

Convection mixte dans une cavité en forme de « T » inversée munie de blocs chauffants fixés sur la paroi supérieure : Effet de la hauteur des blocs

Ahmed MESKINI², Mostafa NAJAM¹, Mustapha El ALAMI¹, Abdelhak Khorchafi²

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

Résumé : 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 principaux paramètres de contrôles sont : le nombre de Rayleigh Ra ($Ra = 5 \times 10^5$), le nombre de Reynolds ($30 \leq Re \leq 300$) et la hauteur B des blocs ($B = h'/H' = 1/4, 1/2, 3/4$).

Les solutions obtenues montrent que les écoulements et le transfert de chaleur entre l'écoulement forcé et les blocs chauffants dépendent de Re , Ra et B .

Nomenclature

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

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]. La paroi inférieure du canal est conductrice sur laquelle des blocs chauffants à flux constant sont disposés de manière régulière. L'ensemble est ventilé par un jet d'air frais 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 verticale ascendante dans un canal dont la paroi supérieure contient des blocs chauffés à température constante et espacés régulièrement. Des ouvertures d'admission d'air frais ont été aménagées sur la paroi inférieure du canal. De même des ouvertures d'évacuation d'air traversant le canal ont été aménagées sur la paroi supérieure du canal, dans l'espace libre entre les composants. Les ouvertures d'admission et d'évacuation 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 en forme de « T » inversée, il est constitué de deux blocs successifs et des éléments de paroi horizontale et verticale du canal y compris leurs ouvertures. Des parois verticales, adiabatiques et rigides, reliant les blocs chauffants à la paroi froide, sont introduites pour empêcher toute interaction entre les différents domaines formant le canal. Cette façon de ventiler peut apporter une amélioration substantielle au refroidissement des composants des cartes électroniques.

2. Configuration géométrique et formulation mathématique

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.

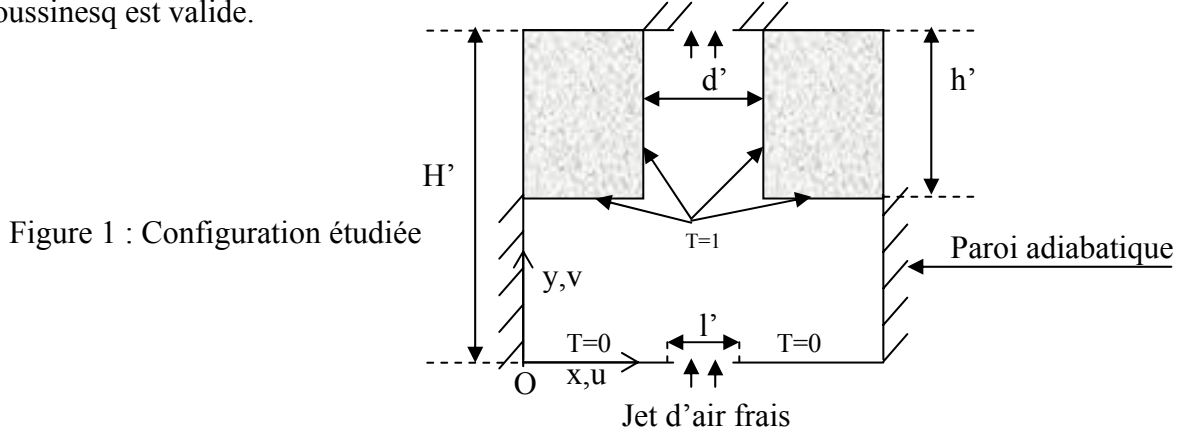


Figure 1 : Configuration étudiée

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].

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

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

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 [8]. 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 [9]. L'écart relatif en terme de Ψ_{\max} est de 1%. Le déficit du bilan énergétique enregistré entre la quantité de chaleur produite par les faces actives des blocs et celle perdue

par l'ouverture supérieure reste inférieur 3 %.

3. Résultats 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 ($B = 1/4, 1/2, 3/4$), la dimension C des ouvertures d'admission et d'évacuation de l'air ($C= 0.15$) et la distance relative D entre les blocs ($D= 0.50$).

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 microcavité, figure 2. En effet, pour $B=1/8$, les lignes ouvertes occupent la partie basse de la cavité. Cependant des cellules de convection apparaissent au milieu de la microcavité et à l'intérieur du jet. Ces dernières contraignent les lignes ouvertes à passer tout près des faces verticales actives. Ce resserrement des lignes près des parois a entraîné une intensification des échanges de chaleur à ces endroits, comme le montrent les lignes isothermes, figure 2a. Le fléchissement des lignes ouvertes au contact des coins des blocs a permis l'arrivée de l'air frais au contact des faces horizontales actives, améliorant ainsi le transfert de chaleur entre ces parois et l'écoulement forcé, comme le montrent ces mêmes isothermes. On observe l'existence d'une stratification thermique dans la microcavité. On constate aussi une nette avancée d'air frais au sein de la cavité.

L'augmentation de la hauteur des blocs à $B=1/2$, figure 2b, a engendré un surplus de chaleur entraînant ainsi une augmentation de la taille des cellules convectives. On constate que la partie supérieure des faces verticales actives est mal ventilée, comme le témoignent la distorsion des lignes isothermes à ces endroits. L'avancée d'air frais est moins importante que dans le cas précédent. La stratification persiste dans la partie centrale de la cavité, comme on peut le remarquer sur la même figure.

A $B=3/4$, les phénomènes cités dans le cas précédent se sont amplifiés, figure 2c. A savoir une augmentation importante de la taille des cellules convectives et la moitié supérieure des faces verticales est mal ventilée. Il y a un net recule de l'avancée d'air frais dans la partie basse de la cavité. La stratification s'est déplacée vers le bas de la cavité.

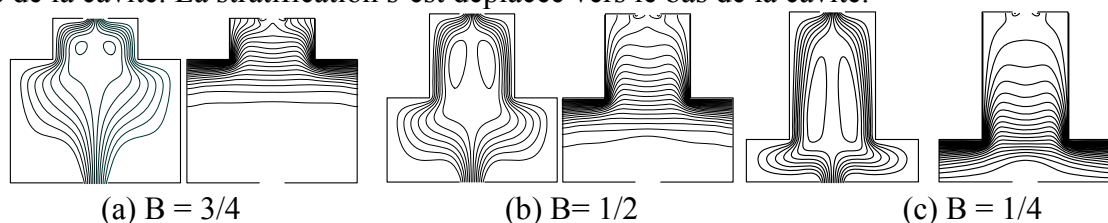


Figure 2 : Ligne de courant et isothermes pour $Ra=5 \times 10^5$ et $Re=100$

En augmentant davantage 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. Par rapport au cas précédent, il y a apparition de cellules de recirculation dans le bas de la cavité de part et d'autre des lignes ouvertes dans le cas $B=1/4$, figure 3a. Les lignes isothermes montrent que l'avancée d'air frais à l'entrée s'est accentuée pour les trois valeurs de B. Cependant, on note que la stratification est entièrement située dans la microcavité. Les cellules convectives situées à l'intérieur du jet ont vu leur taille réduite. L'échange au niveau des faces des blocs s'est beaucoup amélioré,

comme le témoignent le resserrement des lignes isothermes près des parois actives dans les trois cas de B, fig. 3a, 3b, 3c.

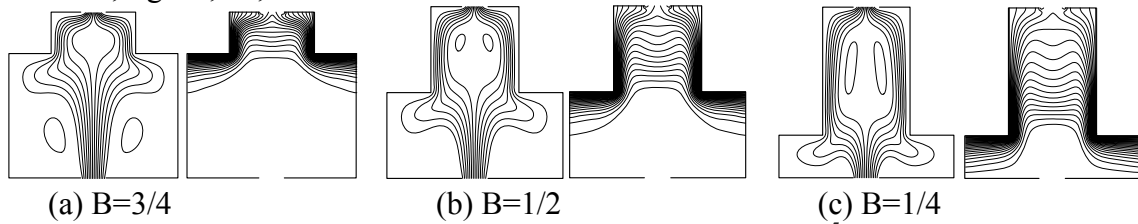


Figure 3 : Ligne de courant et isothermes pour $Ra=5 \times 10^5$ et $Re=200$

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 du nombre de Reynolds (Re_c). La variation du Re_c en fonction de Ra est donnée dans la figure 5. Elle montre les limites des domaines d'existence de la convection mixte et de la convection forcée pour les différentes valeurs de B.

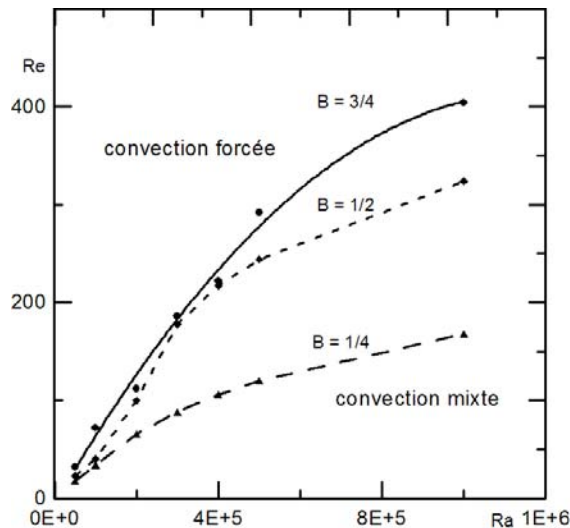


Figure 5: variation de Re en fonction de Ra pour différentes valeurs de B

3.3. Transfert de chaleur

La variation du nombre de Nusselt Nu en fonction de Reynolds Re , figure 6, montre que le nombre de Nusselt augmente en fonction de Reynolds et augmente aussi avec la hauteur B des blocs. En effet, l'augmentation de la hauteur des blocs a entraîné un surplus de chaleur dans la cavité générant ainsi une augmentation du transfert de chaleur au niveau des faces actives. L'avancée d'air frais suite à l'augmentation de Re a beaucoup amélioré les échanges de chaleur entre les parois actives et l'écoulement forcé. La présence de la stratification au centre de la microcavité témoigne de la présence d'écoulement de couche limite près des parois actives verticales.

La variation du nombre de Nusselt en fonction de Re , pour $Ra=5 \times 10^5$ et différentes valeurs de B, est corrélée par :

$$Nu = 3.60 \times \text{Log}(Re) - 9.06 \text{ pour } B = 1/4$$

$$Nu = 6.61 \times \text{Log}(Re) - 20.61 \text{ pour } B = 1/2$$

$$Nu = 8.15 \times \text{Log}(Re) - 26.08 \text{ pour } B = 3/4$$

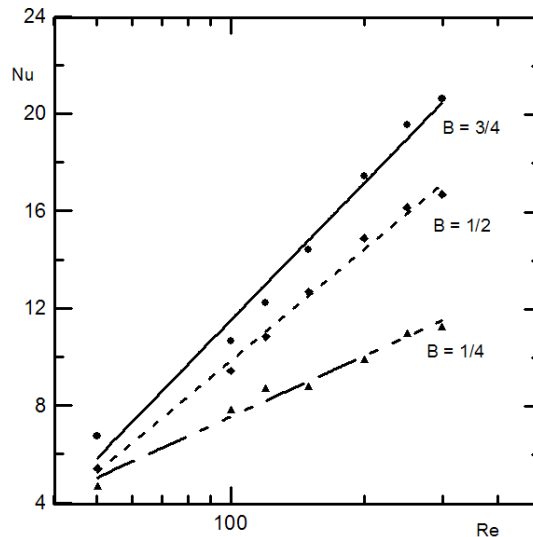


Figure 6 : Variation de Nu en fonction de Re pour $Ra = 5.10^5$ et différentes valeurs de B

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 et B donnés.

L'augmentation de la hauteur des blocs B s'accompagne d'une augmentation de la surface chauffée, engendrant ainsi un surplus de chaleur rendant les cellules convectives plus intenses. L'échange de chaleur caractérisé par Nu augmente avec B.

Cette façon de ventiler a permis le refroidissement des quatre faces actives des blocs, c'est le but recherché de cette étude

References

- [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. 24, pp: 109-126, (1993)
- [8] P.J. Roache – Computational fluid dynamics. Hermosa Publishers, (1982)
- [9] 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).