



# L'effet de l'insertion d'une Couche Poreuse sur le Transfert de Chaleur par Convection Mixte dans un Canal Vertical, Contient deux Sources de Chaleur

Boutina Lyes<sup>#,1</sup>, Bessaïh Rachid<sup>\*,2</sup>, Bouali Abdelhamid<sup>#,3</sup> et Lebbi Mohamed<sup>#,4</sup>

<sup>#</sup>Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algeria

<sup>1</sup>boutina\_ilyes@uraer.dz

<sup>3</sup>hboualit@uraer.dz

<sup>4</sup>m.lebbit@uraer.dz

<sup>\*</sup>Université Mentouri-Constantine, Département de Génie Mécanique Laboratoire LEAP Route de Ain El. Bey, 25000 Constantine, Algeria

<sup>2</sup>bessaih.rachid@gmail.dz

**Résumé**— L'objet de cette étude est de caractériser le transfert de chaleur par convection mixte d'un écoulement stationnaire en régime laminaire dans un canal vertical, où sont montées deux sources de chaleur maintenues à des températures constantes et enveloppé par une matrice poreuse. Les résultats obtenus montrent que l'effet du nombre de Reynolds, et l'épaisseur de la couche poreuse ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Des corrélations pour le nombre du Nusselt moyens des deux sources de chaleur en fonction du nombre de Reynolds et l'épaisseur de la couche poreuse ont été obtenues.

**Mots clés**— Matrice poreux, Convection mixte, sources de chaleur, modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer, Canal.

## I. INTRODUCTION

Ces dernières années, une grande attention est portée sur les écoulements laminaires et turbulents en milieux poreux. Cette attention est motivée par plusieurs applications industrielles telles que: le génie pétrolier, les sciences et techniques de l'environnement, le stockage de chaleur, le refroidissement des sources de chaleur, etc. Beaucoup de travaux publiés ont été élaborés, en présence d'un milieu poreux, qu'ils soient des travaux numériques ou expérimentaux. Parmi ces travaux nous citons: Guerroudj et Kahalerras [1] ont étudié numériquement la convection mixte laminaire dans un canal horizontal équipé de blocs poreux de diverses formes. Les résultats montrant que la forme des blocs poreux peut changer sensiblement les caractéristiques d'écoulement et du transfert thermique. Bensouici et Bessaïh [2] ont étudié numériquement le refroidissement à air par convection mixte de deux sources de chaleur identiques montées dans un canal vertical en utilisant une matrice poreuse. Ils ont prouvé que l'insertion de la matrice poreuse avec une conductivité thermique élevée améliore le refroidissement des sources de chaleur. Yen et al.

[3] ont étudié numériquement l'effet d'un écoulement pulsatif sur les caractéristiques du transfert de chaleur dans un canal contenant un bloc poreux chauffé. Huang et Yang [4] ont étudié numériquement l'écoulement pulsatif et le transfert de chaleur dans un canal contenant deux blocs poreux attachés sur les deux sources de chaleur. Ould-Amer et al. [5] Ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire, dans un canal contenant des sources de chaleur avec l'insertion d'une matrice poreuse. Ils ont trouvé que l'insertion de la matrice poreuse entre les sources de chaleur, produit un meilleur refroidissement de ces dernières. Khanafar et Chamkha [6] ont étudié numériquement la convection mixte laminaire dans une cavité, remplie par un milieu poreux. Saeid et Pop [7] ont effectué une investigation numérique sur le transfert de chaleur par convection mixte, Ils ont trouvé que le nombre du Nusselt moyen augmente le long de source inférieure avec l'augmentation de la distance de séparation.

L'objectif de ce présent travail est de simuler numériquement l'écoulement en convection mixte dans un canal vertical, contient deux sources de chaleur enveloppée par une matrice poreuse. L'influence de l'augmentation du nombre de Reynolds, l'épaisseur de la couche poreuse sont examinés dans le but d'essayer d'obtenir une amélioration du transfert de chaleur.

## II. GEOMETRIE ET FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLEME

Comme illustré dans la fig.1. Deux sources de chaleur identique enveloppée par une matrice poreuse d'épaisseur ( $e$ ), sont montées dans un canal vertical, a été étudié.

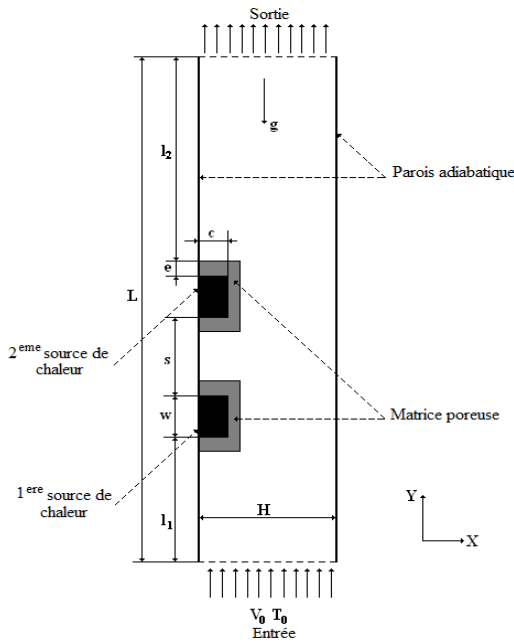


Fig. 1 Représentation du modèle physique

L'écoulement est modélisé par l'équation de Darcy-Brinkman-Forchheimer dans le milieu poreux, l'équation de Navier-Stokes dans la région fluide et l'équation d'énergie pour le champ thermique. Pour un fluide incompressible, avec les propriétés thermo-physiques constante, à l'exception de la variation de la densité avec la température dans la force de flottabilité de l'équation de mouvement dans la direction Y (c'est à dire que l'approximation de Boussinesq est valide [8,9]), les équations adimensionnelles régissant l'écoulement sont :

$$\triangleright \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$\triangleright \frac{1}{\varepsilon^2} \left( U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\varepsilon \text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left( v^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( v^* \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \right\} - \frac{1}{\text{ReDa}} U - \lambda \left( U^2 + V^2 \right)^{1/2} U \quad (2)$$

$$\triangleright \frac{1}{\varepsilon^2} \left( U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\varepsilon \text{Re}} \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left( v^* \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( v^* \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right\} - \frac{1}{\text{ReDa}} V - \lambda \left( U^2 + V^2 \right)^{1/2} V + \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \theta \quad (3)$$

$$\triangleright U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{RePr}} \left\{ \frac{\partial \theta}{\partial X} \left( k^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial \theta}{\partial Y} \left( k^* \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \right\} \quad (4)$$

U et V sont les vitesses adimensionnelles dans les directions X et Y, respectivement.  $\lambda$  représente le coefficient inertiel ( $\lambda = F/\text{Da}^{1/2} = 0.35$ ) [5].

Les conditions aux limites sous forme adimensionnelle, sont les suivantes:

Y=0: pour  $0 \leq X \leq H$ ,  $U=0$ ,  $V=1$ ,  $\theta=0$  (entrée du canal)

Y=L: pour  $0 \leq X \leq H$ ,  $\partial U/\partial Y=0$ ,  $\partial V/\partial Y=0$ ,  $\partial \theta/\partial Y=0$  (sortie du canal)

X=0: pour  $0 \leq Y \leq L$ ,  $U=0$ ,  $V=0$ ,  $\partial \theta/\partial X=0$  (paroi gauche adiabatique du canal)

X=H: pour  $0 \leq Y \leq L$ ,  $U=0$ ,  $V=0$ ,  $\partial \theta/\partial X=0$  (paroi droite adiabatique du canal)

### III. METHODE NUMERIQUE

Le calcul numérique est basé sur la discrétisation en volumes finis des équations (1)-(4) du modèle mathématique sur un maillage structuré en 2-D. Les quantités scalaires (P,  $\theta$ ) sont stockés au centre de chaque volume de contrôle, et les composantes de vitesse (U, V) sont localisées aux faces de ces derniers. L'algorithme SIMPLER [10] a été utilisé pour traiter le couplage pression-vitesse.

#### A. Effet du maillage

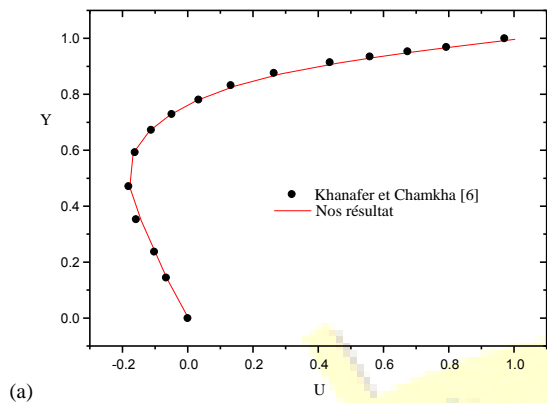
Le maillage adopté est structuré, uniformes de type map. L'indépendance de solution par rapport au maillage a été étudiée en considérant quatre maillages uniformes [52x162], [62x272], [72x372] et [82x472] nœuds, avec  $\text{Gr}=10^4$ ,  $\text{Re}=20$ ,  $\text{Da}=10^{-4}$  et  $e/H=0.1$ . D'après la table 1. Il est clair que le troisième maillage présente la meilleure solution.

TABLE I  
RESULTATS DU TEST DE MAILLAGE

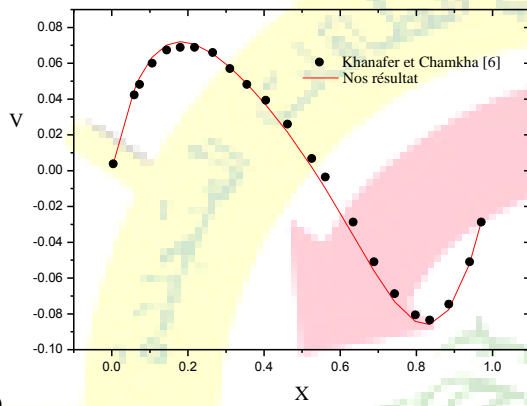
Maillage (nœuds)	Paramètre physique		
	Vmax (m/s)	Vmin (m/s)	$\overline{Nu}$
52x172	0.092962	-0.005932	12.326475
62x272	0.093046	-0.005746	12.18275
72x372	0.093039	-0.005620	12.119977
82x472	0.092965	-0.005505	12.100852

#### B. Validation du code de calcul

La Fig. 2 montre le profil de vitesse adimensionnelle, pour deux valeurs de Darcy  $\text{Da} = 0.1$  et  $0.01$ . Les résultats numériques obtenus sont en bon accord avec ceux de Khanafer et Chamkha [6].



(a)

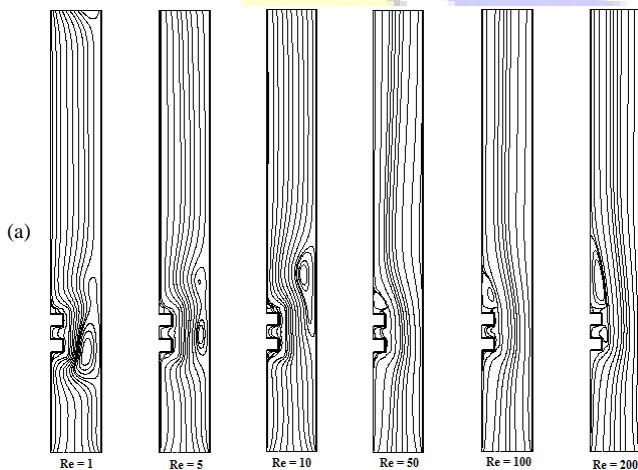


(b)

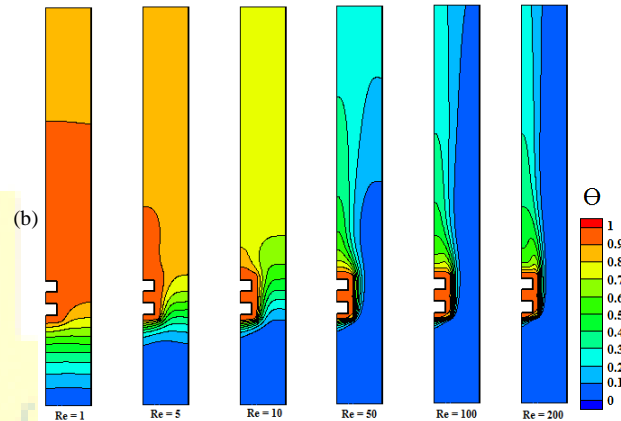
Fig. 2 Comparaison entre nos résultats et celles de Khanafar et Chamkha [6].  
(a)  $U=f(y)$  à  $X=0.5$  pour  $Da=0.1$  ; (b)  $V=f(x)$  à  $Y=0.5$  pour  $Da=0.01$

#### IV. RESULTATS ET DISCUSSION

##### A. Effet du nombre de Reynolds



(a)



(b)

Fig. 3 (a) les lignes de courant (b) les isothermes, en fonction du nombre de Reynolds (Pour  $Gr=10^4$ ,  $Da=10^{-4}$  et  $e/H = 0.1$ ).

Comme nous montre dans la Fig. 3, quand on augmente le nombre de Reynolds les isothermes devient approximativement vertical. Ceci dû au passage de mode en convection libre dominant ( $Ri > 1$ ) vers le mode par convection forcé dominant ( $Ri < 1$ ). Aussi, nous pouvons noter que l'effet du mode de conduction de la matrice poreuse jeu un rôle important dans l'amélioration du taux de transfert de chaleur dans le canal.

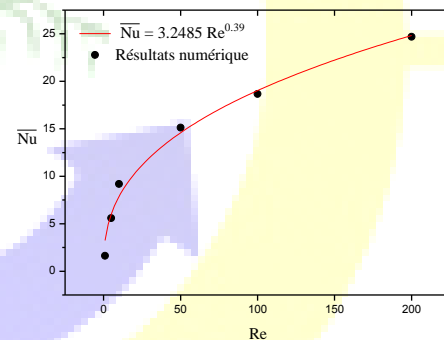


Fig. 4 Evolution du nombre de Nusselt moyen  $\overline{Nu}$  en fonction du nombre de Reynolds (Pour  $Gr=10^4$ ,  $Da=10^{-4}$  et  $e/H=0.1$ ).

La Fig. 4 montre la variation de nombre du Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds. On remarque que le nombre de Nusselt moyen augment avec l'augmentation de nombre de Reynolds, ceci et due à l'effet conductif de la matrice poreuse et à l'effet convectif de l'écoulement du fluide. Le transfert de chaleur obtenue peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen  $\overline{Nu}$  de deux sources de chaleur en fonction du nombre de Reynolds :

$$\overline{Nu} = 3.2485 Re^{0.39} \quad (5)$$



B. Effet de l'épaisseur de la couche poreuse ( $e/H$ )

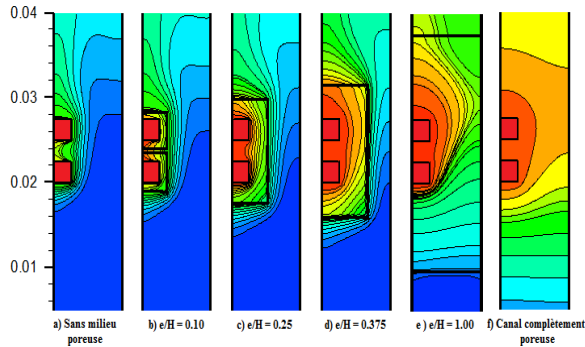


Fig. 5 Contours des isothermes en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse (Pour  $Gr = 10^4$ ,  $Re = 20$  et  $Da = 10^{-4}$ ).

Les figures 5 (a-f) représentés les lignes des isothermes pour différentes épaisseurs de la couche poreuse ( $e/H$ ). On constate l'extension des isothermes et occupe un grand partie dans le canal, ceci est dû à l'effet conductif de la couche poreuse.

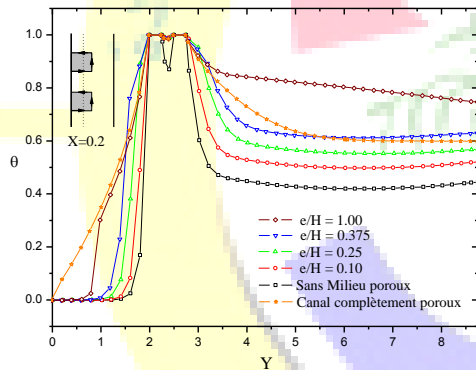


Fig. 6 Variation de la température adimensionnelle  $\theta$  en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse (Pour  $Gr=10^4$ ,  $Re=20$  et  $Da=10^{-4}$ )

Dans le but d'examiner l'effet de l'épaisseur de la couche poreuse sur le taux de transfert de chaleur des sources de chaleur, les figures 6 et 7 montrent la variation de la température adimensionnelle et le nombre du Nusselt moyen en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse. On constate deux pics de température au sein de la première et la deuxième source de chaleur, Tout en augmentant l'épaisseur de la couche poreuse en constate l'augmentation de température du fluide due à l'effet conductif de la matrice poreuse.

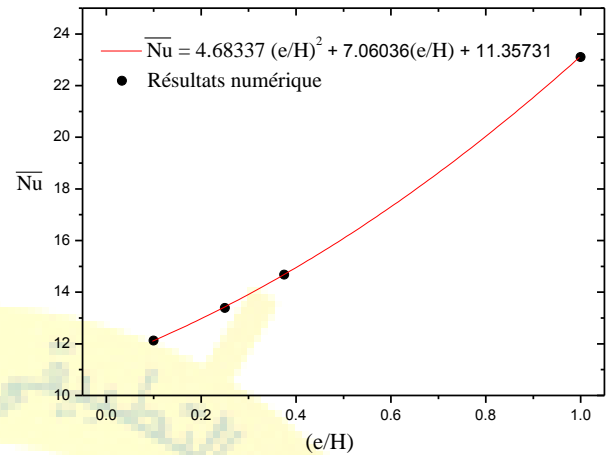


Fig. 7 Evolution du nombre de Nusselt moyen  $\overline{Nu}$  en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse (Pour  $Gr = 10^4$ ,  $Re = 20$  and  $Da=10^{-4}$ )

D'après la figure 7, on remarque que le nombre de Nusselt moyen augment avec l'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse. Le transfert de chaleur obtenue peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen

$\overline{Nu}$  de deux sources de chaleur en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse :

$$\overline{Nu} = 4.6837 (e/H)^2 + 7.06036(e/H) + 11.35731 \quad (6)$$

V. CONCLUSIONS

La modélisation numérique de la convection mixte laminaire dans un canal contenant des sources de chaleur, enveloppé par une matrice poreuse a été faite. Les principaux résultats sont les suivants :

- L'augmentation du nombre de Reynolds, l'épaisseur de la couche poreuse améliorer le transfert de chaleur autour des deux sources de chaleur à l'intérieur du canal, donc améliorer le refroidissement des composants électroniques.
- Des corrélations ont été trouvées pour calculer le nombre de Nusselt moyenne des deux sources de chaleur en fonction du nombre de Reynolds et l'épaisseur de la couche poreuse.



## Le 3<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

### The 3<sup>rd</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa - Algérie 13 et 14 Octobre 2014



#### REFERENCES

- [1] N. Guerroudj and H. Kahalerras, "Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes", *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp.505-517, 2010.
- [2] M. Bensouici, R. Bessaih, "Mixed convection in vertical channel with discrete heat sources using a porous matrix", *Numerical Heat Transfer, Part A, International Journal of Computation and Methodology*, vol. 58, pp. 581-604, 2010.
- [3] Y. Yen, P. Huang, C. Yang and Y. Chen, "Numerical study of heat transfer of a porous-block-mounted heat source subjected to pulsating channel flow", *Numerical Heat Transfer* vol. 54, pp. 426-449, 2008.
- [4] P. Huang, C. Yang, "Analysis of pulsating convection from two heat sources mounted with porous blocks", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 6294-6311, 2008.
- [5] Y. Ould-Amer, S. Chikh, K. Bouhadeb and G. Lauriat, "Forced convection cooling enhancement by use of porous materials", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 19, pp. 251-258, 1998.
- [6] K. Khanafer, A. Chamkha, "Mixed convection flow in a lid-driven enclosure filled with a fluid-saturated porous medium", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 2465-2481, 1999.
- [7] N. Saeid, I. Pop, "Mixed convection from two thermal sources in a vertical porous layer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4150-4160, 2005.
- [8] Bejan A., *Convection Heat Transfer*, third ed. Wiley & Sons, 2004.
- [9] R. Bessaih, M. Kadja, "Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel", *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 453-464, 2000.
- [10] Patankar S.V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, McGraw-Hill, New York, 1980.

