

Etude De L'effet Du Rayonnement Surfaccique Sur La Convection Naturelle Dans Un Milieu Transparent En Ecoulement Hors Boussinesq

Nesrine Rachedi^{1*}, Messaoud Guellal¹, Madiha Bouafia²

¹ Laboratoire de Génie des Procédés Chimiques, Faculté de Technologie, Université Ferhat ABBAS Sétif 1, Algérie

² Laboratoire de Mécanique et Energétique d'Evry, Université d'Evry Val d'Essonne, France

* nesrine_rachedi@yahoo.fr

Résumé— Dans ce travail, nous avons étudié numériquement l'influence de l'émissivité des parois sur la convection naturelle, en présence d'un milieu transparent dans une cavité carrée différentiellement chauffée. Les parois verticales sont maintenues à des températures différentes et les parois horizontales sont adiabatiques. La convection naturelle est traitée sous l'approximation de faible nombre de Mach par une approche basée sur les volumes finis et le rayonnement volumique par la méthode des ordonnées discrète.

Mots clés—Milieu transparent, convection, rayonnement, émissivité, hors Boussinesq, simulation numérique.

I. INTRODUCTION

Depuis plusieurs années, la configuration de la cavité avec des parois différentiellement chauffées a fait l'objet de nombreux travaux. Un grand nombre d'études des cavités rectangulaires avec différentes conditions aux limites ont été intensivement considérées par des chercheurs [1,10]. La recherche dans ce domaine couvre un champ très vaste car les applications concernées sont extrêmement variées. On peut citer par exemple : la thermique du bâtiment, le refroidissement des réacteurs nucléaires, le refroidissement des circuits électroniques et des transformateurs, les capteurs solaires, ...

L'objectif de ce travail est d'analyser l'effet du rayonnement surfaccique sur le transfert thermique et l'écoulement d'un gaz transparent au sein d'une cavité carrée différentiellement chauffée. L'impact de l'émissivité des parois de la cavité en régime laminaire pour un nombre de Planck de 0.02 et un nombre de Rayleigh de 5.10⁶ est particulièrement étudié dans l'approximation faible nombre de Mach pour un paramètre de Boussinesq $\varepsilon_b=0.6$.

II. MODÈLE PHYSIQUE ET HYPOTHÈSES

Le système physique étudié est représenté sur la figure 1. Il s'agit d'une cavité carrée dont les parois verticales sont isothermes tandis que les parois horizontales sont adiabatiques. Le fluide est supposé homogène et radiativement gris.

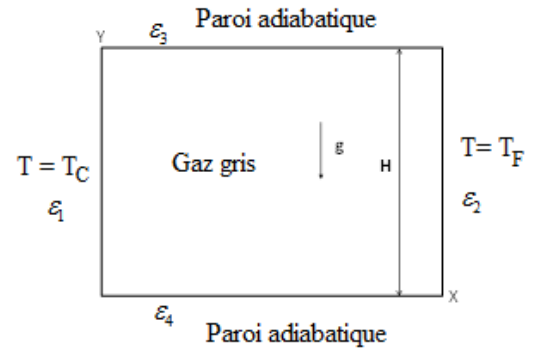


Fig.1. Configuration étudiée

III. EQUATIONS GOUVERNANTES

L'objectif de cette section est la présentation mathématique du problème de la convection naturelle dans une cavité carrée qui contient un gaz parfait émettant-absorbant. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ainsi que l'équation de transfert radiatif qui fournit le terme source radiatif à insérer dans l'équation de conservation de l'énergie. Les équations à considérer écrites sous forme adimensionnelle sont :

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

$$\rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial \pi}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu \frac{\partial U}{\partial Y} \right) + \frac{1}{3} \nabla \mu \nabla \vec{V} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial \pi}{\partial Y} - Ra Pr \frac{\rho-1}{2\varepsilon_b} + Pr \left(\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu \frac{\partial V}{\partial Y} \right) + \frac{1}{3} \nabla \mu \nabla \vec{V} \right) \quad (3)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial X} + V \frac{\partial T}{\partial Y} \right) = \frac{\partial}{\partial X} \left(k \frac{\partial T}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(k \frac{\partial T}{\partial Y} \right) + \frac{\gamma-1}{2\varepsilon_b \gamma} \frac{d\bar{P}}{dt} - \nabla Q_r \quad (4)$$

$$\rho = \frac{\bar{P}}{(2\varepsilon_b T + 1)} \quad (5)$$

et

$$\mu \left(\frac{\partial L}{\partial X} \right) + \eta \left(\frac{\partial L}{\partial Y} \right) + \tau L = \frac{\tau}{4\pi} (1 + 2\varepsilon_b T)^4 \quad (6)$$

La luminance est solution de l'équation (6) permettant de calculer la divergence du flux radiatif :

$$\nabla \vec{Q}_r = \frac{\tau}{2\varepsilon_b Pl} \left[\frac{1}{4} (1 + 2\varepsilon_b T)^4 - \int_{4\pi} L d\Omega \right]$$

Les conditions aux limites du rayonnement sur les parois horizontales sont décrites par les équations :

$$-\frac{\partial T}{\partial Y} = \frac{1}{2\varepsilon_b Pl} \varepsilon_3 [Q_{inc} - (1 + 2\varepsilon_b T)^4], Y = 0 \quad \forall X \in [0,1]$$

$$+\frac{\partial T}{\partial Y} = \frac{1}{2\varepsilon_b Pl} \varepsilon_4 [Q_{inc} - (1 + 2\varepsilon_b T)^4], Y = 1 \quad \forall X \in [0,1]$$

Les conditions aux limites pour la température sont :

$$T = T_f \quad X = 0 \quad \forall Y \in [0,1]$$

$$T = T_c \quad X = 1 \quad \forall Y \in [0,1]$$

IV. MODILISATION NUMERIQUE

Les différentes équations sont discrétisées moyennant la procédure numérique des volumes finis et le schéma d'approximation utilisé est celui de la "loi de puissance". Le système d'équations ainsi discrétisé a été résolu par l'algorithme "SIMPLER". La technique ligne par ligne, qui combine une méthode directe (algorithme de Thomas) et une méthode itérative, est utilisée pour la résolution des équations algébriques [11].

V. VALIDATION

Le code est validé en comparant les résultats obtenus à ceux présentés par Wang et al. [10] qui ont utilisé l'approche des volumes finis pour discrétiser les équations de Navier Stokes et la méthode de radiosité pour calculer le flux radiatif.

Pour les cas testés, la confrontation est globalement satisfaisante. Toutefois, une meilleure concordance est observée dans le cas de la convection naturelle pure. Cela s'observe sur le tableau 1 où est listé le nombre de Nusselt total sur la paroi chaude de la cavité pour différentes valeurs de l'émissivité.

TABLEAU I. NOMBRES DE NUSSOLT SUR LA PAROI CHAUDE

ε	Wang et al [10]			Présent travail		
	\overline{Nu}_c	\overline{Nu}_r	\overline{Nu}_T	\overline{Nu}_c	\overline{Nu}_r	\overline{Nu}_T
0	8.852	0	8.852	8.875	0	8.875
0.2	8.381	2.355	10.736	8.640	2.430	11.070
0.8	7.815	11.265	19.080	8.251	11.604	19.856

VI. RESULTATS ET DISCUSSION

Dans cette section, l'influence de l'émissivité des surfaces est étudiée en présence d'un milieu parfaitement transparent ($\tau=0$). L'émissivité des parois varie de 0 à 1 et les propriétés physiques sont thermo-dépendantes selon la loi de Sutherland. L'ensemble des résultats obtenus est présenté sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de vitesses horizontale et verticale, de températures sur les plans médians et de nombres de Nusselt locaux convectif, radiatif et total au niveau de la paroi chaude.

La figure 2 indique que le rayonnement modifie la distribution des températures le long des parois adiabatiques avec en particulier un refroidissement le long de la paroi supérieure (figure 3). Les couches limites sont plus épaisses et les gradients de température sont moins importants le long des parois actives. Le rayonnement augmente la circulation du fluide et cet effet est plus marqué à des faibles valeurs de l'émissivité. En présence du rayonnement de surfaces, l'écoulement perd sa symétrie obtenue pour les champs dynamiques et thermiques.

L'inclinaison des isothermes dans les régions se trouvant près des parois adiabatiques est due à l'importance des flux radiatifs. Les lignes de courant montrent que le rayonnement thermique intensifie considérablement l'écoulement et accroît la température dans la cavité. La figure 4 représentant l'effet du rayonnement de surface sur la distribution des vitesses indiquent que les valeurs maximales et minimales de la vitesse horizontale augmentent en fonction de l'émissivité et que l'épaisseur de la couche limite dynamique diminue avec l'augmentation de l'émissivité. L'échange de chaleur au niveau de la paroi chaude présenté en termes de nombres de Nusselt locaux et moyens (figures 5, 6 et 7) en fonction de l'émissivité montre une diminution du nombre de Nusselt convectif avec l'augmentation de l'émissivité. Naturellement, les nombres de Nusselt radiatif et total augmentent rapidement avec la valeur de l'émissivité, étant donné que le rayonnement accroît les gradients de température près des parois.

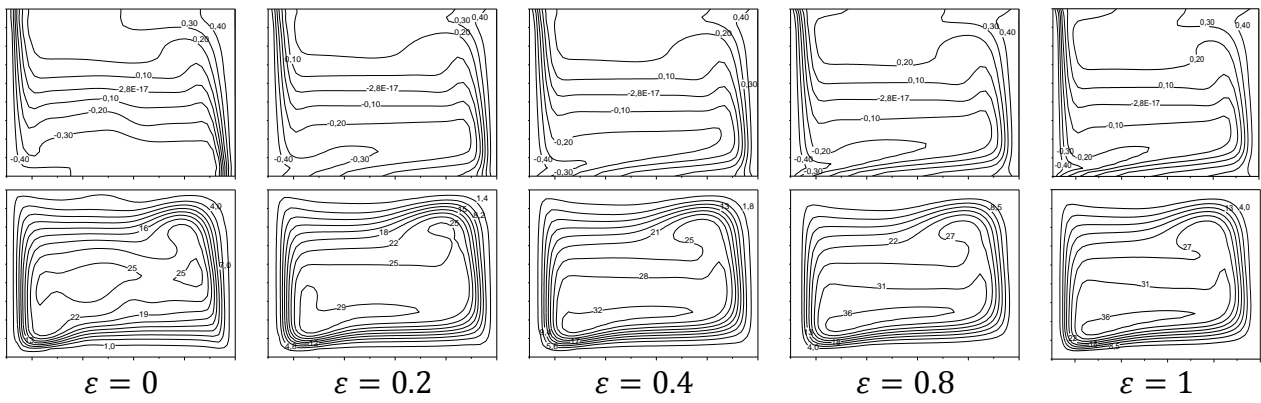


Fig. 2. Isothermes (haut) et lignes de courant (bas) pour $Pr=0.02$, $Ra=5.10^6$ et $\epsilon_b=0.6$

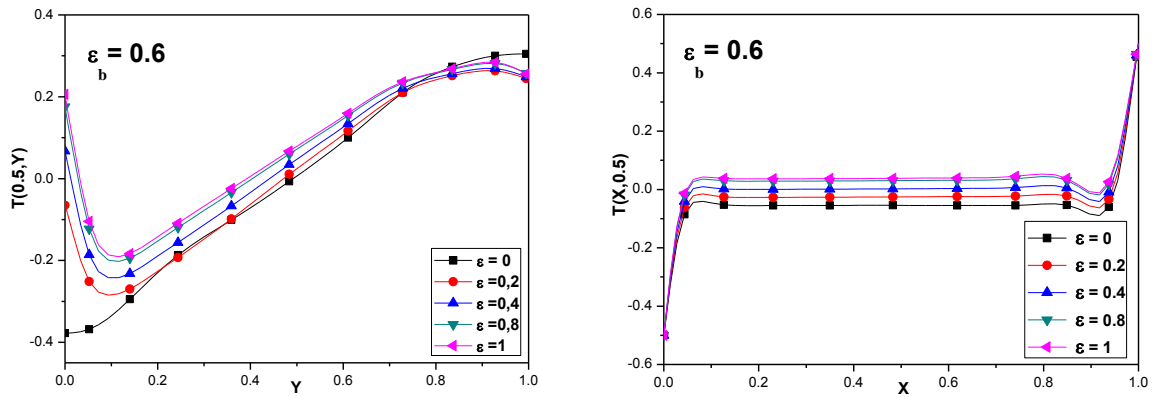


Fig. 3. Profils de température dans les plan médians vertical (gauche) et horizontal (droite) pour différentes valeurs de l'émissivité, $Pr=0.02$, $Ra=5.10^6$ et $\epsilon_b=0.6$

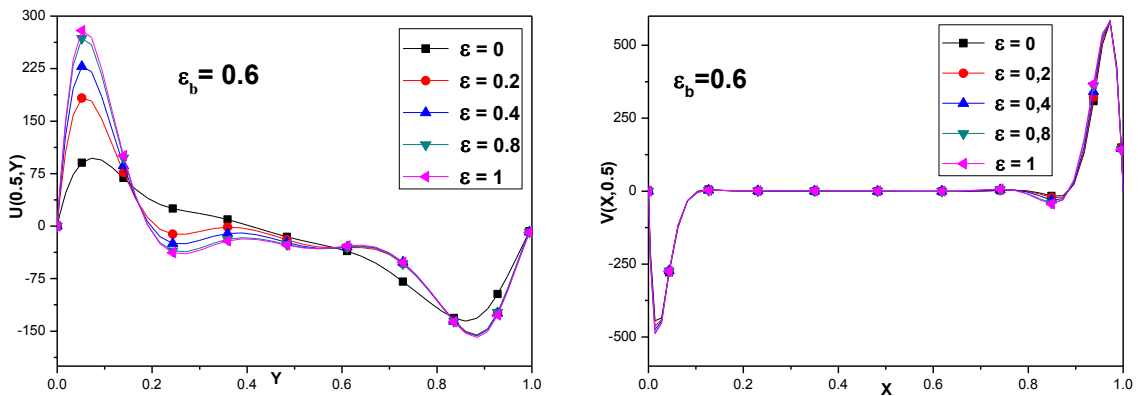


Fig. 4. Profils des composantes horizontale (gauche) et verticale (droite) de vitesse dans les plans médians pour différentes valeurs de l'émissivité, $Pr=0.02$, $Ra=5.10^6$ et $\epsilon_b=0.6$

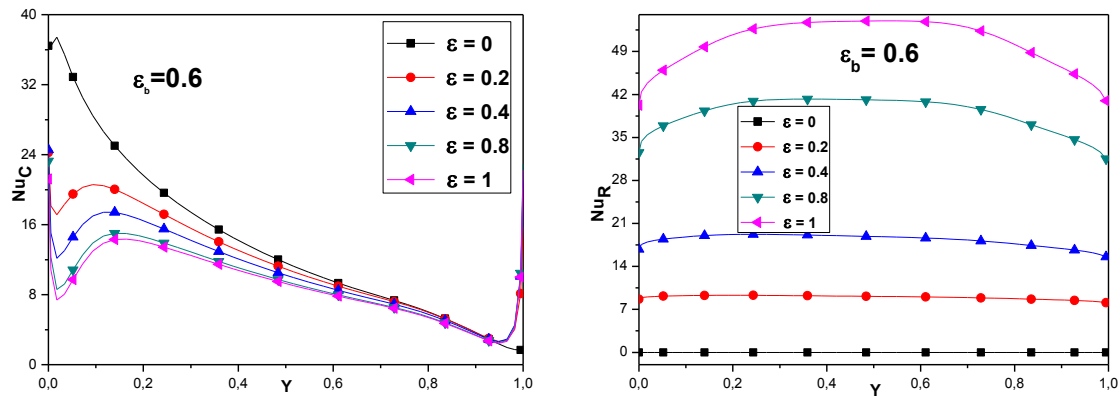


Fig. 5. Effet de l'émissivité sur les nombres de Nusselt locaux convectif (gauche) et radiatif (droite) pour $Pl=0.02$, $Ra=5.10^6$ et $\epsilon_b=0.6$

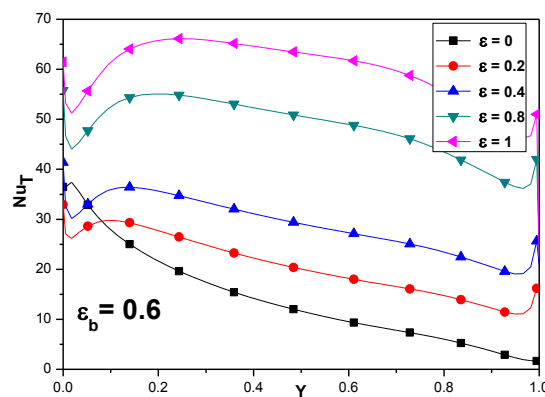


Fig. 6. Effet de l'émissivité sur le nombre de Nusselt local total pour $Pl=0.02$, $Ra=5.10^6$ et $\epsilon_b=0.6$

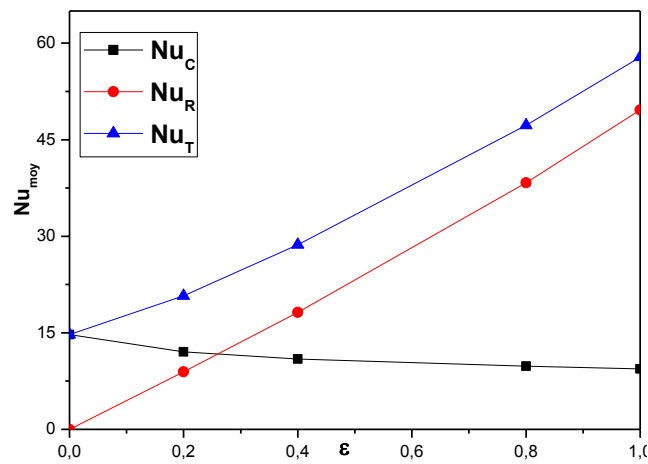


Fig. 7. Profils des Nusselt moyens convectif, radiatif et total pour $Pl=0.02$, $Ra=5.10^6$ et $\epsilon_b=0.6$

VII. CONCLUSION

Le couplage convection naturelle-rayonnement en présence d'un milieu transparent dans une cavité carrée différentiellement chauffée a été étudié numériquement. D'après les résultats obtenus, on peut conclure que le rayonnement de surface modifie considérablement le transfert thermique. Le rayonnement en surface influe sur les isothermes et la structure de l'écoulement et provoque un changement considérable de transfert de chaleur à travers la

cavité. Le rayonnement thermique augmente le transfert de chaleur dans la cavité.

RÉFÉRENCES

- [1] Lauriat G. Combined radiation-convection in gray fluids enclosed in vertical cavities. *J. Heat Transfer* 1982; 104:609-615.
- [2] Yucel A, Acharya S, Williams M. L. Natural convection and radiation in a square enclosure. *Num. Heat Transfer* 1989; A15: 61:278.
- [3] Colomer G, Costa M, Consul R, Oliva A. Three-dimensional numerical simulation of convection and radiation in a differentially heated cavity

- using the discrete ordinates method. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 2004 ; 47: 257-269.
- [4] Ibrahim A. Couplage de la convection naturelle et du rayonnement dans des mélanges gazeux absorbants-émettants, Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers, 2010.
- [5] Laouar-Meftah S, Lemonnier D, Saury D, Benbrik A, Cherifi M. Comparative Study of Radiative Effects on Double Diffusive Convection in Nongray Air-CO₂ Mixtures in Cooperating and Opposing Flow. *Mathematical Problems in Engineering* 2015; 2015:1-17.
- [6] Moufekkik F, Moussaoui M. A, Mezhab A, Naji H, Lemonnier D. Numerical prediction of heat transfer by natural convection and radiation in an enclosure filled with an isotropic scattering medium. *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer* 2012; 113: 1689-1704.
- [7] Bouafia M, Daube O. Natural convection for large temperature gradient around a square solid body within a rectangular cavity. *Int. J. Heat Mass Transfer* 2007; 50: 3599-3615.
- [8] Hamimid S, Guellal, Bouafia M. Numerical simulation of combined natural convection surface radiation for large temperature gradients. *J. Thermophysics & Heat Transfer* 2015, 29 (3).
- [9] Bouafia M, Hamimid S, Guellal M, Non-Boussinesq convection in a square cavity with surface thermal Radiation. *Int. J. Thermal Sciences* 2015 ; 96: 236-247.
- [10] Wang H, Xin S, Le Quéré P. Étude numérique du couplage de la convection naturelle avec le rayonnement de surfaces en cavité carrée remplie d'air, *C. R. Mécanique* 2006, 334 :48-57.
- [11] Patankar SV. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: McGraw-Hill 1980.