

Etude de la convection mixte dans un canal à couches poreuses hors équilibre thermique local

Samia Jaballah, Rachid Bennacer, Habib Sammouda, Ali Belghith

► **To cite this version:**

Samia Jaballah, Rachid Bennacer, Habib Sammouda, Ali Belghith. Etude de la convection mixte dans un canal à couches poreuses hors équilibre thermique local. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00163384

HAL Id: hal-00163384

<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00163384>

Submitted on 29 Aug 2007

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

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

ETUDE DE LA CONVECTION MIXTE DANS UN CANAL A COUCHES POREUSES HORS EQUILIBRE THERMIQUE LOCAL

Samia JABALLAH¹, Rachid BENNACER², Habib SAMMOUDA¹, Ali BELGHITH³

¹LETTM, Faculté des Sciences de Monastir, 5019 Monastir-Tunisie

²LEEVAM, 5, mail Gay Lussac, Neuville sur Oise, 95031, Cergy-Pontoise, France

³LETTM, Faculté des Sciences de Tunis, Belvédère 1060 Tunis- Tunisie

Habib.Sammouda@fsm.rnu.tn, samiajaballah@yahoo.fr, Rachid.Bennacer@u-cergy.fr, Ali.Belghith@fst.rnu.tn

Résumé: Nous nous intéressons à l'étude des phénomènes de transfert de chaleur dans un échangeur à caloporteurs fluide et solide, formé de compartiments remplis de fluide et de milieux poreux et dont les frontières horizontales sont soumises à des flux de chaleur non uniforme. Le caloporteur fluide, saturant le milieu poreux, est injecté à une vitesse et une température constantes et dont les particules fluides sont considérées en hors équilibre thermique local avec les particules solides composantes du milieu poreux. Cet écoulement est régi par les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement de Darcy-Brinkman et celles de la conservation de l'énergie dans les deux phases fluides et solides. Nous proposons d'analyser leurs effets sur le régime d'écoulement. Les calculs sont effectués pour une seule perméabilité de la grille poreuse (nombre de Darcy $Da=10^4$), le nombre de Reynolds, $Re = 10$ et un nombre de Rayleigh fixé à $Ra=10^4$.

Mots clés : convection mixte, hors équilibre thermique local, milieux poreux.

1. INTRODUCTION

Dans des études récentes, Amiri et Vafai [1], Jiang *et al.* [2], Kuznetsov [3], Nield [4], le modèle de hors équilibre thermique local entre les particules solides et fluides a été considéré pour des écoulements de convection forcée transitoire ou stationnaire en milieux poreux. Donc l'adaptation du modèle hors équilibre thermique local (HETL) est importante dans l'étude thermique de la performance des capteurs d'énergie solaire hybrides ouverts à caloporteurs fluide et à garnissage solide tel qu'un milieu poreux. Un ajustement récent des pleines équations a été présenté par Nield et Bejan [5], où les équations de l'énergie dans les phases fluide et solide sont couplées au moyen d'un terme permettant le transfert local de la chaleur, proportionnelle à la différence locale de la température entre les deux phases fluide et solide. Une recherche dans la littérature indique que ce modèle, a été considéré par Banu et Rees [6] pour la convection de Darcy –Bénard. Le modèle hors équilibre thermique local est basé sur les paramètres suivants : le coefficient d'échange de chaleur entre les particules fluides et solides, R_s et le rapport des conductivités thermiques, R_λ . Ainsi on se propose dans ce travail d'étudier ce régime en fonction des différents paramètres caractéristiques.

2. PROBLEME PHYSIQUE ET MISE EN EQUATION

Nous considérons l'écoulement dans un canal horizontal rempli partiellement d'un milieu poreux et soumis à un flux de chaleur alterné et uniforme pour les deux parois

horizontales (voir Figure 1). Le fluide est injecté dans le canal à une vitesse débitante V_0 et une température uniforme T_0 . Les modes de convection mixte et forcée sont étudiés.

2.1. Problème physique

Les particules fluides sont considérées en hors équilibre thermique local avec les particules solides composantes du milieu poreux. Pour rendre possible la résolution du problème physique, des hypothèses simplificatrices sont introduites au niveau de la modélisation. Nous nous limitons donc aux hypothèses couramment retenues dans les études de la convection naturelle, mixte et forcée qui sont les suivantes, l'approximation d'Oberbeck-Boussinesq est prise en compte; la masse volumique est supposée constante sauf dans le terme d'Archimède où elle dépend de la température. Les propriétés physiques, autres que la masse volumique, sont considérées comme constantes. Le fluide est supposé incompressible, Newtonien et l'écoulement est laminaire et permanent. Le milieu poreux est homogène et saturé par le fluide.

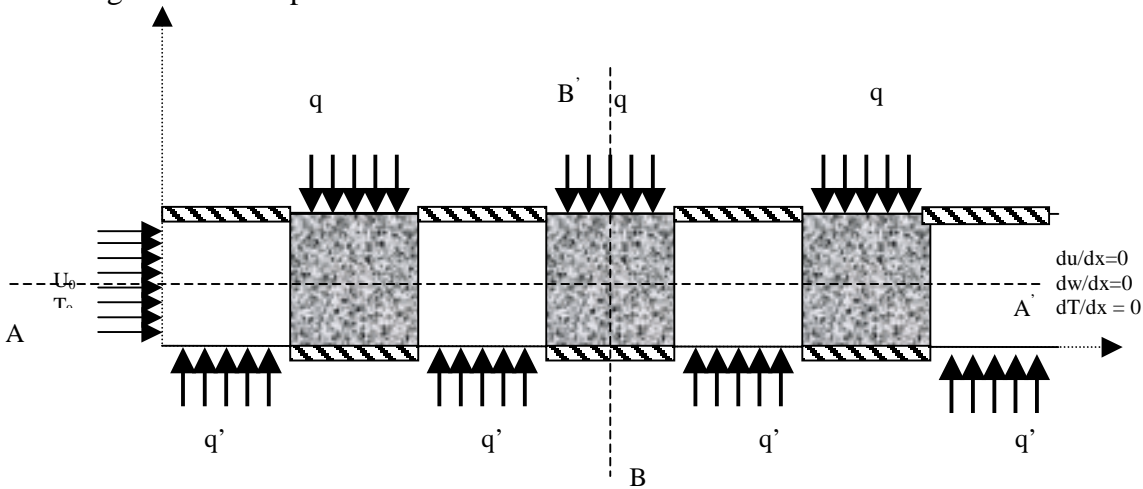


Figure 1: Configuration géométrique et conditions aux limites.

2.2 Mise en Equations

Nous adoptons l'approche d'un seul domaine et nous considérons une méthode d'homogénéisation, dite « méthode des prises de moyennes », qui consiste à moyenner les équations de conservation locales sur un ensemble de pores, appelé volume élémentaire représentatif (VER). Ce phénomène est donc régi par les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement de Darcy-Brinkman pour l'écoulement et celles de la conservation de l'énergie dans les deux phases fluides et solides.

Les équations de conservation respectivement de la continuité, de la quantité de mouvement et d'énergie sous leurs formes adimensionnées s'écrivent comme suit, en rappelant que les grandeurs V, P, θ sont des valeurs moyennées sur VER:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\epsilon^2} (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = -\frac{1}{Da} \overline{\mathfrak{R}}_{kr}^{-1} \vec{V} - \vec{\nabla} P + \Lambda \nabla^2 \vec{V} + \left(\frac{Gr_T}{Re^2} \theta \right) \vec{g} \quad (2)$$

- La phase fluide

$$\vec{V} \cdot \vec{\nabla} \theta_f = \frac{1}{Pr Re} \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \theta_f) + \frac{R_s}{Pr Re} (\theta_s - \theta_f) \quad (3)$$

- *La phase solide*

$$\vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \theta_s) - \frac{R_s}{R_\lambda} (\theta_s - \theta_f) = 0 \quad (4)$$

Avec $R_s = (h H^2) / \varepsilon \lambda_f$ et $R_\lambda = (1 - \varepsilon) \lambda_s / \varepsilon \lambda_f = \lambda_{se} / \lambda_{fe}$

3. RESULTATS

3.1 Effet du coefficient d'échange, R_s

La Figure 2 montre que plus le coefficient d'échange R_s augmente, plus la température du solide diminue, et l'écart des températures entre les particules solides et fluides diminue jusqu'à elles coïncident et s'identifient sur un même profil aux régions poreuses, pour une certaine valeur limite de ce coefficient d'échange, $R_s = 100$ dans ce cas ($R_\lambda = 1$). En effet, dans le plan médian, les particules solides cèdent leur énergie par convection plus vite qu'elles en récupèrent par diffusion et par conduction.

Tous ces résultats sont confirmés par la Figure 3 qui représente $(\theta_s - \theta_f)$ le long de l'axe vertical pour différentes valeurs de R_s et pour un rapport des conductivités $R_\lambda = 10$, et où à partir d'une valeur de $R_s \geq 50$ cette différence tend vers zéro donc la température des particules solides se confond avec celle de fluide.

La Figure 4 illustre que la valeur limite du coefficient d'échange, R_s , est de l'ordre de 100 pour un rapport de conductivité $R_\lambda = 1$. On constate que les trois températures de deux modèles (θ_s , θ_f et θ_{eq}) coïncident. Ceci signifie que la quantité de chaleur est conservée au sein du canal, pour un fluide injecté avec un dédit bien déterminé et un flux de chaleur imposé de façon que la quantité de chaleur captée par les particules solides soit cédée aux particules fluides sans perte. L'approche considérant l'équilibre thermique n'est valide que sous ces conditions restrictives.

3.2 Effet du rapport de la conductivité, R_λ

La Figure 5.a correspondant au plan horizontal supérieur et représentant les profils de températures, montre que la température de deux phases solide et fluide augmente avec le rapport des conductivités R_λ pour $R_s = 100$. On constate que l'écart de température fluide - solide pour un rapport de conductivités faible (isolant $R_\lambda < 1$) est très important par rapport à celle pour un rapport de conductivités élevée (conducteur $R_\lambda > 50$) malgré que $R_s = 100$. Néanmoins, à partir de la valeur $R_\lambda > 50$, la température de la phase solide est davantage influencée. Ceci illustre clairement que pour ces valeurs de R_λ , le solide ayant une conductivité thermique très élevée relativement à celle du fluide, impose ses propriétés qui domineront le développement de l'écoulement. Une couche limite est formée à l'interface des compartiments poreux-fluide.

La Figure 5.b. représentant les profils de température au plan horizontal médian montre que, pour un rapport de conductivité $R_\lambda = 1$, les deux températures des particules fluides et solides ($R_s = 100$) dans les régions poreuses coïncident, ce qui prouve que le modèle est équivalent à celui de l'équilibre thermique local puis que la quantité de chaleur (appliquée) est récupérée par le fluide par convection et celle appliquée au solide par conduction. Pour $R_\lambda > 1$, les températures des particules fluides et solides et l'écart de température entre elles aux régions poreuses augmentent avec ce paramètre, R_λ , alors que aux régions fluides les températures sont invariantes lors de la variation du paramètre R_λ .

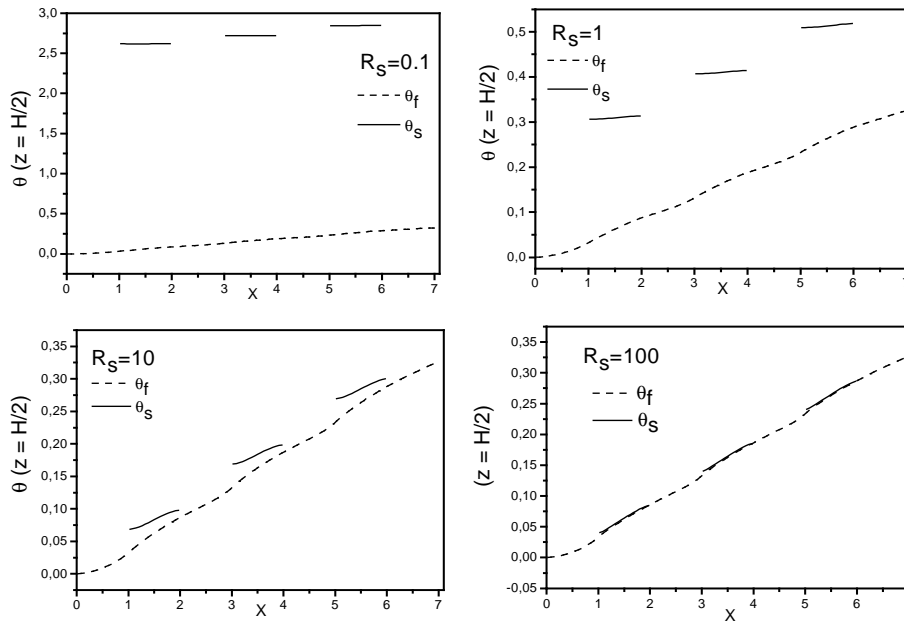


Figure 2 : Profils des températures solide et fluide le long du plan médian horizontal (AA') pour $Da = 10^{-4}$, $Re = 10$, $Ra = 10^4$, $R_\lambda = 1$ et pour différentes valeurs de R_s .

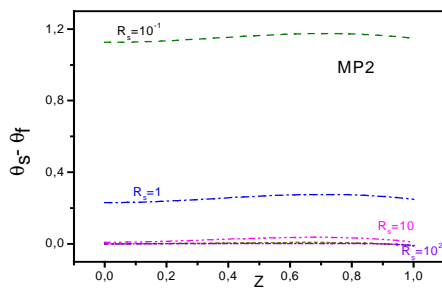


Figure 3 : Différences de températures des particules solides et fluide sur le plan vertical (BB') pour $Da = 10^{-4}$, $Re = 10$, $Ra = 10^4$, $R_\lambda = 10$ et pour différentes valeurs de R_s .

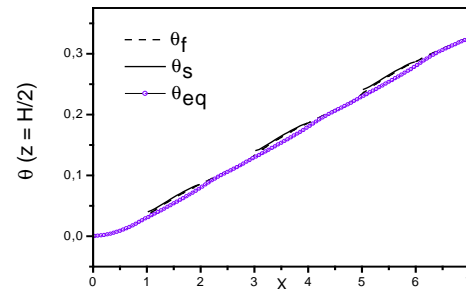
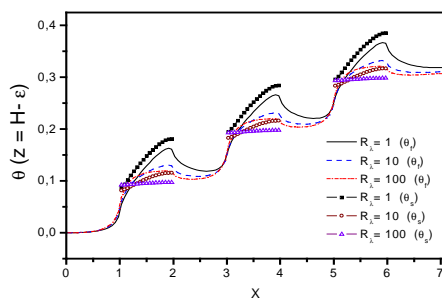
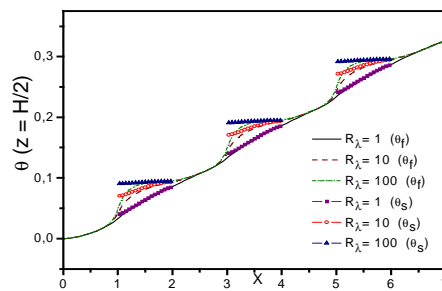


Figure 4 : Comparaison des températures pour les deux modèles HETL et ETL pour $R_s = R_{sl} = 100$, $Da = 10^{-4}$, $Re = 10$, $Ra = 10^4$, $R_\lambda = 1$.



-a-



-b-

Figure 5 : Profils des températures solide et fluide près de la paroi supérieure (a) et au plan médian (AA') (b) pour $R_s = 100$, $Da = 10^{-4}$, $Re = 10$, $Ra = 10^4$ et pour différentes valeurs de rapport de conductivité $R_\lambda = 1, 10, 100$.

CONCLUSION

Les résultats numériques obtenus montrent qu'un compromis de valeurs du coefficient de transfert R_s et du rapport des conductivités est nécessaire pour l'obtention d'une température de sortie élevée. Par ailleurs on a montré qu'à partir d'une certaine valeur de R_s , les deux états d'équilibre et hors équilibre local thermique entre les particules fluides et solides seront identiques. Les conditions nécessaires pour justifier l'approche ETL sont très restrictives dans le cas de problème multi-domaines. La zone d'entrée du milieu poreux a tendance à rester à température différente de celle du fluide. Il faudra identifier un nombre caractéristique pour quantifier la zone d'entrée en hors équilibre. Ce nombre présentera des équivalences avec le nombre de Graetz.

Nomenclature

A rapport de forme de la cavité
 Da nombre de Darcy $Da = K / H^2$
 Gr_T nombre de Grashof thermique,

$$Gr_T = \frac{g \beta_T q H^4}{\lambda \nu^2}$$

L (H) dimension selon la direction X (Z), m
 K perméabilité du milieu poreux, m^2
 R_λ rapport des conductivités thermique équivalentes
 R_s coefficient d'échange de chaleur à l'interface solide et fluide
 h coefficient de transfert de chaleur par convection entre les particules fluide et solide

Re nombre de Reynolds, $Re = \frac{V_0 H}{\nu}$

Ra nombre de Rayleigh thermique

q, q' flux de chauffage constante

Pr nombre de Prandtl,

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = (\rho C_p) \nu_f / \lambda_f$$

P pression adimensionnée,

$$P = P^* H^2 / \rho \nu^2$$

X, Z coordonnée horizontale (verticale) adimensionnée, $= (X^*, Z^*) / H$

\vec{V} vitesse dimensionnelle, $(U, W) = (u, w) / (\nu / H)$

θ température adimensionnelle

Λ rapport de la viscosité

Symboles grecs

ν viscosité cinématique du fluide, $m^2.s^{-1}$
 ε porosité de la matrice poreuse

Exposant, Indices

f fluide

s solide

Références

- [1] A. Amiri et K. Vafai, Analysis of dispersion effects and non-thermal equilibrium, non-Darcian, variable porosity incompressible flow through porous media. *Int. J Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 939- 954, 1994
- [2] PX. Jiang, ZP. Ren, BX. Wang et Z. Wang, Forced convective heat transfer in a plate channel filled with a solid particles, *J. of Thermal Science*, Vol. 1, pp. 43-53, 1996a.
- [3] AV. Kuznetsov, Thermal nonequilibrium, non-Darcian forced convection in a channel filled with a fluid saturated porous medium – A perturbation solution. *App. Sci. Research*, Vol. 57, pp. 119-131, 1997.
- [4] D A. Nield, Effects of local thermal nonequilibrium in steady convective process in a saturated porous medium: forced convection in a channel. *J. of Porous Media*, Vol. 1, pp. 181-186, 1998.
- [5] D.A. Nield et A. Bejan, Convection in Porous Media, 2nd edition., Springer Verlag, New York, 1999.
- [6] N. Banu et D.A.S. Rees, The onset of Darcy–Benard convection using a thermal nonequilibrium model, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2000.