

# Étude numérique du champ thermique d'un jet rond turbulent impactant une plaque plane circulaire

Amina DERDOURI, Zoubir NEMOUCHI

Laboratoire d'Énergétique Appliquée et de Pollution  
Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de la Technologie.  
Université des Frères Mentouri- Constantine 1, route d'Ain-El-Bey, Constantine 25000, Algérie

[aminaderdouri@yahoo.fr](mailto:aminaderdouri@yahoo.fr)

**Résumé** - Le présent travail est une étude numérique par la programmation en Fortran du transfert de chaleur d'un jet turbulent axisymétrique en moyenne et stationnaire en moyenne, impactant perpendiculairement une plaque plane circulaire. Cette configuration est d'un intérêt important. En effet, elle est utilisée dans le secteur industriel pour le refroidissement ou le chauffage localement et de manière efficace d'une zone bien déterminée d'une surface. Le modèle k-ε standard a été adopté pour tenir compte de la turbulence dans l'écoulement. Le programme en Fortran qui résout les équations différentielles partielles régissant est basé sur la méthode des volumes finis. Des conditions de flux de chaleur constant ont été imposées au niveau de la paroi. Une étude paramétrique a été réalisée. Les effets du nombre de Reynolds et de la distance buse-paroi sur le comportement thermique de l'écoulement ont été explorés.

**Mots Clés** : Jet impactant, transfert de chaleur, turbulence, modèle k-ε, nombre de Nusselt, programmation en FORTRAN.

## Nomenclature

$C_1, C_2, C_D, C_\mu$ Constantes du modèle k-ε	T température moyenne, K
$V_x$ vitesse moyenne suivant x, m/s	Symboles grecs
$V_r$ vitesse moyenne suivant r, m/s	$\varepsilon$ taux de dissipation, $m^2/s^3$
x, r coordonnées du système cylindrique, m	$\mu$ viscosité dynamique, kg/m.s
k énergie cinétique turbulente, $m^2/s^2$	$\mu_t$ viscosité dynamique turbulente, kg/m.s
D diamètre du jet, m	$\mu_{eff}$ viscosité dynamique effective, kg/m.s
Y distance à partir de la paroi, m	$\kappa$ constante de Von Karman

## 1. Introduction

Les jets impactant sont des approches très efficaces qui assurent un meilleur transfert de chaleur et/ou de masse entre un fluide et une partie localisée d'une surface solide. L'importance du jet impactant apparaît dans de nombreuses applications, par exemple: l'évaporation de l'eau de la pâte à papier, le refroidissement des feuilles métalliques ou plastiques, le refroidissement des aubes de turbine et des composants électroniques. Il existe plusieurs travaux sur les jets impactant dans la littérature, par exemple : Cooper et al. [1], Baughn et Shimizu [2], Craft et al [3], Candelier et al. [4], Zidouni et Mataoui [5], Dairay et al. [6], Del Frate et al. [7], Tummers et al [8], Anwarallah et al [9], Chen et al [10], Uddin et al [11], Pancet et al. [12].

Dans ce papier nous présentons une étude numérique par la programmation en FORTRAN du transfert de chaleur par jet d'air turbulent axisymétrique en moyenne et stationnaire en moyenne impactant une plaque plane circulaire à l'aide du modèle de turbulence k-ε. Le but de ce travail est de tester les effets du nombre de Reynolds et de la distance buse-paroi sur le champ thermique.

## 2. Équations

La figure 1 montre le domaine d'étude considéré dans ce travail. Les dimensions géométriques de ce problème sont identiques à celles choisies dans l'étude expérimentale de Cooper et al [1].

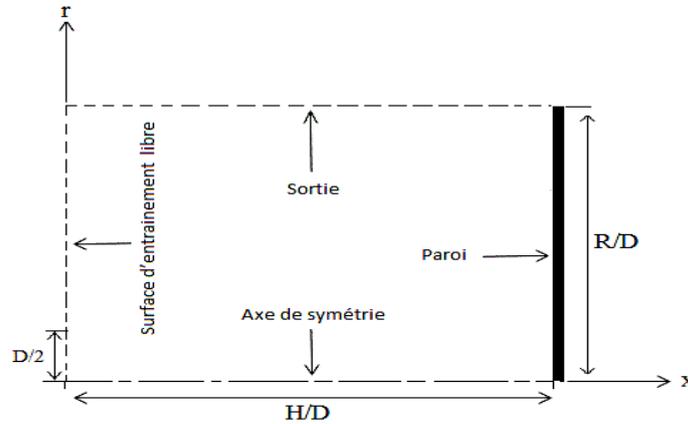


Figure 1 : Frontières du domaine d'étude.

Les détails géométriques, d'écoulement et les propriétés du fluide sont résumés dans les tableaux 1 et 2.

Tableau 1 : détails de la géométrie et valeurs du nombre de Reynolds

D	26 mm
H/D	2, 6 et 10
R/D	9
Re	23000 et 70000

Tableau 2 : propriétés du fluide

Viscosité dynamique $\mu$ ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ )	$1.7894 \times 10^{-5}$
Conductivité thermique $k$ ( $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ )	0.0242
Chaleur spécifique $C_p$ ( $\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ )	1006.43
Nombre de Prandtl $Pr$	0.71

Les équations traduisant les comportements dynamique et thermique sont celles de la continuité, la quantité de mouvement et l'énergie.

Equation de continuité :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

Equation de quantité de mouvement axiale :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r v_r v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_x v_x}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right] + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho \overline{u_r u_x}}{\partial r} - \frac{\partial \rho \overline{u_x^2}}{\partial x} \quad (2)$$

Equation de quantité de mouvement radial :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \rho r V_r V_r}{\partial r} + \frac{\partial \rho V_x V_r}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 V_r}{\partial x^2} \right] + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_r}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial V_x}{\partial r} \right) \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho \overline{u_r^2}}{\partial r} - \frac{\partial \rho \overline{u_r u_x}}{\partial x} \quad (3)$$

Equation de l'énergie :

$$\rho C_p \frac{\partial T V_x}{\partial x} + \frac{\rho C_p}{r} \frac{\partial r T V_r}{\partial r} = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] - \frac{\rho c_p}{r} \frac{\partial r \overline{u_r t}}{\partial r} - \rho c_p \frac{\partial \overline{u_x t}}{\partial x} \quad (4)$$

Avec  $V_x, V_r$  les composantes de vitesse moyenne,  $u_x, u_x$  les composantes de vitesse fluctuante,  $\overline{u_r u_x}, \overline{u_x^2}, \overline{u_r^2}$  les contraintes de Reynolds et  $\overline{u_x t}, \overline{u_r t}$  les doubles corrélations vitesse-fluctuante/température-fluctuante.

### a. Modèle de turbulence

Le modèle k-ε est un modèle à deux équations de transport: une pour l'énergie cinétique turbulente k et l'autre pour le taux de dissipation ε. Il est basé sur le concept de Boussinesq. Il consiste à introduire dans les équations moyennées une viscosité turbulente telle que :

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (5)$$

$$\text{et } -\overline{\rho u_i t} = \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6)$$

$$\text{avec } \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Equation de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial \rho k V_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho k V_r}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + G - C_D \rho \varepsilon \quad (8)$$

Equation de la dissipation :

$$\frac{\partial \rho \varepsilon V_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho \varepsilon V_r}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

$$\text{avec } G = \mu_t \left[ \left( \frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + 2 \left( \frac{V_r}{r} \right)^2 \right] \quad (10)$$

Les valeurs des constantes du modèle sont données dans le tableau 3 :

Tableau 3 : constantes du modèle k-ε

$C_\mu$	$C_D$	$C_1$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$\sigma_T$
0.09	1.0	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9

### b. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont résumées dans le tableau 4 :

Tableau 4: Conditions aux limites

Frontière	Conditions aux limites
Entrée	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Profils établis pour la composante axiale de vitesse <math>V_x</math>, <math>k</math> et <math>\epsilon</math>, tirés d'une simulation à l'aide du code de CFD Fluent, d'un écoulement dans une conduite droite.</li> <li>2. <math>V_r = 0</math> [m/s]</li> <li>3. <math>T = 293</math> [K]</li> </ol>
Surface d'entraînement libre	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. La pression étant connue, la composante de vitesse normale à la surface est obtenue de l'équation de continuité locale.</li> <li>2. <math>k = 10^{-4} V_{in}^2</math> [<math>m^2/s^2</math>]</li> <li>3. <math>\epsilon = \rho C_\mu k^2 / \mu / 10</math> [<math>m^2/s^2</math>]</li> <li>4. <math>T = 293</math> [K]</li> </ol>
Axe de symétrie	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>V_r = 0</math> [m/s]</li> <li>2. <math>\frac{\partial V_x}{\partial r} = \frac{\partial k}{\partial r} = \frac{\partial \epsilon}{\partial r} = \frac{\partial T}{\partial r} = 0</math></li> </ol>
Paroi	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>V_r = V_x = 0</math> [m/s]</li> <li>2. <math>\epsilon = C_\mu^{3/4} k^{3/2} / \kappa y</math> [<math>m^2/s^2</math>] dans les cellules près de la paroi</li> <li>3. <math>\frac{\partial k}{\partial x} = 0</math></li> <li>4. Flux de chaleur <math>q = 200</math> [w/m<sup>2</sup>]</li> </ol>
Sortie	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>\frac{\partial V_r}{\partial r} = \frac{\partial V_x}{\partial r} = \frac{\partial k}{\partial r} = \frac{\partial \epsilon}{\partial r} = \frac{\partial T}{\partial r} = 0</math></li> </ol>

### 3. Détails sur la méthode numérique

La simulation de l'écoulement a été faite par une version adaptée du programme de calcul en fortran TEAM (*Turbulent Elliptic Algorithm Manchester*). Ce dernier est basé sur la méthode des volumes finis. La discrétisation des termes intégréo-différentiels est effectuée par le schéma numérique la loi de puissance PLDS. Le couplage pression-vitesse a été traité par l'algorithme SIMPLE [13].

Le maillage généré est non uniforme 90x80 cellules, bien raffiné dans la région de cisaillement maximal située sur le prolongement de la paroi de la buse d'où sort le jet et près de la paroi d'impact, figure 2.

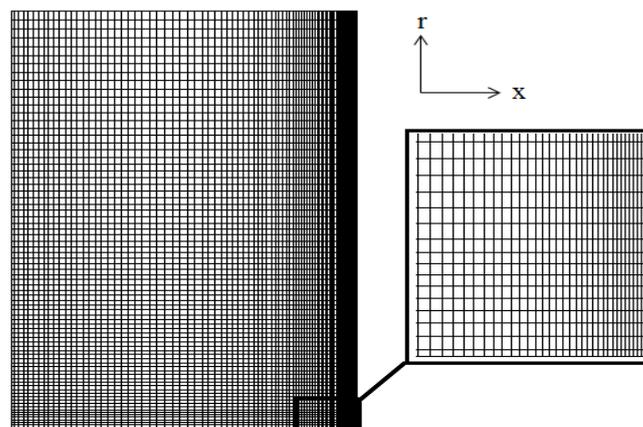


Figure 2 : Maillage

## 4. Résultats

### a. Effet de maillage

Concernant les calculs du jet impactant, pour minimiser le temps d'exécution, le maillage a été optimisé. Pour cela une analyse de la sensibilité de la solution au maillage a été faite. Des solutions ont été obtenues en utilisant différents maillages, (50 x 45), (90 x 80) et (140 x 120). Des profils radiaux de la vitesse axiale, Figure 3, et de l'énergie cinétique turbulente, Figure 4 en une position axiale (à  $x = 0.1$  m) et des profils axiaux en une position radiale (à  $r = 0.1$  m), Figures 5 et 6 sont illustrés, permettant ainsi la comparaison des solutions.

D'après ces Figures, on remarque que les profils de vitesse et de l'énergie cinétique turbulente pour les deux grilles (90 x 80) et (140 x 120) sont presque identiques. Par conséquent, nous avons choisi le maillage (90 x 80). Tous les résultats présentés ci-après ont été obtenus avec ce maillage.

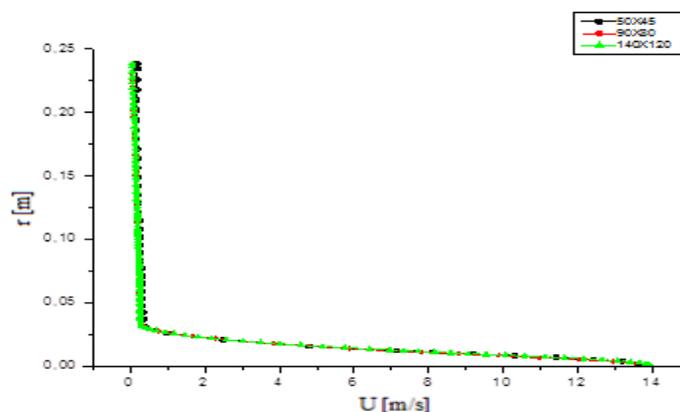


Figure 3 : Profil radial de vitesse axiale à  $x = 0.1$ m, obtenu avec différents maillages

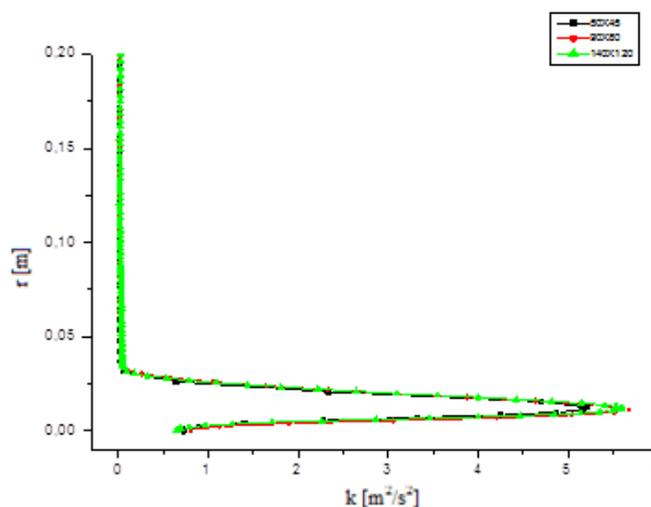


Figure 4 : Profil radial de  $k$  à  $x = 0.1$ m, obtenu avec différents maillages.

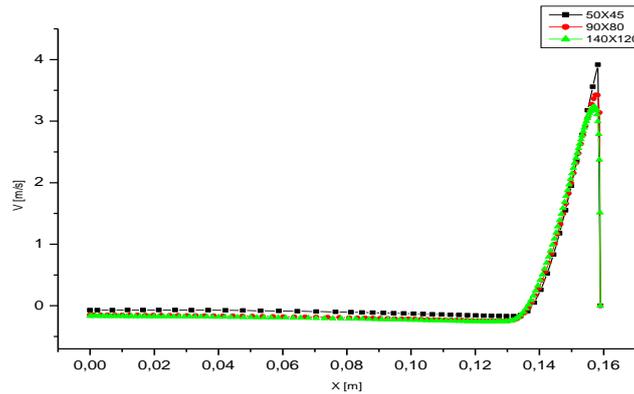


Figure 5 : Profil axial de vitesse radiale à  $r = 0.1m$ , obtenu avec différents maillages.

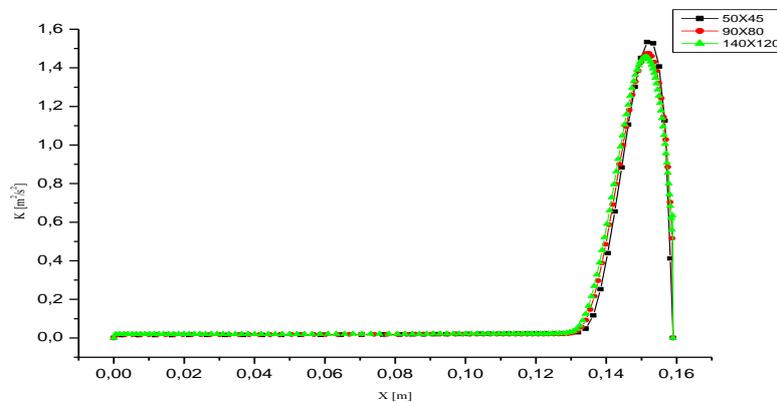


Figure 6 : Profil axial de  $k$  à  $r = 0.1m$ , obtenu avec différents maillages.

Les résultats numériques du présent travail sont comparés avec ceux expérimentaux de BAUGHN et SHIMIZU [2], et ceux numériques de CRAFT [3] obtenus avec le modèle  $k$ - $\epsilon$ . Ces auteurs ont testé la performance d'autres modèles de turbulence non considérés ici. Les données ont été tirées de la base de données 'ERCOFTAC data-base' [14] pour un jet turbulent axisymétrique avec un nombre de Reynolds  $Re = 70000$  et une distance  $H/D = 6$ .

La figure 7 illustre la variation du nombre de Nusselt local en fonction du rayon le long de la paroi d'impact, normalisé par le diamètre de la buse. L'allure décroissante de la courbe est bien captée par les résultats du présent travail. Un désaccord est remarqué dans la région de stagnation. Ce défaut de surestimation du nombre de Nusselt dans la zone entourant le point d'impact, par le modèle  $k$ - $\epsilon$ , est assez consistant avec ce qui a été rapporté dans la littérature, voir CRAFT [3].

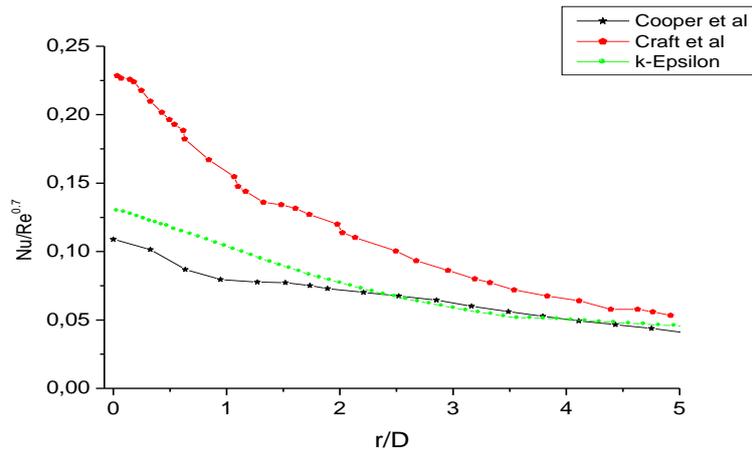
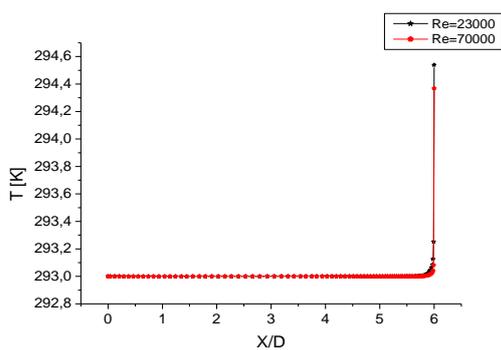


Figure 7 : Variation du nombre de Nusselt local sur la surface d'impact.

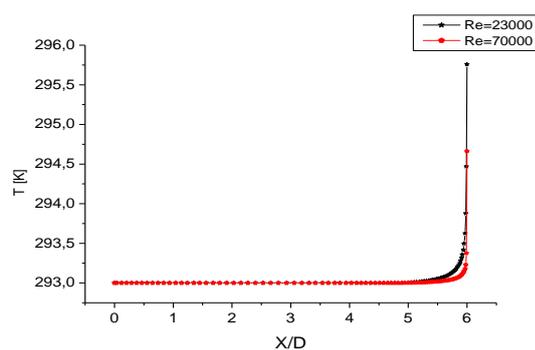
**b. Effet du nombre de Reynolds**

Les résultats présentés dans cette partie ont été obtenus en utilisant deux valeurs du nombre de Reynolds  $Re = 23000$  et  $70000$  et une distance buse-paroi fixe  $H/D = 6$ .

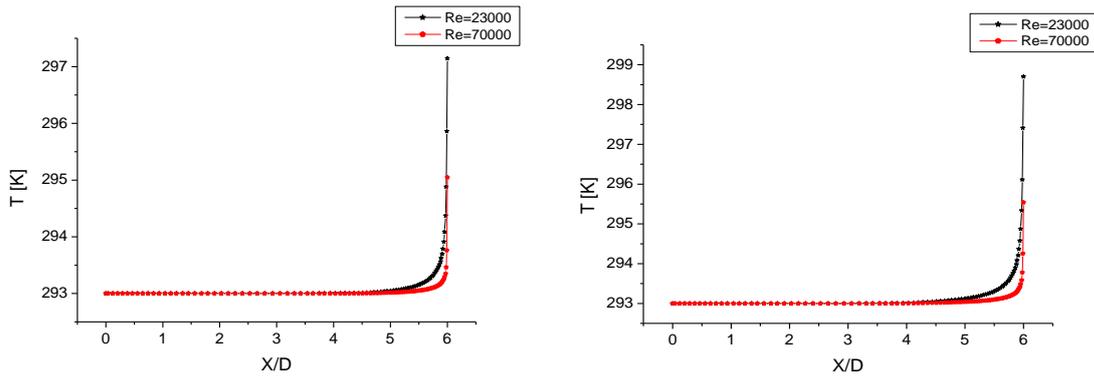
Les figures 8 a, b, c et d représentent la variation de la température en fonction de la distance axiale  $x/D$  aux positions radiales  $r/D = 1, 4, 6$  et  $8$  pour deux valeurs du nombre de Reynolds. Dans tous les cas, la température augmente sur la surface solide en s'éloignant de la zone d'impact. Les courbes indiquent que, pour un flux de chaleur constant imposé à la paroi, quand on augmente le nombre de Reynolds, la température à la paroi diminue, ce qui signifie que la surface d'impact est mieux refroidie. On remarque aussi que, pour un nombre de Reynolds de plus en plus faible, la chaleur est transférée par conduction de la paroi vers des couches de plus en plus éloignées indiquant une couche limite thermique relativement épaisse. Inversement, un nombre de Reynolds élevé, signifie un transfert de chaleur par convection plus dominant et donc une couche limite thermique plus mince.



a)  $r/D=1$



b)  $r/D=4$



c)  $r/D=6$

d)  $r/D=8$

Figure 8 : Variation de température – effet du nombre de Reynolds.

La figure 9 illustre l'effet du nombre de Reynolds sur le comportement du nombre de Nusselt le long de la paroi d'impact. Un nombre de Reynolds plus élevé entraîne un nombre de Nusselt plus grand, ce qui est prévisible parce que la surface est mieux refroidie. Cela s'explique par le fait que plus on augmente la vitesse d'impact du jet, la température de la paroi se rapproche de celle du jet libre (valeur de référence).

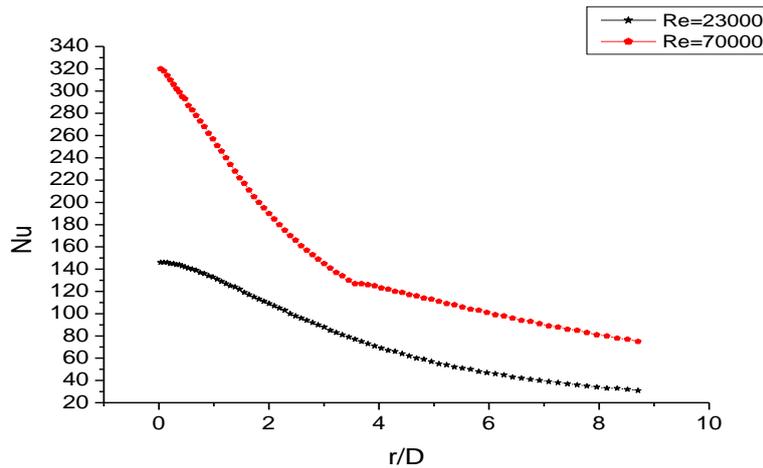


Figure 9 : Variation de Nu en fonction de  $r/D$  – effet du nombre de Reynolds

### c. Effet de la distance buse-paroi d'impact

Les résultats présentés ont été obtenus en utilisant une valeur fixe du nombre de Reynolds,  $Re = 70000$  et en considérant trois distances buse-paroi  $H/D = 2, 6$  et  $10$ .

Les figures 10 a, b, c et d illustrent les profils de température en fonction de la distance  $x/D$  aux positions radiales  $r/D = 1, 4, 6$  et  $8$ . Les courbes indiquent que plus la distance entre la buse et la paroi d'impact est grande, plus les températures sur la surface sont élevées et donc moins elle (cette surface) est refroidie. L'explication est que pour  $H/D$  élevé, la vitesse d'approche du jet près de la paroi est faible, impliquant un flux convectif réduit et donc un refroidissement de la surface moindre.

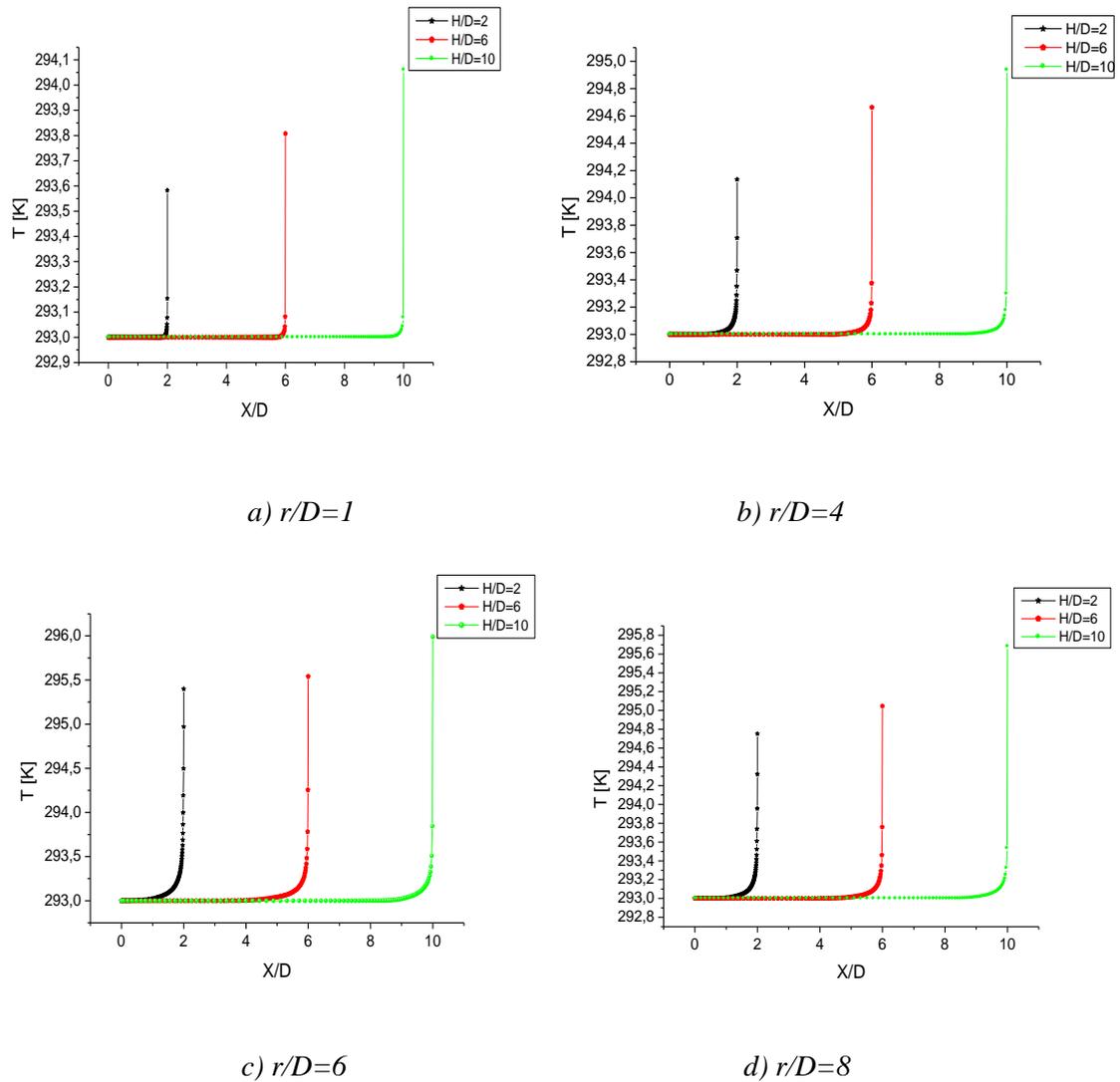


Figure 10 : Variation de la température – effet de la distance  $H/D$ .

La figure 11 illustre l'effet de la distance buse-paroi sur la distribution du nombre de Nusselt sur la surface d'impact. Plus la buse d'où sort le jet est éloignée de la paroi d'impact, moins cette dernière (la paroi) est refroidie. La raison est que la vitesse d'impact étant diminuée, la température à la paroi reste relativement élevée par rapport à celle du jet.

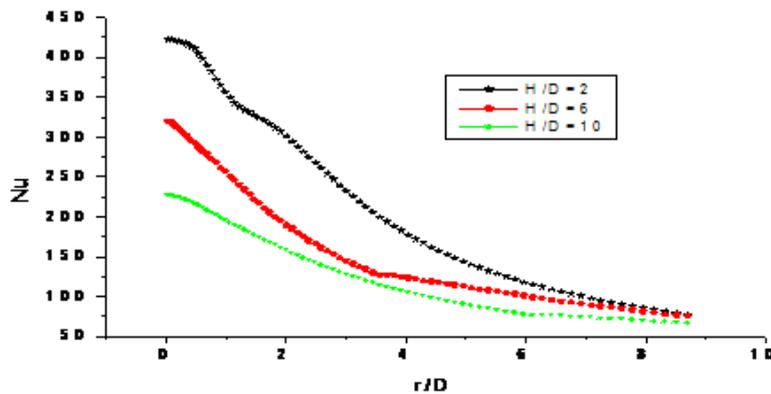


Figure 11 : Variation de  $Nu$  en fonction de  $r/D$  – effet de la distance  $H/D$ .

## 5. Conclusion

Des jets turbulents axisymétriques impactant perpendiculairement une paroi plane circulaire, ont été simulés numériquement à l'aide d'un programme de calcul en Fortran. Les résultats montrent que le modèle k- $\epsilon$  standard s'est avéré non satisfaisant pour tenir compte des effets de turbulence sur les champs caractéristique moyens.

Il a été mis en évidence que le nombre de Reynolds et la distance entre la buse et la paroi d'impact ont une forte influence sur le comportement thermique de l'écoulement.

## Références

65. D. Cooper, D. C. Jackson, B. E. Launder, G. X. Liao, Impinging jet studies for turbulence model assessment –I. Flow-field experiments. *Int. J. Heat Mass Transfer* 36, 10, (1993). 2675-2684.
66. J.W. Baughn, S. Shimizu, Heat transfer measurement from a surface with uniform heat flux and an impinging jet. *ASME J.Heat Transfer*, 111, (1989). 1096-1098.
67. T. J. Craft, L. J. W. Graham, B. E. Launder, Impinging jet studies for turbulence model assessment - II. An examination of the performance of four turbulence models. *Int. J. Heat Mass Transfer* 36, 10, (1993). 2685-2697.
68. C. Fabien, B. Philippe, C. Philippe, G. Zakaria, Etude expérimentale d'un jet laminaire impactant une plaque plane chauffée, 13<sup>èmes</sup> journées internationales de thermique, (2007), 28-30 Aout, Albi, France.
69. K. F. Zidouni, A. Matoui, Simulation numérique d'un transfert thermique d'un jet rond impactant une cavité cylindrique, revue des Energie Renouvelables CER'07 Oujda, (2007).259-264.
70. T. Dairay, V. Fortune, E. Lamballais, Brizzi, Simulation numérique directes d'un jet impactant, 20<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Besançon, France, Aout -29 Septembre (2011).1-6
71. L. Del frate, F M, C. Galassi, D. Auria, G. Galassi, ,CFD Simulations of a Normally-Impinging Jet from a Circular Nozzle, International Conference Nuclear Energy for New Europe, Bovec, Slovenia, 12-15 September (2011).
72. M. J. Tummers, J. Jacobse, S. G. J. Voorbrood, Turbulent flow in the near field of a round impinging jet. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 54, (2011). 4939–4948.
73. M. Anwarullah, V. Vasudeva rao, K.V. Sharma, Effect of Nozzle Spacing on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of an Impinging Circular Jet in Cooling of Electronic Components, *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering* ,4,1, (2012).7-12.
74. H.J. Chen, B. Moshfegh , M. Cehlin, Numerical investigation of the flow behavior of an isothermal impinging jet in a room. *Int. J. Building and Environment*, 49, (2012).154-166.
75. N. Uddin, S. Neumann, B. Weigand, LES simulations of an impinging jet: On the origin of the second peak in the Nusselt number distribution.*Int. J.Heat and Mass Transfer* 57, (2013). 356–368.
76. P. Sebastiene, N. Thien duy, H. Souad, P. JULIEN, V, Stephane, Transfert de chaleur et de masse par un jet impactant dans un système discoïde rotor- stator, XI<sup>ème</sup> Colloque Interuniversitaire Franco-québécois sur la Thermique des Systèmes, Reims, France. 3-5 juin (2013).
77. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
78. Ercoftac open database, <http://www.ercoftac.mech.surrey.ac.uk>