



Modélisation numérique d'un écoulement turbulent dans un canal plan avec un revêtement fibreux sur les parois

Hamza C. SADOUK⁺, Salah CHIKH⁺

⁺ Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumédiène (USTHB), Faculté de Génie Mécanique & Génie des Procédés, Laboratoire des Transports Polyphasiques & Milieux Poreux (LTPMP),
BP 32 El-Alia, 16111 Bab-Ezzouar,
hsadouk@hotmail.com, schikh@usthb.dz

Résumé :

Dans ce travail, les transferts de chaleur par convection forcée turbulente dans une conduite plane, muni partiellement ou totalement d'une couche poreuse sont étudiés numériquement. Les parois de la conduite sont imperméables et chauffées uniformément à la même température. La résolution des équations obtenues a été effectuée numériquement par la méthode des volumes finis. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer est utilisé dans les équations de quantité de mouvement, de l'énergie cinétique et du taux de dissipation turbulente en employant le modèle de turbulence $k-\epsilon$ à l'échelle macroscopique avec des lois de parois adaptées. Les résultats obtenus, nous ont permis d'évaluer l'influence de l'épaisseur de la couche poreuse, sa perméabilité, sa porosité ainsi que la conductivité thermique effective sur l'écoulement et le transfert thermique. Il a été constaté que la présence du milieu poreux augmente considérablement le transfert thermique sous certaines conditions.

Mots clés :

Transfert de chaleur, écoulement turbulent, modèle $k-\epsilon$, canal plan, méthode des volumes finis, milieu poreux.

1. Introduction

Deux approches ont souvent été utilisées pour établir des modèles de turbulence dans un milieu poreux. La première est basée sur le modèle macroscopique de Darcy-Forchheimer. La deuxième est basée sur les équations de Reynolds moyennées. Ces deux méthodes utilisent le modèle de fermeture $k-\epsilon$.

De Lemos et al. [1] utilisent la deuxième méthode et calculent l'influence de la condition interfaciale entre les milieux fluide et poreux dans un canal partiellement poreux. Antohe et Lage [2] concluent que l'effet du milieu poreux est de diminuer le taux de turbulence, notamment si la perméabilité est faible, parce que les tourbillons ne se développent pas dans la matrice solide. Kuznetsov et al. [3] suggèrent que, dans la majorité des milieux poreux, l'écoulement turbulent dans la région fluide se re-laminarise dans la région poreuse.

Dans ce travail, le modèle de turbulence $k-\epsilon$ est utilisé à l'échelle macroscopique. Les effets de la matrice poreuse sur le régime d'écoulement et transfert thermique ont été étudiés.

2. Méthodes

2.1. Domaine d'étude

La modélisation est basée sur la résolution des équations de transport pour des écoulements turbulents dans une conduite plane partiellement ou totalement remplie par un milieu poreux. Les parois sont chauffées à une température constante T_p . Le fluide (eau) entre dans la conduite avec une vitesse constante V_0 et à une température constante T_0 . L'intensité de turbulence à l'entrée est de 5%. La longueur du canal L est choisie de sorte que l'écoulement soit dynamiquement et thermiquement établi à des nombres de Reynolds élevés. Les propriétés thermodynamiques du fluide sont prises à la température moyenne de mélange $T_{\text{moy}} = 350$ K.

On suppose que l'écoulement est stationnaire, incompressible et bidimensionnel en moyenne. La perméabilité et la conductivité thermique du milieu poreux sont homogènes et isotropes.

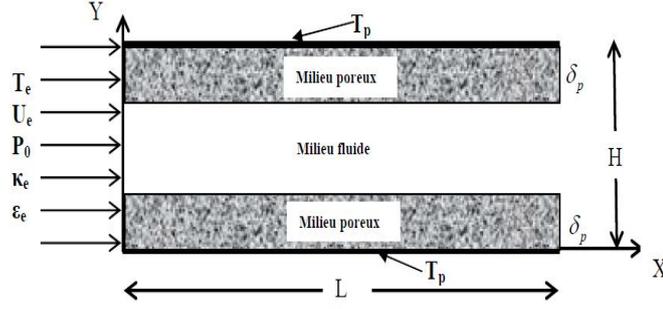


Figure 1: Domaine physique

Les équations de conservation modélisant le problème sont décrites dans les travaux de Lage [2]. Les coefficients de fermeture utilisés dans le modèle k- ϵ sont donnés par Hanjalic et Launder [4] : $C_\mu = 0,09$, $C_{\epsilon 1} = 1,44$, $C_{\epsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\epsilon = 1,3$. Le modèle k- ϵ standard n'est pas adapté aux voisinages des parois qui nécessitent un traitement spécial. Les lois de paroi logarithmiques de Hanjalic et Launder [4] ont été retenues dans cette étude. Compte tenu de ces hypothèses, les équations de conservation s'écrivent sous la forme :

2.2. Equations gouvernantes

Les équations de conservation moyennées s'écrivent comme suit:

2.2.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

2.2.2. Equations du mouvement :

$$U_j \frac{\partial}{\partial X_j} U_i = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[(\nu_j + \nu_t) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \right] + \frac{\partial}{\partial X_j} \nu_t \left[\frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial k}{\partial X_j} - \phi \frac{\nu}{K} U_i - \phi^2 \frac{C_F}{K^{1/2}} \left[(U_j U_j)^{1/2} U_i - \frac{U_j}{(U_j U_j)^{1/2}} \left(\nu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right] - \frac{2}{3} k \right) \right] \quad (2)$$

2.2.3. Equation de l'énergie :

$$U_j \frac{\partial T}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{1}{\phi} \frac{R_c \nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (3)$$

2.2.4. Equation de l'énergie cinétique de turbulence (k)

$$U_k \frac{\partial k}{\partial X_k} = \nu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_k} + \frac{\partial U_k}{\partial X_i} \right] \frac{\partial U_i}{\partial X_k} + \frac{\partial}{\partial X_k} \left[\nu_j + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right] \frac{\partial k}{\partial X_k} - 2\phi \frac{\nu}{K} k - J\epsilon - \phi^2 \frac{C_F}{(U_k U_k)^{1/2} K^{1/2}} \left[-\nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_k} + \frac{\partial U_k}{\partial X_i} \right) (U_k U_i) + \frac{8}{3} k (U_k U_k) + \frac{5}{3} \left(-\frac{4}{3} C_s U_k \frac{k^2}{\epsilon} \frac{\partial k}{\partial X_k} \right) + \frac{4}{3} C_s U_k \frac{k^2}{\epsilon} \nu_t \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_k} + \frac{\partial U_k}{\partial X_i} \right) \right] \quad (4)$$

Cs est une constante proposée par Mellor et Herriny (1973), $C_s = 0.108$.

2.2.5. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ϵ)

$$U_k \frac{\partial \epsilon}{\partial X_k} = \frac{\partial}{\partial X_k} \left[(\nu_j + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_k} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} - J C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} - 2\phi \frac{\nu}{K} \epsilon - 2\phi^2 \frac{C_F}{K^{1/2}} \left[\frac{1}{3} \frac{U_k U_i}{(U_k U_k)^{1/2}} \epsilon + \nu \left(\frac{\partial}{\partial X_j} (U_k U_k)^{1/2} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial X_j} \frac{(U_k U_i)}{(U_k U_k)^{1/2}} \frac{\partial k}{\partial X_j} + \frac{U_k}{(U_k U_k)^{1/2}} C_{\epsilon 3} \nu_t \frac{k}{\epsilon} \left(\frac{\partial U_k}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} + \frac{1}{3} \frac{U_k U_i}{(U_k U_k)^{1/2}} \epsilon - \frac{\nu}{2} \nu_t \frac{\partial}{\partial X_j} \frac{(U_k U_i)}{(U_k U_k)^{1/2}} \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j \partial X_k} + \frac{\partial^2 U_k}{\partial X_j \partial X_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \frac{U_k}{(U_k U_k)^{1/2}} C_{\epsilon 3} \frac{k}{\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] \quad (5)$$

2.3 Conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées sont :

A l'entrée du canal : $U = U_e$, $V = 0$, $T = T_e = 300 K$,

$$k = k_e = I U_e^2, \quad \varepsilon = \varepsilon_e = k_e^{3/2} / \lambda D_h, \quad \lambda = 0,33$$

Sur les parois solides : $U = V = 0$, $T = T_p = 400 K$, $k = 0$, $\varepsilon = 0$

A la sortie du canal on impose un régime dynamique établi et une diffusion axiale négligeable. On impose la condition classique de continuité [5] à l'interface fluide-poreux sur les vitesses, température, énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation.

Le modèle $k-\varepsilon$ standard n'étant pas adapté aux voisinages des parois recouvertes par les couches poreuses, les lois de paroi proposées dans [6] ont été introduites. Avec l'approche à un seul domaine, les valeurs limites suivantes des paramètres propres au milieu poreux permettent de définir le type du milieu modélisé :

- a) milieu fluide : $J=1$, $Rc=1$, $\phi=1$, $K \rightarrow \infty$
- b) milieu poreux : $J>1$, $Rc \neq 1$, $\phi < 1$, $K = \text{valeur finie et très faible}$.

Les équations de Navier-Stokes et de l'énergie sont résolues sur des maillages cartésiens structurés en utilisant la méthode des volumes finis. Les composantes de vitesses sont discrétisées sur un maillage décalé par rapport aux nœuds principaux sur lesquels sont discrétisées les autres grandeurs scalaires (p , T , k et ε). Les termes de convection-diffusion sont approchés à l'aide d'un schéma de type loi de puissance (PLDS) ou Quick. L'algorithme itératif SIMPLE est utilisé pour le traitement du couplage vitesse-pression et la méthode ligne par ligne est adoptée dans la résolution des systèmes d'équations algébriques.

Le critère d'arrêt du processus itératif est donné par la valeur du résidu, normalisé par le débit des variables à l'entrée de la conduite, fixée à 10^{-4} . Les calculs ont été effectués en tenant compte de la symétrie axiale de l'écoulement. L'étude de maillage a montré qu'un maillage 100×50 (suivant X et Y respectivement) permettait d'obtenir une précision satisfaisante en régimes dynamique et thermique établis et que les solutions obtenues étaient peu sensibles au nombre de maille dans la direction axiale.

En appliquant le principe de conservation de débit pour un canal partiellement rempli par un milieu poreux, la relation qui définit le régime d'écoulement dans le milieu poreux en fonction de sa perméabilité s'écrit :

$$Re_{entree} = Re_{Critique-Milieu-Fluide} + \frac{Re_{Critique-Milieu-Poreux}}{\sqrt{Da}} \cdot \frac{\mu_{eff}}{\mu_{fluide}} \quad (8)$$

où Da est le nombre de Darcy basé sur le diamètre hydraulique de la conduite ($Da = K / D_h^2$).

$Re_{CF} \approx 3000$ et $Re_{CP} \approx 300$ sont les nombres de Reynolds correspondant à la transition laminaire-turbulent dans une conduite plane et dans une conduite remplie par un milieu poreux.

On considère le cas d'une viscosité constante ($\mu_{eff} = \mu_{fluide}$), la relation (8) nous permet de tracer la courbe transition laminaire – turbulent dans un milieu poreux pour différentes valeurs de sa perméabilité. Deux zones d'écoulements sont distinguées d'après la Figure 2.

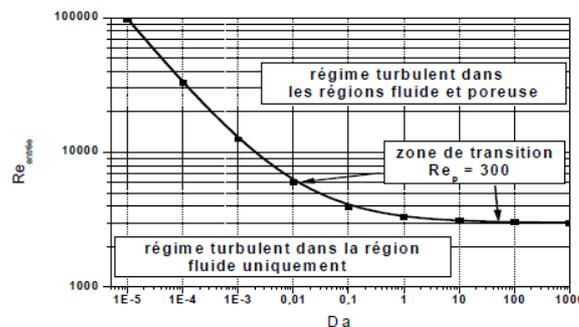


Figure 2: Courbe de transition au régime turbulent dans un milieu poreux

Au dessus de la courbe, l'écoulement est turbulent dans les deux régions. En dessous, l'écoulement est laminaire dans la région poreuse. Les résultats de cette courbe nous permet de choisir les conditions afin d'atteindre la turbulence dans la zone poreuse.

3. Validation

Une longueur de conduite $L=4m$ et de hauteur $H= 0,02m$ sont considérées pour la validation. Le Tableau 1 donne une comparaison des valeurs calculées par rapport aux solutions analytiques en régime laminaire établi [7].

Tableau 1 : Comparaison du nombre de Nusselt (Nu)

	Maillage	Nusselt calculé	Nusselt [7]	Erreur (%)
Milieu totalement fluide	50 x 30	7,54098	7,54	0,013
Milieu totalement poreux	50 x 30	9,88207	9.87	0,122

En régime turbulent, la validation est faite par comparaisons aux valeurs des nombres de Nusselt calculés à partir des corrélations de Dittus-Boelter [8] et de Gnielinsky [9]. Les écarts relatifs maximaux varient entre 2% à 6% pour des nombres de Reynolds allant de 10^4 à 10^5 .

4. Résultats et discussion

Les valeurs retenues dans les simulations sont :

$T_e=300K$, $T_p=400 K$, $k_f =0,665W/m/K$, $Pr=2,4$ (eau à $350 K$), $k_{poreux}/k_{fluide}=100$, $k_{fluide}=0,665(W/m/K)$, $Rc=k_{eff}/k_{fluide}= 10,9$, $\mu_{eff} /\mu_{fluide}=1$, coefficient de Forchheimer $C_F =0,1$. La longueur du canal $L=10m$ et la distance entre les plaques $H=0,02m$ permettent de s'assurer que le régime est établi dans la section de sortie pour différentes nombres de Reynolds. les résultats obtenues sont représentés dans la section de sortie du canal. Compte-tenu de la symétrie axiale, les variations spatiales des champs dynamique et thermique sont représentées sur la moitié de la hauteur.

Pour un canal totalement poreux, l'influence de la perméabilité du milieu poreux sur le profil de vitesse axiale est représenté sur la Figure 3. Les résultats de cette étude confirment que, plus le nombre de Darcy est faible, plus le profil de vitesse est aplati et plus les gradients sont élevés à proximité des parois. On remarque que, le profil de la vitesse axiale au centre devient relativement insensible à la valeur de Darcy lorsque le Darcy dépasse les 10^3 .

L'effet du nombre de Reynolds sur le profil de vitesse dans la section de sortie est représenté sur la Figure 4. On remarque que, pour un même nombre de Darcy, Plus le nombre de Reynolds à l'entrée du canal est élevée, plus l'intensité de la vitesse augmente dans le canal. Le profil de la vitesse reste aplati en présence du milieu poreux dans la partie centrale du canal.

L'énergie cinétique turbulente atteint son maximum dans les zones de proche paroi et elle est quasiment nulle dans la partie centrale de la conduite, comme le montre la Figure 5. Le milieu poreux fait augmenter les forces visqueuses et d'inertie et provoquent des contraintes de frottements plus importantes par rapport au cas d'une conduite remplie par un milieu fluide.

L'évolution spatiale de la température montre que, pour un même rapport de conductivité thermique ($Rc=10,9$), la température augmente quand la vitesse d'écoulement dans le canal est faible, représentée par son nombre de Reynolds. On remarque aussi que la température augmente d'autant plus rapidement que la conductivité de la matrice poreuse est élevée (Figure 6).

Dans d'autres simulations se rapportant à des conduites partiellement remplies par un milieu poreux, l'évolution de la vitesse axiale et de l'énergie cinétique turbulente pour différentes épaisseurs de la couche poreuse, occupant de 20% à 80% de la hauteur du canal, sont étudiées.

La Figure 7 montre l'effet de l'épaisseur de la couche poreuse sur la vitesse du fluide dans le canal. Pour le même nombre de Reynolds ($Re=10^4$), Plus la section de passage du fluide diminue, plus l'accélération du fluide dans la partie centrale du canal devienne importante. Elle atteint une augmentation jusqu'à 70%. En outre, quelque soit la position sur le canal, on s'aperçoit que la vitesse maximum est situé sur la partie centrale du canal (milieu fluide) et continue à croître lorsque l'épaisseur de milieu poreux augmente.

L'évolution de l'énergie cinétique turbulente pour différentes épaisseurs de la couche poreuse, occupant de 20% à 80% de la hauteur, est étudiée (Figure 8). Quand l'épaisseur du milieu poreux augmente, l'énergie cinétique turbulente augmente dans la zone fluide et atteint son maximum à la zone proche de l'interface fluide-poreux. En effet, plus la section de la partie fluide diminue, plus le débit y devient important et plus le coefficient de frottement dans la zone fluide-poreux devienne importante. Les effets inertiels et la résistance du milieu poreux provoquent un fort gradient d'énergie cinétique.

D'après les travaux de Boubendir et al [10], Une production maximale de l'énergie cinétique turbulente a été obtenue pour de faibles épaisseurs. L'analyse de l'effet de l'épaisseur du substrat poreux a montré l'existence d'épaisseurs optimales et critiques (épaisseur proche de 20% de la hauteur du canal) pour lesquelles nous avons un maximum de transfert thermique.

Pour la suite de travail, l'épaisseur de la couche poreuse est fixée à 20% de la hauteur du canal.

Les résultats de simulations de la Figure 9 montrent que la perméabilité et la porosité du milieu poreux influent considérablement sur le profil de vitesse. Plus la perméabilité est faible, plus le fluide s'échappe de la partie poreuse vers la partie fluide au centre du canal, pour atteindre une vitesse maximale. Lorsque la porosité est réduite dans le milieu poreux, la fraction volumique occupé par le fluide diminue, ce qui engendre une diminution de la vitesse.

La diminution du nombre de Darcy fait diminuer la vitesse de fluide à l'échelle des pores, ce qui entraîne une diminution de la température comme le montre la Figure 10. On remarque une nette diminution de la température lorsque la porosité diminue. Pour une perméabilité constante, l'effet de la porosité influe considérablement sur la température du fluide. Plus la porosité du milieu diminue, plus le rapport des conductivités est plus élevé et plus la température augmente, résultat illustré dans la Figure 10.

Afin d'analyser l'influence du rapport des conductivités sur le transfert de chaleur, une étude paramétrique a été effectuée de l'évolution de la température moyenne et du nombre de Nusselt établi en fonction de différents rapport de conductivités pour différentes perméabilités de la couche poreuse sont illustrées sur les Figures 11 et 12 respectivement. On remarque sur la Figure 11, l'augmentation considérable de la température moyenne du fluide à la section de sortie. Cette augmentation est piloté par l'augmentation des rapport des conductivités thermiques. Pour une valeur de $Rc=10.9$, la température de fluide à la sortie du canal atteint une augmente maximale de 10% par rapport au cas de $Rc=1$. La température continue à augmenter pour atteindre une valeur asymptotique. L'influence du Rc montre l'existence d'un rapport optimal de conductivité thermique pour laquelle la température atteint son maximum.

La Figure 12 représente la variation du nombre de Nusselt établi pour différents rapport des conductivités thermiques pour différentes perméabilités du milieu poreux. Les résultats montrent que faire augmenter la conductivité thermique du substrat poreux permet d'augmenter le nombre de Nusselt et qui suit une loi quasi-exponentielle avant de se stabiliser vers une valeur asymptotique. L'augmentation du nombre de Nusselt correspond à une amélioration significative du transfert thermique jusqu'à une valeur optimale au delà de laquelle le transfert de chaleur atteint son maximum d'échange thermique. Une nette amélioration est remarqué par rapport au cas totalement fluide pour des rapport des conductivités au delà de $Rc=10$.

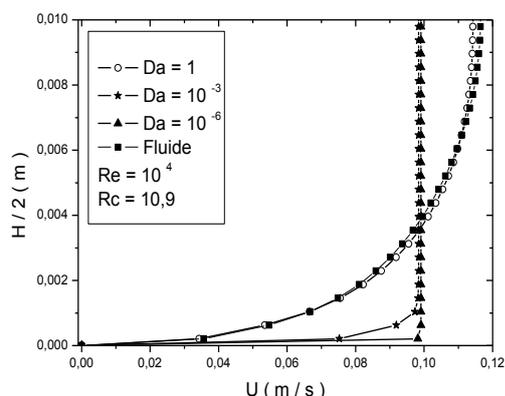


Figure 3 : Effet du nombre de Darcy sur le profil de la vitesse axiale dans la section de sortie d'un canal totalement poreux

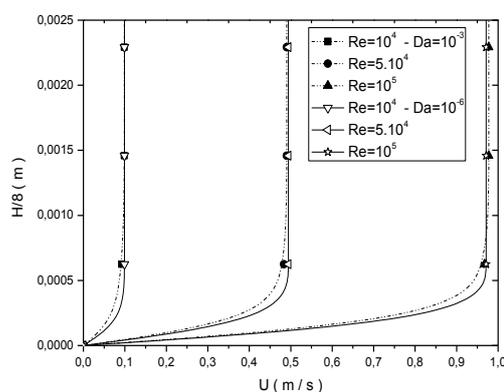


Figure 4 : Effet du nombre de Reynolds et du nombre de Darcy sur le profil de vitesse dans la section de sortie d'un canal totalement poreux

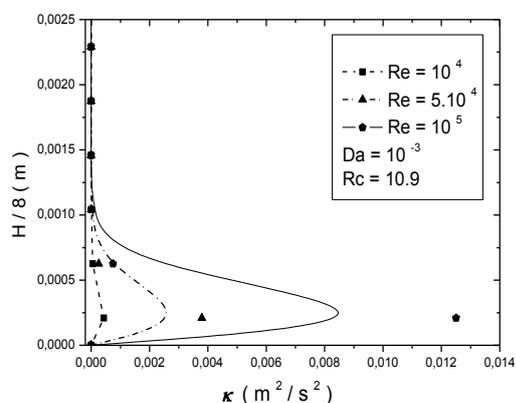


Figure 5 : Profil de l'énergie cinétique turbulente a la section de sortie d'un canal totalement poreux

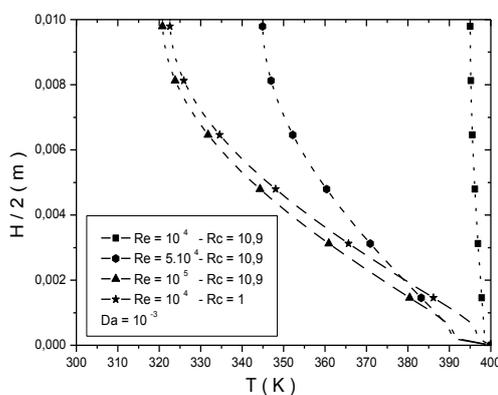


Figure 6 : Effet du nombre de Reynolds et du rapport des conductivités thermiques sur le profil de température dans la section de sortie d'un canal totalement poreux

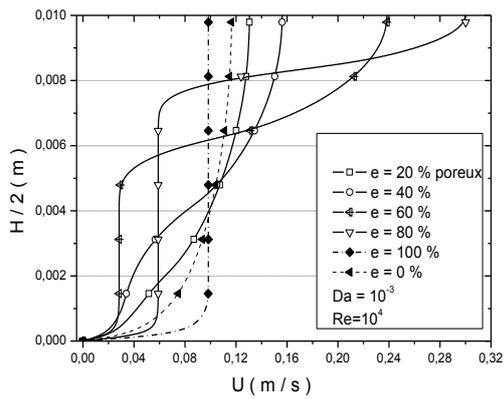


Figure 7 : Influence de l'épaisseur des couches poreuses sur le profil de la vitesse axiale dans la section de sortie d'un canal partiellement poreux

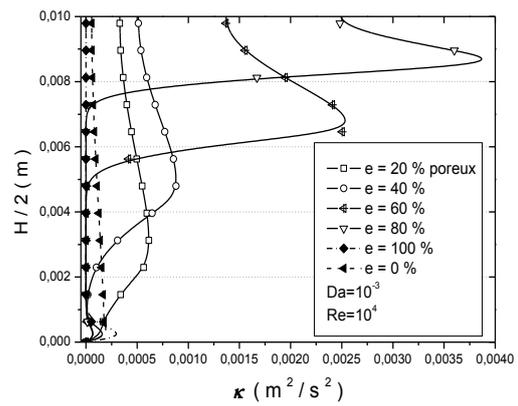


Figure 8 : Influence de l'épaisseur des couches poreuses sur le profil de l'énergie cinétique turbulente dans la section de sortie d'un canal partiellement poreux

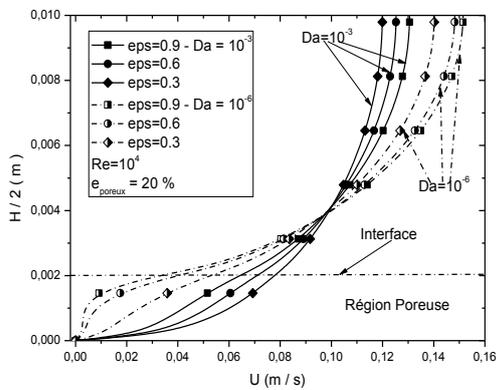


Figure 9 : Effet du nombre de Darcy et de la porosité sur la vitesse axiale dans la section de sortie d'un canal partiellement poreux

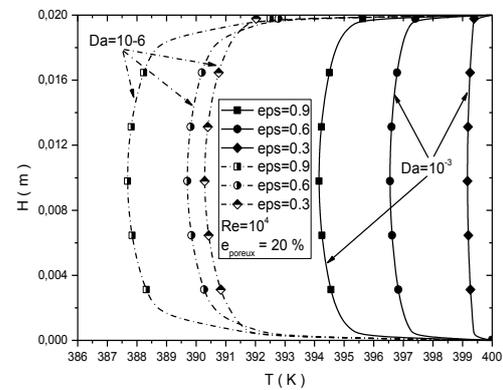


Figure 10 : Effet du nombre de Darcy et de la porosité sur le profil de température dans la section de sortie d'un canal partiellement poreux

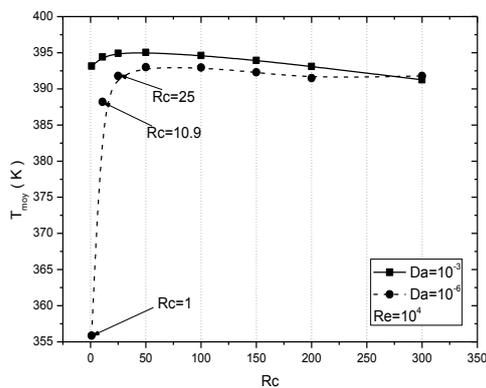


Figure 11 : Influence de la conductivité thermique effective sur la température moyenne dans la section de sortie d'un canal partiellement poreux

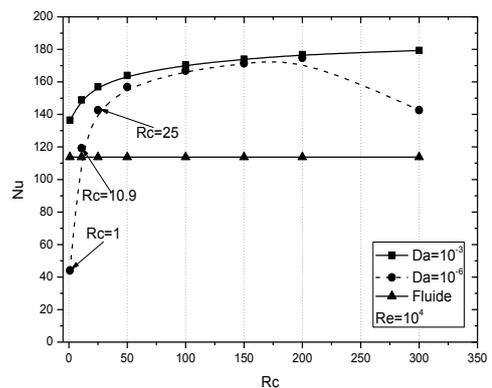


Figure 12 : Influence de la conductivité thermique effective sur le nombre de Nusselt local dans la section de sortie d'un canal partiellement poreux

5. Conclusion

Le présent travail est une étude numérique du transfert de chaleur d'un écoulement turbulent dans un canal partiellement ou totalement remplie par un revêtement poreux. Afin d'améliorer le transfert de chaleur avec la présence d'un milieu poreux, le choix de l'épaisseur de la couche poreuse, de sa perméabilité, porosité, conductivité thermique effective va jouer un rôle important sur l'écoulement et sur les échanges thermiques dans le canal. L'interface fluide-poreux présentent un maximum d'énergie cinétique turbulente et qui est fortement influencé par les effets inertiels et de cisaillement. Cette zone très sensible nécessite un traitement assez raffiné avec des lois adaptatives.

L'augmentation du rapport des conductivités thermiques améliore considérablement le transfert de chaleur et qui passe par une valeur asymptotique pour atteindre un maximum d'échange thermique.

Les résultats montrent que le modèle mathématique développé dans cette étude permet de prévoir les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un écoulement turbulent dans une conduite partiellement ou totalement remplie par un milieu poreux.

Nomenclature

C_F	Coefficient de Forchheimer	U	Vitesse moyenne, $m\ s^{-1}$
Da	Nombre de Darcy, $Da = K/D_h^2$	<i>Symboles grecs</i>	
D_h	Diamètre hydraulique, m	ε	Dissipation turbulente, $m^2\ s^{-3}$
H	Hauteur du canal, m	k	Énergie cinétique turbulente, $m^2\ s^{-2}$
I	Intensité turbulente, (%)	ρ	Densité, $kg\ m^{-3}$
J	Rapport des viscosités, $J = \mu_{eff}/\mu_f$	λ	Constante
k	Conductivité thermique, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$	ϕ	Porosité
K	Perméabilité, m^2	μ	Viscosité dynamique, $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
L	Longueur du canal, m	ν	Viscosité cinématique, $m^2\ s^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt, $Nu = hD_h/k_{eff}$	<i>Indices</i>	
p	Pression, $N\ m^{-2}$	e	entrée de la conduite
Pr	Nombre de Prandtl, $Pr = \mu_f c_p / k_f$	eff	effective
Rc	Rapport de conductivités, $Rc = k_{eff}/k_f$	moy	moyenne
Re	Nombre de Reynolds, $Re = U_e D_h / \nu_f$	f	fluide
Re_p	Nbre de Reynolds de pore, $Re_p = U_p K^{1/2} / \nu_{eff}$	p	paroi du canal
T	Température, K	s	matrice solide

Références

- [1] Renato A. Silva, Marcelo J.S. de Lemos., *International journal of Heat & Mass transfer*, 46 (2003), pp. 5113-5121.
- [2] B.V. Antohe, J.L. Lage, *International journal of Heat & Mass Transfer*, 40 (1997), pp. 3013-3024.
- [3] A.V Kuznetsov, L. Cheng, M. Xiong, *Numerical Heat transfer. Part A, Applications* 42 (2002), pp. 365.
- [4] K.Hanjalic, B.E. Launder. *Journal of Fluid Mech.*, Vol. 74 (Part 4), 1976, pp. 593-610.
- [5] Allouache N., Chikh S., *Numerical modeling of turbulent flow in an annular heat exchanger partly filled with a porous substrate, J. Porous Media*, vol. 7 (2008) pp. 617-632.
- [6] Hanjalic K., Launder B.E., *Contribution towards a Reynolds stress closure for low number turbulence, J. Fluid Mech.*, 74 (4), (1976), pp. 593-610.
- [7] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, Wiley, New York (1984).
- [8] Dittus, F.W.and Boelter, L.M.K.1930. *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*, Univ. Calif. Pub. Eng., 13, pp. 443.
- [9] Gnielinsky, V1976. *New equations for heat mass transfer in turbulent pipe channel flow*, int. chem. Eng., 16, pp. 359.
- [10] L. Boubendir et S. Chikh, Analyse de l'effet de la matrice poreuse sur le transfert thermique en régime turbulent dans un échangeur à plaques, *Revue des Énergies Renouvelables* Vol. 12 N°1 (2009) 45 – 53