

SIMULATION PAR FLUENT DU REFROIDISSEMENT DES AUBES D'UNE TURBINE A GAZ

M.T Mansouri, N. Belghar

Faculté des sciences et de la technologie, Université d'EL-Oued

Email:hod.taher@gmail.com

RESUME

Cet article concerne une étude analytique et numérique du refroidissement de l'aube d'une turbine à gaz. Nous avons utilisé le logiciel Fluent pour simuler les effets aérodynamiques et l'influence thermique sur l'aube. On s'intéresse en premier lieu à l'étude théorique de cette technique de refroidissement par film appliquée à une plaque plane pour aborder ensuite la simulation numérique par Fluent avec un modèle de turbulence $k-\varepsilon$ standard a été utilisé pour modéliser l'écoulement turbulent, où l'on s'intéresse beaucoup plus à l'aspect thermique de ce type d'écoulement en essayant d'explorer l'effet de la température sur l'aube.

Mot-clé : *turbine à gaz, convection, turbulence $k-\varepsilon$, code Fluent.*

ABSTRACT

This article concerns a study analytically and numerically the cooling of the dawn of a gas turbine. We used the Fluent software to simulate the aerodynamic effects and the thermal influence on the blade. We are interested primarily in the theoretical study of this technique applied to film cooling of a flat plate and then looking at the numerical simulation by Fluent model with a $k-\varepsilon$ turbulence standard was used to model the turbulent flow where there is much more interested in the thermal aspect of this type of flow trying to explore the effect of temperature on the blade.

Keyword: *gas turbine, convection, turbulence $k-\varepsilon$, code Fluent.*

1. INTRODUCTION

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

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

Les matériaux utilisés doivent supporter à la fois :

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

Des alliages réfractaires très spécifiques et des procédés très pointus (métallurgie des poudres pour les disques, coulée microcristalline pour les aubes) sont ainsi mis au point.

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

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

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

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

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

2. PROBLEME ETUDIE

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

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

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

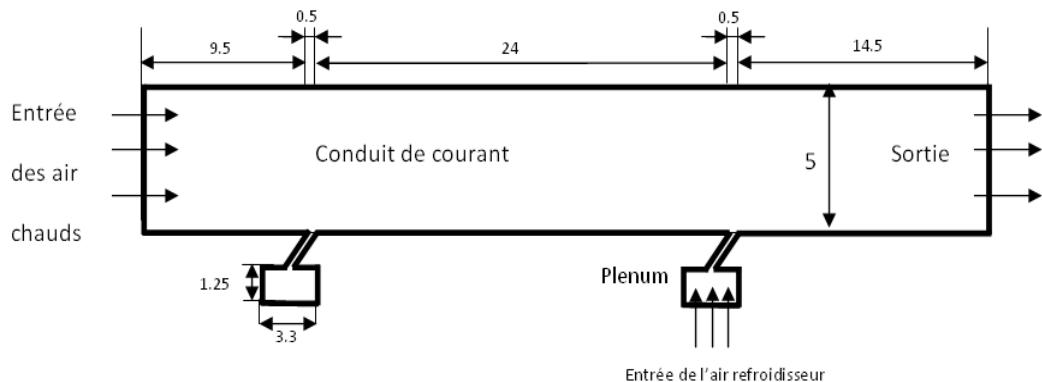


Figure.1 Géométrie étudiée.

3. FORMULATION MATHEMATIQUE

Les équations moyennées de la conservation de masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont respectivement :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{ij} - \rho \bar{u_i} \bar{u_j} \right) \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho H + \frac{1}{2} \rho \overline{u_i u_i} - p \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j H + u_j \frac{1}{2} \rho \overline{u_i u_i} \right) &= - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(q_j + \rho \overline{u_j h} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \left(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{u_i \tau_{ij}} - \rho \overline{u_j} \left(\frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \right) \right) \end{aligned} \quad (3)$$

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

Les nouveaux termes $\left(-\rho \overline{u_i u_j} \right)$ au nombre de six, qui apparaissent dans les équations de l'écoulement sont appelés les contraintes de Reynolds et demandent à être modélisés.

3.1. Modèle de turbulence k- ε

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

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

(4) modèle $k - \varepsilon$, il est défini par :

$$\nu_t = C_\mu \cdot f_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$$

(5) Les équations de transport pour 'k' et 'ε' :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + R_1 + R_2 \quad (6)$$

Avec : $\phi \equiv k$ ou ε

$$R_1 = \begin{cases} \Pi & \text{pour l'équation de } k \\ \frac{C_1 \cdot \varepsilon \cdot \Pi}{k} & \text{pour l'équation de } \varepsilon \end{cases}$$

$$R_2 = \begin{cases} -\rho \cdot \varepsilon & \text{pour l'équation de } k \\ -C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} & \text{pour l'équation de } \varepsilon \end{cases}$$

$$\Pi = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu_t \cdot R$$

(7)

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

$$R = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad (8)$$

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

$C_\mu = 0.09$	$C_1 = 1.44$	$C_2 = 1.92$	$\sigma_k = 1$	$\sigma_\varepsilon = 1.3$
----------------	--------------	--------------	----------------	----------------------------

3.2. Conditions aux limites

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

Nous avons imposé comme conditions aux limites de type vitesse appliquée aux deux entrées des gaz chauds, air de refroidissement.

- Pour l'air chaud écoulé avec une vitesse $U = 20$ [m/s].
- Pour la vitesse l'air de refroidissement s'écoule selon deux composantes suivant les axes OXY.

$$U_x = 5 \text{ [m/s]}, U_y = 10 \text{ [m/s]}.$$

- L'air chaud a une température d'entrée = 500 [k].
- L'air de refroidissement a une température d'entrée = 100 [k].
- Toutes les parois sont maintenues adiabatiques.
- Pour la turbulence, les conditions aux limites sont données selon le tableau suivant.

	Entrée air chauds	Entrée air refroidisseur
Intensité de la turbulence [%]	1	1
Diamètre hydraulique [in]	5	
Viscosité Ratio		10

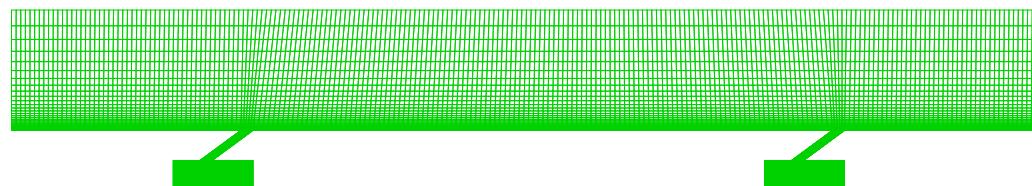


Figure.2 Grille de calcul.

4. RESULTATS ET INTERPRETATION

Les figures suivantes montrent clairement le contour de la température et de pression; vitesse lors de refroidissement sur la géométrie en question, ou on remarque bien dans cette phase le jet pénètre dans l'écoulement principal en se décollant de la surface de la plaque, donnant l'occasion aux gaz chauds de passer sous ce dernier en minimisant ainsi l'effet du refroidissement (illustration sur le phénomène de la turbulence).

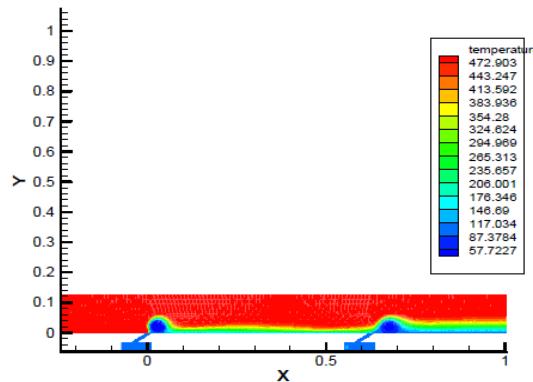


Figure.3 Contours de la température lors de refroidissement.

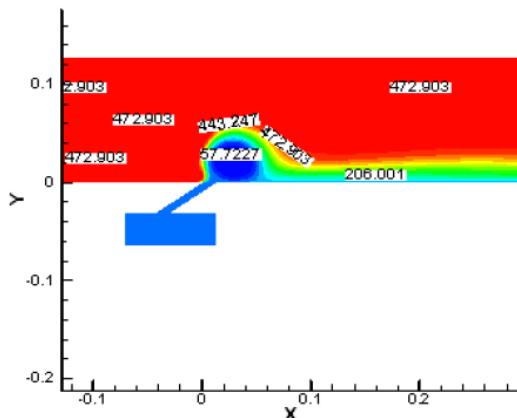


Figure.4 Zoom de la figure 3 illustre partie de refroidissement.

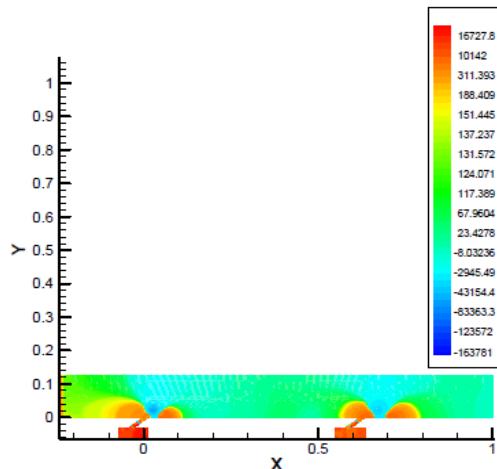


Figure.5 Illustration des champs de pression.

5. CONCLUSION

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

6. NOMENCLATURE

k : Energie cinétique turbulente	u, v, w : Composantes de vitesse
h : Coefficient d'échange thermique par convection cartésiennes	(x, y, z) : Coordonnées cartésiennes
P : Pression	δ_{ij} : Symbole de Kronecker
P' : Pression fluctuante	ε : Taux de dissipation
q : Flux de chaleur	ρ : Masse volumique
H : Enthalpie totale turbulente	ν_t : Viscosité cinématique
T : Température	μ : Viscosité dynamique
t : Temps	μ_t : Viscosité dynamique
\vec{u} : Vecteur vitesse visqueuses	τ_{ij} : Tenseur des contraintes de
\bar{u}_i : Vitesse moyenne	τ_t : Tenseur de Reynolds
u_i : Vitesse instantanée	ϕ : Variable généralisée
u'_i : Vitesse fluctuante	

7. REFERENCES

- [1] A. Bolcs, Turbomachines thermiques. EPFL Lausanne (1990).
- [2] B. Lakshminarayana, Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery. John Wiley & sons (1995).
- [3] A. Azzi, Investigation numérique du refroidissement par film appliquée aux aubes des turbines à gaz. Thèse de doctorat USTO Oran (2001).
- [4] Fluent Inc, Fluent 6.2 User's Guide. (2005).