

Convection mixte dans une cavité ouverte en forme de « T » munie de blocs chauffants fixés sur la paroi supérieure

² A. Meskini, ¹ M. Najam*, ¹ M. El Alami

¹ Groupe de Thermique, Laboratoire de Physique des Matériaux, Micro électronique, Automatique et Thermique (LPMMAT), Département de Physique, Faculté des Sciences, Université Hassan II Ain Chock, BP. 5366, Maârif, Casablanca, Maroc.

² ENSEM, Université Hassan II Ain Chock, BP. 5366, Maârif, Casablanca, Maroc.

Tél : (212) 22 23 06 80 ; Fax : (212) 22 23 06 74 ; email : mnejam@yahoo.fr

RESUME

On étudie numériquement les écoulements de convection mixte dans une cavité en forme de « T », inversée munie de blocs chauffés à température constante T_C et fixés sur la paroi supérieure. La paroi inférieure est maintenue froide à la température T_F ($T_F < T_C$). Les parois latérales sont adiabatiques. Les parois horizontales sont munies d'ouvertures coaxiales. Les équations gouvernantes ont été résolues par la méthode des différences finies. Les paramètres de contrôles sont : le nombre de Rayleigh Ra ($Ra = 5 \times 10^5$), le nombre de Reynolds ($30 \leq Re \leq 300$), le nombre de Prandtl ($Pr = 0.72$). La distance entre les blocs et la paroi inférieure est B telle que : $B = (H - h)/H$. H étant la hauteur de la cavité et h est la hauteur des blocs. La dimension C des ouvertures est $C = l/L = 0.15$ et la distance entre les blocs D ($D = d/L = 0.50$).

Les résultats obtenus mettent en évidence une compétition entre la convection mixte et forcée. Leurs domaines de prédominance sont limités par un Reynolds critique fonction du nombre de Rayleigh.

NOMENCLATURE

A	<i>rapport de forme $A = L/H$</i>	Q	<i>quantité de chaleur échangée.</i>
B	<i>distance adimensionnelle entre les blocs et la paroi basse ($B = (H - h)/H$).</i>	U_C	<i>vitesse de référence (m/s).</i>
C	<i>largeur adimensionnelle des ouvertures ($C = l/H$)</i>	x, y	<i>coordonnées cartésiennes adimensionnelles dans les deux directions ($x, y = (X/H, Y/H)$)</i>
D	<i>écart entre les blocs ($D = d/H$)</i>	(U, V)	<i>composantes de la vitesse.</i>
d	<i>écart entre deux blocs successifs (m)</i>	(u, v)	<i>vitesses adimensionnelles ($u, v = (U/U_C, V/U_C)$)</i>
g	<i>accélération de la pesanteur (m/s²)</i>	<i>Symboles grecs</i>	
h	<i>hauteur des blocs, (m)</i>	β	<i>coefficient de dilatation du fluide (K⁻¹)</i>
H	<i>largeur du canal, (m)</i>	α	<i>diffusivité thermique du fluide (m²s⁻¹)</i>
l	<i>largeur des ouvertures (m)</i>	λ	<i>conductivité thermique du fluide (Wm⁻¹K⁻¹)</i>
M	<i>débit massique adimensionnel</i>	ν	<i>viscosité cinématique du fluide (m²s⁻¹)</i>
Nu	<i>nombre de Nusselt global</i>	ρ	<i>masse volumique du fluide (kg/m³)</i>
Pr	<i>nombre de Prandtl ($Pr = \nu/\alpha$)</i>	ψ	<i>fonction de courant adimensionnelle, $\psi = \psi'/\alpha$</i>
Pe	<i>nombre de Peclet ($Pe = RePr$)</i>	Ω	<i>vorticité adimensionnelle, $\Omega = \Omega'H^2/\alpha$</i>
T	<i>température adimensionnelle</i>	Indices	
T_C	<i>température de la paroi chaude</i>	C	<i>Chaud</i>
T_F	<i>température de la paroi froide</i>	F	<i>Froid</i>
ΔT	<i>écart de température appliqué ($T_C - T_F$)</i>		
Ra	<i>nombre de Rayleigh, ($Ra = g\beta\Delta TH^3/(\alpha\nu)$)</i>		

1. INTRODUCTION

L'étude des transferts thermiques par convection dans un canal est d'un intérêt pratique dans différents domaines de l'ingénierie tels que ceux relatifs au refroidissement des

cartes électroniques. En effet, cette technologie a conduit à des assemblages de plus en plus compacts contenant plusieurs milliers de composants électroniques (transistors, thyristors, diodes. Etc...) qui dégagent une importante quantité de chaleur pendant leur fonctionnement. Le surplus de chaleur doit être évacué pour éviter leur endommagement. Dans la pratique, les cartes électroniques sont souvent placées sur des supports constituant une des deux parois d'un canal rectangulaire.

D'importants travaux ont été réalisés dans ce domaine. En particulier, on peut mentionner l'investigation numérique de Hasnaoui et al. [1] qui ont étudié un problème de convection naturelle développée entre une paroi horizontale froide et une série de cavités ouvertes chauffées par le bas. L'analyse du transfert de chaleur par convection mixte laminaire dans un canal horizontal a été effectuée numériquement par Kim et Anand [2]. Le canal a une paroi inférieure conductrice sur laquelle des blocs chauffants à flux constant sont disposés de manière régulière et il est soumis à un jet horizontal. La périodicité de la géométrie a permis à ces auteurs de réduire le domaine d'étude à un domaine contenant deux blocs. Les résultats obtenus ont montré que la conductivité du substrat contribue considérablement au refroidissement des blocs. De plus, la résistance thermique du système diminue avec l'augmentation de Re , de l'espacement des blocs et de la conductivité du substrat. Par contre, elle augmente avec l'épaisseur de ce dernier et la hauteur des blocs. Les écoulements de convection mixte dans un canal horizontal muni de deux blocs chauffants sur sa paroi inférieure ont été étudiés numériquement par Nigen et Amon [3]. Les résultats présentés par ces auteurs montrent que des cellules de recirculation sont formées entre les blocs et limitent la contribution de la face verticale de ces derniers aux transferts thermiques au sein du système étudié. Dans le but de remédier à cet inconvénient caractérisé par une mauvaise contribution des faces verticales aux transferts thermiques, Kim et Anand [4] ont aménagé des ouvertures entre les blocs d'une telle configuration tout en maintenant un jet suivant l'axe du canal. Les résultats de leur étude ont montré que l'écoulement principal a entraîné une aspiration d'air par les ouvertures ce qui a engendré une amélioration de l'échange thermique au niveau des parois verticales des blocs. La température moyenne de ces derniers a considérablement diminué par rapport aux cas sans ouvertures.

Dans un canal horizontal, formé de cinq cavités en forme de T, les écoulements de convection naturelle ont été étudiés numériquement par El Alami et al. [5]. L'étude est basée sur la méthode des volumes finis et réalisée dans une gamme du nombre de Rayleigh telle que $5 \times 10^3 \leq Ra \leq 7 \times 10^5$. Les auteurs ont montré que des solutions différentes (ECF, IFC et MS) existent en fonction de Ra . La périodicité trouvée dans des travaux antérieurs (Amahmid et al. [6]) est mise en cause pour certaines valeurs de Ra dans cette étude.

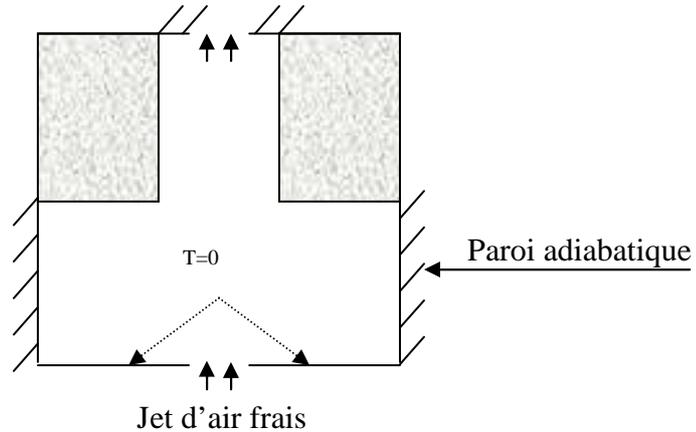
Dans la présente étude, on s'intéresse à une ventilation dans la direction de la pesanteur. Ainsi, une ouverture d'admission d'air frais a été aménagée au centre de la paroi inférieure du canal ; L'ouverture d'évacuation d'air traversant la cavité est placée sur la paroi supérieure dans l'espace libre entre les composants assimilés à des blocs chauffants. Les deux ouvertures sont identiques et coaxiales permettant une circulation continue de l'air ambiant dans le système et une meilleure interaction entre les faces verticales des blocs et le fluide caloporteur. L'étude est réalisée dans un domaine restreint formé par deux blocs successifs et des deux parois du canal y compris leurs ouvertures. Des parois verticales, adiabatiques et rigides, reliant les blocs chauffants et la paroi froide, sont introduites pour empêcher toute interaction entre les différents domaines formant le canal.

2. CONFIGURATION GEOMETRIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

La configuration étudiée est schématisée par la figure 1. Il s'agit d'une cavité en forme de "T" inversée munie de deux ouvertures coaxiales, ventilée par l'ouverture du bas. Les blocs

sont chauffés à température constante T_C . La paroi inférieure est maintenue froide à une température imposée T_F ($T_F < T_C$). On suppose que l'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels, que les propriétés du fluide sont constantes et l'approximation de Boussinesq est valide.

Figure 1 : Configuration étudiée



Les équations adimensionnelles transitoires en termes de température T , de rotationnel Ω et de fonction de courant Ψ sont :

$$\frac{\partial \Omega}{\partial t} + \frac{\partial(u\Omega)}{\partial x} + \frac{\partial(v\Omega)}{\partial y} = -\frac{Ra}{Re^2 Pr} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = -\Omega \quad (3)$$

$$u = -\frac{\partial \Psi}{\partial y} \quad \text{et} \quad v = \frac{\partial \Psi}{\partial x} \quad (4)$$

Les conditions aux limites thermiques et dynamiques sont telles que : $T=1$ sur la surface des blocs et $T=\Omega=u=0$, $v=1$ et $\Psi=x-0.425$ ($y=0$ et $0.425 \leq x \leq 0.575$) sur l'ouverture du bas, $T=0$ sur la paroi rigide inférieure. $\Psi=0$ sur les parois rigides situées à gauche des ouvertures et $\Psi=0.15$ sur celles situées à droite de celles-ci. Les parois verticales sont adiabatiques ainsi que les bouts de paroi séparant les blocs de l'ouverture du haut. Quant aux valeurs de T , Ω , u , v et Ψ , au niveau de l'ouverture supérieure, elles sont extrapolées en leur imposant des dérivées secondes nulles par rapport à y [7-8].

La chaleur évacuée à travers la face supérieure (y compris l'ouverture) est évaluée par :

$$Q_{fs} = \int_{0.25}^{0.75} \left(-\frac{\partial T(t, x, 1)}{\partial y} + uPeT \right) dx \quad (5)$$

Les équations (1) et (2) ont été discrétisées à l'aide d'une méthode aux différences finies. Un schéma centré est utilisé pour les dérivations spatiales des termes diffusifs. Pour la discrétisation des termes convectifs, un schéma décentré amont a été utilisé [9]. L'intégration des équations (1) et (2) est assurée par une méthode implicite aux directions alternées (ADI). L'équation de Poisson (Eq. (3)) est traitée par la méthode PSOR. Le code numérique est validé en comparant les résultats dans le cas simple de 'Window Problem' à ceux obtenus par De

Wahl Davis [10]. L'écart relatif en terme de ψ_{\max} est de à 1%. Le déficit du bilan énergétique enregistré entre la quantité de chaleur produite par les faces actives et celle perdue par la face supérieure froide reste inférieur 3 %.

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Cette étude est réalisée pour les valeurs des paramètres de contrôle suivants : les nombres de Rayleigh ($Ra=5 \times 10^5$), de Reynolds ($30 \leq Re \leq 300$) et de Prandtl ($Pr=0.72$), la hauteur relative de l'espace entre les blocs chauffants et la paroi basse ($B = (H - h)/H = 1/2$), la dimension C des ouvertures d'admission et d'évacuation de l'air ($C=l/H=0.15$) et la distance relative D entre les blocs ($D=d/H=0.50$).

Il faut noter que si l'objectif de l'investigation était l'effet de cheminée, dans ce cas le débit à l'entrée serait une inconnue fondamentale du problème qu'il fallait déterminer en fonction des paramètres de contrôle (Re n'en faisant pas partie). L'objectif est différent dans cette étude, il s'agit d'analyser l'interaction entre un écoulement externe, caractérisé par un débit imposé, et la convection naturelle développée au sein de la cavité. Les solutions obtenues sont constituées de lignes de courant et de cellules de convection naturelle.

3.1. Structure de l'écoulement

Les solutions obtenues sont formées de lignes de courant (lignes ouvertes) et de cellules de convection naturelle (lignes fermées). Pour le nombre de Ra considéré ($Ra=5 \times 10^5$) et un nombre de Reynolds $Re=100$, la convection mixte est bien installée, le jet d'air frais à l'entrée est freiné par la présence des blocs et des cellules convectives en rotation dans l'espace entre les blocs appelé micro-cavité, figure 2. Les lignes isothermes montrent l'existence d'une stratification dans la partie centrale de la cavité, les faces horizontales et verticales des blocs sont bien ventilés, comme le témoigne les lignes isothermes à ces endroits.

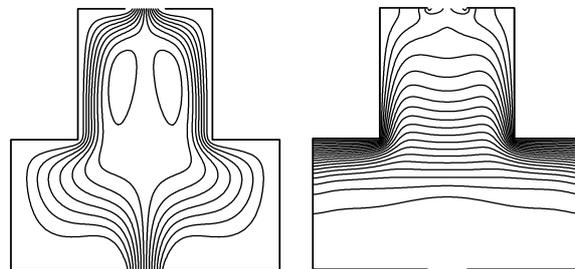


Figure 2 : Ligne de courant et isothermes pour $Ra=5 \times 10^5$ et $Re=100$

En augmentant d'avantage le nombre de Reynolds, à $Re = 200$, le jet se trouve canalisé à l'entrée. L'existence des blocs gêne son passage vers la sortie laissant apparaître des poches d'air de part et d'autre de l'axe des ouvertures, figure 3. Les lignes isothermes montrent que l'avancée d'air frais à l'entrée se poursuit, la stratification se trouve entièrement dans la micro-cavité, l'échange au niveau des faces des blocs s'est beaucoup amélioré.

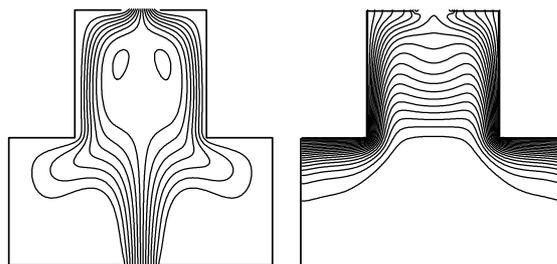


Figure 3 : Ligne de courant et isothermes pour $Ra=5 \times 10^5$ et $Re=200$

A $Re = 250$, les cellules convectives disparaissent laissant la place à l'écoulement forcé, figure 4.

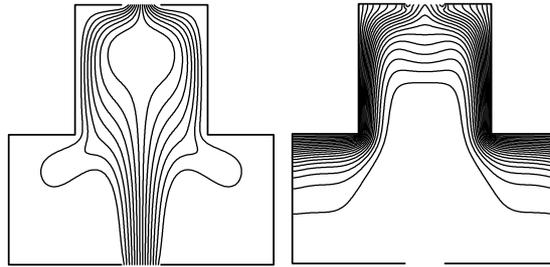


Figure 4 : Ligne de courant et isothermes pour $Ra=5 \times 10^5$ et $Re=400$

3.2. Domaine d'existence de la convection mixte.

La présence de la convection forcée seule dans la cavité est caractérisée par la disparition des cellules convectives, pour une valeur critique (Re_c) de Re fonction du nombre de Rayleigh. La figure 5 limite les domaines d'existence de la convection mixte et de la convection forcée.

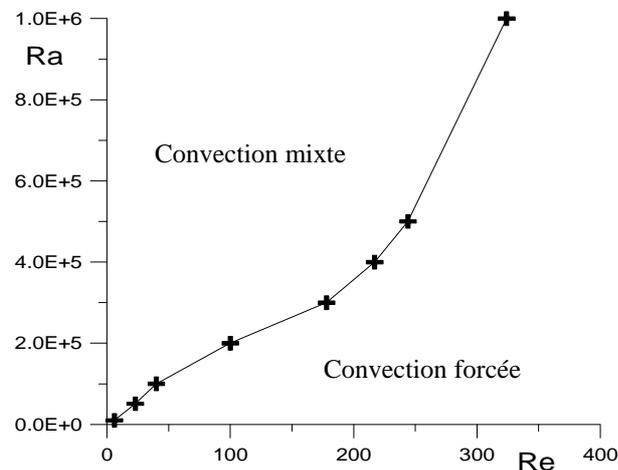


Figure 5: variation de Ra en fonction de Re_c pour $B=1/2$

3.3. Transfert de chaleur

La variation de Nusselt Nu en fonction de Reynolds Re , figure 6, montre que le nombre de Nusselt augmente en fonction de Reynolds. Pour les faibles nombres de Reynolds ($Re \leq 100$), les faces verticales des blocs sont mal ventilées. Au-delà de cette valeur les quatre faces des blocs connaissent un échange de chaleur intense avec l'écoulement forcé. La variation du nombre de Nusselt en fonction de Re pour $Ra=5 \times 10^5$ est corrélé par :

$$Nu = 4.57 \times \text{Log}(Re) - 12.70$$

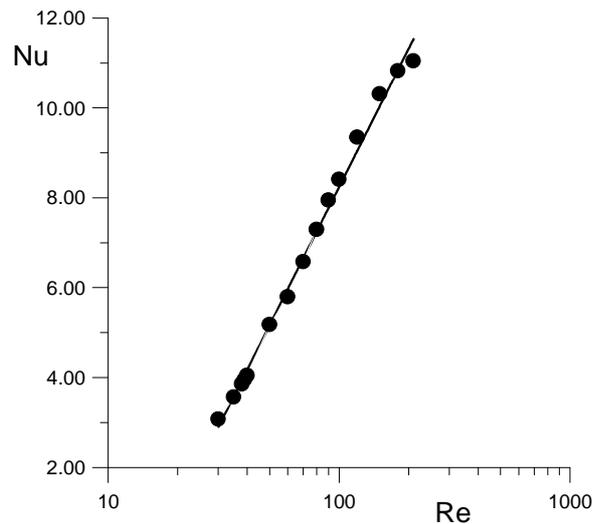


Figure 6 : Variation de Nu en fonction de Re

4. CONCLUSION

L'étude numérique de la convection mixte dans une cavité en forme de " T " inversée montre que les solutions obtenues dépendent des valeurs des nombres de Re et Ra. La chaleur évacuée à travers l'ouverture du haut augmente avec le nombre Re pour Ra donné. Le refroidissement des quatre faces actives des blocs est meilleur lorsque Re dépasse la valeur 100.

RÉFÉRENCES

1. M. Hasnaoui, E. Bilgen and P. Vasseur, Natural convection above an array of open cavities heated from below, Num. Heat Transfer, Part A, vol. 18, pp. 463-482, 1990.
2. S. H. Kim and N. K. Anand; Laminar developing flow and heat transfer between a series of parallel plates with surface mounted discrete heat sources, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 37, N° 15, pp. 2231-2244, 1994.
3. J. S Nigen and C. H. Amon ; Time dependent conjugate heat transfer characteristics of self sustained oscillatory flow in a grooved channel, Journal of Fluid Engineering, vol. 116/499, September 1994.
4. S. H. Kim and N. K. Anand ; Use of slot to enhance forced convective cooling between channels with surface-mounted heat sources. Numerical Heat Transfer, Part A, Volume 38, pp :1-21, (2000)
5. M. El Alami, E. A. Semma, M. Najam, R. Boutarfa ; Convective heat transfer in a horizontal channel with openings and isothermal rectangular blocks. *Journal of Fluid dynamics & material processing*, Vol. 5, N°1, pp. 1-9, 2008
6. Amahmid A., Hasnaoui M. et Vasseur P. (1999), Multiplicité des solutions en convection naturelle dans une géométrie répétitive. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp. 2991-3005.
7. C. Yücel, M. Hasnaoui, L. Robillard and E. Bilgen, Mixed convection in open ended inclined channels with discrete isothermal heating, Num. Heat Transfer, Part A, Vol. 34, pp: 109-126, (1993)
8. A. Raji, M. Hasnaoui et Z. Zrikem ; Convection mixte dans un canal incliné de longueur finie contenant des obstacles et chauffé de manière isotherme et discrète, Revue Générale de Thermique, Tome XXXIV-N° 399, pp. 202-209, Mars 1995.
9. P.J. Roache – Computational fluid dynamics. Hermosa Publishers, (1982)
10. G. De Vahl Davis and I.P. Jones ; Naturel convection in a square cavity : a comparison exercise International Journal of Numerical Methods of fluids, Volume 3, pp: 227-248, (1983)