

# Transfert thermique au sein d'une cavité ventilée munie de deux obstacles chauffants avec changement de position.

Yacine BOUNAB<sup>1</sup>, Nabila LABSI<sup>1</sup>, Youb Khaled BENKAHLA<sup>1\*</sup>, Abdelkader BOUTRA<sup>1</sup>, Elisabeth BRUNIER<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire des Phénomènes de Transfert, FGMGP  
Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene  
BP. 32 El Alia, 16111 Bab Ezzoouar, Alger, Algérie

<sup>2</sup>Département de Génie Chimique  
Université de Technologie de Compiègne  
BP. 20529 - 60205 Compiègne, France

\*(auteur correspondant : [youbenkahla@yahoo.fr](mailto:youbenkahla@yahoo.fr))

**Résumé** – Le transfert thermique au sein des cavités ventilées est d'une grande importance pratique étant donné sa présence dans plusieurs branches scientifiques et technologiques.

La présente étude numérique concerne la caractérisation du transfert thermique en mode de convection mixte, au sein d'une cavité carrée ventilée et munie de deux obstacles chauffants placés au niveau de la paroi inférieure de l'enceinte. Cette dernière est traversée par de l'air frais.

L'ouverture d'entrée est placée au niveau de la partie supérieure gauche de la cavité et celle de sortie est fixée, en vis-à-vis, au niveau de la paroi droite. Le fluide à l'entrée ainsi que toutes les parois de l'enceinte sont à une température uniforme inférieure à celle des deux obstacles.

Les équations générales de conservation correspondant à un écoulement laminaire, stationnaire et bidimensionnel, à savoir : les équations de continuité, de l'impulsion et de l'énergie, sont discrétisées par le biais de la méthode des volumes finis. Le système d'équations algébriques obtenues est résolu en utilisant la méthode ligne par ligne, en se basant sur l'algorithme SIMPLER pour traiter le couplage pression-vitesse.

Les résultats montrent que la position des deux obstacles conduit à d'importantes modifications de la structure de l'écoulement et du transfert thermique au sein de la cavité. En effet, le déplacement, d'une manière semblable, des deux obstacles vers le milieu de la paroi inférieure entraîne, entre autre, une diminution quasi-linéaire du nombre de Nusselt.



de deux obstacles chauffants placés au niveau de la paroi inférieure de l'enceinte. Cette dernière est traversée par de l'air frais. L'objectif de l'étude est d'analyser l'effet de la position des deux obstacles sur la structure de l'écoulement et sur le transfert thermique.

## 2. Mise en équations du problème physique et modélisation numérique

Dans le présent travail, nous étudions le comportement hydrodynamique et thermique lors de l'écoulement bidimensionnel, laminaire et stationnaire de l'air au sein d'une cavité ventilée.

L'enceinte, d'arête  $H$ , est munie de deux ouvertures de même largeur  $w$  ( $w = 0,25$ ) pratiquées en vis-à-vis sur les parois verticales de la cavité, dans laquelle se trouvent, au niveau de sa base, deux obstacles rectangulaires chauffants, de largeur constante  $l$  ( $l = 0,25$ ).

Le fluide utilisé est de l'air frais à propriétés physiques constantes et uniformes à l'exception de la masse volumique dans le terme de poussée pour laquelle l'approximation de Boussinesq est adoptée.

Le fluide entre dans la cavité à travers l'ouverture placée en haut de la paroi verticale gauche ( $X = 0$  et  $0,75 \leq Y \leq 1$ ), à une température inférieure à celle des obstacles. Par ailleurs, toutes les parois de la cavité sont supposées à la même température que celle du fluide entrant.

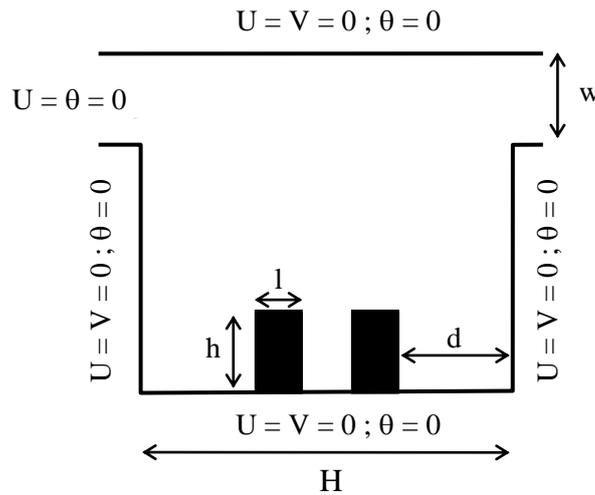


Figure 1 : Schématisation du problème physique.

Les équations générales de conservation, à savoir : les équations de Continuité, de la Quantité de mouvement suivant  $X$  et  $Y$  ainsi que l'équation de l'Energie sont données sous leur forme adimensionnelle comme suit :

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

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

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

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

Tels que :

$$X = \frac{x}{H} \quad Y = \frac{y}{H} \quad V = \frac{v}{u_e} \quad U = \frac{u}{u_e} \quad P = \frac{p}{\rho u_e^2} \quad \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f}$$

Le transfert thermique au sein de la cavité est évalué à travers le calcul du nombre de Nusselt moyen, donné par l'expression suivante :

$$Nu_{moy} = \int_0^{0.75} Nu_f \Big|_{X=0 \text{ et } X=1} dY + \int_0^1 Nu_f \Big|_{Y=0 \text{ et } Y=1} dX + \int_{Obstacle1} Nu_c d\xi + \int_{Obstacle2} Nu_c d\xi \quad (5)$$

$Nu_f$  et  $Nu_c$  étant les nombres de Nusselt locaux évalués le long des parois froides de la cavité et de la surface des obstacles chauds, respectivement, tels que :

$$Nu_f = - \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{\text{parois froides}} \quad (6)$$

$$Nu_c = - \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{\text{surfaec de l'obstacle}} \quad (7)$$

Un code de calcul basé sur la méthode de résolution ligne par ligne est utilisé pour la résolution des équations générales de conservation (1-4). Ces équations ainsi que les conditions aux limites associées, illustrées sur la figure 1, sont discrétisées par le biais de la méthode des volumes finis proposé par Patankar [4], et transformées en équations algébriques. L'algorithme SIMPLER est utilisé pour traiter le couplage pression-vitesse.

### 3. Validation du code de calcul

Avant d'entamer les simulations relatives à cette étude, la validation de notre code de calcul était nécessaire. Ainsi, une comparaison des résultats qui en découlent avec ceux des travaux de Saeidi et Khodadadi [1] a été effectuée. Il s'agit du cas d'une cavité ventilée sans présence d'obstacles (Figure 2), pour laquelle plusieurs positions de la sortie  $S_0$  ont été considérées.

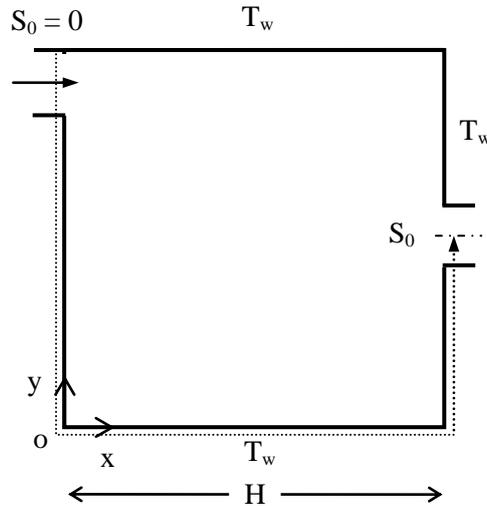


Figure 2 : Schématisation de la configuration étudiée par Saeidi et Khodadadi [1].

Cette comparaison est illustrée à travers la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'emplacement de la sortie et ce, pour deux valeurs du nombre de Reynolds :  $Re = 100$  et  $Re = 500$  (Figure 3). Le nombre de Nusselt moyen représente, dans ce cas, la moyenne arithmétique du nombre de Nusselt local évalué le long de chaque paroi.

La confrontation de nos résultats avec ceux de Saeidi et Khodadadi [1] donne une parfaite superposition des courbes pour ce qui est de l'évolution du nombre de Nusselt moyen. Ceci nous permet alors, de valider notre code de calcul.

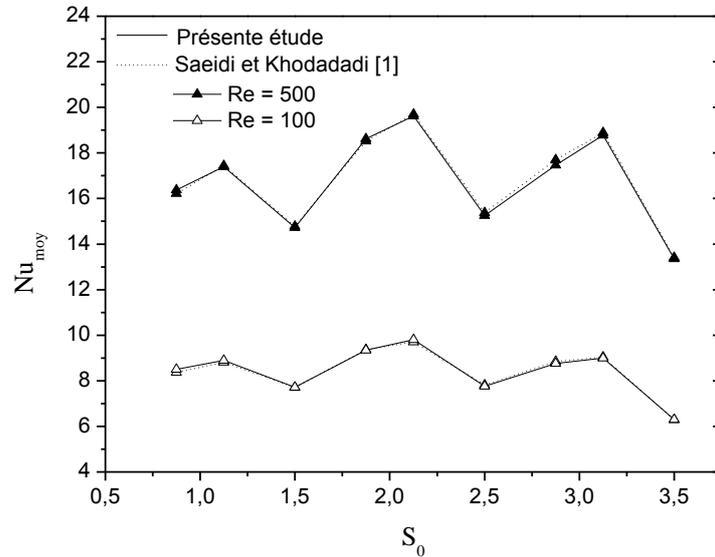
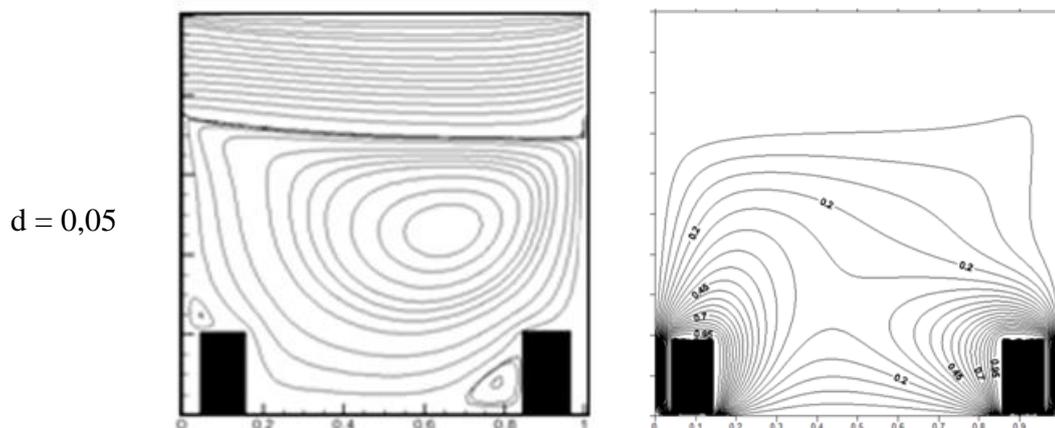


Figure 3 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes positions de la sortie.  $Pr = 5$ .

#### 4. Résultats et discussion

La figure 4 illustre la structure de l'écoulement et du transfert thermique à travers les lignes de courant et les isothermes, respectivement et ce, pour différents emplacements des deux obstacles par rapport aux parois verticales.



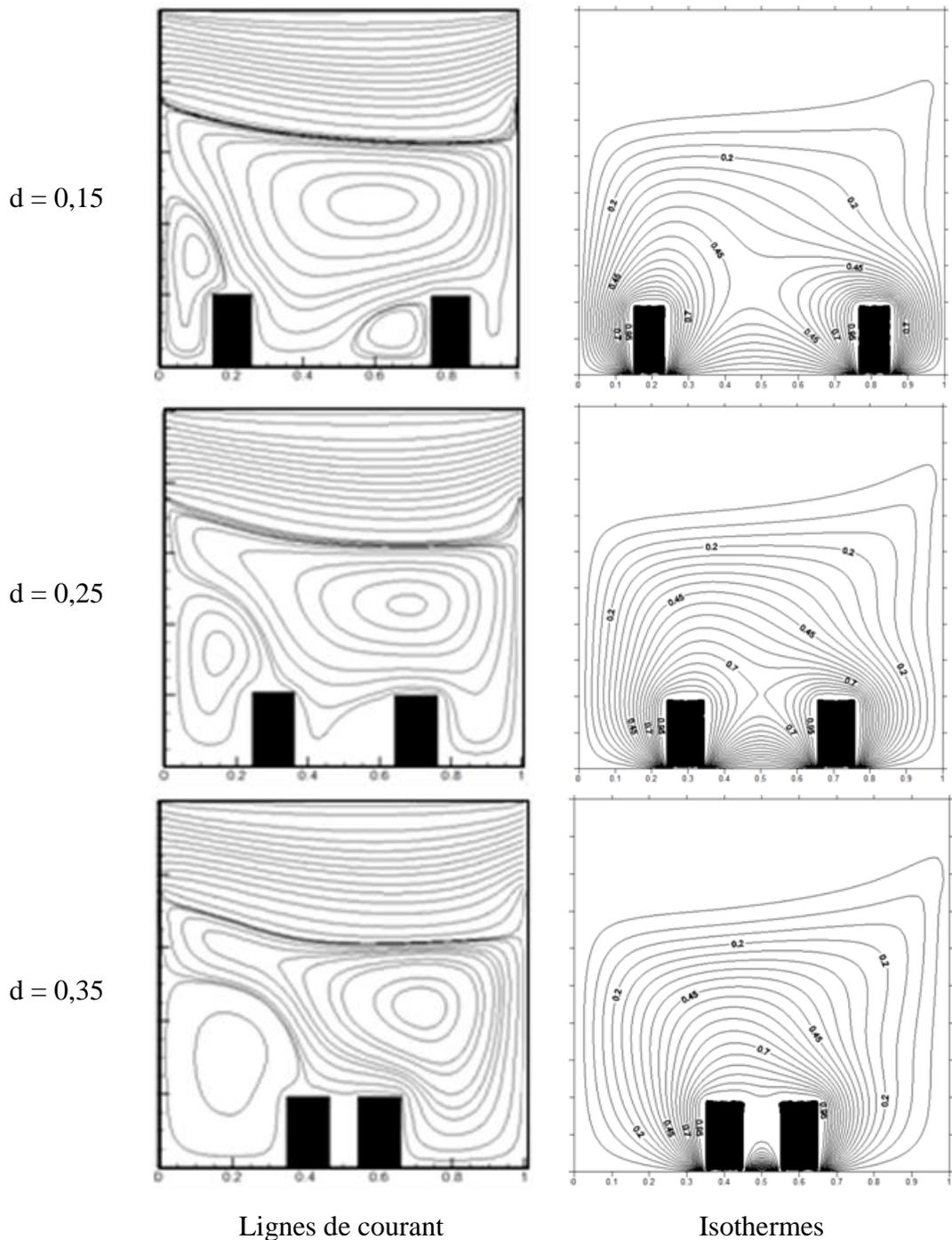


Figure 4 : *Lignes de courant et isothermes pour différentes valeurs de la position des deux obstacles.  $Ra = 10^4$  ;  $Pr = 0,70$  ;  $Ri = 1$ .*

Les lignes de courant révèlent l'existence d'une cellule, en mouvement de rotation horaire, se trouvant au-dessous de l'écoulement principale. Notons également l'apparition de cellules de recirculation du côté gauche des obstacles. En outre, l'éloignement des deux obstacles des parois verticales (augmentation de la distance  $d$ ) entraîne l'augmentation de la taille de la cellule secondaire se trouvant entre la paroi gauche et l'obstacle, qui occupe de plus en plus de place au détriment de la cellule primaire.

Pour ce qui est de la structure des isothermes, nous constatons que ces dernières ont une forme parabolique entre les deux obstacles, décrivant un maximum, fonction de

l'emplacement des obstacles dans la cavité. En effet, plus la distance  $d$ , entre la paroi verticale (celles de droite et de gauche) et l'obstacle augmente, plus le maximum de température se déplace vers le centre de la cavité. Ce comportement pourrait trouver une explication à travers les lignes de courant de la figure 4, qui montrent, en effet, que la cellule en rotation horaire occupe moins d'espace entre les deux obstacles lorsque la distance  $d$  augmente (de 0,05 à 0,35). Par conséquent, elle ne parvient plus à entrainer, dans son mouvement, le fluide confiné dans cette région. Les isothermes de forme parabolique se trouvent alors centrées entre les deux obstacles.

Le tableau regroupe les valeurs minimales et maximales de la fonction de courant correspondant aux lignes de courant de la cellule en rotation horaire et celles du courant principal, respectivement et ce, en fonction de la distance entre les deux obstacles. Nous observons que les valeurs maximales de la fonction de courant restent sensiblement constantes ce qui signifie que le courant principal n'est pas très affecté par la variation de la distance des deux obstacles par rapport aux parois verticales. En revanche, l'augmentation de cette dernière entraîne, globalement, la diminution de la valeur minimale de la fonction de courant relative à la cellule en rotation horaire et par conséquent, la diminution de l'intensité de l'écoulement au centre de la cavité.

$d$	0,05	0,15	0,25	0,35
$\Psi_{\min}$	-0,03926	-0,03454	-0,03020	-0,03039
$\Psi_{\max}$	0,24627	0,24624	0,24624	0,24628

Tableau : Valeurs minimales et maximales de la fonction de courant.

Afin de déterminer l'échange thermique au sein de la cavité, le nombre de Nusselt moyen a été évalué en moyennant sur toutes les parois de la cavité et des obstacles, la différence de température entre celles-ci et le fluide.

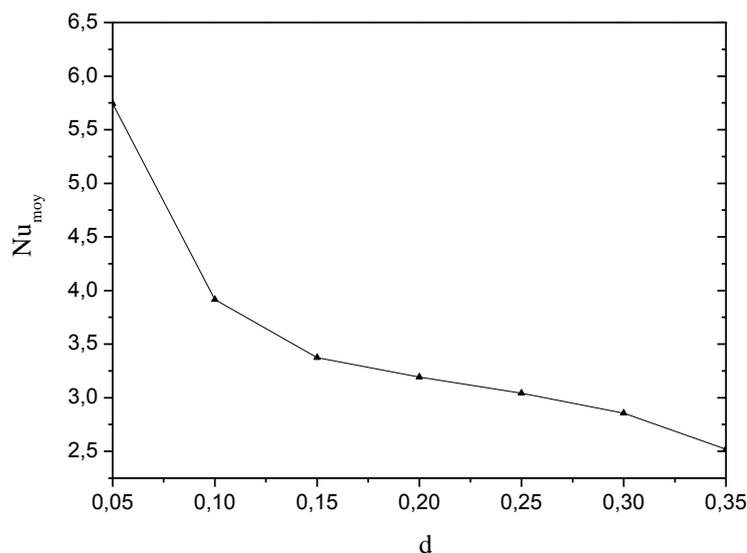


Figure 5 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la position des deux obstacles.  $Ra = 10^4$  ;  $Pr = 0,70$  ;  $Ri = 1$ .

La figure 5 trace l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la position des deux obstacles chauds au sein de la cavité. Nous constatons que plus l'obstacle est proche de

la paroi verticale, plus le nombre de Nusselt moyen est élevé. En effet, lorsque l'obstacle chaud est proche de la paroi verticale froide, on assiste à une intensification du transfert thermique étant donné le chauffage du fluide confiné dans cette région, ce qui entraîne de forts gradients pariétaux de température. Par contre, en éloignant la source de chaleur, en d'autre terme l'obstacle chaud, des parois verticales, l'espace séparant ces derniers des obstacles devient plus important et par conséquent, la masse fluide en contact avec les parois froides devient moins chaudes, ce qui offre de plus faibles gradients pariétaux de température. En conclusion, l'échange thermique est moins important lorsque les deux obstacles sont placés au centre de l'enceinte.

## 5. Conclusion

La présente étude consistait en l'analyse de l'effet de la position de deux obstacles chauffants à l'intérieur d'une cavité ventilée, sur la structure hydrodynamique et thermique de l'écoulement. La cavité est munie d'une entrée et d'une sortie d'air placées en vis-à-vis sur les parois verticales. L'écoulement de l'air était considéré laminaire, bidimensionnel et stationnaire. Les équations générales de conservation étaient résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis.

Les résultats obtenus montrent que le déplacement des obstacles vers le centre de la cavité diminue l'intensité de l'échange thermique et ce, étant donné que la surface chaude de l'obstacle s'éloigne des parois verticales. Il est, par conséquent, plus intéressant de placer les obstacles chauds près des parois verticales pour bénéficier d'un meilleur échange thermique.

## Références

- [1] S. M. Saeidi, J. M. Khodadadi, Forced convection in a square cavity with inlet and outlet ports, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 49 (2006), 1896-1906.
- [2] M. M. Rahman, S. Parvin, N. A. Rahim, M. R. Islam, R. Saidur, M. Hasanuzaman, Effects of Reynolds and Prandtl number on mixed convection in a ventilated cavity with a heat-generating solid circular block, *Applied Mathematical Modelling*, 36 (2012), 2056-2066.
- [3] A. H. Mahmoudi, M. Shahi, A. Honarbakhsh Raouf, A. Ghasemian, Numerical study of natural convection cooling of horizontal heat source mounted in a square cavity filled with nanofluide, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 37 (2010), 1135-1141.
- [4] S. V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, *Hemisphere Publishing Co.*, New York (1980).