



# L'influence De Nombre de Richardson Sur La Convection Mixte Dans Une Serre Agricole

Slatni Yassine<sup>\*1</sup>, Djeddar Mahfoud<sup>\*2</sup>

<sup>\*</sup>Département de Physique, Université Constantine 1 Route Aïn El Bey 25000 Constantine Algérie

<sup>1</sup>slatniyacine@gmail.com - <sup>2</sup>mdjeddar@umc.edu.dz

**Résumé**—Dans ce travail, nous avons étudié la convection mixte de l'écoulement d'air de dans une serre formée par deux parois latérale et un toit à deux pentes symétriques. Nous avons pris comme conditions de chauffage des parois pour notre serre ( $T_c$  pour le sol et  $T_f$  pour le toit, avec  $T_c > T_f$ ), avec des ouvertures l'entrée de l'air froid est de parois gauche et la sortie est de façon symétrie de parois droite. Cette serre est remplie par un fluide newtonien et incompressible. Le nombre de Prandtl est fixé à 0.702 (cas de l'air). Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues numériquement avec le logiciel *Fluent*. Nous avons analysé l'effet du nombre de Richardson qui caractérisent la convection mixte, et la structure d'écoulement. Plusieurs situations ont été envisagées en faisant varier le nombre de Richardson ( $0.1 \leq Ri \leq 100$ ) et le nombre de Reynolds fixe  $Re=100$ . Nous analysons les résultats présentés sous forme des isothermes et lignes de courant et les profils de nusselt local et moyen de la parois chaude.

**Mots clé** — La convection mixte, écoulement dans une serre agricole, la méthode de volumes finis, nombre de Richardson.

## I. INTRODUCTION

De nombreuses études ont été réalisées dans le cas de la convection mixte allant de la cavité simple de forme rectangulaire [1] jusqu'à des formes plus complexes tel que des cavités à parois ondulées [2] ou des cavités trapézoïdales [3]. Mais, les écoulements de convection mixte sont souvent rencontrés dans les écoulements laminaires ou des écoulements de fluide non-newtonien à cause de leurs fortes viscosités [4]. La convection mixte dans les cavités fermées est due dans la majorité des cas à un jet entrant, par exemple dans le cas d'une cavité rectangulaire munie de deux ouvertures sur ses parois verticales et soumise à un jet horizontal, tel que les travaux de Raji et al. [5].

Dans le cas des cavités demi-cylindriques peu de travaux ont été réalisés, nous pouvons citer les travaux de K.C. Karki & al.[6] qui ont étudié par voie numérique la convection mixte laminaire tridimensionnelle dans une cavité demi-cylindrique avec un jet d'airs longitudinaux où des solutions sont obtenues pour trois zones chauffées différemment.

Dans le présent travail, nous avons étudié les effets du nombre de Richardson avec ( $0.1 \leq Ri \leq 100$ ) et le nombre de

Reynolds fixe  $Re=100$ , sur la convection mixte dans une serre horticultrice fermée en présence d'un jet d'air ( $Pr=0.71$ ) transversal à travers deux ouvertures latérales (figure 1). L'intérêt de cette étude est donc mettre en évidence l'influence des nombres de Richardson  $Ri$  sur la structure de l'écoulement, la distribution de la température et sur le transfert de chaleur avec un nombre de Reynolds fixe.

## II. MODELE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHÉMATIQUE

Le modèle physique consiste en une serre qui contient un fluide incompressible de viscosité cinématique  $\nu$  et de diffusivité thermique  $\alpha$ . La paroi supérieure (le toit) froide et la paroi inférieure (le sol) chaude. Un écoulement latéral traverse la serre avec une vitesse uniforme moyenne  $v$  et une température uniforme  $T_f$  à travers une ouverture sur les côtés comme le montre la figure 1. Les équations régissant l'écoulement sont les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Pour une formulation simple du problème, on prend l'approximation de Boussinesq:  $\rho(P, T) = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$

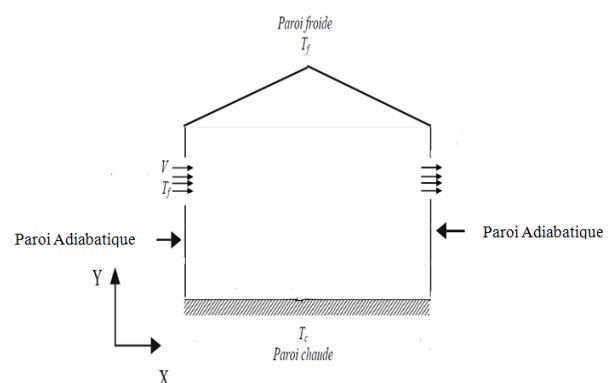


Figure 1: Modèle physique

Le problème est traité sous une forme générale en utilisant une adimensionnalisation adéquate à l'aide des échelles suivantes :  $H, \frac{H}{V_0}, \rho_0 V_0^2, \Delta T$

Pour la longueur, le temps, la vitesse, la pression et la température respectivement. La température respectivement. Les paramètres du problème sont : le nombre de Prandtl  $Pr$ , le



nombre de Reynolds  $Re$  et le nombre de Grashoff  $Gr$ . Les équations adimensionnelles sont représentées par :

L'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

- L'équation de continuité :

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

- Les équations de quantité de mouvement :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ri \cdot \theta \quad (3)$$

- L'équation d'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \left[ \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (4)$$

$U$  et  $V$  étant les composantes de la vitesse adimensionnelles dans les directions  $X$  et  $Y$  respectivement,  $\theta$  la température adimensionnelle,

$$Re = \frac{V_0 H}{\nu_0}, Pr = \frac{\nu_0}{\alpha}, Gr = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu_0^2}, Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

#### II.1. CONDITIONS AUX LIMITES

$$\theta=0 \quad u=v=0 \quad 0 \leq X \leq 1 \quad \text{et} \quad Y=0$$

$$\theta=1 \quad u=v=0 \quad 0 \leq X \leq 1 \quad \text{et} \quad Y=1$$

$$\delta \theta / \delta y = 0 \quad u=1 \quad v=0 \quad X=0 \quad \text{et} \quad 1/3 \leq Y \leq 2/3$$

$$\delta \theta / \delta y = 0 \quad \delta u / \delta y = 0 \quad \delta v / \delta y = 0 \quad X=1 \quad \text{et} \quad 1/3 \leq Y \leq 2/3$$

#### II.2. CALCUL DU NOMBRE DE NUSSELT MOYEN:

On s'intéresse au transfert de chaleur au niveau de la partie chauffée. Le nombre de Nusselt moyen est défini par :

$$Num = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(X) dX \quad (9)$$

Où  $Nu(X)$  est le nombre de Nusselt local défini par :

$$Nu(X) = \left[ -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right]_{Y=0} \quad (10)$$

### III. RESULTATS ET DISCUSSION

La structure de l'écoulement, le champ thermique, ainsi que le transfert de chaleur sont examinés dans cette section. Dans cette étude la géométrie de la serre est considérée constante et le nombre de Prandtl est maintenu à 0.71. Les résultats sont présentés pour un nombre de Grashoff ( $10^3 \leq Gr \leq 10^6$ ) et une valeur du nombre de Reynolds ( $Re=100$ ).

#### III.1. Influence du nombre de Richardson:

Le paramètre principal qui gouverne l'écoulement thermique naturel est le nombre de Richardson. Il représente le rapport des forces de flottabilité (forces d'Archimède) aux forces visqueuses, et il est proportionnel au gradient de température appliqué,

Pour  $Ri=0.1$ , les sollicitations thermiques sont assez faibles pour pouvoir varier la densité du fluide et provoquer le mouvement des particules, le transfert de chaleur s'effectue alors avec convection forcée c'est pourquoi on observe une stratification verticale des isothermes plus ou moins courbées au fur et à mesure qu'on s'approche à la paroi supérieure pour prendre la forme des parois inférieure et supérieure (figure 2) à cause du jet d'air qui influe sur la convection naturelle, mais l'augmentation du nombre de Richardson déclenche un écoulement thermique naturel vertical qui soulève le jet et le force à faire une recirculation dans le cœur de la serre ce qui provoque la formation d'une cellule principale dans la partie supérieure de la serre (figure 4), ce qui traduit la convection mixte. Ce comportement continue jusqu'à  $Ri=50$  avec l'apparition d'une cellule secondaire plus petite qui se forme juste à l'entrée de la serre, ainsi l'augmentation de la taille de la cellule principale. Alors l'intensité de la convection naturelle augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson. Nous pouvons également constater à partir des lignes de courants que le gradient de vitesses est important au niveau des parois lorsqu'on fait augmenter le nombre de Richardson et donc la vitesse maximale est atteinte à ce niveau (figure 5).

Pour un nombre de Richardson important ( $Ri=100$ ), la compétition entre les cellules de convection naturelle et le jet d'air froid, conduit que le jet est assez puissant pour s'imposer sur l'écoulement naturel en ralentissant les deux cellules pour les faire disparaître au-delà. La cellule principale qui se trouve au niveau de la paroi supérieure reste placée au-dessus du jet et longe toute la paroi supérieure empêchant tout contact entre cette dernière et l'écoulement forcé. Cette cellule est due à l'entraînement d'air, emprisonné dans la partie supérieure de la serre par le jet. Elle tourne faiblement dans le sens trigonométrique, la cellule (en bas du jet) augmente de la taille aussi. L'écoulement au-dessus de la paroi horizontale chauffée passe alors en régime de convection forcée typique de celle d'un jet le long d'une plaque plane chaude.

Les lignes isothermes très se concentrent tout près de la paroi chaude. Cela explique que, presque la totalité de la chaleur dégagée par la paroi chaude transite vers l'extérieur à travers l'ouverture latérale grâce à l'écoulement forcé. Une très faible quantité de chaleur traverse le jet par conduction pour atteindre la partie supérieure. Il en résulte qu'une partie importante de la serre est isotherme dans le cas des nombres de Reynolds élevé.

Le nombre de Nusselt local (Figure 7) au niveau de la paroi chaude présente un maximum au cœur de la serre car à



cet endroit, on est en présence d'un gradient de température très intense traduit par un échange thermique entre le jet froid et la paroi chaude. Cet échange de chaleur se stabilise le long de la paroi chaude car le gradient de température reste pratiquement constant tout le long de la surface chaude.

La figure 8 représente l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashoff  $Gr$  pour une valeur du nombre de Reynolds fixe. Cette courbe montre que le transfert de chaleur augmente au fur et à mesure que le nombre de Richardson augmente.

Fig.5. Isothermes (a) et lignes de courant (b) pour  $Ri=50$

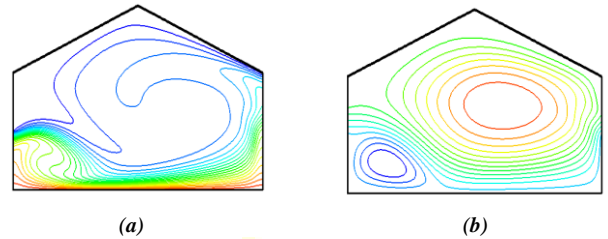


Fig.6. Isothermes (a) et lignes de courant (b) pour  $Ri=100$

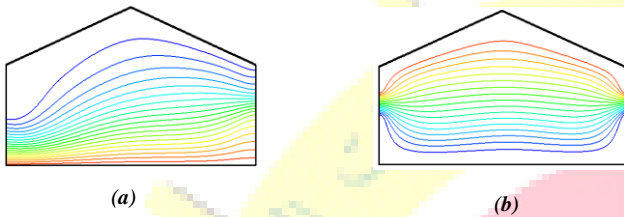


Fig.2. Isothermes (a) et lignes de courant (b) pour  $Ri=0.1$

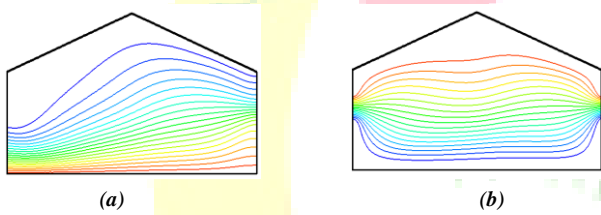


Fig.3. Isothermes (a) et lignes de courant (b) pour  $Ri=5$

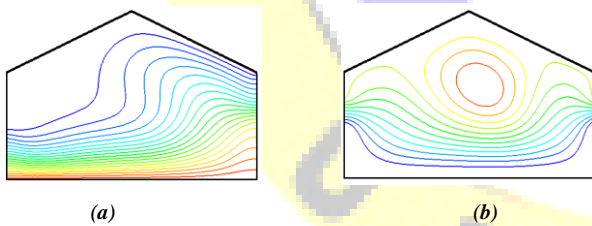


Fig.4. Isothermes (a) et lignes de courant (b) pour  $Ri=10$

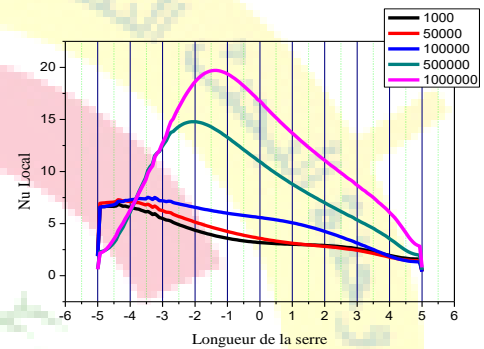
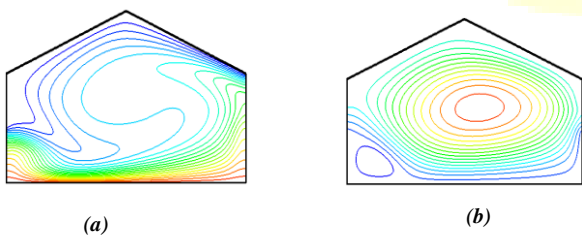


Fig.7. Nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude.

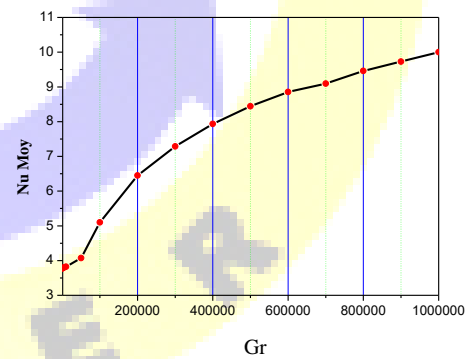


Figure 8: Nombre de Nusselt moyen en fonction de  $Gr$



# Le 4<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

## The 4<sup>th</sup> International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2016



### IV. CONCLUSIONS

L'étude numérique de la convection mixte dans une serre horticole, nous avons permis de prédire le comportement de la structure de l'écoulement entre une structure multicellulaire dominé par une convection naturelle dans un système fermé avec un nombre de Richardson varier, et une structure multicellulaire dominé par une convection forcée lorsque le nombre de Reynolds fixe et nombre de Richardson varier. Nous avons pu mettre en évidence l'existence d'une influence sur la convection quand 'il augmente le nombre de Richardson avec un nombre de Reynolds fixe  $Re=100$  pratiquement élevé. La quantité de chaleur évacuée à travers la paroi inférieure chaude augmente en fonction des nombres de Reynolds et Richardson à une loi de puissance.

### REFERENCES

- [1] M.A.R. Sharif, Laminar mixed convection in shallow inclined driven cavities with hot moving lid on top and cooled from bottom, *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007) 1036-1042.
- [2] A. Al-Amiri *et al.*, Effect of sinusoidal wavy bottom surface on mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (2007) 1771-1780.
- [3] I. Tmartnahd *et al.*, Convection mixte dans une cavité trapézoïdale chauffée par le bas, *12èmes Journées Internationales de Thermique*, Tanger, Maroc (2005).
- [4] G. Lorenzini *et al.*, Numerical investigation on mixed convection in a non-Newtonian fluid inside a vertical duct, *International Journal of Thermal Sciences*, 43 (2004) 1153-1160.
- [5] A. Raji *et al.*, Mixed convection heat transfer in a rectangular cavity ventilated and heated from the side, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 33 (1998), 533 - 548.
- [6] K.C. Karki *et al.*, Laminar mixed convection in a horizontal semicircular duct with axially nonuniform thermal boundary condition on the flat wall, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 25 (1994), 171 - 189.
- [7] N. Retiel *et al.*, Effet de l'inclinaison sur la convection naturelle dans une cavité demi-cylindrique, *12ème Journées Internationales de Thermique*, Tanger, Maroc (2005).