

# INFLUENCE DE LA CONDUCTION AXIALE SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION MIXTE DANS UN TUBE VERTICAL SOUMIS A UNE CONDITION DE FLUX DE CHALEUR VARIABLE DANS L'ESPACE

A. Omara<sup>1</sup>, S. Abboudi<sup>2</sup>, M. Boumaza<sup>3</sup>

1. Laboratoire de Physico-Chimie des Surfaces et Interfaces (LPCSI)

B.P 424, Skikda 21000, Algérie, Email : abdomara@yahoo.fr

2. Centre de recherches sur les Ecoulements, surfaces et transfert (CREST)  
Université de Belfort-MontBélliard, site de Sévenans, 90010 Belfort, France

3. Laboratoire de Génie Climatique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur,  
Université de Mentouri, Constantine, Algérie

## RESUME

On présente les résultats d'une étude numérique sur la convection mixte laminaire favorable et conjuguée dans une conduite circulaire soumise à un flux de chaleur variable dans l'espace. Les résultats numériques sont présentés pour les grandeurs adimensionnelles thermiques et hydrodynamiques suivantes : le flux de chaleur pariétal  $Q_f / Q$ , les températures moyennes du fluide et de la paroi et le profil de vitesse axiale  $u^*$ , en fonction du rapport des conductivités paroi-fluide  $K$ , du rapport entre l'épaisseur et le diamètre du tube  $\Delta$ , du nombre de Grashof et du nombre de Reynolds. Cette étude démontre qu'une importante quantité d'énergie fournie à la section chauffée est redistribuée en amont de celle-ci lorsque les valeurs de  $K$  et de  $\Delta$  sont élevées et lorsque le nombre de Reynolds est faible. Il en résulte un maximum de  $Q_f / Q$  inférieur à un et une asymétrie de la courbe de ce dernier par rapport à la mi-section chauffée. Pour un nombre de Grashof donné, ces deux phénomènes s'accroissent aux valeurs élevées de  $K$  et/ou  $\Delta$  et aux faibles valeurs de Reynolds. Aux valeurs élevées du nombre de Reynolds, le maximum de  $Q_f / Q$  est très proche de un avec une très faible asymétrie et ceci quelles que soient les valeurs du rapport de  $K$  et/ou  $\Delta$ . Indiquant que la conduction axiale pariétale est devenue négligeable. De plus, pour un rapport  $\Delta$  donné, les résultats indiquent une distorsion du profil de vitesse essentiellement au centre de la section chauffée aux faibles valeurs de  $K$  et aux valeurs élevées de Reynolds. Pour des valeurs de  $K$  et de  $\Delta$  importantes et aux faibles nombres de Reynolds, la distorsion de ce dernier s'étend du milieu de la section centrale jusqu'à l'entrée de cette dernière et la section de préchauffage.

**Mots clés :** conduction axiale, convection mixte, flux de chaleur variable, profil de vitesse axiale, flux de chaleur pariétal.

## NOMENCLATURE

$C_p$	chaleur spécifique à pression constante, J/.kg. k	$Q$	flux de chaleur imposé à la surface extérieure, w .m <sup>2</sup>
$k_f$	conductivité thermique du fluide, w/m .K	$Q_{wi}$	flux de chaleur à l'interface paroi-fluide, w .m <sup>2</sup>
$k_s$	conductivité thermique de la paroi, w/m .k	$R_i$	rayon intérieur de la conduite, m
$K$	= $k_s/k_f$ rapport des conductivités	$R_e$	rayon extérieur de la conduite, m
$p$	pression, Pa	$D$	= $2R_i$ , m
$P$	pression adimensionnel	$u$	vitesse axiale, m .s <sup>-1</sup>
$\nu$	viscosité cinématique, m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	$v$	vitesse radiale, m .s <sup>-1</sup>
$Gr$	= $g\beta QD^2/\nu^2 k_f$	$V$	vitesse moyenne, m .s <sup>-1</sup>
$g$	accélération de la pesanteur, m .s <sup>-2</sup>	Symboles grecs	
$z, r$	coordonnées axiale et radiale, m	$\beta$	coefficient d'expansion thermique
$L_u$	longueur de la section de pré-chauffage	$\Delta$	= $(R_e - R_i)/D$
$L_d$	longueur de la section de post-chauffage	$L_h$	longueur de la section centrale

## 1. INTRODUCTION

La convection mixte dans les écoulements internes en présence d'une paroi épaisse présente un intérêt considérable en raison de ses nombreuses applications qui concernent par exemple les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des centrales nucléaires.

Une revue de la littérature révèle que les études théoriques sur la convection mixte conjuguée se limitent à des conditions aux limites imposées à la surface extérieure de la paroi constantes et uniformes [1-3]. D'une façon générale ces études montrent une redistribution du flux de chaleur à l'interface paroi-fluide dans les sections adiabatiques situées en amont et en aval de la section centrale directement chauffée sous l'influence du terme de la conduction axiale dans la paroi.

En pratique le flux de chaleur ou la température imposée à la surface extérieure de la paroi peut varier le long de la direction axiale ou radiale. Le manque d'informations sur le comportement thermique et hydrodynamique du système sous l'effet combiné d'une condition aux limites variable et du terme de la conduction axiale dans la paroi nous a incité à présenter cette étude, en montrant l'influence des propriétés physiques et géométriques sur les grandeurs énergétiques et hydrodynamiques suivantes : la température moyenne du fluide, la température moyenne de la paroi, le flux de chaleur pariétal et le profil de vitesse le long de l'axe de la conduite dans le cas d'une paroi soumise à un flux de chaleur de la forme ( $Q=Q_0 \cdot \sin(\mathbf{p}^*z/L_C)$ ,  $z$  : coordonnée axiale et  $L_C$  : longueur de la section chauffée).

## 2. EQUATIONS GOUVERNANTES

Le problème considéré consiste en l'étude du transfert de chaleur par convection mixte pour un écoulement vertical ascendant à l'intérieur d'une paroi cylindrique épaisse soumise à un flux de chaleur variable dans l'espace sur une large partie centrale  $L_C$  isolée en amont et en aval sur des longueurs égales afin de permettre l'étude de la diffusion thermique axiale dans le fluide et dans la paroi.

Dans le système des équations de conservation de bilan de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie dans le fluide et dans la paroi, nous avons retenu les hypothèses simplificatrices suivantes : (i) l'écoulement et le transfert de chaleur sont axisymétriques et bidimensionnels (pas de variation azimutale); (ii) l'écoulement est incompressible, laminaire et stationnaire; (iii) les propriétés thermophysiques du fluide ( $C_p$ ,  $\mathbf{n}$ ,  $k_f$  et  $\mathbf{b}$ ) et du solide ( $I_s$ ) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du tube; (iv) la masse volumique varie linéairement avec la température dans le terme de gravitation de l'équation de la quantité de mouvement selon l'axe de la conduite (approximation de boussinesq); (v) le fluide pénètre dans la section adiabatique amont (section de préchauffage) avec une température constante et uniforme et un profil de vitesse laminaire pleinement établi.

Compte tenu des hypothèses simplificatrices décrites ci-dessus, les équations adimensionnelles gouvernantes du système s'écrivent :

Conservation de la masse

$$\frac{1}{\mathbf{h}} \frac{\partial(\mathbf{h}v^*)}{\partial \mathbf{h}} + \frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{x}} = 0 \quad (1)$$

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale

$$v^* \frac{\partial v^*}{\partial \mathbf{h}} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial \mathbf{x}} = -\frac{\partial P}{\partial \mathbf{h}} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{1}{\mathbf{h}} \frac{\partial}{\partial \mathbf{h}} \left( \mathbf{h} \frac{\partial v^*}{\partial \mathbf{h}} \right) - \frac{v^*}{\mathbf{h}^2} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial \mathbf{x}^2} \right] \quad (2)$$

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale

$$v^* \frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{h}} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{x}} = -\frac{Gr}{Re^2} \mathbf{q} - \frac{\partial P}{\partial \mathbf{x}} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{1}{\mathbf{h}} \frac{\partial}{\partial \mathbf{h}} \left( \mathbf{h} \frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{h}} \right) + \frac{\partial^2 u^*}{\partial \mathbf{x}^2} \right] \quad (3)$$

Conservation de l'énergie dans le fluide

$$v^* \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} + u^* \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{x}} = \frac{1}{Pe} \left[ \frac{1}{\mathbf{h}} \frac{\partial}{\partial \mathbf{h}} \left( \mathbf{h} \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} \right) + \frac{\partial^2 \mathbf{q}}{\partial \mathbf{x}^2} \right] \quad (4)$$

Conservation de l'énergie dans la paroi

$$K \left[ \frac{1}{\mathbf{h}} \frac{\partial}{\partial \mathbf{h}} \left( \mathbf{h} \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} \right) \right] + K \frac{\partial^2 \mathbf{q}}{\partial \mathbf{x}^2} = 0 \quad (5)$$

$$u^* = u/V \quad v^* = v/V \quad \eta = r/D \quad \xi = z/D \quad \theta = k_f(T-T_0)/QD \quad P = (p + \rho_0 g z)/\rho_0 V^2 \quad (D = 2R_i) \quad (6)$$

Les conditions aux limites adimensionnelles sont :

- entrée de la conduite :

$$u^*=2[1-(2\eta)^2] \quad v^*=0 \quad \theta=0 \quad 0 \leq \eta < \frac{1}{2} \quad (7)$$

$$u^* = 0 \quad v^* = 0 \quad \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{x}} = 0 \quad \frac{1}{2} \leq \eta \leq \frac{1}{2} + \Delta \quad (8)$$

- sections de pré-chauffage et de post-chauffage :  $0 < \xi < L_u$  et  $L_u + L_h < \xi < L_u + L_h + L_d$

$$\frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad v^* = 0 \quad \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad \eta = 0 \quad (9)$$

$$u^* = 0 \quad v^* = 0 \quad \eta = \frac{1}{2} \quad (10)$$

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad \eta = \frac{1}{2} + \Delta \quad (11)$$

- section chauffée :  $L_u < \xi < L_u + L_h$

$$\frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad v^* = 0 \quad \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad \eta = 0 \quad (12)$$

$$u^* = 0 \quad v^* = 0 \quad \eta = \frac{1}{2} \quad (13)$$

$$K \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} = \sin\left(\frac{\mathbf{p}z}{L_c}\right) \quad \eta = \frac{1}{2} + \Delta \quad (14)$$

- sortie de la conduite :

$$\frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad \frac{\partial v^*}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad 0 \leq \eta < \frac{1}{2} \quad (15)$$

$$u^* = 0 \quad v^* = 0 \quad \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{h}} = 0 \quad \frac{1}{2} \leq \eta \leq \frac{1}{2} + \Delta \quad (16)$$

Les longueurs adimensionnelles des trois sections du tube étudié ont été fixées comme suit : la longueur de la section chauffée  $L_h = z_c/D = 10$ . Cette valeur permet le développement thermique et hydrodynamique de l'écoulement fluide. La longueur de la section de préchauffage  $L_u = z_u/D = 10$  et celle de postchauffage  $L_d = z_d/D = 10$ .

### 3. METHODOLOGIE NUMERIQUE

La résolution numérique du système d'équations est obtenue en utilisant la méthode des volumes finis de Patankar [4] et l'algorithme SIMPLE. Le couplage entre la paroi et le fluide est obtenu en utilisant une procédure qui considère un domaine de calcul incluant le fluide et la paroi dans lequel la surface extérieure de la paroi coïncide avec les conditions aux limites imposées au système. Le maillage utilisé est variable suivant la direction axiale et radiale. Ce dernier suit la méthode suggérée par Patankar [4], dite : méthode de type B. Cette dernière permet la localisation des faces des volumes de contrôles aux bornes ainsi qu'aux discontinuités du domaine de calcul.

Comme il à été suggéré par Patankar[4], les valeurs de la température et de la pression sont calculées dans les nœuds principales et les valeurs des deux composantes de la vitesse dans les nœuds décalées. L'équation algébrique résultante, pour un point P et une variable scalaire  $\phi(u, v, T \text{ et } p)$  est donnée par :

$$a_p \mathbf{f}_p = a_e \mathbf{f}_e + a_w \mathbf{f}_w + a_n \mathbf{f}_n + a_s \mathbf{f}_s + b$$

Les coefficients  $a_p, a_e, a_w, a_n, a_s$  sont obtenus en utilisant un schéma d'interpolation hybride et  $b$  est le terme source. Les équations résultantes sont non linéaires et ont été résolues par une méthode itérative ligne-par-ligne

faisant intervenir l'algorithme TDMA. Le nombre de nœuds utilisés respectivement suivant la direction axiale et radiale est  $120 \times 38$ . Suivant la direction axiale les 120 points sont répartis comme suit : 30 dans la section de pré-chauffage, 80 dans la section centrale et 30 dans la section de post-chauffage. Suivant la direction radiale, nous avons utilisé 30 points dans le fluide et 8 points dans la paroi.

Le maillage utilisé est raffiné aux endroits à gradients de température et de vitesse élevés : à l'interface paroi-fluide, à l'entrée de la conduite et à l'interface entre la zone centrale d'une part et, d'autre part les zones de pré-chauffage et de post-chauffage.

La convergence de la solution globale a été considérée atteinte lorsque le changement relatif de la température et de la vitesse axiale entre deux itérations successives est inférieur à  $10^{-4}$  sur l'ensemble des nœuds du domaine étudié.

Le code numérique utilisé dans ce travail a été validé par comparaison avec le cas d'un flux de chaleur constant et uniforme [2].

## 4. RESULTATS NUMERIQUES

On se basant sur les équations gouvernantes du système présentées ci-dessus, on constate que les paramètres dominants le transfert de chaleur par convection mixte conjuguée sont : le rapport des conductivités thermique paroi-fluide  $K$ , le rapport de l'épaisseur de la paroi au diamètre hydraulique  $\Delta$ , les nombres de Reynolds  $Re$ , de Grashof  $Gr$  et de Peclet  $Pe$ .

Etant donné le nombre de ces paramètres et des différentes combinaisons possibles, nous nous sommes limités à la présentation d'une quantité raisonnable de solutions. Ainsi, pour cette étude, le nombre de Grashof est pris égal à  $5 \cdot 10^3$ ,  $10^4$  et  $15 \cdot 10^3$ . Le nombre de Prandtl à 5, ce qui représente un fluide dont les propriétés sont similaires à celle de l'eau et le nombre de Reynolds est égal à 1 et 10. Le rapport des conductivités  $K$  est égal à 1, 50 et 100. Enfin, deux valeurs de 0.05 et 0.01 ont été assignées au rapport  $\Delta$  afin de couvrir la gamme d'épaisseur des tubes utilisés en pratique.

Les résultats numériques sont présentés pour les grandeurs adimensionnelles suivantes : la vitesse axiale, le flux de chaleur pariétal et les températures moyennes du fluide et de la paroi.

### 4.1. Profil de vitesse axiale

#### 4.1.1. Influence du nombre de Grashof et de Reynolds

Pour trois valeurs du nombre de Grashof  $Gr=5 \cdot 10^3$ ,  $10^4$  et  $15 \cdot 10^3$ , un rapport des conductivités thermique  $K=50$ , un rapport  $\Delta=0.05$  et pour un nombre de Reynolds égal 10, nous présentons figures 1 ( $Gr=5 \cdot 10^3$ ), 2 ( $Gr=10^4$ ) et 3 ( $Gr=15 \cdot 10^3$ ), l'évolution radiale de la vitesse axiale adimensionnelle  $u^*$ , pour différentes positions axiales de la conduite ( $x=z/D=0, 10, 15, 20, 30$ ), relatives respectivement à l'entrée de la section de préchauffage, l'entrée, le milieu et la sortie de la section chauffée et la sortie de la section de post-chauffage.

A travers ces figures, on constate que la distorsion du profil de vitesse  $u^*$  est limitée à la section centrale directement chauffée. Au centre de cette dernière ( $x=z/D=15$ ), on remarque que cette distorsion dépend considérablement du nombre de Grashof au point où la valeur de la vitesse axiale adimensionnelle  $u^*$  sur l'axe de la conduite passe d'une valeur de 1.2 ( $Gr=5 \cdot 10^3$ ) à une valeur d'environ 0.32 ( $Gr=15 \cdot 10^3$ ). Cette limitation de la distorsion de  $u^*$  au centre de la section centrale est due d'une part au profil du flux de chaleur imposé à la surface extérieure de la paroi et, d'autre part au faible influence du terme de la conduction axiale ( $Re=10$ ).

Aux faibles valeurs du nombre de Reynolds,  $Re=1$  et pour les mêmes valeurs des autres grandeurs citées auparavant, nous présentons figures 4 ( $Gr=5 \cdot 10^3$ ), 5 ( $Gr=10^4$ ) et 6 ( $Gr=15 \cdot 10^3$ ), l'évolution de la même grandeur  $u^*$ . En comparant ces figures avec ceux du cas précédent, on s'aperçoit que la distorsion de  $u^*$  s'étend à l'entrée de la section centrale, donnant lieu à des valeurs négatives de  $u^*$  sur l'axe de conduite. On note encore que la distorsion de  $u^*$  à l'entrée de la section centrale reste comparable à celle relative au centre de cette dernière. En effet, dans ce cas le terme de la conduction axiale est dominant devant celui de la conduction radiale, conduisant à une diffusion d'une quantité d'énergie importante vers l'entrée de la section centrale et la section de préchauffage, donnant lieu à une variation important de la température dans ces zones.

Pour tous les cas que nous avons présentés, le profil de vitesse à l'entrée et à la sortie de la conduite reste toujours parabolique.

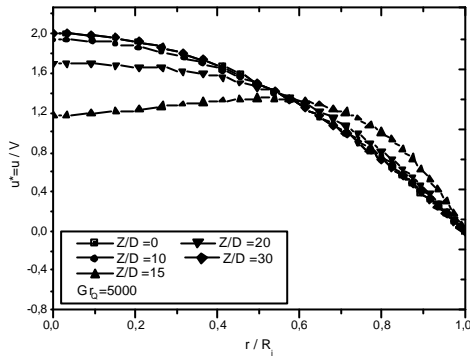


Figure 1. Influence du nombre de Grashof sur le profil de vitesse axiale.

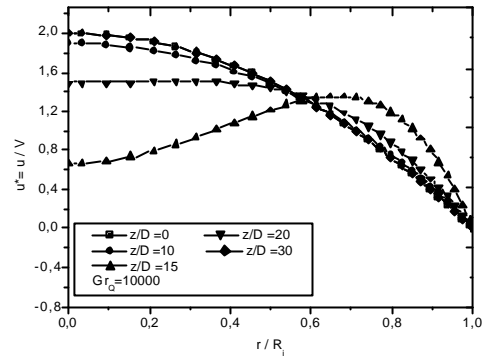


Figure 2. Influence du nombre de Grashof sur le profil de vitesse axiale.

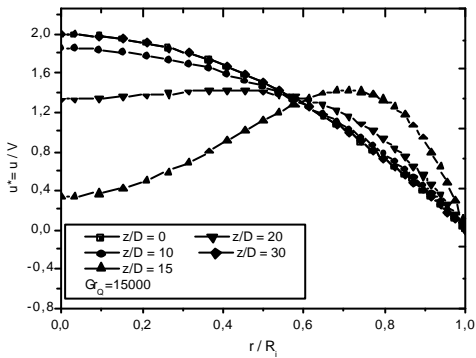


Figure 3. Influence du nombre de Grashof sur le profil de vitesse axiale.

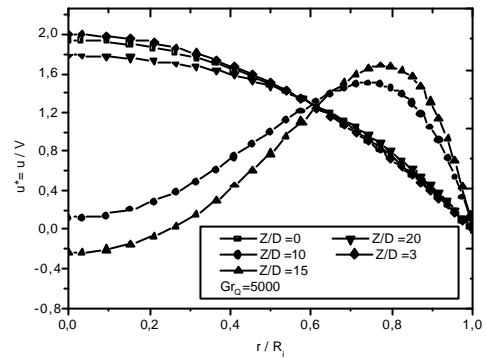


Figure 4. Influence du nombre de Grashof sur le profil de vitesse axiale.

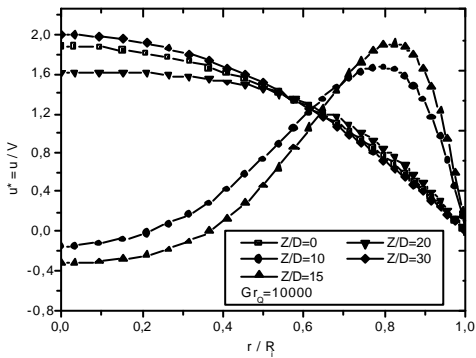


Figure 5. Influence du nombre de Grashof sur le profil de vitesse axiale.

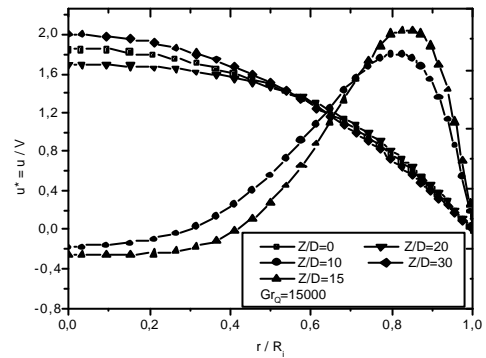


Figure 6. Influence du nombre de Grashof sur le profil de vitesse axiale.

#### 4.1.2. Influence de l'épaisseur de la paroi

Pour étudier l'influence de l'épaisseur de la paroi représentée par le rapport  $\Delta$  sur le profil de vitesse axiale, nous avons choisi deux valeurs de ce dernier  $\Delta=0.05$  et  $0.01$ , désignant respectivement une paroi épaisse et une paroi à faible épaisseur.

Les figures 7 ( $Re=10$ ) et 8 ( $Re=1$ ), présentent l'évolution radiale du profil de vitesse axiale  $u^*$ , pour trois stations axiales sur la zone centrale directement chauffée ( $x=z/D=10, 15, 20$ ). Sur la figure 7, on remarque que loin de l'axe de la conduite, la diminution de l'épaisseur de la paroi n'as pratiquement aucun effet sur le profil de vitesse, en particulier au centre de la zone centrale. Néanmoins une diminution de la distorsion du profil de vitesse  $u^*$  au voisinage de l'axe de la conduite est observée à l'entrée et à la sortie de la section centrale directement chauffée.

Aux faibles valeurs du nombre de Reynolds  $Re=1$ , on constate que la distorsion du profil de vitesse au centre et à la sortie de la section centrale reste indépendante du paramètre  $\Delta$ , alors qu'à l'entrée de cette dernière la diminution de  $\Delta$  entraîne une diminution considérablement la distorsion du profil de vitesse axiale  $u^*$ . Ceci s'explique par le fait qu'aux faibles valeurs de  $\Delta$ , l'énergie diffusée par conduction axiale en amont de la section centrale est plus faible, conduisant à une faible variation de la température dans cette zone et par conséquent une faible accélération de l'écoulement fluide au voisinage de la paroi dans cette zone.

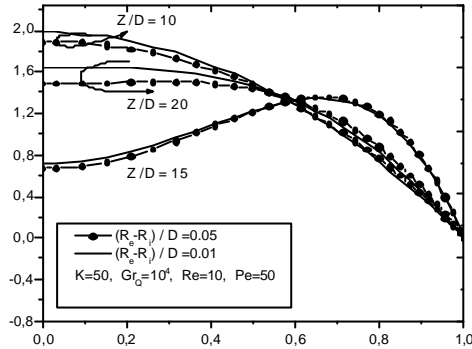


Figure 7. Influence de l'épaisseur de la paroi sur le profil de vitesse axiale.

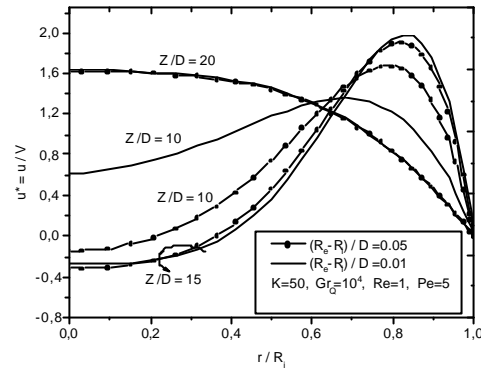


Figure 8. Influence de l'épaisseur de la paroi sur le profil de vitesse axiale.

#### 4.1.3. Influence du rapport des conductivités

La figure 9 ( $Re=10$ ,  $K=1$  et  $100$ ) et la figure 10 ( $Re=1$ ,  $K=1$  et  $100$ ) établissent une comparaison de la distribution radiale de la vitesse axiale au niveau de la section chauffée, pour trois positions : l'entrée ( $x=10$ ), le milieu ( $x=15$ ) et la sortie ( $x=20$ ). Sur la figure 10, on note que l'accélération de l'écoulement fluide au voisinage de la paroi diminue avec l'augmentation des valeurs de  $K$  et que le profil de vitesse à la sortie de la section chauffée tend vers un profil parabolique au fur et à mesure que le rapport  $K$  augmente.

Pour un nombre de Reynolds égal à 10, la distorsion subie par le profil de vitesse n'est pas sensible à la variation du rapport  $K$ , en particulier au centre de la section chauffée.

### 4.2. Flux de chaleur interfacial

#### 4.2.1. Influence du rapport des conductivités

Dans ce cas, nous allons présenter l'évolution axiale du flux de chaleur normalisé  $Q_i/Q$ . Dans cette expression,  $Q$  représente le flux de chaleur appliqué sur la surface externe de la paroi et  $Q_i$  est défini par  $Q_{wi} \cdot (R_1/R_0)$ . La figure 11 révèle qu'aux valeurs élevées du rapport  $K$ , une portion importante du flux de chaleur imposé à la surface extérieure du tube est redistribuée dans la section adiabatique située en amont de la section chauffée. Il en résulte une valeur maximale de  $Q_i/Q$  de plus en plus inférieure à 1. Cette redistribution du flux imposé est accompagnée d'un déplacement vers la section de préchauffage du maximum du flux interfacial. La cloche résultante montre une certaine asymétrie qui se prononce avec les valeurs du rapport  $K$ .

Ce phénomène est attribué d'une part au trajet attractif offert au flux par la paroi et, d'autre part à la résistance thermique importante à l'interface paroi-fluide ( $Re=1$ ). De plus en amont de la section chauffée, on retrouve du fluide relativement plus froid, ce qui favorise le transfert de chaleur vers cette zone.

Pour un rapport  $K=1$ , on remarque que le profil du flux interfacial résultant est comparable à celui du flux imposé avec des valeurs nulles de part et d'autre de la section chauffée. En effet, dans ce cas le transfert de l'énergie imposée à la surface externe du tube se fait essentiellement par conduction radiale.

La figure 12 ( $Re=10$ ,  $K=1$ , 50 et 100) montre l'évolution du flux interfacial le long de la zone étudiée. Sur cette figure, on constate une faible quantité d'énergie diffusée en amont et en aval de la section chauffée accompagnée d'un faible déplacement du maximum du flux interfacial. Ce comportement peut être expliqué par le fait que dans ce cas la résistance thermique à l'interface paroi-fluide est relativement faible ( $Re=10$ ) comparée à celle du cas précédent ( $Re=1$ ). Ceci résulte en une évacuation importante de l'énergie diffusée à l'interface paroi-fluide empêchant par conséquent, une redistribution de cette énergie dans les zones adiabatiques.

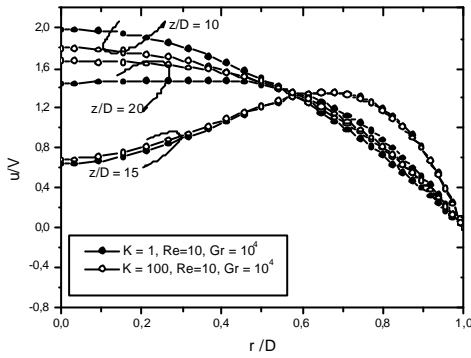


Figure 9. Influence du rapport des conductivités sur le profil de vitesse axiale.

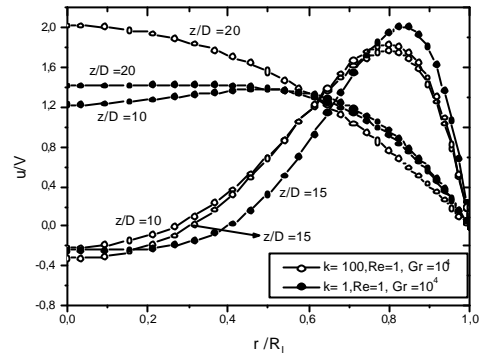


Figure 10. Influence du rapport des conductivités sur le profil de vitesse axiale.

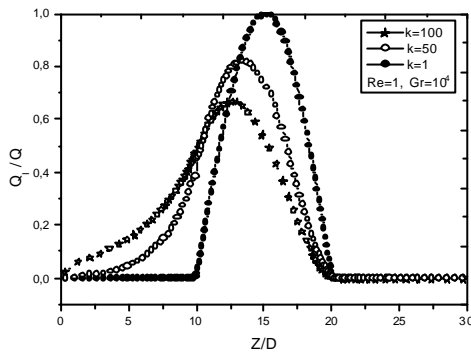


Figure 11. Distribution axiale du flux de chaleur interfacial pour différents rapports K.

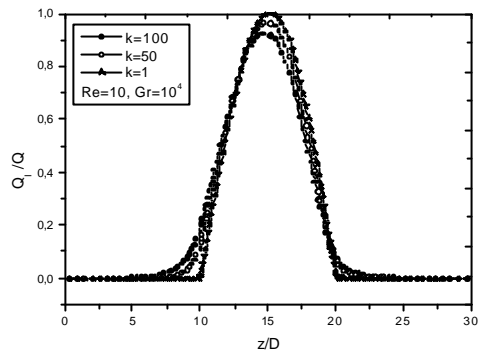


Figure 12. Distribution axiale du flux de chaleur interfacial pour différents rapports K.

#### 4. 2. 2. Influence du paramètre D

Les figures 13 ( $Re=10, K=50$ ) et 14 ( $Re=1, K=50$ ), nous présentent pour deux valeurs du paramètre  $\Delta$  (0.05 et 0.01), l'évolution le long de la conduite du rapport  $Q_1/Q$ . Sur la figure 13, nous constatons que les faibles valeurs de  $\Delta$ , entraîne une diminution importante de l'énergie diffusée par conduction axiale en amont de la section centrale directement chauffée et ce même à une valeur importante du rapport K ( $K=50$ ). On remarque encore un déplacement du maximum de  $Q_1/Q$  vers le milieu de la section centrale. Pour une valeur de Reynolds égale à 10, nous remarquons que la diminution du paramètre  $\Delta$ , n'influe que très peu le rapport  $Q_1/Q$ .

#### 4.3. Températures moyennes du fluide et de la paroi

La variation, le long de la conduite des températures moyennes adimensionnelles du fluide  $T_f$  et la paroi  $T_p$  est présentée respectivement sur les figures 15 et 16. Ces figures démontre que les valeurs de  $T_f$  et  $T_p$  dans la section chauffée et dans la zone isolée en amont de cette dernière, relatives à un nombre de Peclet égal à 5, sont largement supérieures à ceux correspondants à un nombre de Peclet égal à 50 et que l'écart de température relatif aux deux valeurs de  $\Delta$ , est plus important aux faibles valeurs de Peclet ( $Pe=5$ ).

### 5. CONCLUSION

Cette étude démontre le rôle décisif que joue le terme de la conduction axiale sur le transfert de chaleur par convection mixte laminaire favorable et conjuguée en régime stationnaire. La paroi de géométrie circulaire est soumise à une condition de flux de chaleur variable sur sa surface extérieure. Aux faibles valeurs du nombre de Reynolds et pour un nombre de Grashof donné, nous avons remarqué qu'une importante quantité d'énergie fournie à la section chauffée est redistribuée en amont de celle-ci lorsque les valeurs de K et de  $\Delta$  sont élevées, résultant en une asymétrie de la courbe de  $Q_1/Q$ . Pour un nombre de Reynolds égale à 1 ( $Gr=10^4$ ) et aux valeurs élevées de K et de  $\Delta$ , nous avons constaté une distorsion importante du profil de vitesse qui s'étend à la section de préchauffage, au point où la valeur de  $u^*$  devient négative au centre et à l'entrée de la section centrale et, ce pour une valeur de K égale à 100.

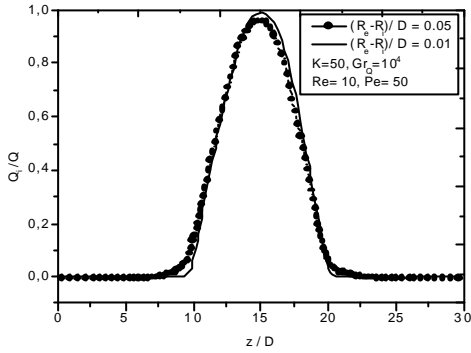


Figure 13. Influence de l'épaisseur de la paroi sur le flux de chaleur interfacial

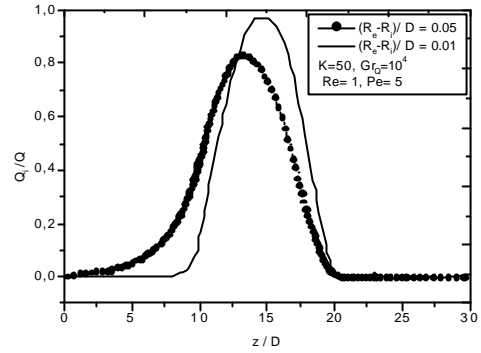


Figure 14. Influence de l'épaisseur de la paroi sur le flux de chaleur interfacial

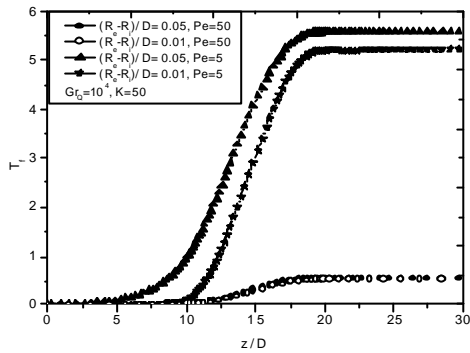


Figure 15. Influence de l'épaisseur de la paroi sur la température moyenne du fluide.

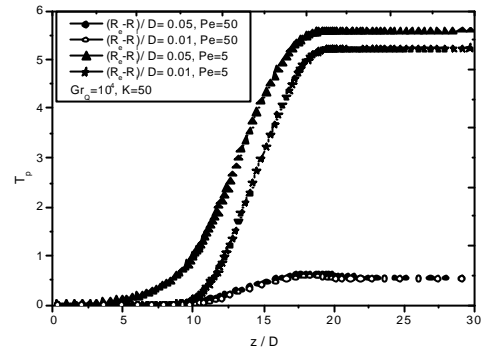


Figure 16. Influence de l'épaisseur de la paroi sur la température moyenne de la paroi.

Aux valeurs élevées du nombre de Reynolds, nous avons constaté que cette distorsion est moins importante et quelle est pratiquement la même quel que soit la valeur du rapport  $K$ , en particulier au centre de la section centrale et au voisinage de la paroi.

## REFERENCES

### Articles dans une revue

- [1] J. D. Jackson, M. A. Cotton, B. P. Axcell, *Studies of mixed convection in vertical tubes*, Int. J. Heat fluid Flow, 10(1989) 2-15.
- [2] M. A. Bernier, B. R. Baliga, *Conjugate conduction and laminar mixed convection in vertical pipes for upward flow and uniform wall heat flux*, Num. Heat Transfer, Part A, 21(1992) 313-332.
- [3] G. Laplante, M. A. Bernier, *Convection mixte défavorable et conjugée dans un tube vertical*, Int. J. Heat Transfer, 40(15)(1997) 3527-3536.

### Ouvrage

Patankar, S, V, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, New York, 1990.