



HAL
open science

Etude du refroidissement par film près du bord d'attaque d'une aube symétrique en utilisant un modèle de turbulence de second ordre (RSM)

Fadéla Nemdili, Abbès Azzi

► **To cite this version:**

Fadéla Nemdili, Abbès Azzi. Etude du refroidissement par film près du bord d'attaque d'une aube symétrique en utilisant un modèle de turbulence de second ordre (RSM). JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00164919

HAL Id: hal-00164919

<https://hal.science/hal-00164919>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ETUDE DU REFROIDISSEMENT PAR FILM PRES DU BORD D'ATTAQUE D'UNE AUBE SYMETRIQUE EN UTILISANT UN MODELE DE TURBULENCE DE SECOND ORDRE (RSM)

Fadéla Nemdili & Abbès Azzi

Laboratoire de Mécanique Appliquée, Faculté de Génie-Mécanique

Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, B.P. 1505 El-Mnaoua, Oran, Algeria

fad_nem@yahoo.fr ; abbesazzi@yahoo.fr

Résumé : Les performances du modèle de turbulence de second ordre proposé par [1] et noté SSG-RSM Model sont testées pour modéliser le phénomène du refroidissement par film appliqué sur le bord d'attaque d'une aube symétrique de turbine à gaz. Pour compléter l'étude le même calcul est réalisé par l'utilisation du modèle standard $k-\epsilon$ et les résultats des deux simulations sont comparés aux mesures expérimentales disponibles dans la littérature. La présente étude est réalisée à l'aide du code de calcul ANSYS CFX 5.7.1. Le cas étudié est une aube de turbine à gaz de forme symétrique munie de deux rangées de trous d'injection cylindrique positionnée de part et d'autre du bord d'attaque. Dans la présente étude, trois taux d'injection ont été testés et les résultats obtenus sous forme de contours de l'efficacité de refroidissement sur la surface de l'aube et l'efficacité latérale moyenne ont été comparés avec succès aux résultats expérimentaux.

Mots clés : Refroidissement par film ; Méthode des volumes finis ; Modélisation de la turbulence.

1 INTRODUCTION

Le refroidissement par film est pratiquement la méthode la plus efficace employée dans le domaine du refroidissement des aubes de turbines à gaz. Dans cette technique, de l'air relativement froid est ramené à travers des rangées de trous judicieusement aménagés dans le corps des aubes à refroidir pour être injecté dans l'espace inter-aube. Le but de cette technique étant de créer une couche d'air protectrice entre les gaz chauds émanant de la chambre de combustion et la surface de l'aube à refroidir. L'efficacité d'un tel procédé est influencée par plusieurs paramètres dont le taux d'injection, la forme des orifices d'injection et l'inclinaison des trous à travers lesquels l'air est injecté. Un autre paramètre géométrique très important réside dans la zone à refroidir. Plus spécialement le bord d'attaque de l'aube avec sa forme arrondi présente la zone la plus fragile du processus. Ceci est dû principalement au point de stagnation exposé aux très haute température des gaz chauds, la direction du jet qui est pratiquement en sens opposée par rapport à l'écoulement principal et enfin à l'épaisseur de la couche limite très mince dans cette région. Le but de cette étude est d'utiliser un modèle de turbulence de second ordre pour étudier le phénomène du refroidissement dans la zone bord d'attaque d'une aube symétrique. Notre étude s'intéresse à la prédiction numérique du champ thermique associé à ce type d'écoulement assez complexe par la résolution des équations moyennées de Navier-Stokes (*Reynolds Averaged Navier Stokes*), l'équation de l'énergie et un modèle de turbulence. Dans ce contexte, l'adoption de maillage curviligne de type *body-fitted*, épousant parfaitement les frontières curvilignes des orifices d'injection et les courbures des aubes ainsi que l'adoption de grilles de calcul structurées permet de surmonter le problème de la complexité géométrique lié à ce type de configuration. Par ailleurs, l'adoption de schémas de convection de haute précision appliqués suivant des techniques à limiteurs permet aussi de résoudre le problème de la dualité entre la précision et la stabilité des schémas

de calcul. Toutefois, au niveau de la modélisation de la turbulence le problème reste à ce jour un sujet d'investigation très important. En effet, il a été trouvé que les modèles de turbulence à deux équations basés sur le principe de la viscosité turbulente isotropique ainsi que certaines variantes de modèles non linéaires de type *Explicit Algebraic Stress Models* (EASM) sont loin de reproduire avec fidélité la configuration complexe régnant en aval du point d'injection [2]. La dispersion latérale du champ thermique est généralement sous-estimée et de ce fait le refroidissement de la paroi n'est pas fidèlement reproduit. D'autres études [3], employant des modèles plus sophistiqués de type *Reynolds Stress Models* (RSM) ont montré que ce choix ne produit pas systématiquement de meilleurs résultats que ceux obtenus par les modèles de premier ordre. Dans la présente étude il est question de tester les performances d'un modèle de second ordre de type RSM implémenté dans le code de calcul ANSYS CFX à reproduire la distribution du champ thermique autour de l'aube. Le modèle de l'aube utilisé dans cette étude a été testé expérimentalement par [4].

2 LE MODELE DE TURBULENCE

Dans la version CFX 5.7.1. utilisée, les équations moyennées de Reynolds sont résolues par une méthode aux volumes finis et un maillage hexahedral non structuré. Les variables de l'écoulement sont toutes stockées au centre du volume de contrôle et le couplage est réalisé par un schéma de correction de pression. Les termes de convection sont discrétisés par un schéma de second ordre sauf au niveau des discontinuités où il passe en premier ordre.

Pour des raisons de comparaison, deux stratégies sont adoptées dans la présente étude. La première utilise le modèle $k - \varepsilon$ [5], qui est un modèle de premier ordre de type isotropique. Ce modèle connu pour son universalité est utilisé comme état de base. Le deuxième modèle est de second ordre et nécessite la solution de six équations supplémentaires correspondantes au transport du tenseur des contraintes de Reynolds. Théoriquement, l'effort supplémentaire de calcul doit être traduit par une représentation plus fidèle du champ dynamique. Toutefois la complexité des équations et la nécessité d'introduire des modèles pour les termes non calculables rendent ce modèle moins stable et moins précis. Parmi les versions disponibles dans le code, la version dite SSG RSM [1] est la plus précise et aussi la plus recommandée. L'équation de transport des six composantes du tenseur de Reynolds s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \overline{u_i u_j}) = P_{ij} + \phi_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{2}{3} c_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon \quad (1)$$

Où ϕ_{ij} est la corrélation pression-contrainte et P_{ij} représente le terme de production.

Le taux de dissipation apparaît dans ce système est nécessite la résolution d'une équation de transport séparée.

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] \quad (2)$$

3 DESCRIPTION DU CAS TEST

L'aube utilisée dans cette étude a une forme symétrique de longueur 515mm et une largeur maximale de 72mm . Le bord d'attaque est muni d'un rangé de trous de part et d'autre de diamètre $D = 4\text{mm}$ et un espacement de $5D$. Les trous sont inclinés de 110° dans la direction longitudinale et à une position où le bord de fuite du trou se trouve à une distance de $s/D = 3.1$ du point de stagnation. La géométrie est représentée schématiquement sur la figure 1. La vitesse d'approche de l'écoulement principal est de l'ordre de 30m/s de façon à

ce que l'écoulement reste de nature incompressible. L'intensité de turbulence qui représente un indicateur de l'agitation turbulente par rapport au champ cinématique moyen est inférieure à 0.5%. Trois taux d'injection $M = \rho_c U_c / \rho_\infty U_\infty = 0.3, 0.5 \text{ et } 0.7$ sont testés dans cette étude. Le nombre de Reynolds basé sur la vitesse d'approche et le diamètre du trou d'injection est de l'ordre de 7950. L'énergie cinétique de turbulence et son taux de dissipation sont fixés en accord avec une intensité de turbulence de $Tu = 0.5\%$ et $\mu_t / \mu = 30$. La vitesse du fluide froid injecté par le tube est calculée suivant le taux d'injection $M = \rho_c U_c / \rho_\infty U_\infty$ et les quantités turbulentes suivant $Tu = 3\%$ et $k^{3/2} / \varepsilon = 0.3D$.

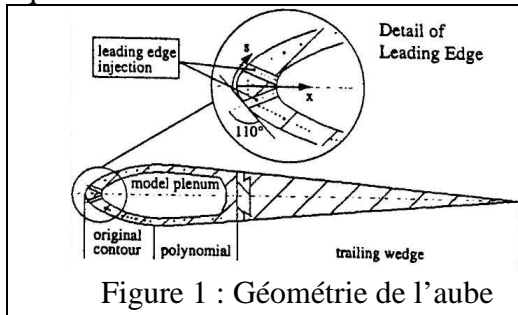


Figure 1 : Géométrie de l'aube

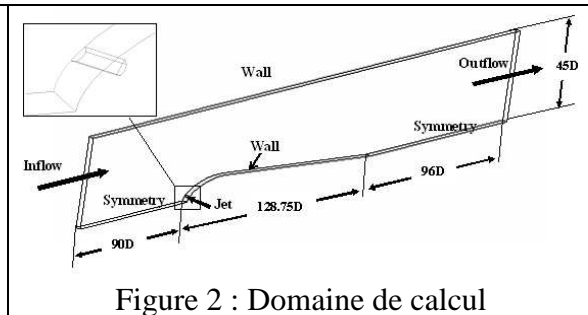


Figure 2 : Domaine de calcul

Des tests numériques préliminaires avec le taux d'injection le plus faible ont permis de dégager une grille de calcul optimale vis à vis de la précision et des moyens de calcul disponibles. La grille adoptée comporte environ un million d'éléments hexahédral distribué en 16 blocs distincts. La région au voisinage des orifices d'injection est améliorée par l'adoption d'un maillage en O est judicieusement raffiné. La Figure 3 représente un zoom de la grille construite par le logiciel ICEM de la suite ANSYS, Inc.

4 RESULTATS ET DISCUSSIONS

Sur la figure 4 sont comparés l'évolution de la moyenne latérale de l'efficacité calculée pour le taux d'injection 0.3 et par les deux modèles de turbulence. La figure montre clairement la supériorité du modèle RSM a surmonté les défaillances du modèle $k-\varepsilon$. Ce dernier est connu par sa sous estimation de la dispersion latérale du jet et par conséquent donne une sous estimation des valeurs de l'efficacité de refroidissement.

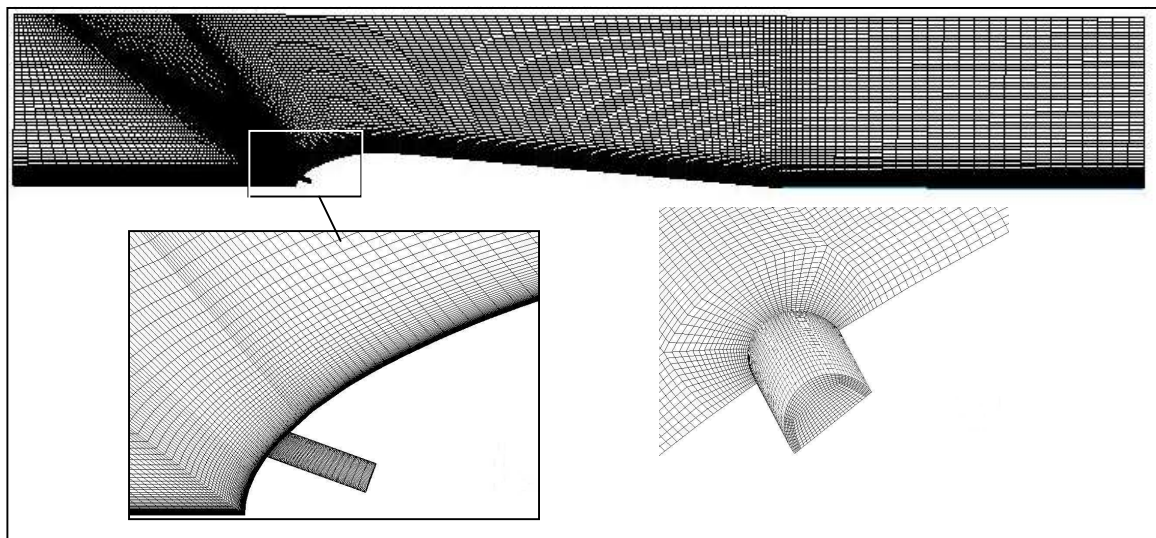


Figure 3 : Grille de calcul

Les résultats des trois taux d'injection calculés par le modèle RSM sont représentés sur la figure 5. L'allure des mesures expérimentales est bien reproduite mais avec moins de précision que celle marquée avec le plus faible taux d'injection. L'augmentation du taux d'injection contribue à la pénétration du jet dans le corps de l'écoulement et la détérioration de la protection thermique.

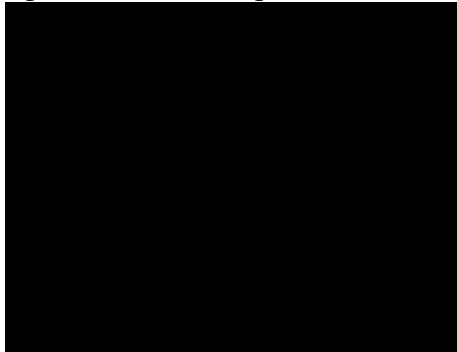


Figure 4 : Distribution de l'efficacité moyennée latéralement calculée par les deux modèles $k-\varepsilon$ et RSM (SSG) pour le cas $M=0.3$

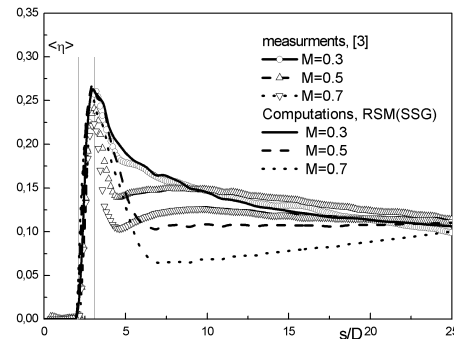


Figure 5 : Distribution de l'efficacité moyennée latéralement pour les trois taux d'injection, $M=0.3$; 0.5 et 0.7

A titre de comparaison le champ des vecteurs vitesses et les iso contours de l'efficacité des deux taux d'injection $M=0.3$ et $M=0.7$ sont représentés sur les figures 6 et 7 respectivement. Le décollement du jet et son reattachement plus loin ainsi que l'effet sur l'efficacité sont bien mis en évidence par les deux figures. Une zone de recirculation est observée juste au voisinage du trou d'injection pour un taux d'injection élevé.

Pour illustrer la trajectoire du jet et son interaction avec l'écoulement principal, les lignes de courant sont tracées sur la figure 8 pour les deux taux d'injection extrêmes.

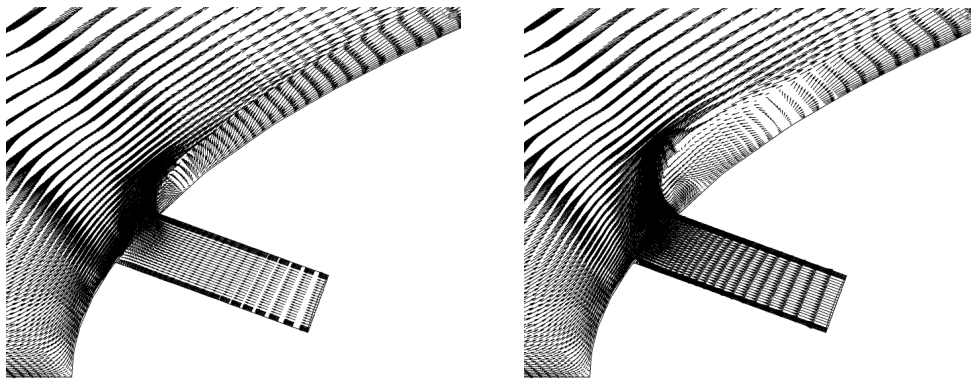


Figure 6 : Vecteurs vitesse sur le plan de symétrie, (gauche: $M=0.3$ et à droite: $M=0.7$)

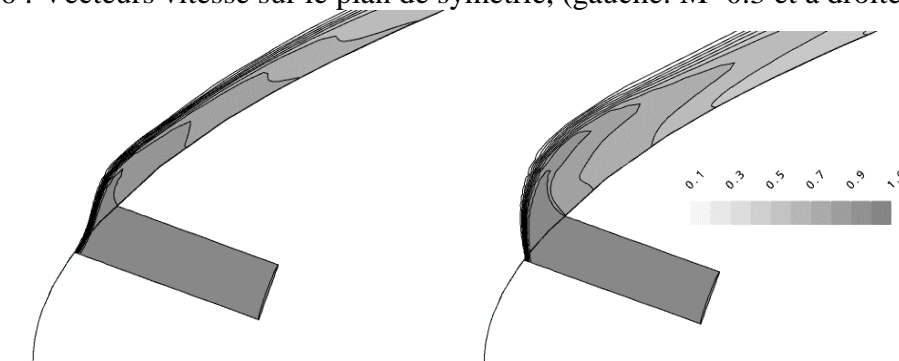
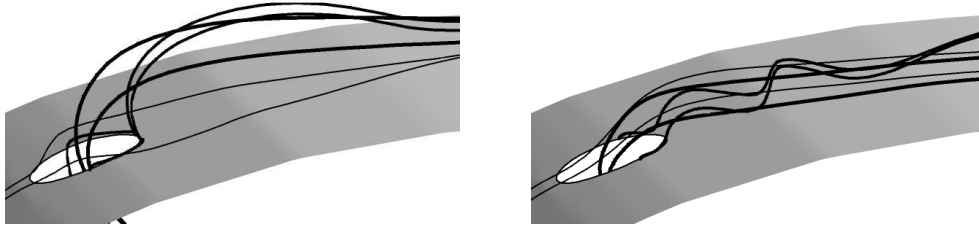


Figure 7 : Contours de l'efficacité sur le plan de symétrie, (Gauche: $M=0.3$ et à droite: $M=0.7$)

Figure 8 : Lignes de courant, $M=0.3$ et $M=0.7$

5 CONCLUSION

Dans cette étude le modèle de turbulence de second ordre de type RSM-SSG est utilisé pour prédire le champ dynamique et thermique autour d'une aube symétrique munie d'une rangée de trous d'injection de part et d'autre du bord d'attaque. La prédiction est très satisfaisante pour le plus faible taux d'injection. En augmentant le taux d'injection la prédiction est moins satisfaisante mais l'allure générale est bien reproduite.

Nomenclature

D	Diamètre du trou, m	Greek	
U	Vitesse, m/s	η	Efficacité de refroidissement par film
Tu	Intensité de la Turbulence	ρ	Densité
M	Taux d'injection	δ	Epaisseur de la couche limite
I	Quantité de mouvement	ε	Taux de dissipation turbulente
P_{ij}	Terme de production	μ	Viscosité dynamique
k	Energie cinétique turbulent	μ_t	Viscosité turbulente
C, c	Constantes du modèle de turbulence	ϕ_{ij}	Corrélation pression- contrainte

Références

- [1] C.G. Speziale, , S. Sarkar, et T.B. Gatski, Modelling the Pressure-Strain Correlation of Turbulence: An Invariant Dynamical Systems Approach" J. Fluid Mechanics, Vol. 277, pp. 245-272, 1991.
- [2] A. Azzi et D. Lakehal, Perspectives in Modeling Film Cooling of Turbine Blades by Transcending Conventional Two-Equation Turbulence Models, ASME J Turbomachinery 124: 472–484, 2002.
- [3] Ferguson, D.J., Walters, K.D., and Leylek, J.H. (1998) "Performance of Turbulence Models and Near-Wall Treatments in Discrete Jet Film Cooling Simulations," ASME 98-GT-438.
- [4] W. Haslinger et D.K. Hennecke, High Resolved Distribution of Adiabatic Film Cooling Effectiveness for Turbine Leading Edge Film Cooling, Paper ISABE 97-7113, AIAA, 1997.
- [5] W. P. Jones et B.E. Launder, The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence, International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, 1972.
- [6] D. Lakehal, G. Theodoridis et W. Rodi, Computation of Film Cooling of a Flat Plate by Lateral Injection from a Row of Holes", Int. Journal of Heat & Fluid Flow, 19, 5, pp. 418-430, 1998.