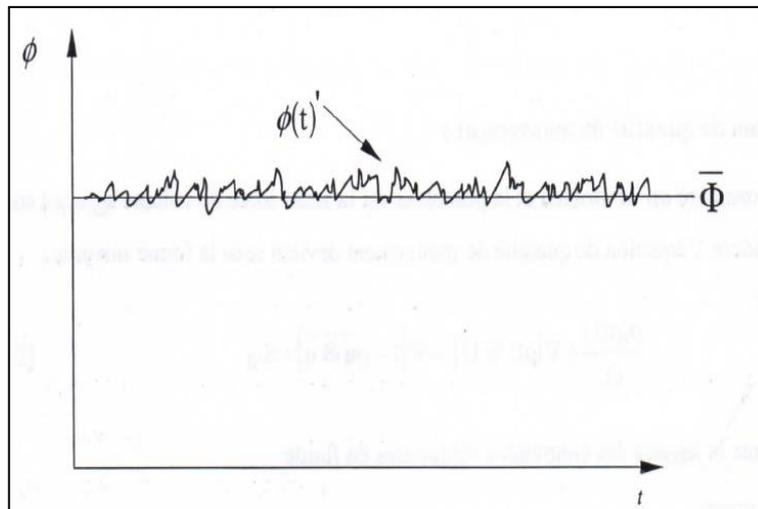


Figure II.1: Les fluctuations ϕ pour un écoulement turbulent et stationnaire.

II.3.2- Equation de Continuité :

Elle exprime la variation de la masse de fluide par rapport au temps dans un volume élémentaire donné. Cette équation peut être exprimée par la formule suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{U}) = 0 \quad (\text{II.2})$$

- Pour un écoulement stationnaire, $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ (II.3)

II.3.3- Equations moyennées de Navier Stokes :

Ce principe se traduit par les équations de Navier- Stokes, qui ont été établies en 1822 par ces derniers. On les obtient en écrivant l'équilibre du système de forces s'exerçant sur un parallélépipède élémentaire : [75]

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho u + \frac{\partial}{\partial x} \rho u^2 + \frac{\partial}{\partial y} \rho uv + \frac{\partial}{\partial z} \rho uw = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho x \quad (\text{II.4})$$

$$-\frac{\partial}{\partial t} \rho v + \frac{\partial}{\partial x} \rho uv + \frac{\partial}{\partial y} \rho v^2 + \frac{\partial}{\partial z} \rho vw = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho y \quad (\text{II.5})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho w + \frac{\partial}{\partial x} \rho uw + \frac{\partial}{\partial y} \rho vw + \frac{\partial}{\partial z} \rho w^2 = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho z \quad (\text{II.6})$$

L'application de la décomposition de Reynolds aux équations de Navier-Stokes régissant l'écoulement, conduit aux équations suivantes :

Suivant l'axe x :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{u} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u}^2) + \frac{\partial}{\partial y} \rho \bar{u} \bar{v} + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{u} \bar{w} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u}^2) + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \bar{u} \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\rho \bar{u} \bar{w}) + g_x \quad (\text{II.7})$$

Suivant l'axe y :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{v} + \frac{\partial}{\partial x} \rho \bar{u} \bar{v} + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \bar{v}^2) + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{v} \bar{w} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u} \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \bar{v}^2) + \frac{\partial}{\partial z} (-\rho \bar{v} \bar{w}) + g_y \quad (\text{II.8})$$

Suivant l'axe z :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{w} + \frac{\partial}{\partial x} \rho \bar{u} \bar{w} + \frac{\partial}{\partial y} \rho \bar{v} \bar{w} + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{w}^2 = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u} \bar{w}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \bar{v} \bar{w}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\rho \bar{w}^2) + g_z \quad (\text{II.9})$$

Ces équations sont appelées parfois équations de Reynolds ou équation de Navier généralisées. Il est tout à fait clair que ces équations pour les quantités moyennes

temporelles sont terriblement compliquées, impliquant des non linéarités et des produits de fluctuations de vitesse moyennes temporelles peu connus. On note cependant que ces équations sont identiques en forme aux équations de Navier stokes à l'exception de la présence des produits de vitesse fluctuante mentionnés précédemment. Dans les relations ci-dessus, les grandeurs sont des forces par unité de volume. En multipliant par l'élément de volume, les termes supplémentaires représentent des forces normales et tangentielles complémentaires qui sont appelées contraintes apparentes ou encore contraintes de Reynolds. Elles jouent un rôle fondamental dans le transport turbulent. Ces termes additionnels pouvant être interprétés comme les composantes d'un tenseur de contraintes. Le tenseur de Reynolds est relié aux fluctuations de vitesse de la manière suivante :

$$\begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix}_{apparentes} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (II.10)$$

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= -\rho \overline{u'^2} & \tau_{yy} &= -\rho \overline{v'^2} & \tau_{zz} &= -\rho \overline{w'^2} \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} &= -\rho \overline{u'v'} & \tau_{xz} = \tau_{zx} &= -\rho \overline{u'w'} & \tau_{yz} = \tau_{zy} &= -\rho \overline{v'w'} \end{aligned}$$

II.4- Modélisation de la turbulence :

En vue de l'amélioration du traitement des fluctuations induites par la turbulence dans le mouvement d'une particule, dans le code de calcul (ANSYS CFX 14.0), il existe trois méthodes d'approche pour aborder le problème de turbulence.

La première méthode consiste à décomposer le champ de la vitesse et de la température en composante moyenne et une fluctuation turbulente, le système d'équations résultant (Reynolds Averaged Navier-Stokes équation, RANS) quantifie ainsi le comportement de l'écoulement moyen. Ce problème est connu sous le nom de « problème de la fermeture » où l'on dispose d'un nombre d'équations inférieur au nombre d'inconnues. Une variété de modèles est à présent disponible, allant du plus simple (à zéro équation) au plus complexe (Reynolds Stress Model, RSM).

La seconde est une méthode dans laquelle toutes les structures de la turbulence (macro et microstructures) sont résolues directement et modélise l'effet des petites structures par des modèles plus ou moins simples, dits « modèles de sous-maille » (subgrid models).

Cette méthode est connue sous le nom de « simulation des macro-échelles » (Large Eddy Simulation, LES).

Afin d'essayer d'améliorer les possibilités prédictives des modèles de turbulence dans des régions fortement séparées, Spalart [76] a proposé une approche hybride, qui regroupe les avantages des simulations aux grandes échelles (LES), donnant de bons résultats dans les zones fortement décollées, et des modèles Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS), plus efficaces dans les régions proches parois de la couche limite. Le concept est nommé (Detached Eddy Simulation, DES), c'est la troisième méthode.

- Le code de calcul CFX permet d'utiliser différents modèles de turbulence, parmi lesquels on distingue deux grandes catégories de modélisation :

II.4.1- Modèles à viscosité turbulente (Eddy Viscosity Turbulence Models) :

Basé sur l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide de la viscosité turbulente relativement facile à utiliser. Cependant, la qualité de modélisation de μ_t influe directement sur la qualité de l'écoulement moyen.

II.4.1.1- Concept de la viscosité turbulente (Eddy Viscosity) :

Au lieu de résoudre les équations de transport de chaque composante du tenseur de Reynolds, nous allons essayer de modéliser directement ces termes. La meilleure approximation connue est basée sur l'hypothèse de *Boussinesq* qui stipule que les contraintes de Reynolds peuvent être exprimées selon l'équation suivante :

$$\tau_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} k - 2\nu_t S_{ij} \quad (\text{II.11})$$

Le premier terme est isotrope, alors que le deuxième reliant linéairement τ_{ij} au tenseur du taux de déformation S_{ij} est symétrique.

- Le coefficient de proportionnalité ν_t désigne la viscosité turbulente qui contrairement à la viscosité cinématique est une caractéristique de l'écoulement et non pas du fluide.

II.4.2- Modèle aux tensions de Reynolds (Reynolds Stress Turbulence Models) :

Les tensions de Reynolds sont calculées directement. La modélisation se porte alors sur des moments d'ordre supérieur. La mise en œuvre est plus délicate mais les résultats sont de meilleure qualité. Chacun de ces modèles est subdivisé en une variété de modèles [76]. Parmi les modèles utilisés dans le code de calcul CFX, on trouve principalement les modèles suivants :

- Les modèles à zéro équation ou modèles de longueur de mélange.
- Les modèles à deux équations : (**k-ε RNG, k-ε, k-ω, SST**)
- Reynolds stress équation model (RSM).
- Large Eddy simulation (LES).

II.5- Modèle k-ε RNG:

Le modèle RNG a été développé à l'aide des méthodes de groupe de normalisation (RNG) de Yakhot et al [78] Afin de renormaliser les équations de Navier-Stokes, et prendre en compte les effets des plus petites échelles de mouvement. Dans le modèle standard k-epsilon, la viscosité de Foucault est déterminée à partir d'une seule échelle de longueur de turbulence, de sorte que la diffusion turbulente calculée est celle qui se produit uniquement à l'échelle spécifiée, alors qu'en réalité toutes les échelles de mouvement contribueront à la diffusion turbulente. L'approche RNG, qui est une technique mathématique qui peut être utilisée pour dériver un modèle de turbulence similaire au k-epsilon, donne une forme modifiée de l'équation epsilon qui tente de rendre compte des différentes échelles de mouvement par des modifications du terme de production. Ce modèle a été adopté dans nos travaux

On spécifie la viscosité turbulente comme suit :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.12})$$

c_μ : est une constante adimensionnelle c_μ

Le modèle k-ε comporte deux équations de transport l'une pour l'énergie cinétique turbulente K, et l'autre pour le taux de sa dissipation ε.

Les équations mathématiques du modèle sont présentées ici.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{II.13})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.14})$$

$$\text{Or } C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu(1-\frac{\eta}{\eta_0})}{1+\beta\eta_0}$$

$$\text{and } \eta = Sk/\varepsilon \text{ and } S = (2S_{ij} S_{ij})^{1/2}$$

Les constantes du modèle RNG k-ε sont mentionnées ci-dessous:

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	η_0	β
0.0845	0.7194	0.7149	1.42	1.68	4.38	0.012

Tableau II-1 : Constantes de modèle K-ε. RNG

II.6- Modèle turbulence SST (shear stress transport) :

Sous un gradient de pression défavorable, le décollement joue un rôle important près de la paroi (intensification du transfert de chaleur). Le modèle Shear Stress Transport (SST) a démontré ces possibilités de prédictions précises de la séparation dans de nombreux cas (Bardina et autres, 1997). L'idée derrière le SST est de combiner le modèle k-ω et le modèle k-ε à l'aide de coefficients d'amortissements f_1 , f_1 est égale à 1 près de la paroi et zéro loin de cette dernière. Il active le modèle de Wilcox k-ω dans la région près de la paroi et le modèle k-ε pour le reste de l'écoulement. Par cette approche, l'exécution du modèle Wilcox, peut être utilisé sans erreurs potentielles. [79]

La formulation du modèle de SST est comme suit:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.15})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{II.16})$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}; \quad P_k = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}; \quad \tilde{P}_k = \min(P_k, C_{1\varepsilon})$$

Les coefficients, φ_1 et φ_2 du modèle sont des fonctions de :

$$\varphi = f_1 \varphi_1 + (1 - f_1) \varphi_2 \quad (\text{II.17})$$

Où les coefficients du modèle k- ω et du modèle k- ε sont respectivement égales à :

$$\sigma_{k_1} = 2.0 \quad \sigma_{\omega_1} = 2.0 ; \quad \kappa = 0.41 ; \quad \gamma_1 = 0.5532 ; \quad \beta_1 = 0.075 ; \quad \beta^* = 0.09 ; \quad C_1 = 10$$

$$\sigma_{k_2} = 2.0 \quad \sigma_{\omega_2} = 1.168 \quad \kappa = 0.41 ; \quad \gamma_2 = 0.4403 ; \quad \beta_2 = 0.0828 ; \quad \beta^* = 0.09$$

dans cette étude notons que parmi tous ces modèles, on a utilisé le modèle **k- ε RNG**, ce dernier sera donc notre outil, afin de calculer la distribution de la viscosité turbulente μ_t .

II.7- Modèle k- ε :

Le modèle présenté k- ε est un modèle semi-empirique, développé par lauder et spalding [80]. Il comporte deux équations, l'une pour k et l'autre pour ε , basées sur une meilleure compréhension des processus causant le changement de ces variables.

Le modèle (k, ε) s'avère actuellement l'un des plus répandus dans les applications pratiques à l'usage de l'ingénieur. Il conduit à des résultats qui, sans être toujours quantitativement corrects, restent le plus souvent qualitativement représentatifs.

On spécifie la viscosité turbulente comme suit :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.18})$$

c_μ : est une constante adimensionnelle c_μ

Le modèle k- ε comporte deux équations de transport l'une pour l'énergie cinétique turbulente K, et l'autre pour le taux de sa dissipation ε .

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U K) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla K \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{II.19})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (\text{II.20})$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.21})$$

Où

$$P_k = \nu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.22})$$

Ces équations contiennent cinq constantes ajustables C_μ ; σ_k ; σ_ϵ ; $C_{1\epsilon}$; $C_{2\epsilon}$ Les constantes utilisées dans ce modèle sont obtenues à partir des données expérimentales d'une variété de configurations d'écoulements. Leurs valeurs sont comme suit :

C_μ	σ_k	σ_ϵ	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$
0.09	1.00	1.30	1.44	1.92

Tableau II-2 : Constantes de modèle K-ε.

P_k : est la production de l'énergie cinétique turbulente due aux forces visqueuses et aux forces gravitationnelles P_{kb} (buoyancy forces).

II.8- Modèle k-ω (oméga) standard :

Le modèle K-oméga est l'un des modèles de turbulence les plus couramment utilisés. Il s'agit d'un modèle à deux équations, c'est-à-dire qu'il inclut deux équations de transport supplémentaires pour représenter les propriétés turbulentes de l'écoulement. Cela permet à un modèle à deux équations de prendre en compte les effets historiques tels que la convection et la diffusion d'énergie turbulente. [78]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (II.23)$$

Et

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \quad (II.24)$$

II.9- Modèle SSG-RSM :

Le modèles de stress Reynolds (RSM), également connus sous le nom de modèles de transport de stress Reynolds Dans ce modèle, on évite le concept de la viscosité turbulente et on calcule directement les composants du tenseur de Reynolds. Ces modèles reposent sur l'équation de transport.

Parmi les versions disponibles dans le code, la version dite SSG RSM (Speziale, C.G., Sarkar al.1991) est la plus précise et aussi la plus recommandée. [78]

L'équation de transport des six composantes du tenseur de Reynolds s'écrit :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i u_j})}_{\text{local time derivative}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u_i u_j})}_{C_{ij}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}[\rho \overline{u_i u_j u_k} + p(\delta_{kj} \overline{u_i} + \delta_{ik} \overline{u_j})]}_{D_{T,ij}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j}) \right]}_{DL_{ij}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij}}$$

$$\underbrace{-\rho \beta \left(\overline{g_i u_j \theta} + \overline{g_j u_i \theta} \right)}_{G_{ij}} + \underbrace{p \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{ij}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k}}_{\varepsilon_{ij}} - \underbrace{2\rho \Omega_k \left(\overline{u_j u_m} e_{ikm} + \overline{u_i u_m} e_{jkm} \right)}_{F_{ij}} \quad (II.25)$$

C_{ij} Représente le terme de convection, $D_{T,ij}$: la diffusion turbulence , DL_{ij} : le terme de diffusion moléculaire , P_{ij} le terme de production de contrainte , G_{ij} le terme de flottabilité , ϕ_{ij} le terme de pression-taux déformation , ε_{ij} le terme de dissipation, F_{ij} terme de production en rotation du système.

II.10- La comparaison entre les modèles de la turbulence :

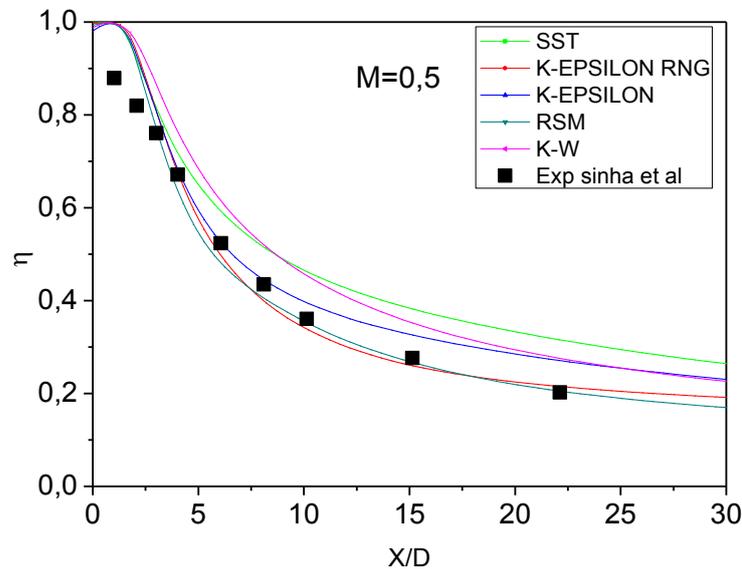


Figure II.2: L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour différent modèle (M=0.50).

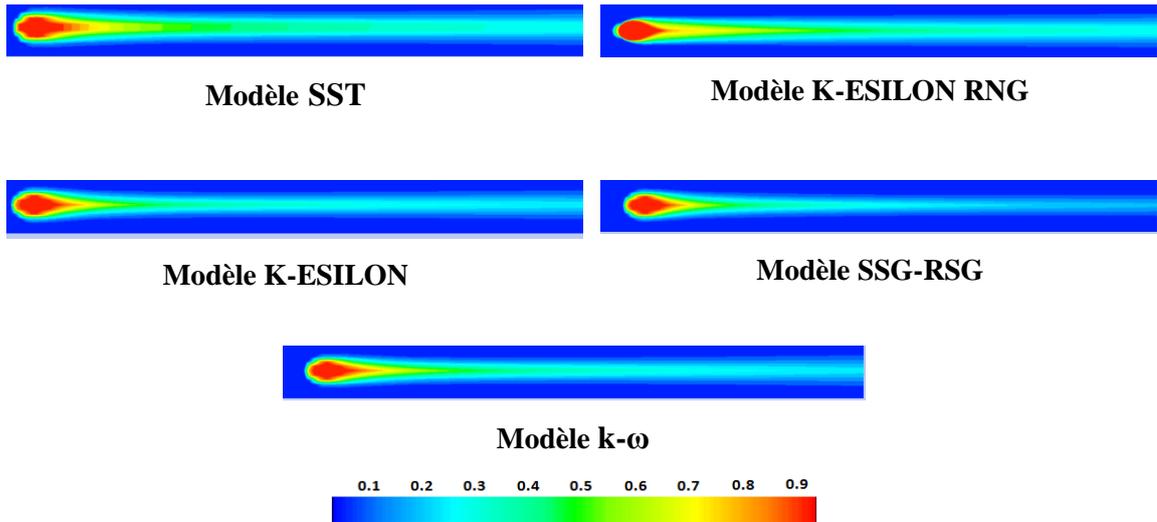


Figure II.3: L'efficacité adiabatique du refroidissement par film sur la plaque plane, $M = 0.50$

Du point de vue de la modélisation numérique, il est bien établi que les modèles de turbulence isotropes à viscosité turbulente sont appropriés pour étudier le phénomène de refroidissement par film. Plusieurs études numériques ont montré que les modèles à deux équations, comme les modèle $k-\varepsilon$, $k-\varepsilon$ RNG, $k-\omega$ et le modèle SST sous-prédisaient l'étalement latéral du champ de température et entraînaient par conséquent des valeurs plus faibles de l'efficacité adiabatique de refroidissement par film Azzi et Lakehal [81]. Les modèles de contraintes de Reynolds du second ordre n'utilisent pas l'hypothèse de viscosité de Foucault; au lieu de cela, ils résolvent une équation de transport pour chaque composante de contrainte comme le modèle SSG –RSM. Andreini et al [82] et Plesniak [83] ont prédit le refroidissement par film en utilisant $k-\varepsilon$, $k-\omega$ et le modèle de turbulence de stress de Reynolds (RSM). Ils ont rapporté que le modèle RSM n'entraînait pas d'amélioration significative par rapport d'autre modèle, ce qui concorde avec les résultats de Walters et Lylek [84] et d'Azzi et Lakehal [81].

On remarque bien que le modèle $k-\varepsilon$ RNG et le modèle SSG-RSM donnent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux de Sinha et al, c'est ce qui est montré sur la Figure II.2. Le modèle $k-\varepsilon$ RNG est connu pour fournir des bonnes prévisions avec quelques limitations pour les configurations complexes, telles que la séparation de la couche limite et les écoulements tourbillonnaires. Les résultats de l'efficacité adiabatique de refroidissement par film ont mis en évidence l'avantage de modèle $k-\varepsilon$ RNG. On remarque que la couverture du film de refroidissement de ce modèle est

meilleure par rapport aux autres modèles comme il est clair dans la Figure II.3, par contre, on remarque une faible couverture du film pour le modèle SSG-RSM. Qu'il est basé sur l'équation de transport et le taux de dissipation, ce modèle est plus mieux pour l'adaptions des écoulements complexes mais il prend plus de temps pour la convergence. Pour ce la le modèle k- ϵ RNG a été choisi pour le reste de calcule.

II.11- Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté la formulation mathématique à partir des équations de Navier-Stokes. Et nous avons établit une comparaison entre les modèles de turbulence afin de choisir le meilleur modèle qui donne une bon concordance avec les résultats expérimentaux. Il est bien claire que le modèle k-epsilon RNG et le modèle SSG-RSM donnent un bon résultat par rapport à l'étude expérimentale, mai nous avons choisi le modèle K-epsilon RNG a cause de sa convergence rapide avec un nombre d'itérations inférieure au modèle (SSG-RSM). Ce qui va nous conduire à simuler notre étude avec le modèle K-epsilon RNG pour obtenir des résultats optimaux. Parmi les méthodes utilisées dans la plus part des codes de calcul CFD (Computatinal Fluid dynamique) on cite la méthode des différences finis, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis, cette dernière est la méthode qui à été utilisée dans notre étude il sera expliquée dans le chapitre suivant.

III.1- Introduction :

La discrétisation des équations aux dérivées partielles a pour but de transformer le problème continu en un problème discret, de façon à pouvoir assurer sa résolution par des méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode de différences finis et la méthode des volumes finis. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans les codes de simulation numérique (CFX d'ANSYS, FLUENT, FAST-3D, etc.).

III.2- Les résolutions numériques :

La plupart des phénomènes physiques sont gouvernés par des équations différentielles partielles telles que le transfert de masse et de chaleur. Les méthodes numériques sont très utiles dans la résolution des équations aux dérivées partielles, car la non linéarité de ces équations et la complexité des problèmes rend leur résolution difficile par les méthodes analytiques.

Les trois grandes méthodes numériques utilisées dans les codes tridimensionnels sont les volumes finis, les différences finies et les éléments finis.

III.2.1- La méthode des différences finies :

Consiste à discrétiser les équations continues aux nœuds d'un maillage prédéfini en calculant chaque dérivée partielle à l'aide de séries de Taylor tronquées pour obtenir des équations linéaires reliant la valeur des inconnues en un nœud aux valeurs de ces mêmes inconnues aux nœuds voisins.

III.2.2- La méthode des éléments finis :

La technique des éléments finis discrétise l'espace à l'aide d'éléments géométriques simples (triangles ou quadrangles en général). Comme elle permet de modéliser des géométries très complexes, elle est parfois préférée à la méthode des volumes finis. Ensuite, la forme forte des équations est remplacée par la forme faible dans laquelle les inconnues sont approximées par une combinaison linéaire de fonctions de base dont le support est un des éléments.

III.2.3- La méthode des volumes finis :

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers dans lesquels les équations, décrivant l'écoulement, écrites sous une forme conservative, sont intégrées.

Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs de la variable considérée ϕ aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle avec l'approximation des différents termes (convection, diffusion et source).

III.3- Génération de maillage :

Le domaine de calcul de la grille d'aube est subdivisée en un ensemble de volumes de contrôle en utilisant des formes de maillage (maillage structuré ou non structuré). Dans cette étude, le maillage utilisé est un maillage arbitraire (non structuré).

Ces volumes de contrôle enveloppent tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle façon que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul.

Un point est positionné au centre de chaque volume et est appelé centre du volume de contrôle, il sera noté P , figure (III-1). Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N, S, W, E, T et B (*North, South, West, East, Top* et *Bottom* respectivement).

La Figure ci-dessous (III-1) montre les différentes notations utilisées pour chacun des volumes de contrôles donnés :

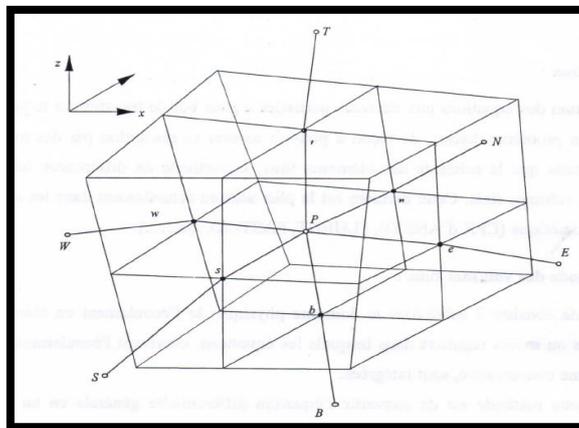


Figure III.1: Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal [58].

III.4- Discrétisation Numérique :

Les solutions analytiques des équations Navier stocks existent seulement pour les écoulements simplifiés, condition idéale. Mais pour obtenir des solutions pour les écoulements réels une approche numérique doit être appliquée. Par lequel, les équations sont remplacées par des approximations algébriques qui peuvent être résolues en employant les méthodes numériques.

III.5- Discrétisation des équations gouvernantes :

Cette approche implique la discrétisation du domaine spatial en une série de volumes de contrôle enveloppant tout le domaine de calcul sans chevauchement en utilisant un maillage. De telle façon, que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul.

Il est clair que chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces (facettes) qui comportent le volume de contrôle. Toutes les variables de la solution et des propriétés du fluide en présence sont stockées aux nœuds d'élément isolé. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie...etc. sont intégrées dans les facettes de chaque volume de contrôle représente une surface de volume de contrôle dans une maille typique bidimensionnelle.

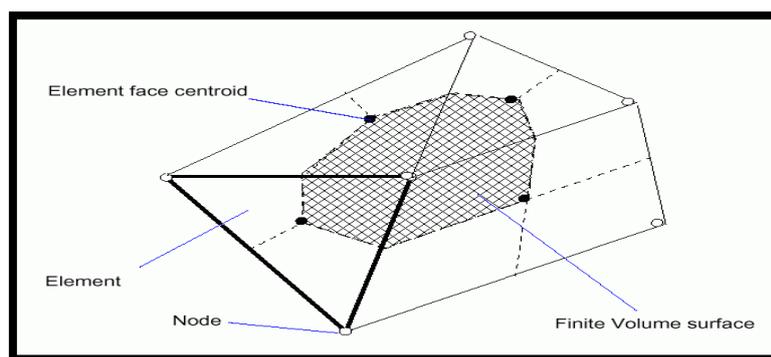


Figure III.2: Représentation d'un volume contrôle en 2D

Les flux de surface doivent être discrétisés et représentés aux points d'intégration « ipn » situés au centre de chaque segment extérieur dans un élément 3D entourant le volume fini.

Après discrétisation et réarrangement la forme discrétisée des équations intégrées sont écrites sous la forme suivante : [85]

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad [IV-1]$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V \quad [IV-2]$$

$$V \left(\frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} V \quad [IV-3]$$

V : est le volume d'intégration de la grandeur Φ

ip : est l'indice d'intégration par point (intégration point.)

Δn_j : est la surface d'intégration de la grandeur Φ

Δt : est un intervalle de temps (time step)

À noter que le schéma temporel arrière d'Euler du premier ordre (upwind scheme) et employer dans ces équations bien que on a la possibilité d'utilisé un schéma de second ordre.

Le débit massique qui traverse la surface Δn_j du volume de contrôle est sous la forme :

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}^0 \quad [IV-4]$$

III.6- La simulation avec ANSYS :

La compréhension du comportement des fluides est bien souvent un facteur important dans le développement de produit. Grâce à la capacité de calcul disponible toujours plus grande, l'analyse des écoulements a de plus en plus tendance à quitter le laboratoire pour entrer dans le monde de la simulation numérique. Des interfaces conviviales et intuitives ainsi que son intégration dans le processus de développement élargissent continuellement la palette d'utilisateurs de calcul fluide. Le rôle central pour ce type de calcul est détenu comme auparavant par l'ingénieur calcul spécialiste en CFD, mais les environnements de nouvelle génération comme ANSYS Workbench donnent un accès à certaines applications aux

ingénieurs sans connaissance détaillée de la CFD. Avec l'importance croissante des calculs couplés (interaction fluide/structure), l'aspect déjà très implanté dans la palette de produits ANSYS prend toute son importance.

Les applications fluides interviennent sous différentes formes dans de nombreux domaines : depuis la climatisation de grands bâtiments jusqu'à la simulation d'essais en soufflerie pour l'industrie automobile, en passant par l'optimisation de turbines, de pompes et par les calculs d'écoulements dans les domaines micro

III.7- l'importance ANSYS CFX :

Afin d'anticiper l'importance croissante des applications CFD dans des entreprises, ANSYS Inc. a étendu en 2003 sa palette de produits avec le code CFX. Ce code fait partie depuis 20 ans parmi les solutions dominantes dans le domaine de la simulation de fluides. ANSYS propose ANSYS CFX aussi bien comme solution indépendante dédiée au calcul fluide, que comme application intégrée dans les solutions de mécanique des structures pour des utilisations couplées. Les applications fluides d'ANSYS, "Solution computational fluid dynamics", se base sur le logiciel ANSYS CFX. ANSYS CFX-14 est un paquet complet qui offre une palette exhaustive des applications nécessaires au calcul d'écoulements. ANSYS CFX bladegen est une solution complète incluant des fonctions de modélisation spécialement conçues pour couvrir les besoins des concepteurs de turbines. Ansys cfx turbogrid Permet dans ce même secteur d'activité d'obtenir rapidement un maillage fin et de qualité, un des facteurs décisifs quant à la fiabilité des résultats.

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

III.8- ANSYS CFX-14 :

Il est présenté comme l'un des codes les plus puissants du marché dédié au calcul d'écoulements. Des solutions spécifiques pour le développement de turbines sont également disponibles avec ANSYS CFX – BladeGen et ANSYS CFX TurboGrid.

Le logiciel ANSYS CFX 14 propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de Navier-Stokes et des équations de transport. L'utilisateur a le choix entre un écoulement tridimensionnel, monophasique ou multiphasique, turbulent ou laminaire, stationnaire ou instationnaire, incompressible ou compressible, avec ou sans transfert de chaleur, avec ou sans introduction de substances chimiquement réactives ou non réactives. Pour les écoulements turbulents, ANSYS CFX 14 permet d'utiliser les catégories classiques des modèles de turbulence : les modèles reposant sur le concept de la viscosité turbulente et les modèles de fermeture du second ordre. (Les modèles sont : $k-\epsilon$, $k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$ et le modèle SST qui sont présenté dans le chapitre précédent).

III.9- ANSYS ICEM CFD :

C'est un logiciel de génération de maillage dédié à la mécanique des fluides, mais également aux applications de mécanique de structures. La Solution de calcul complète en CFD Le logiciel de calcul CFX est utilisé dans le développement de produits ou l'analyse de processus de fabrication quand un écoulement, un transfert de chaleur ou une réaction chimique joue un rôle important.

CFX est un outil de simulation 3D efficace permettant de répondre rapidement à des problèmes d'écoulements et de trouver des solutions adéquates. Il en découle un nombre plus restreint de prototypes et donc un gain de productivité.

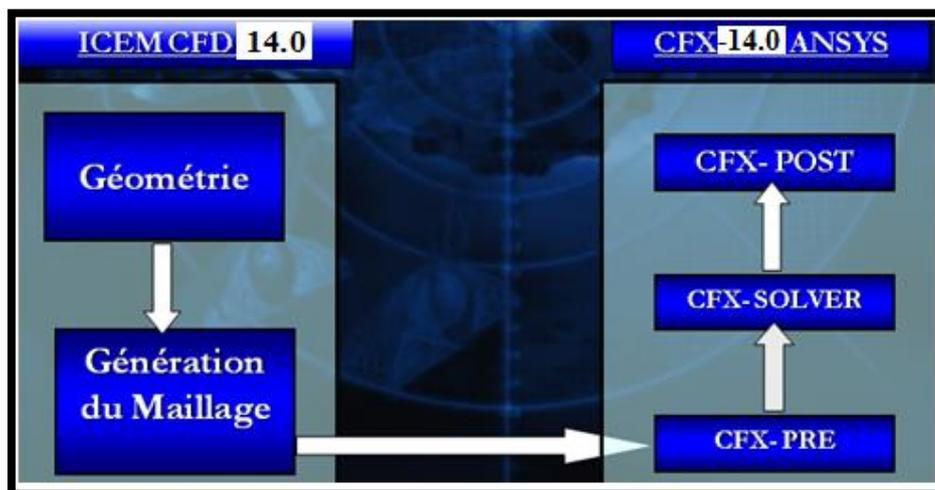


Figure III.3 : Les Bloc Principales de l'ANSYS CFX 14.0.

Dans le domaine de la mécanique des fluides, ANSYS/ICEM CFD s'est imposé comme le module de pré - processing le plus utilisé, que ce soit dans l'industrie automobile, aéronautique, aérospatiale, chimique, des turbomachines, électrotechnique ou médicale.

Ce module est également de plus en plus employé comme pré–processeur dans le calcul de structure. Le module ICEM permet d'établir la géométrie. Il est utilisé comme un logiciel de traditionnel. La géométrie est construite à partir de points, de courbes, de surfaces et de volume.

IV.1- Introduction :

Le refroidissement par film est l'une des techniques les plus employées pour le refroidissement des aubes des turbines. Ce procédé est influencé par plusieurs paramètres géométriques et aérodynamiques. Il provient de l'air de refroidissement du compresseur et est injecté à travers une ou plusieurs rangées des trous dans la couche limite haute température à la surface de la pale. Ce système consiste à introduire le liquide de refroidissement dans la couche limite sans produire de gaz chaud supplémentaire.

Ce chapitre a pour but de présenter les résultats obtenus lors de cette étude. Notre travail est divisé en deux parties.

La première partie consiste en une étude numérique du refroidissement par film sur une plaque plane, cette configuration a été étudiée expérimentalement par Sinha et Al et al [19]. En premier lieu, le but est de valider la qualité de notre simulation numérique en appliquant les mêmes conditions aux limites sur la même géométrie afin de comparer les résultats de la présente étude avec celle de Sinha et al [19]. Ensuite, la géométrie a été modifiée en ajoutant une Rampe sous forme de dune de Brachane (BDSR) qui a été proposée par Zhou et Hu [68] avec des trous anti vortex (SH) qui ont été proposés par Dhungel et al [60] pour étudier son influence sur la formation de la couche du refroidissement.

La seconde partie représente une modification sur la géométrie de la plaque plane qui a été effectuée dans le but d'analyser l'effet de cette modification sur l'efficacité du refroidissement par film. Le travail a été inspiré par une étude expérimentale faite par Sinha et al [19]. Le concept de la rampe sous forme de dune de Brachane en coquille (BDSC) qui a été proposé par Zhou et Di [71] avec des trous anti vortex (SH) a été proposé par Dhungel et al [60], la configuration des trous anti vortex (SH) est différente à celle de la première partie de ce travail.

La simulation numérique de l'écoulement a été effectuée à l'aide du logiciel CFX.14.0 à partir des équations de Navier Stokes qui sont expliquées dans le second chapitre. La méthode numérique utilisée est celle des volumes finis, le maillage structuré de type hexaédrique a été adopté pour un système de coordonnées cartésiennes généralisées. La méthode RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) tridimensionnelle avec le modèle RNG $k-\epsilon$ a été utilisée dans les deux parties de notre étude.

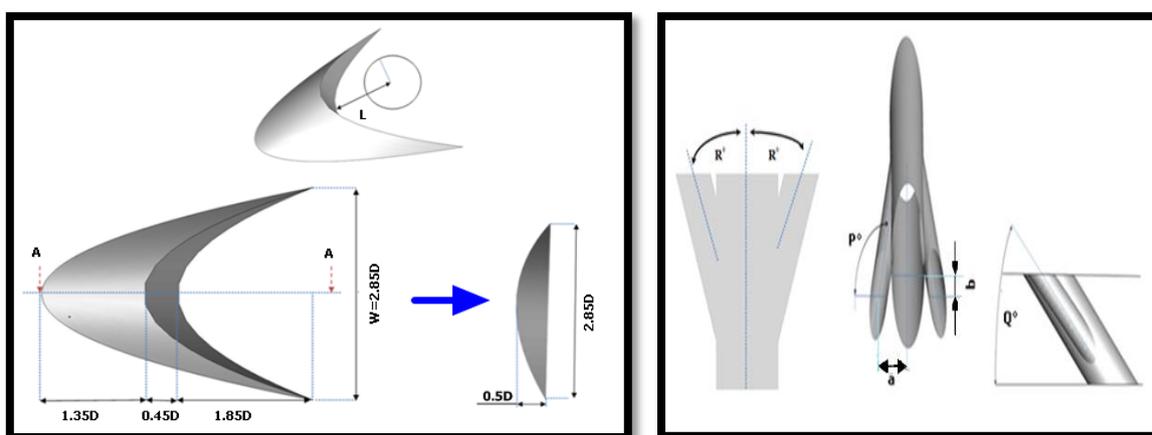
L'objectif de ce travail est de contribuer à la compréhension des phénomènes complexes de jet de refroidissement, Il est concentré sur l'interaction du fluide refroidissant avec les gaz émanant de la chambre de combustion qui accompagnent l'un des procédés les plus employés

dans les turbines à gaz, à savoir le refroidissement par film. L'étude est orientée vers la contribution à l'amélioration de l'efficacité du refroidissement par film par modification de la géométrie de plaque plane.

IV.2- Amélioration de l'efficacité de refroidissement par film par usage de BDSR :

Dans cette étude, Quatre géométries ont été étudiées Elles sont basées sur les travaux expérimentaux de Sinha et al. [19] .la géométrie cylindrique simple, le cas des trous anti vortex (SH), le cas de la rampe en forme de dune de Brachane (BDSR) qui en amont de trou d'injection Zhou et al [68], et enfin une nouvelle modification de géométrie, rassemble la dune de Brachane avec des trous anti vortex (SH.BDSR). La figure (IV. 1) représente les schémas des trois dernières géométries alors que la figure (IV.2) montre le domaine de calcul. Plusieurs simulations ont été réalisées en utilisant le logiciel ANSYS CFX 14,0 [86]. A l'aide du package solveur on définit un schéma de diffusion de haute précision, la méthode des volumes finis combinée à un algorithme de couplage pression vitesse est utilisée comme méthode numérique pour la résolution des équations moyennées de Reynolds (RANS). Le modèle de turbulence k-epsilon RNG qui est déjà présenté dans le chapitre II.

Les résultats obtenus via ce modèle concordent mieux avec les données expérimentales pour la prédiction de l'efficacité de refroidissement par film. L'écoulement est considéré comme un gaz parfait incompressible, le régime est stationnaire Les résidus normalisés sont de 10^{-6} au moment de la convergence.



CAS BDSR

CAS Antivortex (SH)



CAS SH-BDSR

Figure IV.1: Concept de BDSR, SH (Antivortex) et SH-BDSR

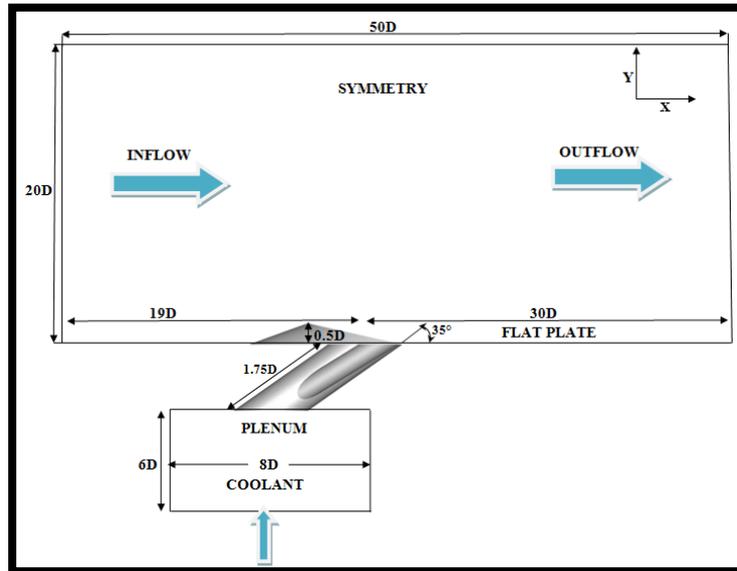


Figure IV.2: Domaine de calcul et les conditions aux limites.

Pour les paramètres géométriques des deux trous antivortex principale(SH), ils sont décrits dans le tableau suivant (les longueurs en mm):

d	D	a	b	P°	Q°	R°
6.35	12.7	1.12	0	101.56	30	19.43

Tableau IV.1 Paramètre géométrique des trous d'antivortex (SH)

IV.2.1- Domaine de calcul :

Un seul trou cylindrique incliné de 35° dans le sens de l'écoulement est considéré dans les deux cas. L'espacement latéral des trous est fixé à $3D$, D étant le diamètre du trou et dont la valeur est de 12,7 mm. Un rapport longueur/diamètre des trous de 1.75 est pris en compte dans la présente étude. Le domaine de calcul s'étend du plan d'entrée jusqu'à $50D$ dans le sens de l'écoulement et du fond de la plaque plane jusqu'à $20D$ dans la direction verticale.

Le domaine a une envergure qui s'étend entre deux centres de trous d'injection. Les conditions de symétrie sont imposées sur les plans latéraux. Dans le but d'améliorer

l'application du profil de vitesse du flux injecté à l'entrée du trou, un plénum est introduit dans le domaine de calcul alors que la couche limite a été entièrement développée.

IV.2.2- Les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont définies dans le module CFX Pré du code de calcul CFX14. La vitesse du courant principal de l'écoulement a été fixée à $U = 20$ m/s à l'entrée de la plaque plane, selon l'expérience de Sinha et al. [19]. Une intensité de turbulence du flux libre $Tu = 5\%$ est prise en compte et la pression de gorge est égale à 0 bar à la sortie des deux écoulements (principal et secondaire).

Sur la surface de la paroi de la plaque plate les conditions aux limites employées sont les conditions de la vitesse et la température.

Des conditions similaires ont été appliquées à la conduite et les parois internes du plénum. Étant donné que la surface supérieure du domaine est réglée relativement loin de la plaque plane. Les conditions de symétrie sont appliquées pour les deux plans latéraux.

Les rapports de densité entre le flux d'injection et les principaux flux restent comme dans la configuration expérimentale $\rho_{jet} / \rho_{\infty} = 1,2$.

La température du flux de travail lors de la mise à l'air est de 300°K pour l'écoulement principal. Tandis que pour l'écoulement du jet secondaire, elle est à 250 ° K. quatre taux d'injection de 0,5, 0.85, 1,0 et 1,5 sont considérés.

IV.2.3- Grille de calcul :

Dans cette étude, le maillage est effectué pour un taux d'injection $M = 0,5$ pour l'efficacité du refroidissement par film sur la ligne centrale. Trois maillages d'environ 1.000.000, 1.500.000 et 2.000.000 éléments hexaédriques ont été testés. Le maillage de 1.500.000 cellules hexaédriques a été adopté pour notre travail en raison de sa compatibilité avec l'étude expérimentale de Sinha et al [19], comme il est montré sur la figure (IV.4), Le raffinement du maillage est plus accentué près des parois et au voisinage du trou d'injection. La grille de calcul est raffinée dans cette région, qui a été créée à l'aide de ICEM CFD 14.0.

La figure (IV.3) représente un agrandissement d'un échantillon de région de la grille de calcul dans le voisinage du trou d'injection pour le modèle proposé (SH.BDSR).

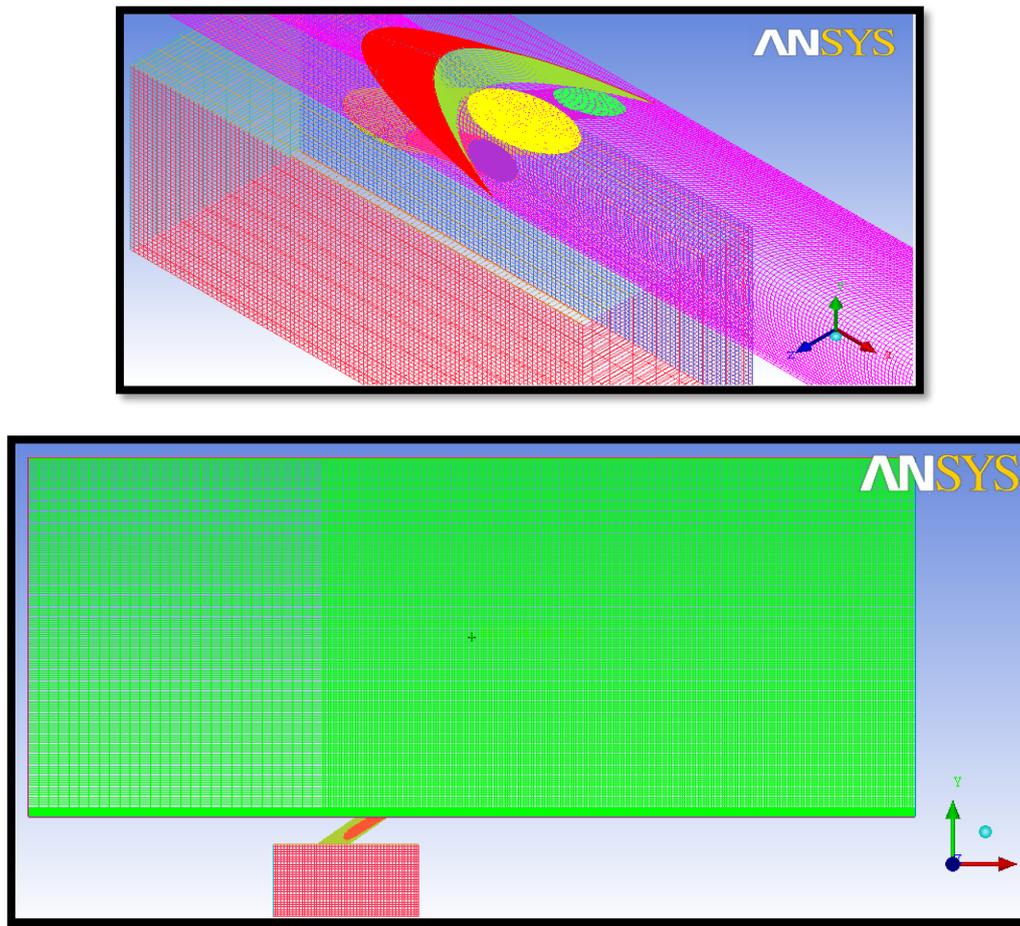


Figure IV.3: Grille de calcul pour le cas SH.BDSR.

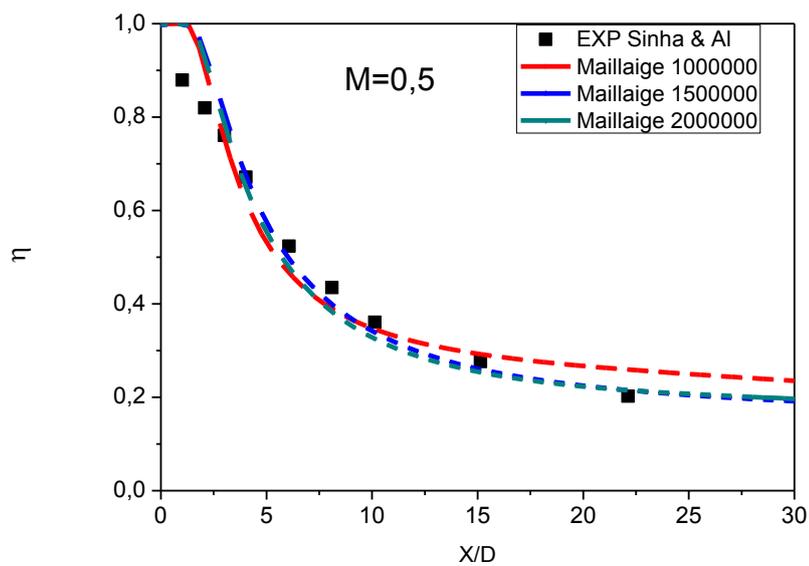


Figure IV.4: Grille sensibilité, L'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la ligne centrale pour trois maillages différent $M=0.5$

IV.2.4- Analyse des Résultats:

La discussion sera basée sur ce qu'on appelle l'efficacité adiabatique Latérale moyenne de refroidissement par film $\bar{\eta}$, qui est défini par:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int_L^1 \eta dz \quad (\text{IV.1})$$

Où L représente la dimension d'envergure de la plaque et η l'efficacité adiabatiques de refroidissement par film, défini par:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{IV.2})$$

Où T_{∞} et T_c sont les températures du l'écoulement principale et du jet respectivement, l'efficacité adiabatiques de refroidissement par film est défini de telle manière à être 1 pour un refroidissement parfait et 0 pour aucun refroidissement, tandis que le l'efficacité adiabatique Latérale moyenne de refroidissement par film $\bar{\eta}$ est utilisée pour mettre en évidence la propagation latéral du froid sur l'aube.

Le Taux d'injection et le rapport entre le diamètre et la longueur du trou d'injection sont les deux paramètres utilisés dans la présente étude.

Le taux d'injection (M) est défini par :

$$M = \frac{\rho_f U_f}{\rho_{\infty} U_{\infty}} \quad (\text{IV.3})$$

Où ρ_f et ρ_{∞} sont les densités du jet et d'écoulement principal, tandis que U_f et U_{∞} sont les vitesses perpendiculaires du jet principal et de l'écoulement, respectivement, Dans tous les calculs présents, le rapport de la densité est fixé à 1,2. U_{∞} est fixée à 20 m / s et U_f est calculée en fonction du taux d'injection.

IV.2.4.1- L'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la ligne centrale :

La figure IV.5 représente l'efficacité de refroidissement par film sur la ligne centrale pour différents rapports d'injection $M=0.5$, $M=0.85$, $M=1.00$ et $M=1.50$. On constate que les résultats concordent bien avec l'expérience de Sinha et al [19]. En général, l'efficacité décroît

de façon monotone en s'éloignant du trou d'injection. Elle diminue également lorsque le taux d'injection augmente. Ce qui est en accord avec l'aspect physique lié au découlement du jet de refroidissement quand le taux d'injection dépasse une valeur critique. Il est clair que le cas le plus favorable est $M = 0,85$ c'est ce que montre la (figure IV.6.) puisqu'il permet une protection équilibrée après le point d'injection et sur longue distance de la plaque plane.

Comme résultats, on remarque que la protection apportée par la configuration SH-BDSR est meilleure par rapport aux autres géométries testées, l'efficacité centrale augmente lorsque le taux d'injection croit jusqu'à $M=0.85$. Ceci est expliqué par le phénomène d'attachement du jet.

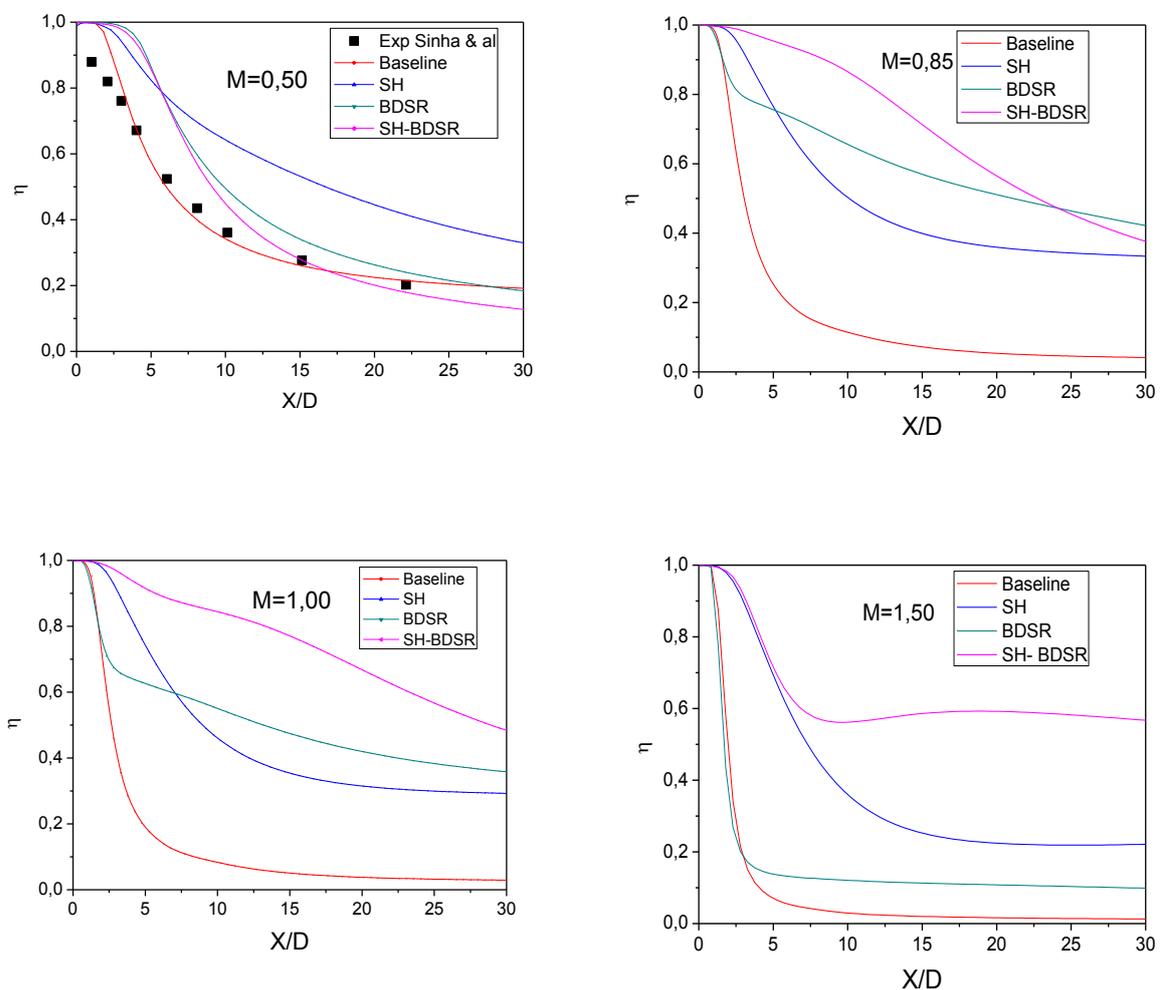


Figure IV.5: Représentation graphique de l'efficacité adiabatique centrale de refroidissement par film, ($M = 0.50, 0.85, 1.00$ et 1.50).

Pour un faible taux d'injection $M=0.50$ la surface est plus protégée pour le cas de SH-BDSR jusqu'à $X/D = 6$ et l'efficacité représente une allure décroissante ce que signifie que le jet reste collé sur la plaque à refroidir, il est clair aussi que l'efficacité devient plus élevée pour le cas d'Antivortex à partir de $X/D=7$.

Concernant les taux d'injection élevés ($M=0.85$, $M=1.00$, $M=1.50$) on remarque bien que la configuration de (SH-BDSR) montre les valeurs les plus élevées et la plaque est bien protégée. Ceci peut être expliqué par l'étalement latéral qui est plus prononcé dans le cas de la BDSR.

Sur la figure IV.6 on présente l'effet de taux d'injection sur la distribution longitudinale de l'efficacité du refroidissement par film, l'investigation est conduite pour quatre taux d'injection différents et pour la configuration de SH-BDSR. Il est clair que l'efficacité augmente avec l'augmentation de taux d'injection, juste pour $M=1.50$ on remarque une faible valeur de l'efficacité jusqu'à $X/D=7$, Cela due au phénomène du décollement du jet de refroidissement.

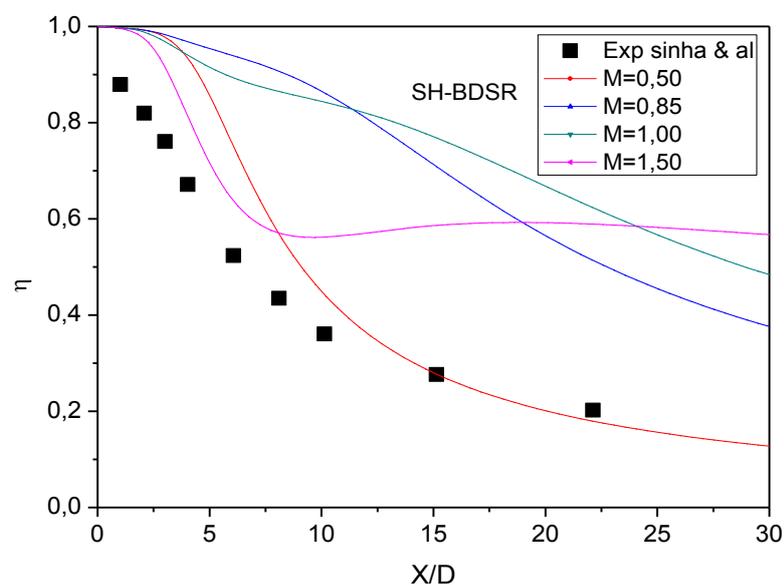


Figure IV.6: Représentation graphique de la comparaison des taux d'injection ($M = 0.50$, $M=0.85$, $M=1.0$ et $M=1.50$)

IV.2.4.2- L'efficacité Adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film :

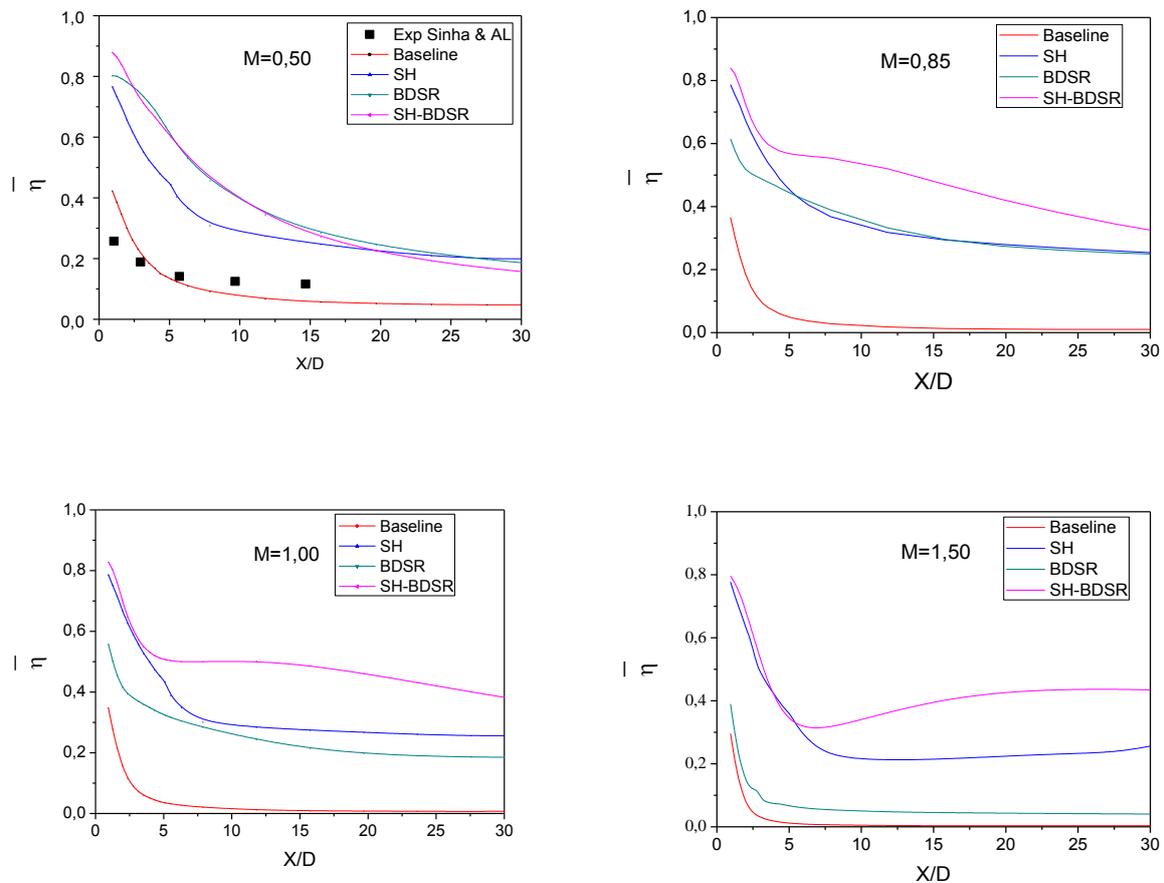


Figure IV.7: Représentation graphique de l'efficacité adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film ($M = 0.5$, $M=0.85$, $M=1.0$ et $M=1.5$).

La figure (IV.7) représente l'effet de différentes géométries testées (Baseline, SH, BDSR et SH.BDSR) sur l'efficacité Latérale moyenne pour quatre taux d'injection différents, ($M = 0.5$, 0.85 , 1.0 et 1.5). Le cas SH-BDSR fournit clairement la plus haute efficacité par rapport aux autres géométries. On peut constater que l'efficacité de refroidissement par film pour $M = 0.5$ ne trouve pas une grande différence entre les cas BDSR et SH.BDSR. On remarque aussi que l'efficacité latérale est fortement améliorée en plaçant la dune avec les trous antivortex. Cette amélioration peut être expliquée par la bonne propagation du film refroidissant sur la plaque à refroidie et c'étant dû à l'emplacement de la BDSR en amont du trou d'injection. En comparant les résultats des deux figures (IV.5 et IV.7), en générale on constate que lorsque l'efficacité de refroidissement par film sur la ligne centrale est élevée, l'efficacité latérale est faible. Ce phénomène est dû à une diffusion latérale trop faible.

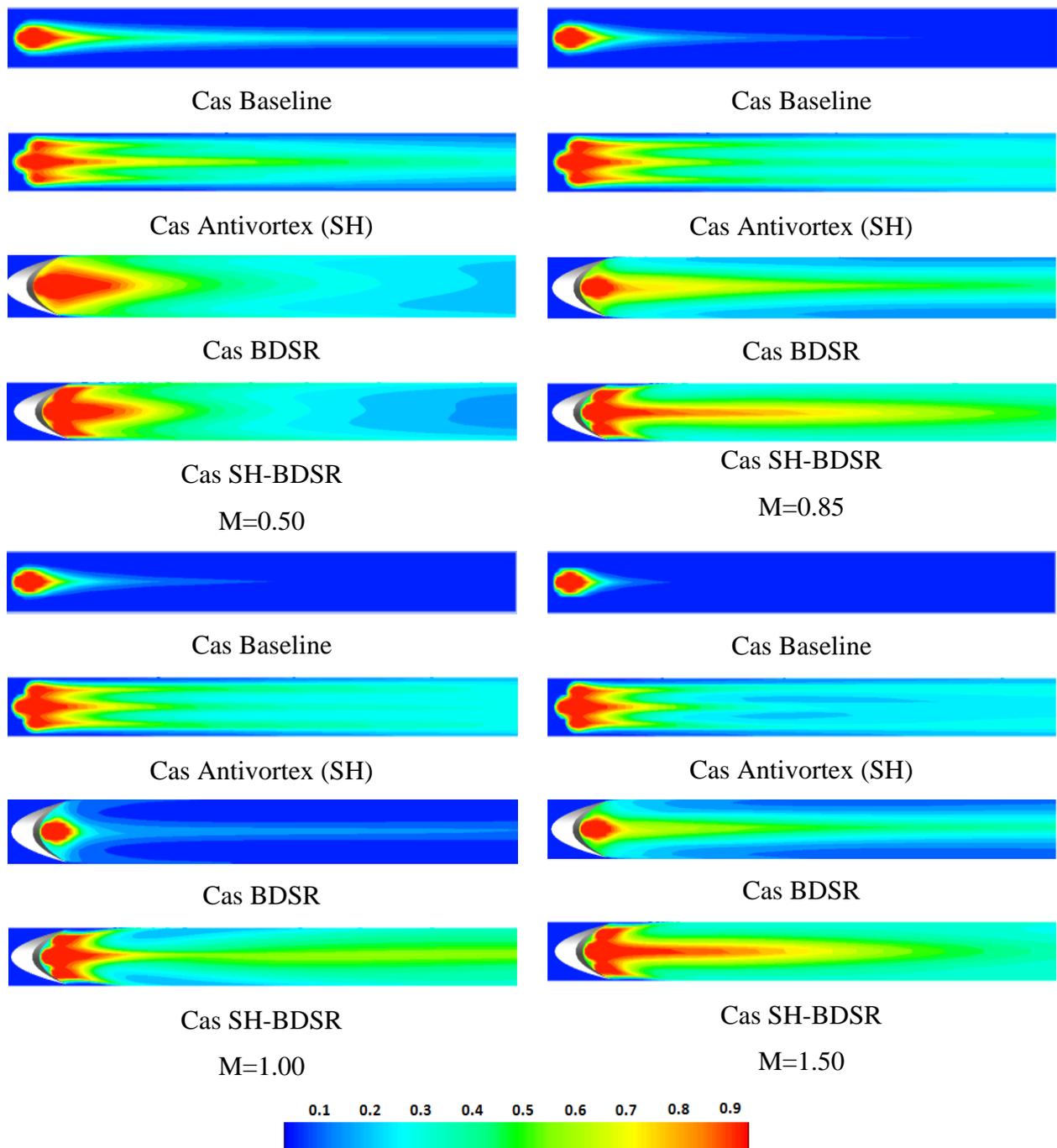


Figure IV.8: Représentation Schématique des contours de la distribution de l'efficacité de refroidissement pour différent taux d'injection $M=0.50$, $M=0.85$, $M=1.00$, $M=1.50$.

La figure (IV.8) représente une comparaison de l'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la plaque plane pour les quatre configurations à différents taux d'injection (forts et faibles). On remarque que pour les faibles taux d'injection, l'efficacité adiabatique du refroidissement par film dans le cas de SH-BDSR est toujours meilleure et la surface couverte par le film refroidissant arrive presque au double de celle dans le cas de Baseline. On remarque qu'à partir de $M=0.85$, la surface protégée de la plaque commence à se réduire. Ces

constatations sont en accord avec les résultats obtenus précédemment sur les figures (IV. 6 et IV.7)

IV.2.4.3- Champs des vitesses :

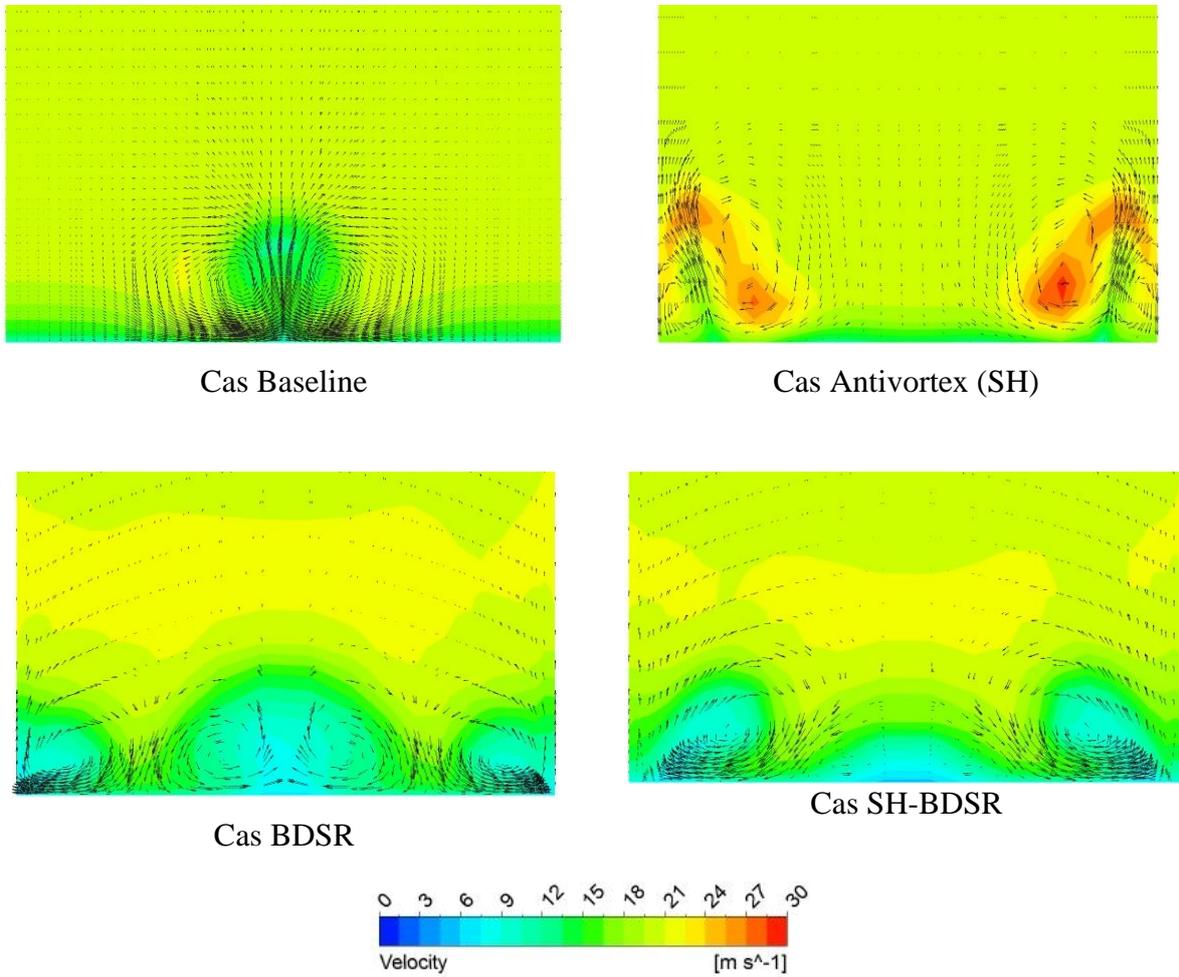


Figure IV.9: champs des vitesses de la plaque plane pour taux d'injection $M=0.85$, $X/D=3$

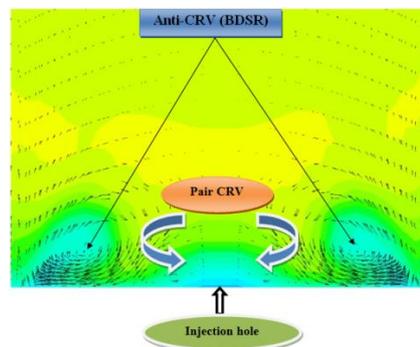


Figure IV.10: Représentation Schématique des vecteurs de vitesse.

La figure (IV.9) montre Une comparaison des champs des vecteurs de vitesse pour différents taux d'injection $M=0.5$, $M=0.85$, $M=1.0$, et $M=1.5$ sur le plan $X/D=3$ pour les quatre configurations.

Parmi les avantages les plus importants de la technique des trous d'Antivortex combinée avec la dune est la réduction de la paire de vortex primaire (CRVP).

Plusieurs travaux numériques et expérimentaux ont montré que le CRVP est le principal facteur de la détérioration de l'adhérence de jet. L'effet général de la contre-rotation de ces vortex est de ramener efficacement le courant chaud dans le flux de l'air refroidissant diminuant l'efficacité de la technique.

Le seul tourbillon noté se trouve sur les bords extérieurs du flux pour le cas basique (single), cela joue en effet lorsque le flux se déplace en aval. Par $X/D = 3$, le flux externe tourbillonnant a apporté une partie du courant chaud sous l'écoulement du liquide de refroidissement, ce qui réduit l'efficacité latérale, mais dans l'ensemble, le flux est toujours attaché avec un vortex minimale et une large expansion latérale.

Pour les cas de SH-BDSR, on voit clairement que la direction de rotation (le jet de refroidissement) des vecteurs est opposée à celles des CRV avec une densité croissante des vecteurs de vitesse. Cette nouvelle configuration qui combine les trous d'antivortex avec le BDSR s'est avérée meilleure pour réduire les vecteurs CRV. Ces vecteurs sont représentés dans la figure (IV.10).

Les anti-CRV ont un rôle très important qui pourrait balancer contre les effets néfastes des CRV résultant de l'interaction du jet de refroidissement avec l'écoulement principale contre balancer les effets néfastes des CRV dans le jet de refroidissement. Par conséquent, la séparation du jet de refroidissement de la surface de la plaque sera reportée en raison de l'existence de BDSR et les trous anti vortex en comparaison avec le cas de Baseline. La distance entre les CRV est rallongée dans la direction latérale en raison de l'existence de BDSR par rapport au cas de Baseline. La conception de SH-BDSR permet d'avoir une meilleure efficacité de refroidissement par film et une haute protection de la surface à refroidir cela est au couple d'antivortex résultant par la combinaison de la dune et de SH. Comme a été déjà présenté par Zhou et Hu [68] la meilleure méthode pour améliorer l'efficacité du refroidissement par film consiste à réduire le vortex en rotation inverse (CRV) en introduisant une paire d'antivortex (Anti.CRV).

IV.2.4.4- Le coefficient de pression C_p :

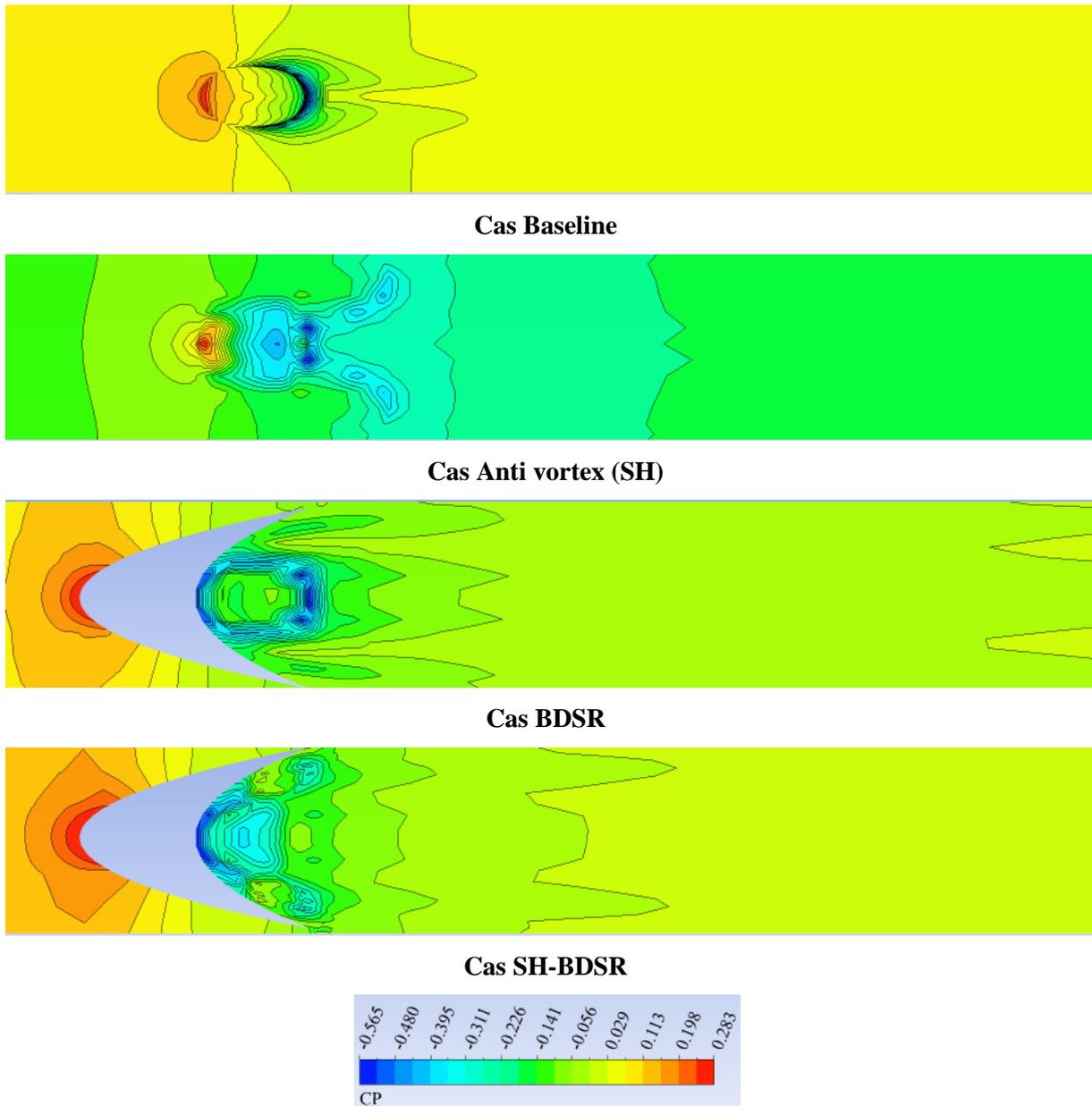


Figure IV.11 Contours de coefficient de pression C_p .

L'interaction du jet du refroidissement par film et la couche limite est mise en évidence par la figure IV.11, où les contours de pression sont tracés pour $M = 0.85$ et les quatre géométries testées.. Pour le cas de Baseline, on peut voir la valeur de pression la plus élevée dans la région en amont du jet, Pour le cas des trous d'Antivortex, le cas de BDSR et le Cas SH-BDSR les valeurs de pression sont plus faibles. Ceci peut être expliqué par l'effet de la couche limite. Dans le cas de BDSR, le jet refroidissant est déviée vers le haut et interagit avec l'écoulement principal à une distance au-dessus de la plaque plane. La présence de la

configuration de BDSR et SH-BDSR entraîne le liquide de refroidissement dans les directions latérales.

IV.2.4.5- Conclusion :

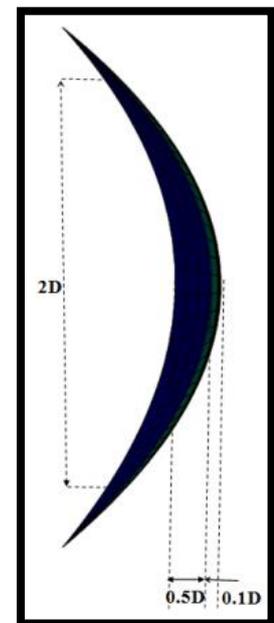
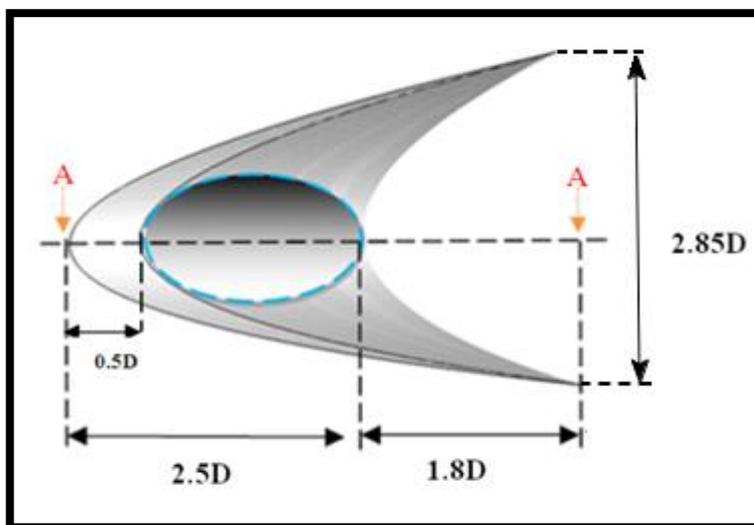
Une étude numérique a été réalisée sur le comportement de l'écoulement et les caractéristiques thermiques du refroidissement par film avec quatre configurations qui sont, le cas simple ou cas de base, le cas d'une rampe en forme de dune de Brachane en amont de trou d'injection(BDSR), le cas d'antivortex (SH) et la configuration de (SH-BDSR), Les résultats de l'efficacité du refroidissement par film sur la ligne centrale et les distributions moyennes latérales sont comparées aux données disponibles de Sinha et al[19], ce qui montre que le calcul actuel basé sur le modèle $k-\epsilon$ RNG qui permet la prédiction de structure du flux, et des comportements thermiques. Une amélioration observée en utilisant la configuration SH-BDSR. D'après les résultats obtenus, le taux d'injection le plus favorable pour les quatre configurations est $M=0,85$. L'efficacité de refroidissement par film sur la plaque a été considérablement améliorée en combinant la configuration de la dune de Brachane avec les trous antivortex.

Ce travail nous permet de conclure que l'utilisation de la configuration SH-BDSR en amont du trou d'injection joue le rôle d'un obstacle pour l'écoulement chaud. Ceci a un effet très important sur la l'efficacité de refroidissement par film. Ainsi que la présence de cette dernière minimisaient efficacement la paire primaire de vortex en la contraignant avec la paire tourbillonnaire à contre-rotation (CRVP) en rotation opposée de part et d'autre

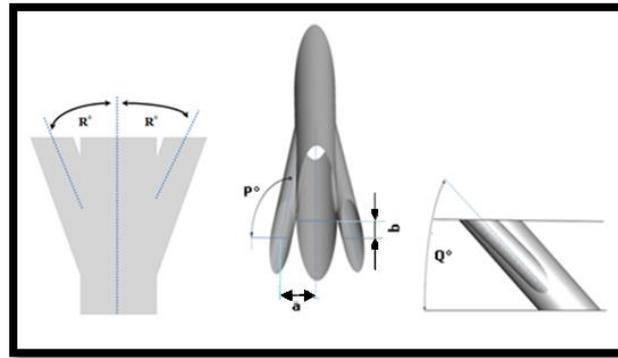
IV.3- Amélioration de l'efficacité de refroidissement par film par usage de BDSC :

Dans cette étude quatre cas ont été étudiés. Le cas de Baseline, le cas des trous antivortex qui diffèrent que l'étude précédente. Le cas d'une rampe en forme de dune de Brachane en coquille (BDSC) et le cas BDSC combinée avec les trous d'antivortex (SH-BDSC).

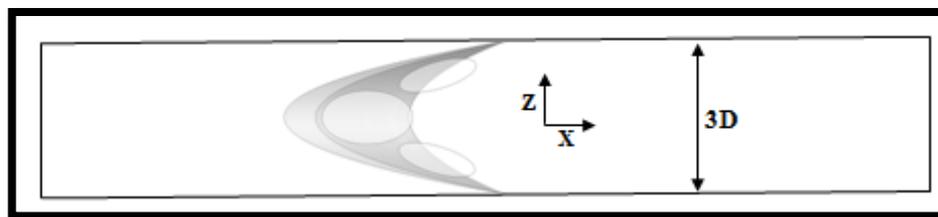
La figure(IV.12) représente les schémas de la configuration qu'on changé alors que la figure(IV.13) montre le domaine de calcul, ce qui est le même pour toutes les configurations testés. Les simulations ont été réalisées en utilisant le logiciel ANSYS CFX 14,0 [86]. La méthode RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) tridimensionnelle avec le modèle $k-\epsilon$ RNG à été utilisée pour simuler et analyser le comportement thermique de cette nouvelle configuration (SH-BDSC), La validation des résultats montre un bon accord avec les résultats expérimentaux. L'écoulement est considéré comme un gaz parfait incompressible, le régime est stationnaire Les résidus normalisés sont de 10^{-6} au moment de la convergence. Deux rapports d'injection de 1,0 et 1,5 à été utilisé.



CAS BDSC



CAS Anti vortex (SH)



CAS SH-BDSC

Figure IV.12 : Configuration de BDSC, SH (Antivortex) et SH-BDSC.

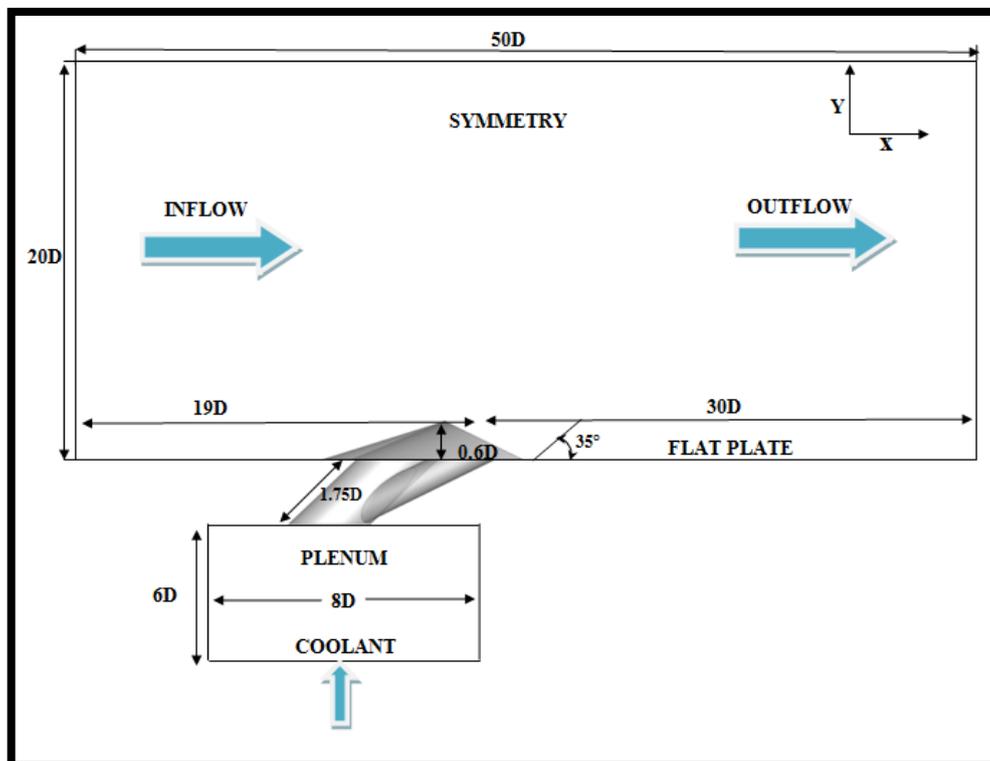


Figure IV.13 : Domaine de calcul et les conditions aux limites.

IV.3.1- Domaine de calcul :

La partie gauche du domaine de calcul qui correspond à l'entrée de l'écoulement principal est positionnée à $19d$ 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 $20d$ et la longueur du trou d'injection est prise égale à $1.75d$. L'espacement entre les trous d'une même rangée est égale à $3d$ avec un diamètre nominal du trou de 12.7mm . Le trou d'injection est incliné à 35° , dans le sens de l'écoulement principal.

Les paramètres géométriques des trous antivortex sont présentés dans le tableau IV 2.

d/D	a/D	b/D	P°	Q°	R°
0.5	1.57	2.18	95.8	38.54	20.81

Tableau IV 2 : Paramètre géométrique des trous d'antivortex (SH)

IV.3.2- Les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont introduites dans le module CFX-PRE, on définit d'abord la nature de notre domaine, qui est un gaz parfait.

- Le régime est stationnaire,
- Le modèle de turbulence k-epsilon RNG
- Pression de référence : 1 atm
- La vitesse à l'entrée de plénum il varie selon le taux d'injection
- La vitesse d'écoulement principale est 20 m/d
- Température d'entrée de plaque plane égale 300 k
- Température d'entrée plénum égale 250 k

On a considérée seulement deux taux d'injection $M=1,0$ et $M=1,5$.

IV.3.3- Grille de calcul :

Le maillage effectué est un maillage structuré de type hexaédrique qui a été obtenue en utilisant le logiciel ICEM. Le maillage est considérablement raffiné près des parois et au voisinage du trou d'injection. Afin d'analyser la qualité du maillage et son influence sur les résultats, trois maillages ont été testés : 1.000.000, 1.500.000 et 2.000.000 éléments. L'étude de la sensibilité du maillage a montré qu'à partir du certain nombre d'éléments (1.500.000), la

grille de calcul n'a pas une influence sur les résultats (figure V.14). La figure (V.15) représente un zoom de la grille construite par le logiciel ICEM.

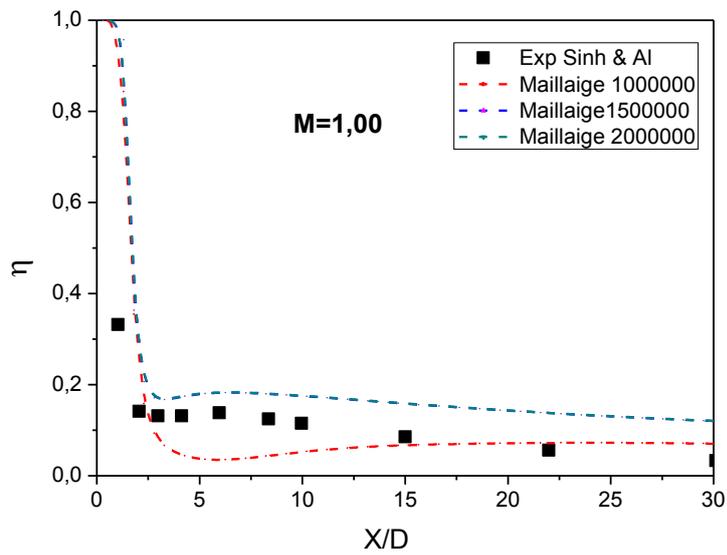


Figure IV.14 : Grille sensibilité, L'efficacité adiabatique de refroidissement par film de la ligne centrale pour trois maillages différent $M=1.00$

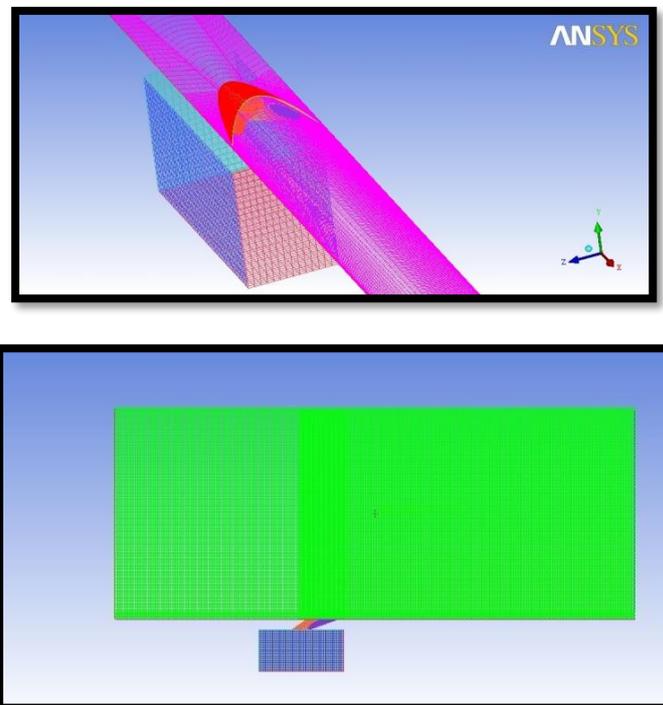


Figure IV.15: Grille de calcul pour le cas SH-BDSC.

IV.3.4- Analyse des Résultats:

On définit une température adimensionnelle η telle que :

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{IV.4})$$

T_{∞} est la température de l'écoulement principal, T_c la température du fluide refroidissant et T la température locale de la paroi. On rappelle ici qu'on a suivi la tendance expérimentale à prendre $T_c > T_{\infty}$ contrairement à la réalité. Ceci ne pose aucun problème puisque la température est un scalaire passif n'ayant aucune influence sur l'écoulement.

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int_L^1 \eta dz \quad (\text{IV.5})$$

Où L est la largeur de la plaque à refroidir.

IV.3.4.1- L'efficacité adiabatique de refroidissement par film sur la ligne centrale :

La figure (IV.16) montre la distribution de l'efficacité sur la ligne centrale η , deux taux d'injection $M = 1.00$ et 1.50 ont été utilisés. Quatre configurations ont été étudiées.

Deux taux d'injections sont testés à savoir ($M=1.00$ et $M=1.50$), Seulement un seul taux d'injection a été comparé avec le travail de Sinha et Al[19], on peut clairement voir que la validation est satisfaisante,

On remarque clairement que la configuration de SH-BDSCR améliore la diffusion latérale du jet froid. La surface de la paroi est mieux protégée et l'efficacité est plus élevée. Nous remarquons aussi que l'efficacité augmente avec l'augmentation des taux d'injection, cela est dû à l'utilisation de la configuration BDSC qui maintient le flux attaché à la plaque (Figure 18). En général, l'efficacité adiabatique sur la ligne centrale décroît de façon monotone à partir du trou d'injection.

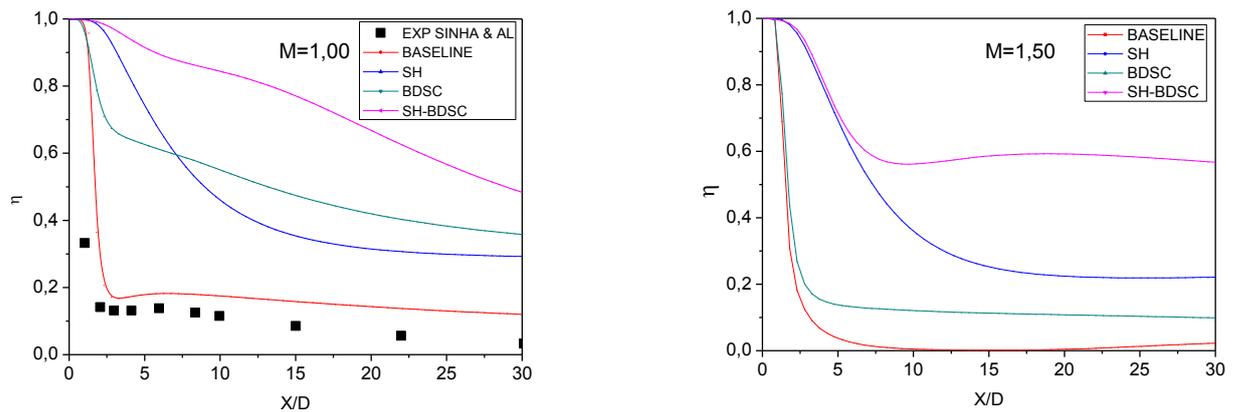


Figure IV.16: Représentation graphique de l'efficacité adiabatique centrale de refroidissement par film, ($M = 1.00$ et $M=1.50$).

IV.3.4.2- L'efficacité Adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film :

La figure (IV.17) représente les résultats d'efficacité latérale moyenne en fonction de (x/D). Pour deux d'injection $M=1.00$ et $M=1.50$ et quatre géométrie différentes ont été utilisé dans cette étude (Cas Baseline, cas SH, cas BDSC et le cas SH-BDSC). Cette figure montre que l'efficacité latérale moyenne est maximale près du trou et décroît progressivement avec X/D . De plus, le BDSC améliore considérablement l'efficacité moyenne. Fait intéressant, le boîtier SH.SBD offre une efficacité optimale dans la région du trou proche de ($x / D < 5$). Le cas SH-SBD indique une augmentation significative de l'efficacité, contrairement à ce qui a été présenté auparavant.

Il est clair que l'efficacité latérale moyenne augmente avec l'augmentation du taux d'injection qui augmente l'inertie du jet et provoque le décollement de celui-ci. On remarque clairement que la combinaison entre les trous antivortex avec la configuration de BDR améliore la diffusion latérale du jet froid. La présence de cette dernière conduit à une propagation du film refroidissant dans la direction latérale ce qui permet une bonne protection de la plaque à refroidie.

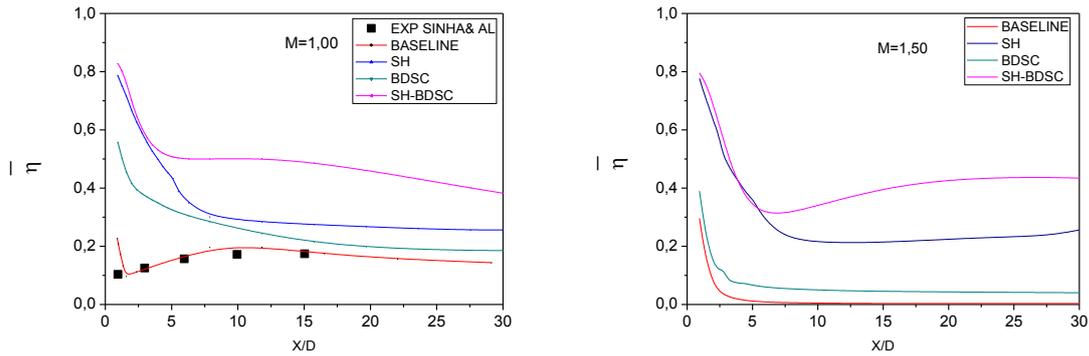


Figure IV.17: Représentation graphique de l’efficacité adiabatique latérale moyenne de refroidissement par film $M = 1.00$ et 1.50

La figure (IV.18) montre les contours de distribution de l’efficacité de refroidissement à différent taux d’injection ($M = 1.00$ et 1.5). et quatre configurations qui ont été utilisé dans cette étude. Les contours peuvent être utilisés pour décrire les principales caractéristiques de flux résultantes. Dans la configuration SH-BDSC, la largeur du film refroidissant est presque doublée par rapport au cas sans BDSC. Ceci est dû au pair antivortex (SH). Ces résultats actuels indiquent que le cas SH-BDSC améliore le refroidissement par film sur la plaque plane. En général, le cas de SH-BDSC montre une amélioration significative de l’efficacité de la ligne centrale et l’efficacité adiabatique moyenne.

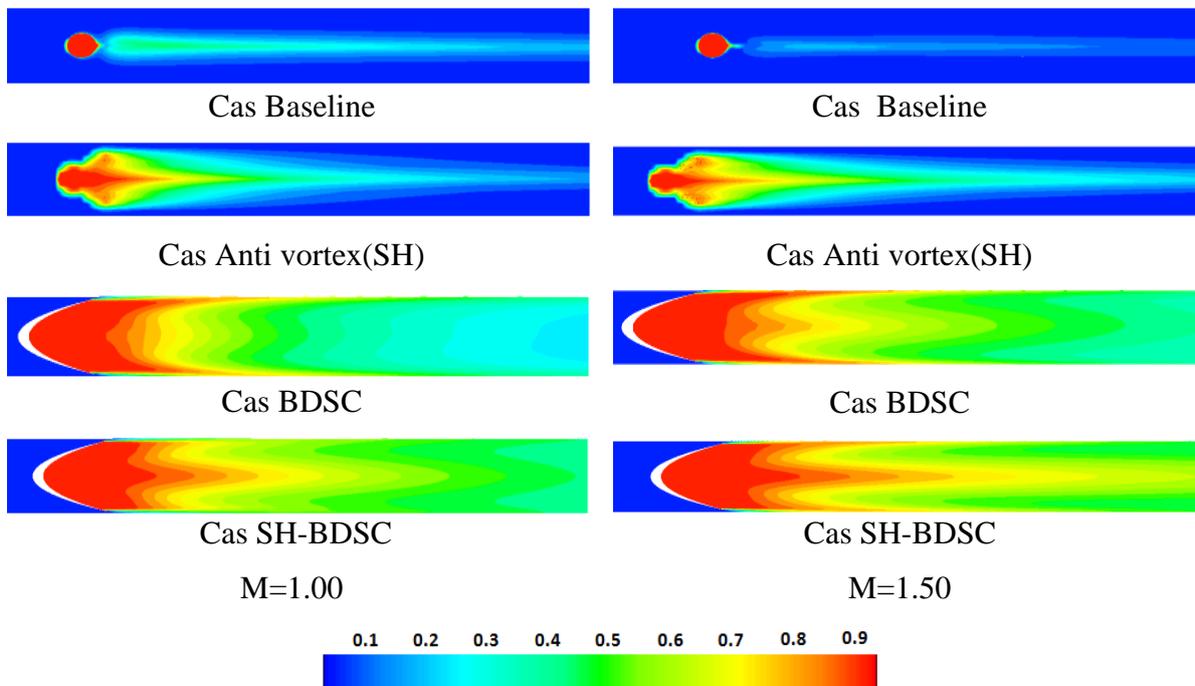


Figure IV.18: Représentation Schématique de l’efficacité adiabatique de refroidissement par film de la plaque plane pour différent taux d’injection ($M = 1.00$ et 1.5)

IV.3.4.3- Les contours de vitesse:

La Figure (IV.18) montre les contours de vitesse sur un plan de symétrie $z/D = 0$ dans lequel on présente la séparation du jet à différents taux d'injection. On peut noter que dans le cas SH-BDSC, il y a une protection uniforme. Et le jet de refroidissement s'étale bien sur la longueur de la plaque.

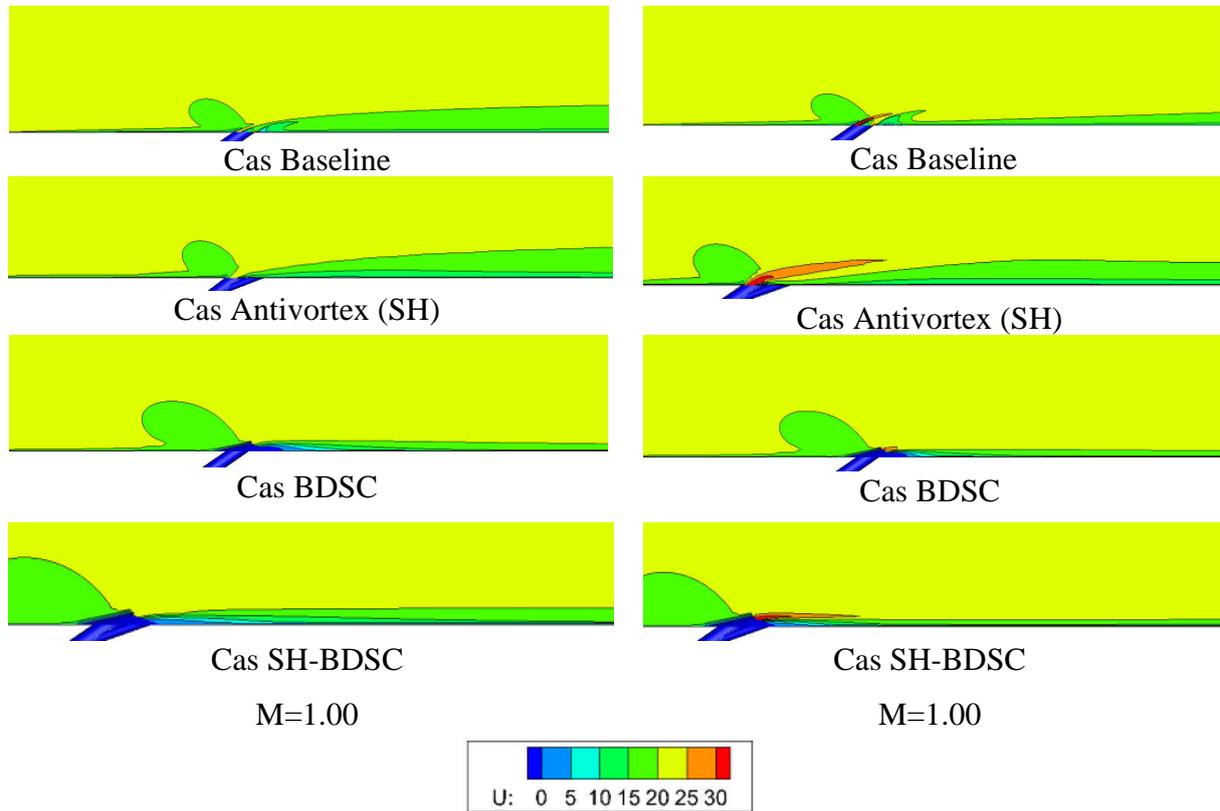
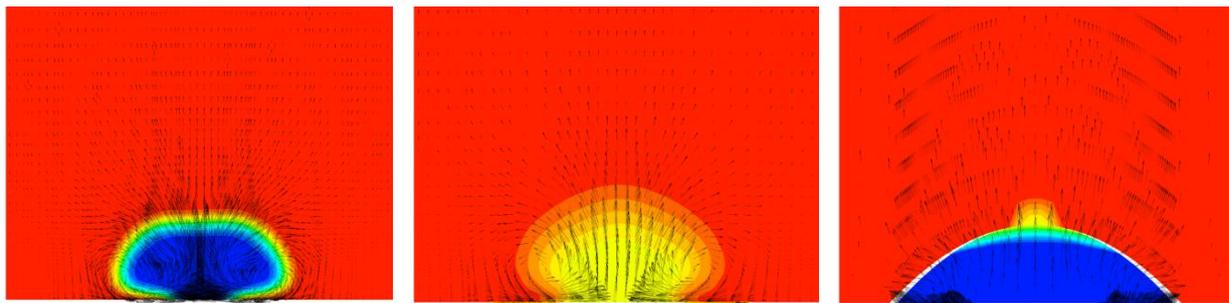


Figure IV.19: Les contours de vitesse ($M = 1.00$ et $M=1.50$)

IV.3.4.4- Les vecteurs de vitesse et les contours de température :

De nombreux chercheurs ont suggéré que la meilleure méthode pour améliorer l'efficacité du refroidissement par film consiste à réduire les vecteurs de vitesse de contre-rotation (CRV) en introduisant un antivortex (anti-CRV). Une comparaison des champs des vecteurs de vitesse pour différents taux d'injection et sur le plan $X/D=3$ comme il est montré sur la figure (IV.20). La comparaison entre les quatre cas étudiés montre que le cas de SH-BDSC a une CRV faible par rapport aux autres cas. On remarque aussi que l'interaction entre l'écoulement principale et l'écoulement secondaire génère une zone de sillage et de retour d'écoulement. On remarque aussi que l'intensité du sillage de $M=1.50$ est plus faible par rapport à $M=1.00$.

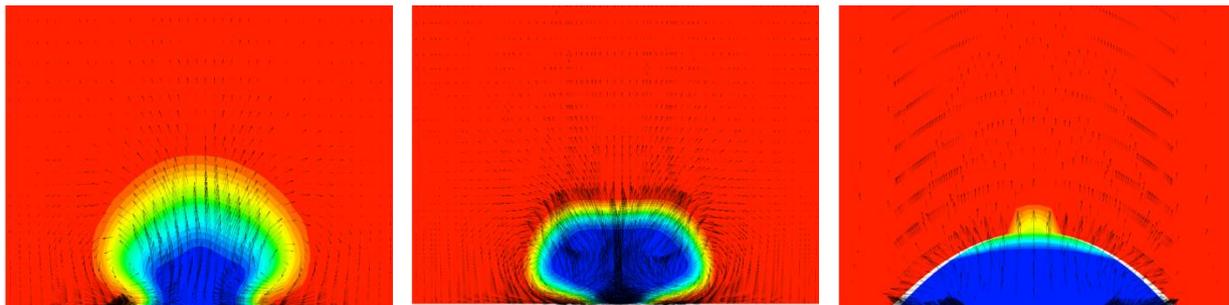


Cas Baseline

Cas SH (Anti vortex)

Cas SH-BDSC

$X/D = 1.00, M = 1.00$

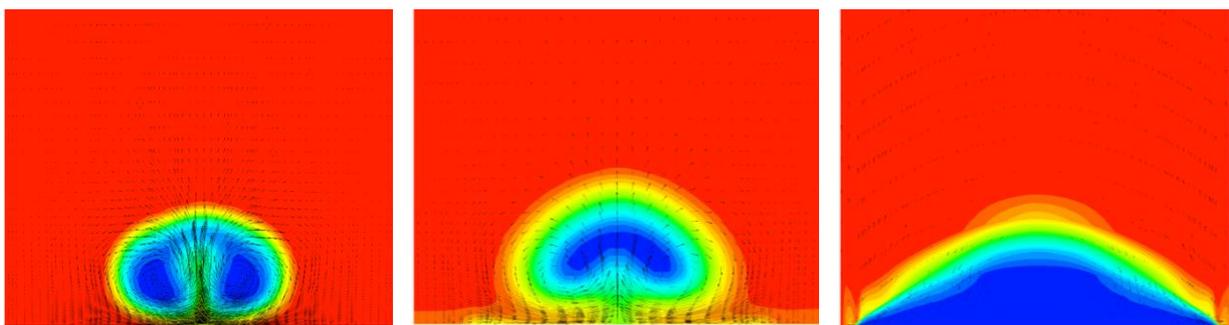


Cas Baseline

Cas SH (Anti vortex)

Cas SH-BDSC

$X/D = 1, M = 1.50$

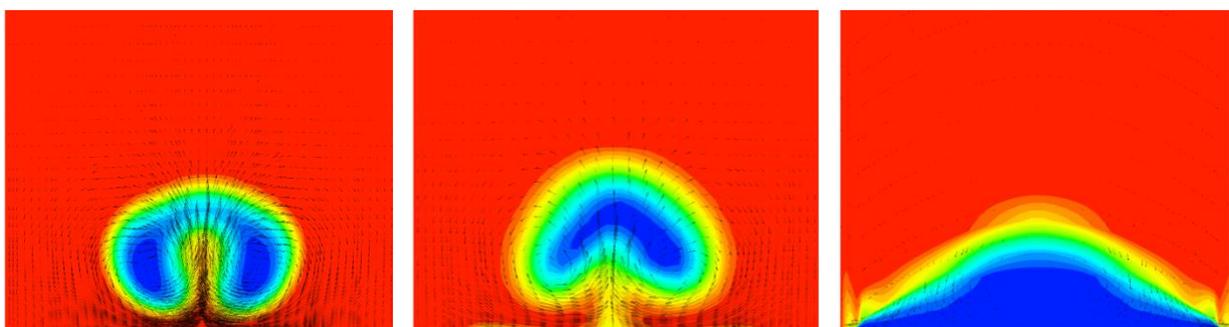


Cas Baseline

Cas SH (Anti vortex)

Cas SH-BDSC

$X/D = 3, M = 1.00$



Cas Baseline

Cas SH (Anti vortex)

Cas SH-BDSC

$X/D = 3, M = 1.50$

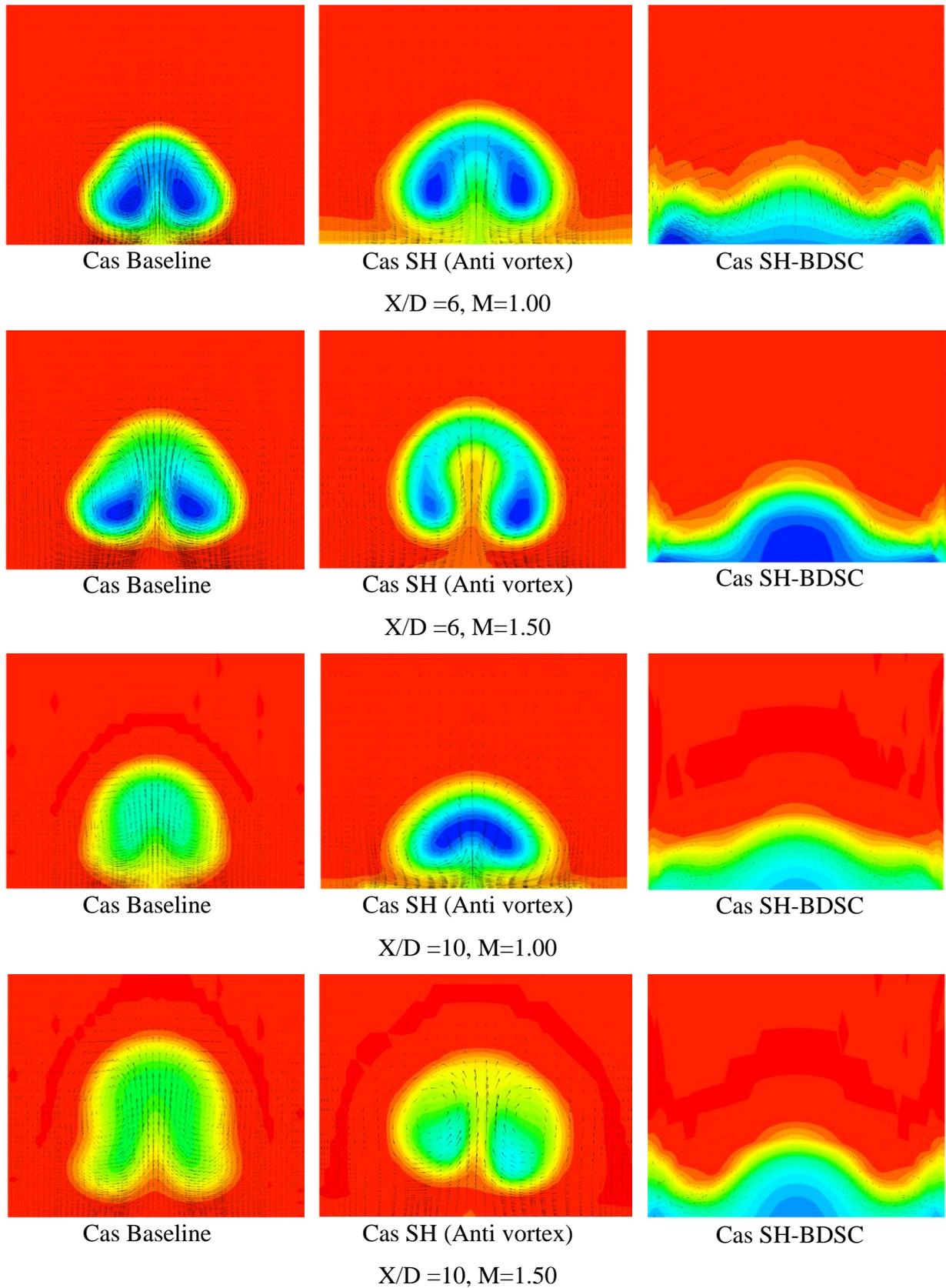


Figure IV.20: les vecteurs de vitesse et les contours de température pour différent plan $X/D=1$, $X/D=3$, $X/D=6$ et $X/D=10$ $M = 1.00$ et $M=1.50$

IV.3.4.5- Efficacité moyenne du refroidissement par film pondérée en surface :

La figure IV.21 montre l'efficacité moyenne de refroidissement par film mesurée par une zone de surface pour les deux taux d'injection $M=1.00$ et $M=1.50$ et pour toutes les configurations. L'efficacité moyenne de refroidissement par film mesurée par une zone de surface est un simple scalaire calculé par le module post-processeur du logiciel, qui évalue les performances de refroidissement par film dans l'ensemble de la plaque. Les résultats montrent que le cas SH-BDSC donne une efficacité de refroidissement par film plus élevée par rapport au cas de Baseline. En effet, la combinaison des deux anti-vortex maintient le flux sur la surface, ce qui signifie que la plaque plate est bien refroidie à des taux d'injection élevés.

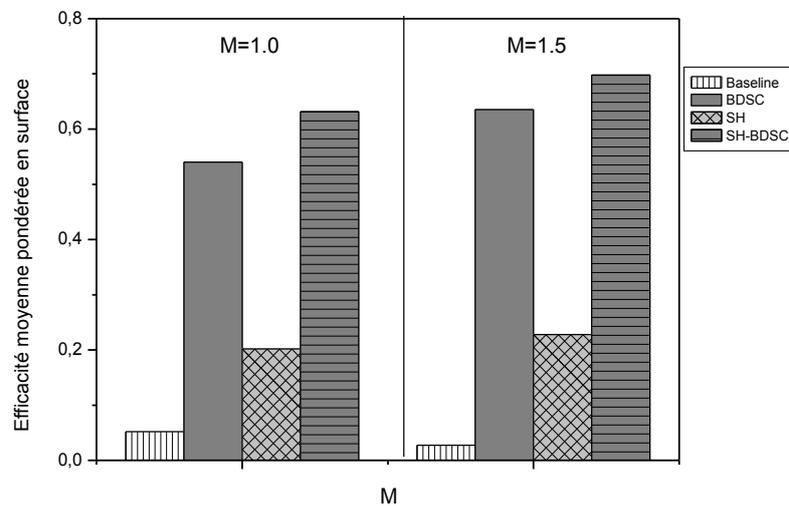


Figure IV.21: Efficacité moyenne du refroidissement par film pondérée en surface pour toutes les configurations et à différents taux d'injection.

IV.3.4.6- Coefficient de pression C_p :

Pour calculer le coefficient de pression, la fonction commune suivante est utilisée :

$$C_p = \frac{P_{0,t,ref} - P_{m,out}}{0.5 * \rho_{m,out} * u_{m,out}^2}$$

$P_{m,out}$, $\rho_{m,out}$ et $u_{m,out}^2$ sont la pression totale, la densité et la vitesse du flux à la sortie du courant principal.

$P_{0,t,ref}$ est développé par Wilfert et Fottner [87], qui est défini comme suit :

$$P_{0,t,ref} = \frac{m_c}{m_m + m_c} P_c + \frac{m_m}{m_m + m_c} P_m$$

Où P_m et m_m sont la pression totale du débit et le débit massique à l'entrée du courant principale. P_c et m_c sont la pression totale du débit et le débit massique à l'entrée du plenum.

La figure IV.22 représente Le coefficient de pression des quatre configurations (Baseline, SH, BDSC, et SH-BDSC) par rapport aux taux d'injection $M=1.00$ et $M=1.50$. Les résultats montrent que le coefficient de pression augmente avec l'augmentation des taux d'injection. Pour $M = 1,50$ le cas de Baseline donne les valeurs les plus élevées du coefficient de pression par rapport aux autres configurations (SH, BDSC, et SH-BDSC). On peut voir que dans le cas SH est obtenu la valeur minimale de coefficient de pression C_p pour tous les taux d'injection. Cela signifie que la forme aérodynamique de la dune peut influencer sur le coefficient de pression.

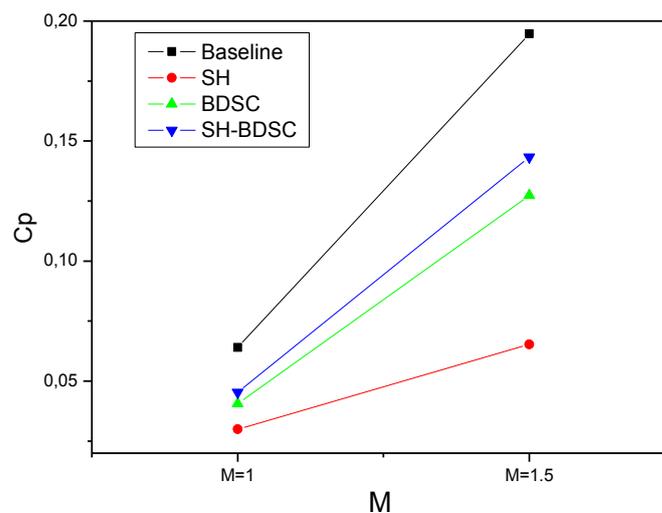


Figure IV.22: Coefficient de pression C_p pour différent taux d'injection $M=1.0$ and $M=1.5$

IV.3.4.7- Les contours des températures et les lignes de courants :

La figure IV.23 montre les contours des températures et les lignes de courants pour les taux d'injection $M = 1$ et $1,5$ à $X/D = 3$, $X/D=8$ et $X/D=16$.

La comparaison entre les quatre cas montre une différence notable, le liquide est détaché de la plaque plane dans les cas de Baseline et le cas SH. La présence de la dune de Brachane (BDSC) permet d'attacher le liquide de refroidissement à la plaque, mais dans les deux côtés

latéraux le liquide décolle sur la surface sous la forme de deux vortex. Ces vortex sont profondément affectés par les antivortex produisant par le cas 4 (SH-BDSC). Par conséquent, cette dernière configuration réduit la taille du CRVP, ce qui aide à répartir correctement le jet de refroidissement sur la plaque plane, augmentant ainsi les performances de refroidissement.

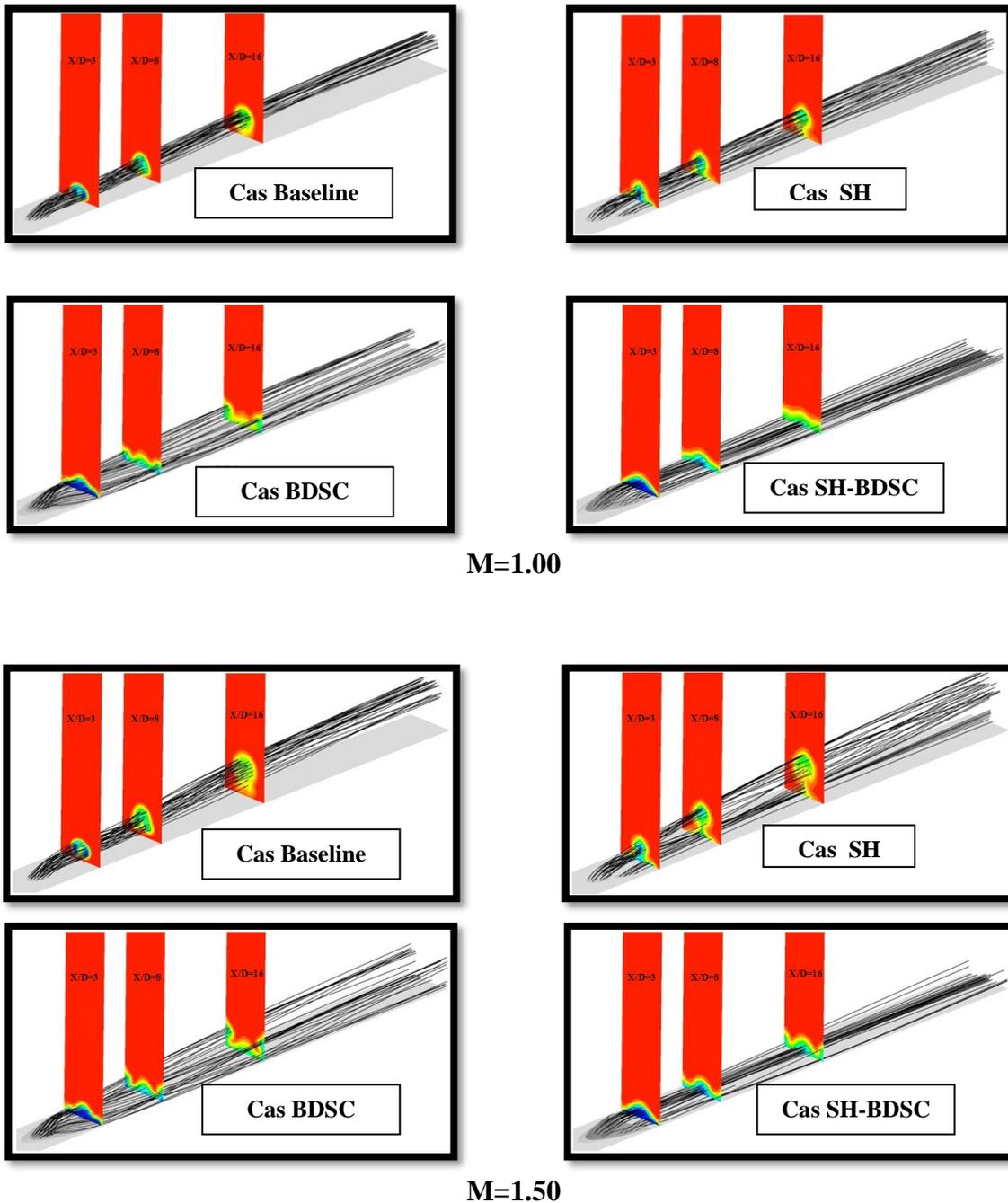


Figure IV.23: les contours des températures et les lignes de courants pour $M = 1.00$ et 1.50 .

IV.3.4.8- Conclusion :

Dans ce travail on a présenté les résultats obtenus par une simulation numérique du refroidissement par film à travers quatre configurations différentes. La première est une configuration classique (Baseline), une deuxième géométrie consiste en deux trous latéraux au trou principale, communément appelées 'les trous antivortex' la troisième configuration est une rampe en forme de dune en coquille (BDSC), et la dernière configuration c'est la nouvelle configuration (SH-BDSC). Les résultats obtenus concordent bien avec ceux des mesures expérimentales de Sinha et Al [19].

Les résultats obtenus montrent une amélioration significative de l'efficacité de refroidissement par film sur la ligne centrale et sur l'efficacité latérale moyenne en combinant les trous antivortex avec BDSC (SH-BDSC). Cette amélioration est due aux anti-CRV qui pénètrent profondément dans la zone des CRV et réduisent considérablement leur taille. De plus, en comparaison avec le cas de Baseline, l'efficacité de refroidissement par film augmente avec l'augmentation des taux d'injection.

Conclusions générale

Dans cette thèse une investigation numérique a été conduite pour évaluer l'influence des configurations SH-BDSR et SH-BDSC sur l'efficacité de refroidissement par film d'une plaque plane de turbine à gaz dans un but d'amélioration de l'efficacité de refroidissement par film cooling.

Dans la configuration de SH-BDSR quatre cas à été étudiés le cas de Baseline, cas des trous latéraux SH, le cas BDSR, et le cas SH-BDSR, quatre taux d'injection à été testé $M=0.50$, $M=0.85$, $M=1.00$ et $M=1.50$.

Dans la configuration de SH-BDSC quatre cas à été étudiés le cas de Baseline, cas des trous latéraux SH, le cas BDSC, et le cas SH-BDSC, deux taux d'injection à été testé $M=1.00$ et $M=1.50$.

Ce travail nous permet de conclure que :

1. -Le modèle k epsilon RNG que nous avons utilisés pour la validation est satisfaisant.
2. -Les résultats de la présente étude donne une bonne concordance avec les résultats expérimentaux.
3. -les configurations proposées SH-BDSR et SH-BDSC minimisent efficacement la paire primaire de vortex en la contraignant avec CRVP en rotation opposée de part et d'autre. Cela a favorisé l'adhésion du flux sur l'ensemble du domaine, améliorant de manière significative les performances globales de ces techniques de refroidissement.
4. Ces configuration montre plus grande efficacité de refroidissement ; cela est du à la forme des concepts BDSR et BDSC qui permet au film refroidissant de rester bien attaché à la paroi. et jouent le rôle d'un obstacle en écoulement chaud.
5. -Le taux le plus favorable pour la configuration SH-BDSR est $M = 0,85$.
6. -L'augmentation des taux d'injections sont favorables pour la configuration SH-BDSC.

Il est proposé que les futurs travaux évaluent une étude paramétrique sur les géométries de trou d'injection ainsi que la forme de plaque plane

Références Bibliographiques

- [1] KARL WORRLLEN, (1995) "Combinaison des turbines à gaz et vapeur, les presses de l'université Darmstadt.
- [2] Yves LORANCHET, "Technique de l'ingénieur : Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie".
- [3] M. Abidat, (2003) Cours de Post Graduation « Mécanique Appliquée » / Théorie générale des turbomachines .
- [4] Gas Turbine Combustion Alternative fuel and emissions 3rd ed - A. Lefebvre, D. Ballal CRC, (2010)
- [5] www.lavionnaire.fr/MotorElements.php
- [6] Fadila Nemdili, (2008) "Prédiction du refroidissement par film près du bord d'attaque d'une aube de turbine à gaz", Thèse de Doctorat Faculté de génie Mécanique Usto.
- [7] www.me.umn.edu/labs/tcht/measurements/what.html
- [8] F. Tarada and M. Suzuki. "External Heat Transfer Enhancement To Turbine Blading Due To Surface Roughness" ASME paper 93-GT-74
- [9] Hoffs, A., U. Drost, et al. (1996). "Heat Transfer Measurements on a Turbine Airfoil at Various Reynolds Numbers and Turbulence Intensities Including Effects of Surface Roughness." ASME paper 96-GT-169
- [10] Bogard, D. G, D. L. Schmidt, et al. (1998). "Characterization and Laboratory Simulation of Turbine Airfoil Surface Roughness and Associated Heat Transfer." ASME Journal of Turbomachinery 120: 337-342
- [11] Abuaf, N., R. S. Bunker, et al. (1998). "Effects of Surface Roughness on Heat Transfer and Aerodynamic Performance of Turbine Airfoils." ASME Journal of Turbomachinery 120(3): 522-529
- [12] Hodge, B. K., J. Bons, et al. (2001). "Real Surface Effects on Turbine Heat Transfer and Aerodynamic Performance." (DOE-AGTSR Annual Report).
- [13] Bons, J., Taylor R.P., et al. (2001). "The Many Faces of Turbine Surface Roughness." ASME ASME Journal of Turbomachinery 123: 739-748.
- [14] Metzger, D. E., H. Carper, et al. (1968). "Heat Transfer With Film Cooling Near Nontangential Slots." J. Engineering for Power. 157-163.
- [15] Wieghardt, K., "Hot-Air Discharge for De-icing," AAF Translation No. F-TS919-RE, Air Material Command, Aug. 1946.

- [16] Irmisch, S. (1995). "Simulation of film-cooling aerodynamics with a 2D Navier Stokes Solver using unstructured grids." ASME paper 95-GT-024.
- [17] Garg, V. K. and G R. E. (1995). "Effect of Velocity and Temperature Distribution at the Hole Exit on Film Cooling of Turbine Blades." ASME paper 95-GT-2
- [18] Goldstein, R. J., E. R. G. Eckert, et al. (1974). "Effects of hole geometry and density on threedimensional film cooling." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17(5): 595-607
- [19] Sinha, D. Bogard, and N. Crawford, Film Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, *J. Turbomach.*, vol. 113, pp. 442–449, 1991
- [20] Leylek, J. H. and R. D. Zerkle (1993). "Discrete-jet Film Cooling: A Comparison of Computational Results with Experiments." ASME paper 93-GT-207
- [21] Schmidt, D. L., B. Sen, et al. (1996). "Film Cooling With Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness." *ASME Journal of Turbomachinery*. 118: 807-813.
- [22] Berhe, M. K. and S. Patankar (1996). "A Numerical Study of Discrete-Hole Film Cooling." ASME paper 96-WA/HT-8.
- [23] Burd, S. W., R. W. Kaszeta, et al. (1996). "Measurements in Film Cooling Flows: Hole L/D and Turbulence Intensity Effects." ASME paper 96-WA/HT-7.
- [24] Lutum, E. and B. V. Johnson (1999). "Influence of the Hole Length-to-Diameter Ratio on Film Cooling With Cylindrical Holes." *ASME Journal of Turbomachinery* 121: 209-216.
- [25] Walters, D. K. and J. H. Leylek (2000). "A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics: Part 1 -Streamwise Injection with Cylindrical Holes." *ASME Journal of Turbomachinery* 122: 102-112.
- [26] Papell, S. (1984). "Vortex Generating Flow Passage Design for Increased Film Cooling Effectiveness and Surface Coverage." ASME paper 84-HT-22.
- [27] Goldstein, R. J., E. R. G. Eckert, et al. (1994). "Effects of hole geometry and density on threedimensional film cooling." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17(5): 595-607.
- [28] Ekkad, S., D. Zapata, et al. (1997). "Film Effectiveness Over a Flat Surface With Air and CO₂ Injection Through Compound Angle Holes Using a Transient Liquid Crystal Image Method." *ASME Journal of Turbomachinery*. 119: 587-593.
- [29] M. Gritsch, A. Schulz, and S. Wittig (1997). "Adiabatic Wall Effectiveness Measurements Of Film-Cooling Holes With Expanded Exits." ASME paper 97-GT-164.
- [30] J. E. Sargison, S. M. Guo, M. L. G. Oldfield, G. D. Lock "A Converging Slot-Hole Film-Cooling Geometry—Part 1: Low-Speed Flat-Plate Heat Transfer and Loss." *ASME Journal of Turbomachinery* Vol. 124, 453-460.

- [31] Christian Saumweber, Achmed Schulz, Sigmar Wittig (2002). "Free-Stream Turbulence Effects On Film Cooling With Shaped Holes", GT-2002-30170, ASME TURBO EXPO 2002
- [32] Goldstein, R. J., E. R. G. Eckert, et al. (1968). "Film Cooling with Injection through Holes: Adiabatic Wall Temperatures Downstream of a Circular hole." *J. Engineering for Power*: 384-395.
- [33] Bergeles, G, A. D. Gosman, et al. (1977). "The near-field character of a jet discharged through a wall at 90 degrees to a main stream." *ASME Journal of Heat Transfer*: 373-386
- [34] Crabb, D., D. F. G. Durao, et al. (1981). "A Round Jet Normal to A Crossflow." *J. Fluids Engineering* 103: 142-155.
- [35] Andreopoulos, J. and Rodi, W., "Experimental Investigation of Jets in Crossflow *Journal of Fluid Mechanics*", Vol 138, pp 93-127, 1984
- [36] Le Brocq, P. V, B. E. Launder, et al. (1973). "Discrete Hole Injection as a means of Transpiration Cooling and Experimental Study." *Pro. Inst. Mech. Eng.* 187: 149-157
- [37] Launder, B. E. and D. B. Spalding (1974). "The Numerical Computation of Turbulent Flows." *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3(2): 269-289.
- [38] Pedersen, D. B., E. R. G. Eckert, et al. (1977). "Film cooling with large density difference between the mainstream and secondary fluid measured by heat-mass transfer analogy." *J. Heat Transfer* 99: 620-627
- [39] Goldstein, R. J., E. R. G. Eckert, et al. (1969). "Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes." *NASA CR-72612*: 384-395
- [40] Pedersen, D. R. (1972). "Effect of Density Ratio on Film Cooling Effectiveness for Injection Through a Row of Holes and for a Porous Slot." Ph. D Thesis, Minneapolis, University of Minnesota. 99.
- [41] Brown, A. and A. G. Minty (1975). "The Effects of Mainstream Turbulence Intensity and Pressure Gradient on Film Cooling Effectiveness for Cold Air Injection Slits of Various Ratios." ASME paper 75-WA/HT-17
- [42] Kadotani, K. and R. J. Goldstein (1979). "On the Nature of Jets Entering a Turbulent Flow, Part A: Jet-Mainstream Interaction." *J. Engineering Power* 101: 459-465.
- [43] MacMullin, R., W. C. Elrod, et al. (1989). "Free Stream Turbulence form a Circular Wall Jet on Flat Plate Heat Transfer and Boundary Layer Flow." *ASME Journal of Turbomachinery* 111: 78-86.
- [44] Jumper, G. W., W. C. Elrod, et al. (1991). "Film Cooling Effectiveness in High-Turbulence Flow." *ASME Journal of Turbomachinery* 113: 479-483.

- [45] Gogineni, S. P., R. B. Rivir, et al. (1996). "PIV Measurements of Flat Plate Film Cooling Flow with High Free Stream Turbulence." AIAA paper 96-0617
- [46] Bons, J. P., C. S. MacArthur, et al. (1996). "The Effect of High Free-Stream Turbulence on Film Cooling Effectiveness." ASME Journal of Turbomachinery. 118: 814-825
- [47] Wang, L., H. Tsang, et al. (1996). "Measurements of Mean Flow and Eddy Transport over a Film Cooled Surface." ASME-HTD 327: 71-79
- [48] Fearn, R., Robert P. (1974) "Vorticity Associated with a Jet in a Cross Flow.", AIAA JOURNAL, by NASA through Grant NGL 10-005-127.
- [49] Acharya, S., Mayank, T., Asif, H., (2001) "Flow And Heat Transfer Prediction For Film Cooling". Mechanical Engineering Department, Louisiana State University.
- [50] Fric, T. F. and A. Roshko (1994). "Vortical Structure in the Wake of a Transverse Jet." J. Fluid Mech. 279: 1-47.
- [51] Haven, B. A. and M. Kurosaka (1997). "Kidney and Anti-Kidney Vortices in Crossflow Jets." J. Fluid Mech. 352: 27-64.
- [52] Bunker, R. S. (2002). "Film Cooling Effectiveness Due to Discrete Holes Within Transverse Surface Slots." ASME paper GT-2002-30178.
- [53] Zaman, K. B. M. Q. and J. K. Foss (2005). "The Effects of Vortex Generators on a Jet in a Cross-Flow." Physics of Fluids 9(No. 1): 106-114.
- [54] V. L. Eriksen, R. J. Goldstein (1974) "Heat Transfer and Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes.", Journal of Heat Transfer, 239-245
- [55] Rouvreau, R., Laurent, P. (2001). "Two-dimensional viscous vortex flow around a circular cylinder." Aerosp. Sci. Technol. 5 (2001) 85-94.
- [56] Haslinger W, Hennecke DK (1997). Highly resolved distribution of adiabatic film cooling effectiveness for turbine leading edge film cooling. *13th International Symposium on Air Breathing Engines*, Sept. 7-12, Chattanooga, Tenn, USA, 797-806.
- [57] H. Khahmane H (2018) Investigation numérique de l'effet d'une micro rampe sur l'efficacité de refroidissement par film thèse de doctorat USTO
- [58] A. Azzi (2001). "Investigation numérique du refroidissement par film appliqué aux aubes des turbines à gaz", Thèse de Doctorat. Faculté de génie Mécanique USTO
- [59] D. Heidmann (2008). "A numerical study of anti-vortex film cooling designs at high blowing ratio". Proc ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50845.
- [60] A. Dhungel (2007). "Film cooling from a row of holes supplemented with anti-vortex holes". Master's thesis, Louisiana State University, Baton Rouge.

- [61] Mostafa .A.Mohimen,H. Tarek A. Samir S. Karam M (2010) "An Investigation Of The Effect Of Anti-Vortex Film Cooling On A Flat Plate" Tenth international congress of fluid Dynamics, Egypt, ICFD10-EG-3004
- [62] Fadéla, N. Saliha, N et Abbés, A.(2013) "Numerical investigation of film cooling effectiveness using the anti-vortex conception"Laboratoire Aéro-Hydrodynamique Navale (LAHN), Université USTO, ORAN, ALGERIE 21 ème Congrès Français de Mécanique
- [63] Mostafa A. (2015) "Numerical Investigation of Film Cooling from Two Rows of Holeswith AntiVortex HolesAttached to the Upstream Row"International Journal of Engineering and Technology Innovation, vol. 5, no. 2, pp. 87-98
- [64] Sangkwon Na Tom I-P. Shih, "Increasing Adiabatic Film-Cooling Effectiveness by Using an Upstream Ramp", Journal of Heat Transfer, vol. 129, pp. 464–471, 2007.
- [65] Rigby ,D. Heidmann ,J.(2008)"Proved Film Cooling Effectiveness By Placing A Vortex Generator Downstream Of Each Hole " ASME Turbo Expo 2008 GT2008-51361
- [66] Assim, H. Kutaeba, J. AL-Khishali,M. Falah,F. (2013) "Film cooling experimental investigation for ramped-conical holes geometry" International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 10
- [67] Hammami.Z ,Abbes. A, Fadela,N, Zineddine, D (2016) "Improving Adiabatic Film-Cooling Effectiveness By Using An Upstream Pyramid" Computational Thermal Sciences: An International Journal, Vol.8, 2016, issue 2
- [68] Zhou, W. Hui, H.(2016) Improvements of film cooling effectiveness by using Barchan dune shaped ramps Journal of Heat and Mass Transfer vol. 103 pp.443-456
- [69] Liming,S. Chao,Z. Yingjie,S. Jun,Li(2017) "Experimental investigations on the effects of inclination angle and blowing ratio on the flat-plate film cooling enhancement using the vortex generator downstream "journal of Applied Thermal Engineering pp.573-584
- [70] Abdala, M.,M. Fifi, N.M. (2017) "Pressure distribution effects due to chevron fences on film cooling effectiveness and flow structures" Journal Applied Thermal Engineering pp. 616-629
- [71] Zhou, W. Hui, H. (2017) "A novel sand-dune-inspired design for improved film cooling performance" International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 110 pp.908-920
- [72] Daren, Z. Xinjun,W. Feng, Z.,Qi ,Y (2017) "Numerical investigation on the effects of the divided steps on film cooling performance" Applied Thermal Engineering vol. 124 652–662
- [73] Khamane, H .A,Abbès Zakaria,M "Numerical Investigation of Film-Cooling Effectiveness Downstream Of A Micro Ramp" Computational Thermal Sciences: An International Journal , Vol 10,2018 Issue 2

- [74] Zhou, W .Di,P . Xin,Wen, , Liu Y . Hui, H(2018) "Unsteady analysis of adiabatic film cooling effectiveness behind circular, shaped, and sand-dune–inspired film cooling holes: Measurement using fast-response pressure-sensitive paint" *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol. 125 pp.1003-1016.
- [75] "Mécanique des fluides 2 Edition" Dunod, Paris, 2011, 2014
- [76] Spalart, P.R., Jou, W.H., Strelets, M., and Allmaras, S.R., (1997) "Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach. " 1st AFOSR Int. Conf. On DNS/LES, Aug.4-8, 1997.31
- [77] Documentations CFX 2003
- [78] www.cfd-online.com
- [79] Menter, F. R., (1997). "Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation Model".*ASME J. Fluids Engineering*, vol. 119, pp. 876-884,
- [80] B.E. LAUNDER and D.B. SPALDING (1973) " The numerical computation of turbulent flows. " *COMPUTER METHODS IN APPLIED MECHANICS ANR ENGINEERING* Vol 3 269-289
- [81] Azzi, A. and Lakehal, D. (2002), "Perspectives in Modeling Film Cooling of Turbine Blades by Transcending Conventional Two-Equation Turbulence Models", *ASME J Turbomachinery* vol 124: 472–484.
- [82] Andreini, A., Carcasci, C., Gori, S., and Surace, M., "Film Cooling System Numerical Design: Adiabatic and Conjugate Analysis", *ASME Summer Heat Transfer Conference*, July 17–22, San Francisco, California, HT2005–72042, 2005.
- [83] Plesniak, M. W., "Noncanonical Short Hole, Jets-in-Crossflow for Turbine Film Cooling", *ASME J. Appl. Mech.*, vol. 73, pp. 474–482, 2006.
- [84] D. K. Walters J. H. Leylek (2000) "A Detailed Analysis of FilmCooling Physics: Part 1- Streamwise Injection with Cylindrical Holes"*ASME J Turbomachinery* vol 122: 102–112.
- [85] C. Hirsch, (1991) "Numerical computation of Internal and external flows". Vol 2 John Wiley Sons, x
- [86] ANSYS. (2014) Academic Research. Release 14.0 Help System Fluent User Guide.
- [87] Wilfert, G., and L. Fottner. (1994) "The aerodynamic mixing effect of discrete cooling jets with mainstream flow on a highly loaded turbine blade." In *Proc., Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, V001T01A084. New York: ASME

DOI: 10.1134/S0869864320050091

Improving adiabatic film-cooling effectiveness spanwise and lateral directions by combining BDSR and anti-vortex designs

M. Grine¹, Kh. Boualem², A.Z. Dellil¹, and A. Azzi²

¹*University Oran 2, Oran, Algeria*

²*University of Sciences and Technology Mohamed-Boudiaf, Oran, Algeria*

E-mail: grine890@gmail.com; khadoc07@yahoo.fr

(Received July 19, 2018; revised October 29, 2018; accepted for publication December 11, 2018)

In the present study, a numerical investigation was conducted to enhance the film cooling efficiency by using anti-vortex designs. Four configurations are considered in this paper, which are the configuration with the streamwise cylindrical injection, the case with an upstream Barchan dune shape ramp (BDSR), the case with sister holes and the configuration that combine the Barchan dune shape with sister holes. The effects of a blowing ration ($M = 0.5, 0.85, 1.0$ and 1.5) on the film cooling effectiveness are considered. The validation shows good agreement and almost all flow structures are well reproduced by the RANS computation. Results show that the Barchan dune shapes with sister holes have an influence on thermal and flow structures, this configuration substantially augments the film cooling efficiency.

Keywords: film cooling, Barchan dune, sister, CRV, anti-CRV.

Introduction

In the gas turbine industry, the efficiency and power of machines are proportional to the highest temperature of cycle. This temperature corresponds to that of the combustion gases which directly influence the gas turbine blades. Hence the obligation to adopt sophisticated cooling processes. Film cooling is the best technique that is widely used to enhance the performance of blade turbine, to extend the turbine life and to reduce the maintenance cost.

In film cooling, the coolant air is taken from the compressor and injected through single or multiple rows of holes into the high temperature boundary layer on the blade surface. This system consists in introducing the coolant in the boundary layer without producing additional hot gas.

Many researchers conducted studies for gas turbines operating under real conditions, among them the works [1–3], which were devoted studying single and multiple rows of holes on a flat plate for many geometrical configurations, such as one or two rows of simple, compound, and lateral angle injection cases. Similar configurations have been used in [4], where correlation methods and numerical modeling were applied. The comparison of the predicted results from $k-\varepsilon$ model and its amended version with previous experimental results indicates that the ability of a turbulence model to predict the flow structures strongly depends on the blowing rate as well as the distance downstream of the holes. It was shown in the work [5] that the anisotropic eddy-

viscosity/diffusivity model can correctly predict the spanwise spreading of the thermal field for the benchmark cylindrical hole case. The formation of the model and its comparison to classical turbulence modeling are provided in detail in the work [6], in which it was demonstrated that the TLVA model provides more lateral spreading of the jet than it is done by classical $k-\varepsilon$ model. The work [7] presented a review of methods for calculating heat transfer under film cooling.

Several geometrical parameters were examined to improve the film cooling performance. In the study [8], the holes shape effect on the film cooling performance were investigated, the results showed that the rectangular holes perform better than cylindrical holes. For rectangular holes with a laterally expanded outlet, the penetration of the jet is significantly reduced; the higher and more uniform cooling performance is achieved even at high blowing rates. The authors of [9] have indicated that the incidence angle of jet can strongly affect the thermal protection of the blade at low blowing ratio but becomes less dominant at high blowing ratio. The same conclusion is presented in [10]. The authors of [11] experimentally studied the flow structures of the inclined jet interacting with a vortex generator in order to enhance the film cooling. The work [12] presented a numerical study of the three-hole geometries; the results show that a new cooling geometry of the console gives a very promising enhancement in thermal performance. The authors of [13] have presented a comparative experimental study of inclined holes located in crater and trench, in which shown that these designs can significantly improve the cooling efficiency. The same configurations were analyzed numerically in the work [14], for different blowing ratio, they found that this configuration reduces the intensity of pair vortex and the length of the flow separation. In another study, the authors of [15] investigated experimentally and numerically the efficiency of film cooling behind a row of holes in a trench.

The effect of the turbulence intensity on film cooling effectiveness was investigated in the work [16], where the intensity of turbulence changed from 0.2% to 15%. Their results show that at big blowing ratio the turbulence effect reduced. The authors of [17] proposed three nozzle configurations to control the intensity of CRVP, they concluded that decrease of the later increase cooling performance as presented by the authors of the works [18–23], all these authors have created new film cooling configurations related to the counter rotating vortex. The idea of sister holes has been suggested in the work [24], by adding supplement holes downstream and/or upstream of the main hole. It was shown in [25] that the film cooling efficiency can be improved by using the anti-vortex holes placed near the main holes.

Other techniques were used to enhance the film cooling process such as a ramp placed upstream of a coolant hole presented in [26], where the authors found that the use of ramp can enhance the effectiveness of film cooling compared to the test plate. Barchan dune shaped ramp (BDSR) concept that is inspired from sand dune was proposed by the authors of [27], their results show that the new anti-CRV pair created using dunes affects the CRV, which improves the efficiency of film cooling.

In this paper, we perform numerical computations of a new film cooling design compared to three cases, based on the experiments of [28], in order to enhance the efficiency of film cooling.

1. Numerical procedure

1.1. Flow geometry and boundary conditions

Four flat-plate film cooling cases are explored in the present work. The first case is a cylindrical geometry based on the experimental work [28], the second configuration is that proposed in [27], in which the authors have used the shape ramp of the Barchan dune in upstream of the injection holes. Anti-vortex film cooling designs or sister holes film cooling is the third case. The last geometry concretizes our personal configuration, in which we combine the dune form with the sister holes.

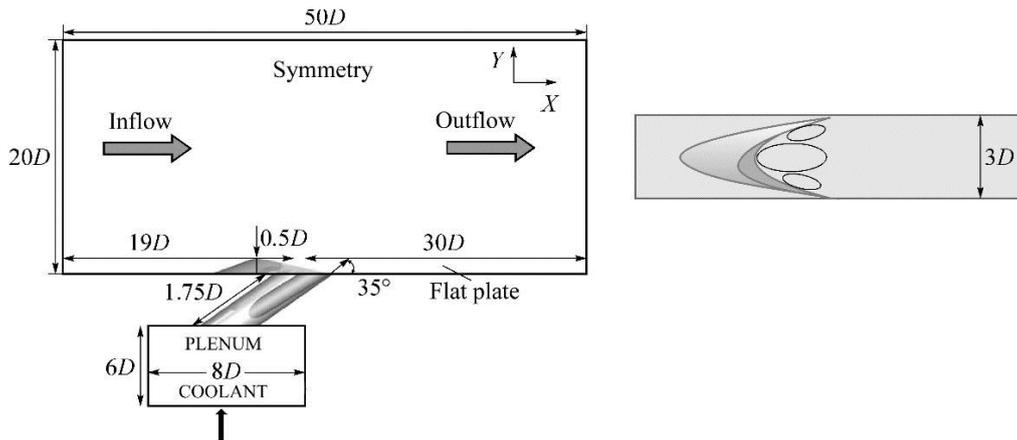


Fig. 1. Computational domain and boundary conditions.

Figure 1 illustrates the geometry and the coordinate system. The size of the 3D computational domain is similar to that presented in experimental work [28], extends from inflow plane to $50D$ in the streamwise direction. It extends up to $20D$ over the flat plate in the vertical direction, where D is 12.7 mm and stands for the hole diameter. In the spanwise direction, the domain extends between the middle of two injection holes and symmetry conditions are imposed on these planes. Table 1 contains the sister holes parameters used for this analysis.

Table 1

Sister Holes Geometric Parameters

d , mm	D , mm	a , mm	b , mm	P , deg	Q , deg	R , deg
6.35	12.7	1.12	0	101.56	30	19.43

The inlet boundary conditions was set to $U = 20$ m/s and $T = 300^\circ\text{K}$. For the coolant condition, the temperature was set to 250°K and four injection ratios of 0.5 , 0.85 , 1.0 , and 1.5 are considered; note that these ratios are based on the mainstream velocity. The pressure outlets or the pressure gauges are supposed at the outflow. The geometry and detailed dimensions and conditions are shown in Fig. 2.

1.2. Turbulence modelling

To carry out this work, several simulations were conducted using ANSYS CFX 14.0 software. In the solver package, the solution of the Reynolds averaged Navier–Stokes equations (RANS) is obtained by using the finite volume method for discretization of the

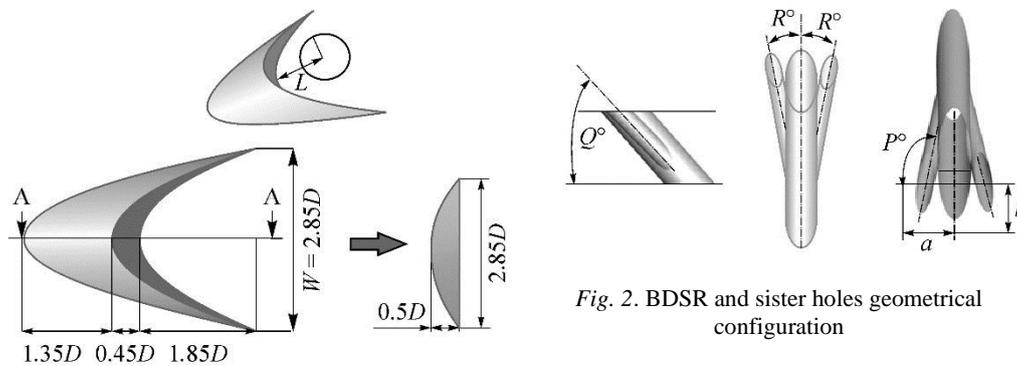


Fig. 2. BDSR and sister holes geometrical configuration

continuity, momentum, and energy equations. The second-order upwind solution scheme is used to solve the momentum, energy, and turbulence model equations. The SIMPLEC algorithm is employed to solve the pressure–velocity coupling. The RANS equations can be written as follows:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}). \quad (2)$$

Modelling of the Reynolds stresses $(-\rho \overline{u_i' u_j'})$ in equation (2) is done using Boussinesq hypothesis which relates the Reynolds stresses to the mean velocity gradients via equation (3) below:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij}. \quad (3)$$

Turbulent quantities in the Navier–Stokes equations are treated using the turbulent viscosity

μ_t is given by: $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_\mu = 0.085$.

According to literature survey, the RNG k - ε model is more consistent with the experimental data for the prediction of film cooling effectiveness than those obtained by other models. This model has been adopted in our work. A detailed explanation of the model formulation and test case validations can be found in specific literature [29]; whereas, only the mathematical equations of the model are presented here.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} - P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (5)$$

$$\text{or } C_{2\varepsilon} = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \text{ and } \eta = Sk / \varepsilon \text{ и } S = (2S_{ij} S_{ij})^{1/2}.$$

The constant of RNG k - ε model are mentioned below:

Table 2

Constants of turbulence model

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	η_0	β
0.0845	0.7194	0.7149	1.42	1.68	4.38	0.012

1.3. Mesh generation

The mesh sensitivity of film cooling (case of [28]) is investigated. In this case, we chose the hexahedral mesh with multizonal blocks. The mesh is refined in areas of high gradient as presented in Fig. 3.

The meshing sensitivity is performed for a blowing ratio $M = 0.5$. Figure 4 shows the comparison of the film cooling efficiency for different meshes. As presented in this figure, the coarse mesh (mesh 1) is less exact compared to the other two meshes. However, the increase in the grid number to 2 million (mesh 3) does not make a change in the centerline

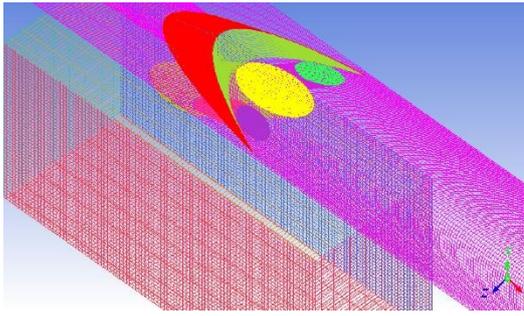


Fig. 3. The calculation grid for the BDSR-sister holes case.

efficiency results. The fine mesh (mesh 2) was chosen as optimal case and which gives the compromise between experimental agreement and CPU time.

2. Results and discussion

In the first section, the discussion will be based on the so-called laterally averaged adiabatic film cooling effectiveness $\langle \eta \rangle$, which is defined by:

$$\langle \eta \rangle = \frac{1}{L} \int \eta dz,$$

where L represents the spanwise dimension of the plate and η is the adiabatic film cooling effectiveness defined by:

$$\eta = (T_\infty - T) / (T_\infty - T_c),$$

where T_∞ and T_c stand for the main flow and the jet temperature, respectively. Adiabatic film cooling effectiveness is defined in such a way to be 1 for perfect cooling and 0 for no cooling at all, while averaged adiabatic film cooling effectiveness $\langle \eta \rangle$ is used to highlight the lateral spreading of the cold film over the blade.

Figure 5 presents the film cooling efficiency on the central line for different injection ratio. When looking at the centerline effectiveness η , it is seen that the present computations are in good agreement with experiment [28]. In general, the efficiency decreases monotonically away from the injection hole. It also decreases when the injection rate increases. These results are in agreement with the physical aspect related to the jet cooling separation, when the blowing ratio exceeds a critical value. We observed that the combine of sister holes with BDSR can enhance the film cooling efficiency. It is clear that the most favorable case is $M = 0.85$.

The contours can be used to describe the principal resulting flow features. However, they are more clearly showing the effect of blowing ratio on detailed film effectiveness distributions for all four cases (Fig. 6).

The three cases appear to improve the film cooling efficiency as compared to the baseline case. The BDSR-Sister holes design appears to have high effectiveness; this is due to anti-vortex pair resulting from dune and sister holes. Such present results indicate that the BDSR-Sister holes improve the film cooling over the plane plate.

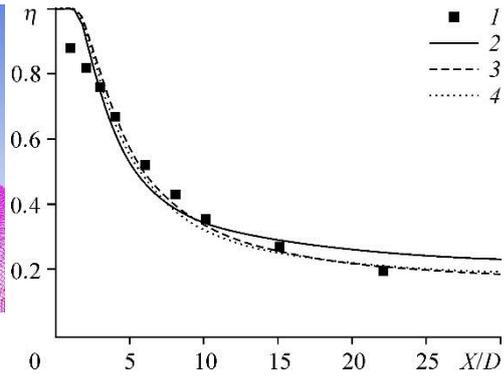


Fig. 4. Sensitivity grid, centerline adiabatic film cooling effectiveness for three different meshing.

1 — experimental data of [28], 2–4 — computational results obtained on the meshes with 1000000, 1500000, and 2000000 cells, respectively.

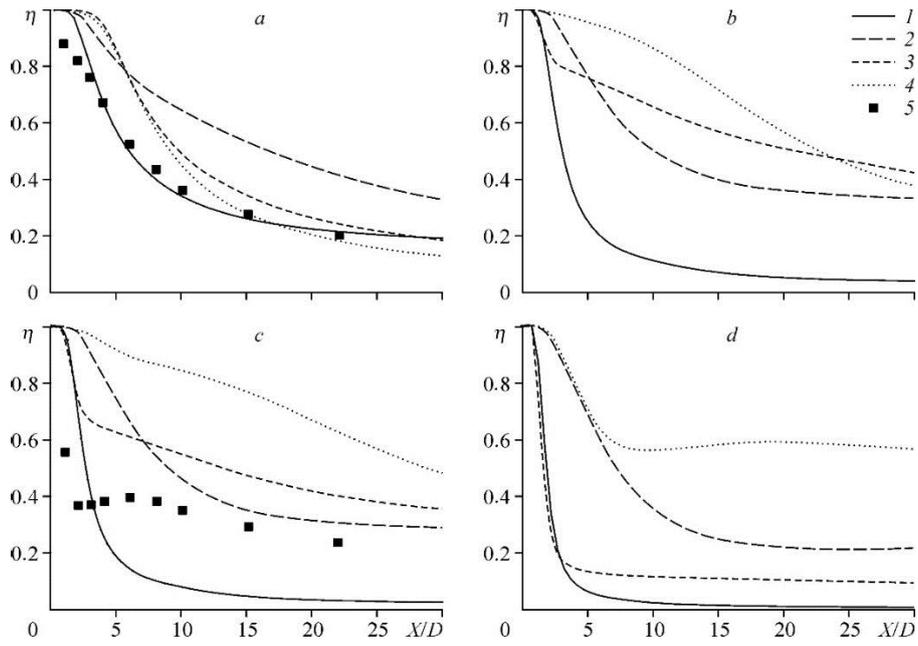


Fig. 5. Centerline adiabatic film cooling effectiveness. $M = 0.5$ (a), 0.85 (b), 1 (c), 1.5 (d); 1 — baseline configuration, 2 — sister holes, 3, 4 — BDSR and BDSR with sister holes, 5 — experimental data of [28].

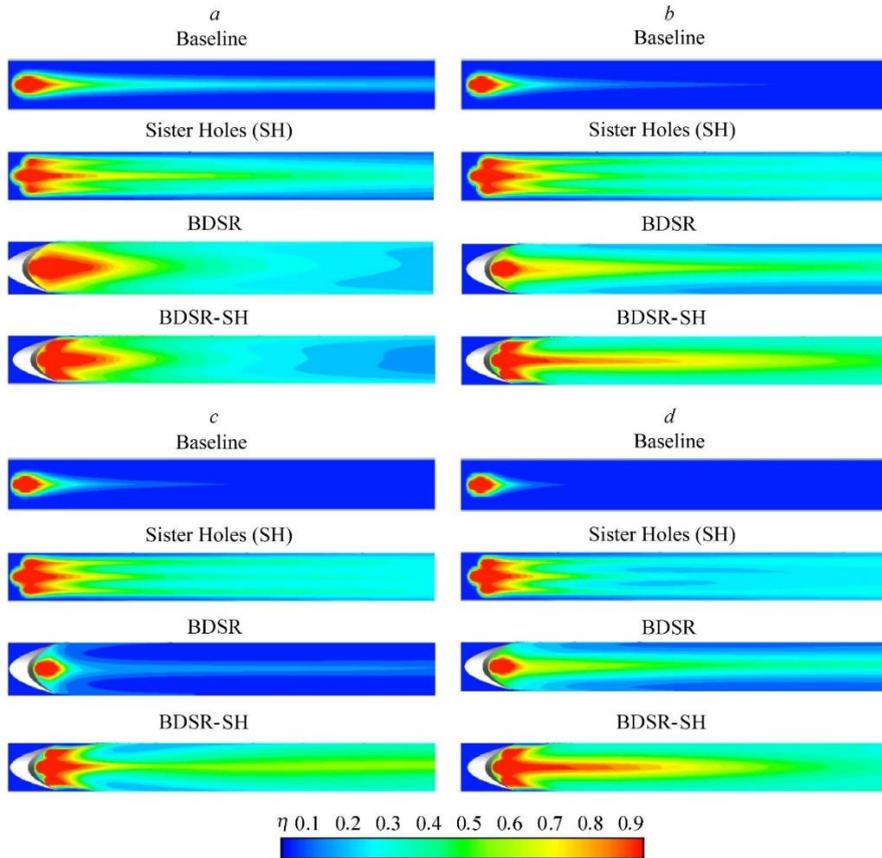


Fig. 6. Adiabatic film cooling effectiveness on the plate flat for different injection ratios for injection ratio $M = 0.5$ (a), 0.85 (b), 1 (c), and 1.5 (d) for configurations.

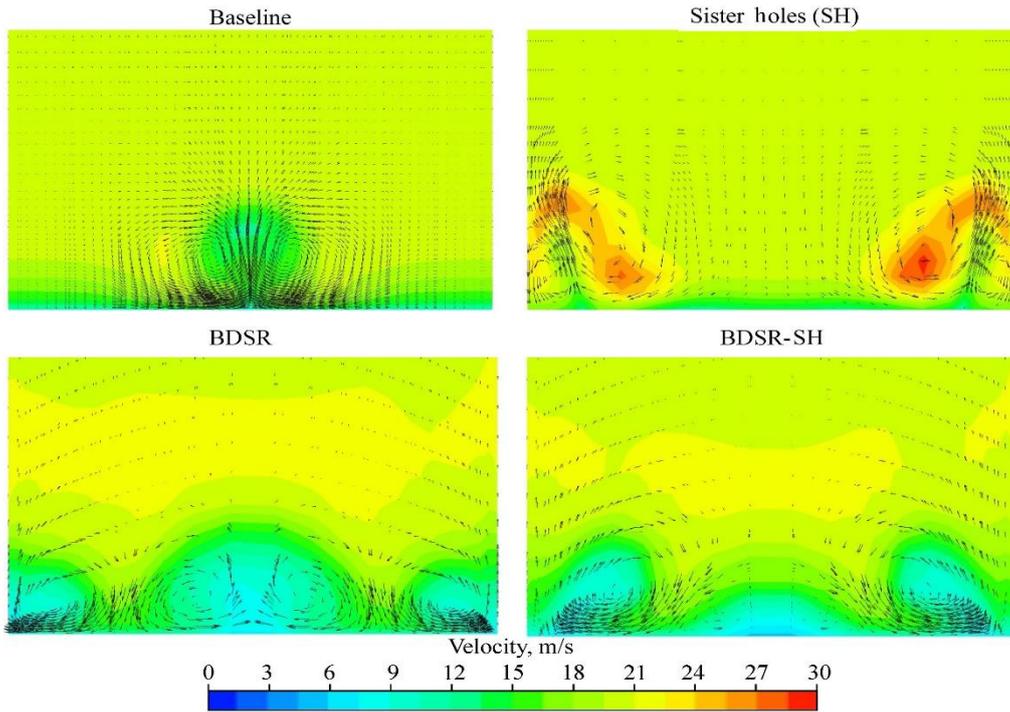


Fig. 7. Velocity vectors for four studied cases: the baseline, sister holes, BDSR and BDSR-sister holes for $M = 0.85$ at $X/D = 3$.

As presented in the work [27], the best method to improve film cooling efficiency is reducing the counter rotating vortex (CRV) by introducing anti-vortex pair (Anti-CRV). This latter makes the coolant flow stay attached to the plane plate. The new configuration that combine sister holes with BDSR was found to be better to reduce CRV from the surface as presented in Figs 7 and 8.

Figure 9 presents the effect of different geometries (baseline, sister holes, BDSR, and BDSR-sister holes) on laterally averaged effectiveness for four blowing ratios, $M = 0.5, 0.85, 1.0$ and 1.5 .

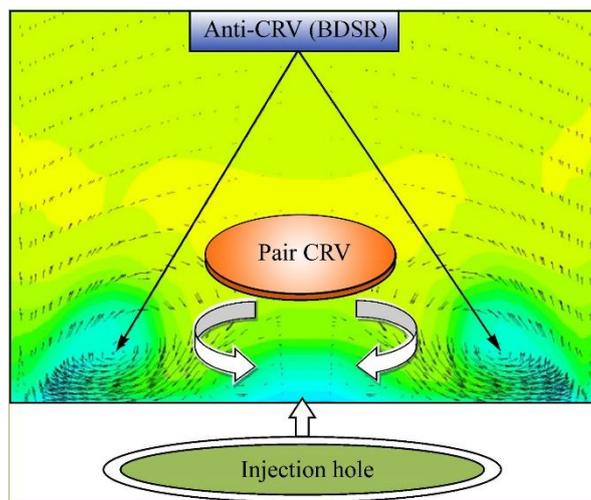


Fig. 8. Schematic of velocity vector.

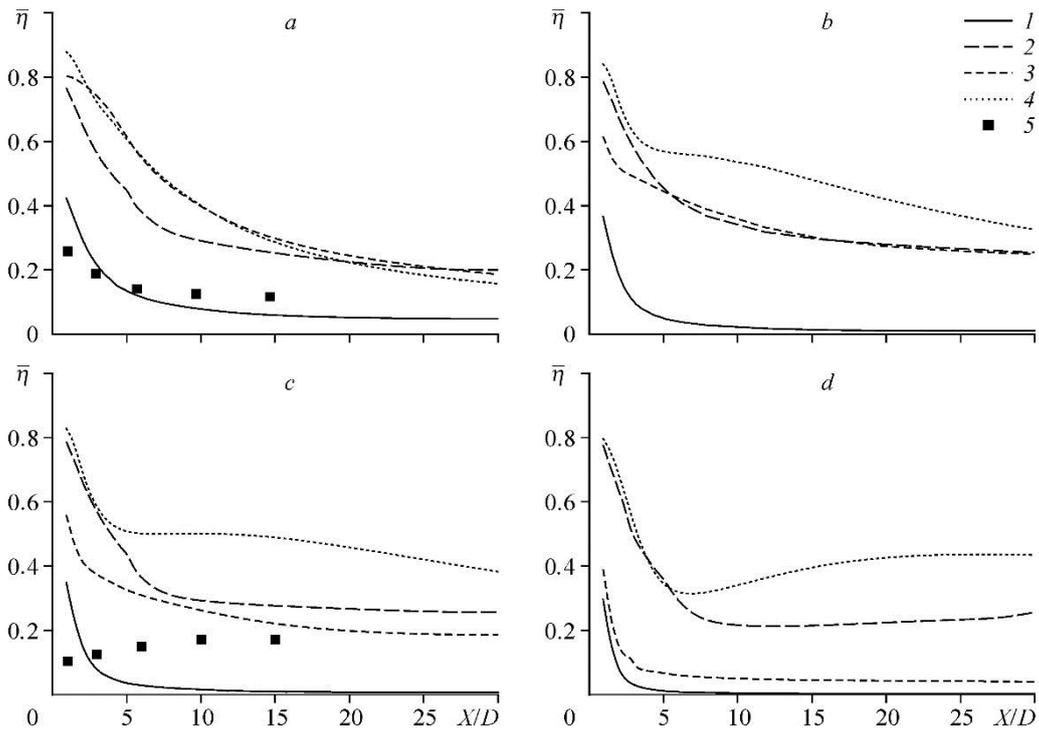


Fig. 9. Laterally averaged adiabatic film cooling effectiveness at $M = 0.5$ (a), 0.85 (b), 1 (c), and 1.5 (d).

1 — baseline configuration, 2 — sister holes,
 3, 4 — configurations BDSR and BDSR with sister holes, respectively, 5 — experimental data of [28].

For $M = 0.85$, BDSR-sister holes clearly provides the highest efficiency after hole. It can be seen that the film cooling efficiency for $M = 0.5$ are not much different between BDSR, and BDSR-sister holes cases. For the others blowing ratios, the new configuration BDSR-Sister holes enhance the film cooling effectiveness as compared for the other cases.

Conclusion

Numerical study was carried out on flow behavior and thermal characteristic of film cooling with four configurations, namely, the streamwise cylindrical injection, the case with an upstream Barchan dune shape ramp, the case with sister holes and the configuration that combines the Barchan dune shape with sister holes, taking into account the blowing ratio parameter ($M = 0.5, 0.85, 1.0, \text{ and } 1.5$). For the first case, which is used as baseline and validation, effectiveness of film cooling along the centerline, and lateral averaged distributions are compared to available data, which show that the present computation based on $k-\varepsilon$ RNG model predicts well the flow structure and thermal behavior. An improvement to the original streamwise cylindrical injection by using BDSR-sister holes was obtained. From the numerical modeling results obtained, we note that the most favorable rate for the four configurations is $M = 0.85$. The film cooling effectiveness over the plate was enhanced significantly by combining Barchane dune shape with sister holes.

Nomenclature

a, b — расстояния между центром основного отверстия и центром антивихревых отверстий в z - и x -directions, respectively, mm,	$P, Q,$ and R — angles of antivortex holes measured in top, side, and front planes, respectively, deg,
d — sister holes diameter, mm,	M — blowing ratio,
D — film-cooling hole diameter, mm,	T — local temperature, K,
L — spanwise dimension of the plate, mm,	U — flow velocity, m/s,
l — length of the injection hole, mm,	

Greek

η — adiabatic effectiveness,	μ_t — turbulent viscosity
$\langle \eta \rangle$ — laterally averaged adiabatic effectiveness,	
ρ — плотность,	

Subscripts

∞ — freestream condition,	c — input chamber (plenum) conditions.
----------------------------------	--

References

1. Ligrani P.M., Cirello S., and Bishop D.T., Heat transfer, adiabatic effectiveness, and injectant distributions downstream of a single row and two staggered rows of compound angle film-cooling holes, *Journal of Turbomachinery*, 1992, Vol. 114, No. 4, P. 687–700.
2. Ligrani P.M., Wigle J.M., Ciriello S., and Jackson S.M., Film-cooling from holes with compound angle orientations. Part 1. Results downstream of two staggered rows of holes with 3D spanwise spacing, *Journal of Heat Transfer*, 1994, Vol. 116, No. 2, P. 341–352.
3. Ligrani P.M., Wigle J.M., and Jackson S.M., Film-cooling from holes with compound angle orientations. Part 2. Results downstream of a single row of holes with 6D spanwise spacing, *Journal of Heat Transfer*, 1994, Vol. 116, No. 2, P. 353–362.
4. Jubran, B. A., Correlation and Prediction of Film Cooling from Two Rows of Holes, *Journal of Turbomachinery*, vol. 111, no. 4, pp. 502-509, 1988.
5. Azzi, A., and Jubran, B. A., Numerical modelling of film cooling from converging slot-hole, *Heat Mass Transfer*, vol. 43, no. , pp. 381–388, 2007.
6. Azzi, A., and Lakehal, D., Perspectives in Modeling Film Cooling of Turbine Blades by Transcending Conventional Two-Equation Turbulence Models, *Journal of Turbomachinery*, vol. 124, no. 3, pp. 472-484, 2002.
7. Leontiev A. I., Heat and Mass Transfer Problems for Film Cooling, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 509-527, 1999.
8. Rhee, D.H., Lee, Y.S., and Cho, H.H., Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer of Rectangular-shaped Film Cooling Holes, *ASME Paper GT2002*, pp. 1-12, 2002.
9. Benabed, M., Azzi, A., and Jubran, B. A., Numerical investigation of the influence of incidence angle on asymmetrical turbine blade model showerhead film cooling effectiveness, *Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 46, no. 8, pp.811–819, 2010.
10. Qin, M., Ju, D.Y., and Oba, R., Investigation of the influence of incidence angle on the process capability of water cavitations peening, *Surface & Coatings Technology*, vol. 201, no. 3, pp.1409-1413, 2006.
11. Zaman, K.B.M.Q., Rigby, D. L. and Heidmann, J. D., Experimental study of an inclined jet-in-cross-flow interacting with a vortex generator, *Journal of Propuls. Power*, vol. 26, pp.947-554, 2010.
12. Khorsi, A., and Azzi, A., Computation film cooling from three different holes geometries, *Mechanika*, vol. 6, no. 86, pp. 32–37, 2010.
13. Khalatov, A.A., Borisov, I.I., Dashevskiy, Yu.Ya., Kovalenko, A.S., and Shevtsov, S.V., Flat plate film cooling from a single-row inclined holes embedded in a trench: effect of

- external turbulence and flow acceleration, *Thermophysics and Aeromechanics*, vol 20, no 6, pp. 713–719, 2013.
14. Pakhomov, M.A., Terekhov, V.I., Khalatov, A.A., and Borisov, I.I., Film cooling effectiveness with injection through circular holes embedded in a transverse trench, *Thermophysics and Aeromechanics*, vol. 22, no. 3, pp., 329-338, 2015.
 15. Khalatov, A.A., Panchenko, N.A., Borisov, I.I., and Severina, V.V., Numerical Simulation of Film Cooling with a Coolant Supplied Through Holes in a Trench, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, vol 90, no 3, pp. 637–643, 2017. (См. Инженерно-физический журнал).
 16. Lebedev, V. P., Lemanov, V. V., Misyura, S. YA., and Terekhov, V. I., Effects of turbulence on film cooling efficiency, *J. Heat Mass Transfer*, vol. 38, no. 1, pp. 2117-2125, 1995.
 17. Li, H. M., and Hassana, I., The Effects of Counterrotating Vortex Pair Intensity on Film-Cooling Effectiveness, *Journal of Heat Transfer Engineering*, vol. 36, no. 16, pp. 1360–1370, 2015.
 18. Kusterer, K., Bohn, D., Sugimoto, T., and Tanaka, R., Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling, *Journal of Turbomachinery*, vol. 129, no. 4, pp. 809-815, 2007.
 19. Heidmann, J. D., and Ekkad, S., A Novel Antivortex Turbine Film-Cooling Hole Concept, *Journal of Turbomachinery*, vol. 130, no. 3, pp. 1–9, 2008.
 20. Khajehhasani, S., and Jubran, B.A, A Numerical Evaluation of the Performance of Film Cooling from a Circular Exit Shaped Hole with Sister Holes Influence, *Journal of Heat Transfer Engineering*, vol. 37, no. 2, pp.183–197, 2016.
 21. Khajehhasani, S., and Jubran, B.A., A Numerical Investigation of Film Cooling Performance through Variations in the Location of Discrete Sister Holes, *Applied Thermal Engineering*, vol. 107, 2016.
 22. Marc, J. E., and Jubran, B. A., A Numerical Study on Improving Large Angle Film Cooling Performance Through the Use of Sister Holes, *Journal of Numerical Heat Transfer*, vol. 55, no. 7, pp. 634–653, 2009.
 23. Marc, J. E., and Jubran, B. A., A Numerical Evaluation on the Effect of Sister Holes on Film Cooling Effectiveness and the Surrounding Flow Field, *Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 45, no. 11, pp. 1435–1446, 2009.
 24. Javadi, K., Taeibi-Rahni, M., Darbandi, M., Jet-into-crossflow boundary-layer control: innovation in gas turbine blade cooling, *AIAA J*, vol. 45, no. 12, pp. 2910– 2925, 2007.
 25. Dhungel, A., Lu, Y., and Phillips, W., Film Cooling From a Row of Holes Supplemented With Antivortex Holes, *Journal of Turbomachinery*, vol. 13, no. 2, pp.1-10, 2009.
 26. Na, S., and Shih, T., Increasing Adiabatic Film-Cooling Effectiveness by Using an Upstream Ramp, *Journal of Heat Transfer*, vol. 129, no. 4, pp. 464–471, 2006.
 27. Zhou, W., and Hu, H., Improvements of film cooling effectiveness by using Barchan dune shaped ramps, *Journal of Heat and Transfer*, vol. 103, pp. 443–456, 2016.
 28. Sinha A.K., Bogard D.G., and Crawford M.E., Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, *Trans. ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 113, no. 3, pp. 442–449, 1991.
 29. Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B., and Speziale, C.G., Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Physics of Fluids A*, Vol. 4, No. 7, P. 1510–1520, 1992.