

Convection mixte dans une cavité ouverte munie de blocs chauffants : phénomène d'hystérésis

Yassine ABID*, Mostafa Najam, Mustapha El Alami

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.

* abid.yassine84@gmail.com

Résumé - On présente une étude numérique des écoulements de convection mixte dans une cavité en forme de " T ", munie de blocs chauffés à température constante T_C . Ces derniers sont fixés sur la paroi inférieure. La paroi horizontale du bas est soumise à un jet d'air frais à la température T_F à travers deux ouvertures. Les parois verticales sont rigides et adiabatiques. La cavité est munie d'ouvertures de largeurs C_1 et C_2 placées de façon symétrique entre les blocs sur la paroi inférieure de la cavité tandis que la troisième ouverture de largeur C_3 est placée sur la paroi supérieure de la cavité. Les équations de Navier-Stokes associées à celle de l'énergie sont résolues par la méthode des différences finies. Les paramètres de contrôles sont : le nombre de Rayleigh $Ra = 10^5$, le nombre de Reynolds ($100 \leq Re \leq 500$), la hauteur B des blocs $B = 1/2$, le nombre de Prandtl $Pr = 0.72$, la largeur C des ouvertures $C_1 = C_2 = 0.075$ et $C_3 = 0.15$, la distance entre les blocs $D = d/L = 0.50$, le facteur de forme $A = H/L = 1$. Les résultats obtenus montrent l'existence de deux types de solutions dont la variation de la quantité de chaleur échangée, à travers la paroi froide (y compris l'ouverture), en fonction de Reynolds décrit un cycle d'hystérésis

Nomenclature

A	Rapport de forme ($A = L/H$)	(U, V) Composantes de la vitesse (m/s)
B	Hauteur relative des blocs ($B = h/H$)	(X, Y) Coordonnées (m)
$C_{1,2,3}$	Largeur adimensionnelle des ouvertures ($C = l/H$)	(u, v) Vitesses adimensionnelles ($u = U/U_0$, $v = V/V_0$)
D	Ecart entre les blocs ($D = d/H$)	(x, y) Coordonnées adimensionnelles ($x = X/H$, $y = Y/H$)
d	Ecart entre deux blocs successifs (m)	
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)	
h	Hauteur des blocs, (m)	Lettres grecques
H	Largeur de la cavité, (m)	β Coefficient de dilatation du fluide (K^{-1})
l	Largeur des ouvertures (m)	α Diffusivité thermique du fluide (m^2s^{-1})
Nu	Nombre de Nusselt global	λ Conductivité thermique du fluide ($Wm^{-1}K^{-1}$)
Pr	Nombre de Prandtl ($Pr = \nu/\alpha$)	ν Viscosité cinématique du fluide (m^2s^{-1})
Pe	Nombre de Peclet ($Pe = RePr$)	ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3)
Q_{fs}	Flux de chaleur adimensionnelle	ψ Fonction de courant dimensionnelle
Ra	Nombre de Rayleigh, ($Ra = g\beta\Delta TH^3/(\alpha\nu)$)	Ω Vorticité adimensionnelle
Re	Nombre de Reynolds, $Re = U_0H/\nu$	
T	Température adimensionnelle	Indices / Exposants
T_C	Température de la paroi chaude	C Chaud, critique, caractéristique
T_F	Température de la paroi froide	F Froid
ΔT	Ecart de température ($T_C - T_F$)	Max, min Valeur maximale, minimale
U_0	Vitesse caractéristique (m/s)	

1. Introduction

Le développement rapide de la technologie des plaques électroniques a conduit à des assemblages de plus en plus compacts et dissipatifs. Un contrôle rigoureux des températures de fonctionnement des composants électroniques dans ces assemblages est devenu indispensable pour éviter leur endommagements par d'éventuels surchauffes résultant de la dissipation de l'énergie des composants. En convection mixte, d'importants travaux ont été réalisés sur des problèmes de refroidissement des composants électroniques, la température peut influencer de manière significative la fiabilité des composants, la fiabilité d'une puce de silicium est diminuée d'environ 10% pour chaque augmentation de température de 2 °C [1]. Dans le document d'examen de Yeh [2], l'US Air Force. L'étude a révélé que plus de 50% des défaillances électroniques sont liées à la température

Le recours à ce processus d'évacuation de la chaleur est justifié par son efficacité. Généralement, les composants sont disposés sur des cartes horizontales [3,4, 5] et soumises à une ventilation extérieure pour évacuer le surplus de chaleur généré. Un tour d'horizon des différents travaux récents montre l'intérêt et les progrès réalisés dans ce domaine, l'analyse bibliographique montre que dans le cas où les composants sont répartis sur les parois inférieures ou supérieures du canal à axe horizontal, l'espace entre ceux-ci reste mal ventilé, même dans le cas où le refroidissement est assuré par un écoulement forcé parallèle aux parois du canal. La configuration proposée est une cavité en forme de « T ». Les blocs chauffants sont fixés sur la paroi inférieure, la paroi supérieure est maintenue froide. Des parois verticales, adiabatiques et rigides ont été introduites pour empêcher toute interaction entre les différentes cavités formant le canal [6]. Nous avons pensé à l'aménagement de deux ouvertures sur la paroi horizontale de la cavité. Les deux ouvertures d'admission sont placées sur la paroi horizontale basse et entre les blocs, tandis que la troisième est placée au milieu de la paroi horizontale du haut. Un jet d'air frais est envoyé à travers les ouvertures du bas, afin de favoriser un meilleur échange entre les faces verticales des blocs et le fluide caloporteur et assurer une circulation continue de l'air ambiant dans le système. Cette façon d'évacuer la chaleur dissipée par les composants peut constituer une alternative pour le refroidissement 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" munie de trois ouvertures. Deux ouvertures sont placées d'une façon symétrique sur la paroi inférieure de la cavité. Ces dernières sont soumises à un jet d'air frais à la température T_F ($T_F < T_C$), tandis que la troisième est placée sur la paroi supérieure de la cavité. Les blocs sont chauffés à température constante 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. 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 dynamiques imposées au système sont définis par :

$\psi_d = 0.075$ sur les parois rigides de la partie droite de la cavité, $\psi_m = 0$ sur la paroi situé entre les deux ouvertures du bas et $\psi_g = -0.075$ sur les parois rigides de la partie gauche de la cavité. Quand aux conditions aux limites thermiques sur les parois rigides, elles sont telle que : $T=0$ sur la face supérieur froide, $T=1$ sur les faces horizontales et verticales des blocs et $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ sur le reste des parois rigides, avec n désignant la normale à la paroi considérée.

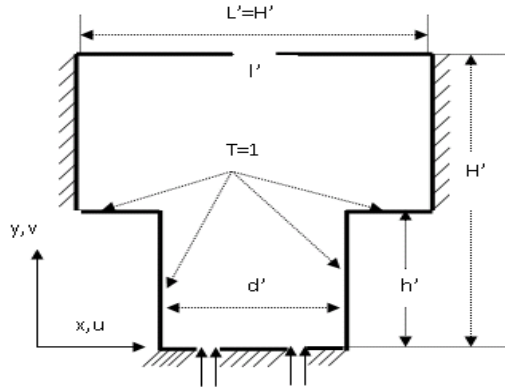


Figure 1 : Configuration étudiée

Sur tous les frontières rigides : $U = V = 0$. Au niveau des ouvertures du bas : $\theta = \Omega = U = 0$, $V=1$ et au niveau de l'ouverture de sortie les valeurs de T , Ω , ψ , U et V sont extrapolées en leur imposant des dérivées secondes nulles [6]. La chaleur évacuée à travers la face supérieure

(y compris l'ouverture) est évaluée par : $Q_{fs} = \int_0^1 \left(-\frac{\partial T}{\partial y} + V \cdot Pe \cdot T \right) dx$ (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 par Roache [7]. 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 Vahl Davis [8]. 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 et celle perdue par la face supérieure froide reste inférieur 3 %.

3. Résultats et discussion

3.1. Structure de l'écoulement

Les paramètres de cette étude sont : la hauteur des blocs $B = 1/2$, le nombre de Reynolds $10 \leq Re \leq 500$, le nombre de Rayleigh $Ra = 10^5$, le facteur de forme $A = 1$, la distance entre les blocs $D = 0.5$ et le nombre de Prandtl $Pr = 0.72$, 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. 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 en régime stationnaire sont constituées de lignes de courant et de cellules de convection naturelle. On a trouvé deux types de solutions différentes, ces dernières sont dues à la compétition entre les

cellules de convection naturelle et le jet d'air frais imposé d'une part et au coin des blocs d'autre part. Dans le premier cas de solution, le jet passe entre les cellules convectives et sera nommé écoulement intra cellulaire (EIC), dans le second cas, le jet contourne les cellules de convection naturelle et l'écoulement est dit extra cellulaire (EEC), figure (2a et 2b), lorsque des deux types d'écoulement coexistent on a un phénomène d'hystérésis.

3.2. Ecoulement Extra-Cellulaire EEC

La solution EEC est obtenue, en partant d'un champ dynamique et thermique nul pour une valeur de $Re=1000$, en diminuant Re à une valeur de $Re=200$, la solution EEC apparaît. Si on continue à diminuer le nombre de Re cette solution persiste jusqu'à $Re=10$, Figure (2.a). L'écoulement est constitué de 2 cellules de convection symétrique par rapport à l'axe verticale passant par l'ouverture du haut une partie de ces cellules se trouvent dans la zone située entre les faces verticales des blocs, appelée micro-cavité. Les lignes d'écoulement forcé contournent ces cellules et s'acheminent vers l'extérieur par l'ouverture du haut. Le resserrement des lignes isothermes au voisinage des parois verticales et au voisinage de la paroi supérieure froide témoignent d'un bon échange de chaleur avec ces parois. Cependant on constate qu'il y a un mauvais échange entre les faces horizontales des blocs et l'écoulement forcé qui présente un décollement à ces endroits. On constate l'arrivée d'air frais descendant au milieu de la cavité, ceci est due à la rotation des cellules au contact de la paroi supérieure froide. Cette solution est favorable au refroidissement des faces verticales des blocs.

En augmentant le nombre de Reynolds à $Re=70$, Figure (3.a), les lignes du courant deviennent nombreuses et la taille des cellules convectives se trouve réduite et elles sont entièrement contenues dans la partie supérieure de la cavité. L'examen des lignes isothermes de cette même figure montre une légère montée d'air frais dans la micro-cavité et un léger retrait de l'air frais ramené par les cellules de convection au milieu de la cavité, ceci est due à la diminution de la taille des cellules. L'avancé d'air frais due à l'augmentation de l'intensité du jet comme le témoigne le resserrement des lignes isothermes à ces endroits a beaucoup amélioré l'échange de chaleur au niveau des faces verticales des blocs. On note une stratification de température au cœur de la micro-cavité. A $Re=100$, le phénomène cité précédemment est amplifié. L'écoulement forcé prend le dessus sur la convection naturelle, ces dernières sont devenues de petite taille tandis que les lignes ouvertes de la convection forcé ont occupé tout l'espace cédé par les cellules. Les lignes isothermes de cette même figure montrent que la micro-cavité est entièrement remplie d'air frais. En augmentant davantage, le nombre de Reynolds à $Re=200$, figure (5.a), les cellules ont disparu, l'écoulement forcé est seul dans la cavité. Les lignes isothermes montrent que l'air frais atteint la partie supérieure de la cavité. Le resserrement des lignes isothermes au voisinage des faces verticales montrent que l'échange est intense à cet endroit, malheureusement les faces horizontales des blocs restent mal ventilées.

3.3. Ecoulement Intra-Cellulaire EIC

Cette solution est obtenue, en partant d'un champ dynamique et thermique nul pour une valeur de $Re=10$ et $Ra=10^5$, figure (2.b). En augmentant Re , cette solution continue d'exister jusqu'à $Re=200$ où l'écoulement est de type écoulement forcé. Dans la micro-cavité, de cette même figure, deux cellules de faible intensité sont en recirculation et entraînées par l'écoulement forcé constitué d'un brin d'écoulement passant entre les cellules convectives, située dans la partie supérieure de la cavité, prend son chemin vers l'extérieur. Les cellules convectives de grande taille occupent pratiquement la partie supérieure de la cavité. Les lignes isothermes montrent, contrairement au cas EEC, une bonne ventilation des faces

horizontales des blocs, ceci est due à la rotation des cellules convectives qui ramènent le froid de la paroi froide vers les faces horizontales des blocs. Par contre les faces verticales et la face supérieure froide sont mal ventilées comme le montre les lignes isothermes de cette figure. Cette solution est favorable au refroidissement des faces horizontales des blocs. En augmentant le nombre de Reynolds, à $Re=70$, figure (3.b), la convection mixte est bien installée, les lignes des courants deviennent nombreuses et entraînent les cellules de recirculation dans la microcavité vers la partie supérieure de celle-ci tandis que les deux cellules convectives contenue dans la partie supérieur de la cavité voient leur intensité augmenté par rapport au cas précédent. Les lignes isothermes de cette même figure montrent une avancée nette d'air frais dans la microcavité, l'apport d'air frais vers le milieu de la cavité devient ascendant car la rotation des cellules se fait dans le sens contraire de la rotation des cellules convectives dans le cas EEC. Les faces horizontales et verticales sont bien refroidies comme le montre le resserrement des lignes isothermes au voisinage de ces faces. L'augmentation de nombre de Reynolds dans le cas EIC est favorable au refroidissement de toutes les faces des blocs. En augmentant davantage le nombre de Re , à $Re=100$, (figure 4.b), les cellules de recirculation sont devenues de petite taille à cause des lignes de courants qui deviennent nombreuses, la taille des cellules convectives se trouve réduit par rapport au cas précédent. Au-delà de cette valeur de nombre de Reynolds, $Re=200$, figure (5.b) les cellules convectives sont devenues des cellules de recirculation. On constate un gonflement du jet à la sortie et un déplacement des petites cellules de recirculation de la micro-cavité vers la partie supérieur de la cavité. Les lignes isothermes de cette même figure montre une avancée d'air frais jusqu'au milieu de la partie supérieur de la cavité. La disparition des cellules convectives dans cette dernière ont entraîné un mauvais échange au niveau de faces horizontales des blocs. La convection forcée est bien installée, elle est défavorable au refroidissement des faces horizontales des blocs du fait du découlement des lignes ouvertes au niveau des faces.

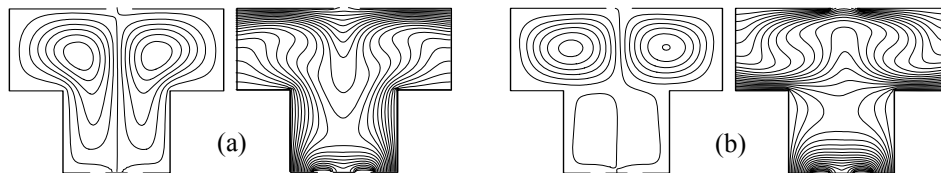


Figure (2) : Lignes de courant et isothermes pour $B=1/2$, $Ra=10^5$ et $Re=10$; (a): EEC, (b): EIC

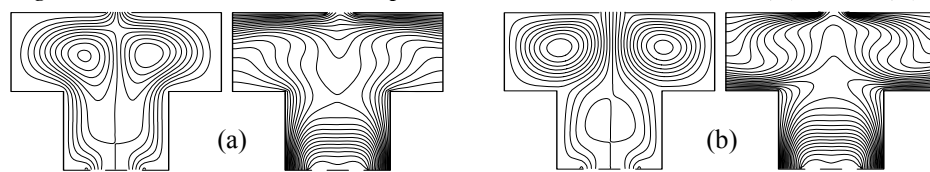


Figure (3) : Lignes de courant et isothermes pour $B=1/2$, $Ra=10^5$ et $Re=70$; (a): EEC, (b): EIC

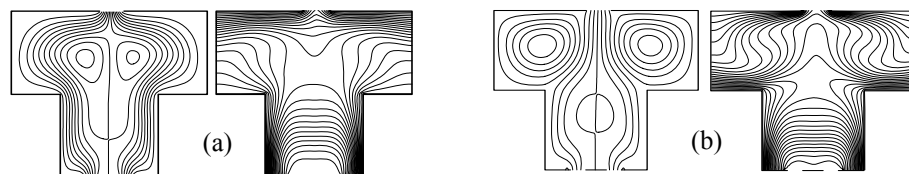


Figure (4) : Lignes de courant et isothermes pour $B=1/2$, $Ra=10^5$ et $Re=100$; (a): EEC, (b): EIC

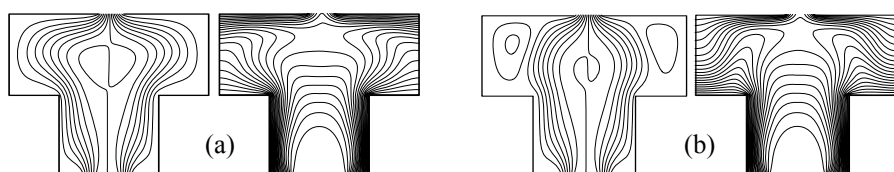


Figure (5) : Lignes de courant et isothermes pour $B=1/2$, $Ra=10^5$ et $Re=200$; (a): EEC, (b): EIC

3.4. Transfert de Chaleur

La variation de la quantité de chaleur Q_{fs} échangée entre les blocs et l'écoulement forcé en fonction du nombre de Reynolds, est donnée sur la figure (6). Elle montre que les deux solutions EIC et EEC n'échangeant pas la même quantité de chaleur. Des corrélations entre la quantité de chaleur et nombre de Reynolds, sont donnée par : $Q_{fs}(EEC) = 3.7843Re^{0.217741}$ et $Q_{fs}(EIC) = 3.0615Re^{0.248462}$. On constate que l'EIC échange plus de chaleurs que l'EEC. La variation de la quantité de chaleur en fonction du nombre de Re décrit un cycle d'hystérésis

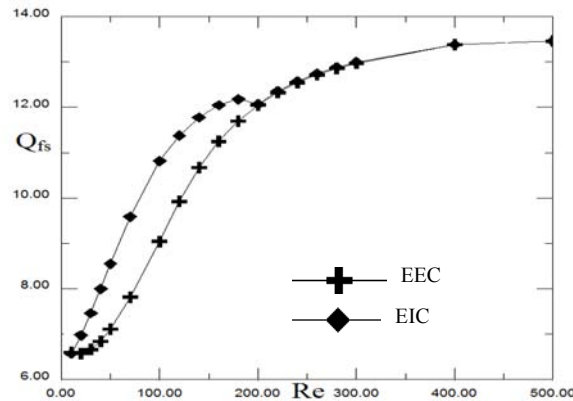


Figure (6): Variation de Q_{fs} en fonction de Re pour différents écoulement à $B=1/2$, $Ra=10^5$

4. Conclusion

Dans cette étude numérique de la convection mixte dans une cavité ouverte en forme de « T », on a fait varier le nombre de Re ($10 \leq Re \leq 500$) et ce pour un nombre de $Ra=10^5$. Les résultats de l'étude montre l'existence de solutions multiples de type EIC et EEC pour $B=1/2$. Ces solutions décrivent un cycle d'hystérésis. La meilleure solution, qui échange le plus de chaleur, est la solution EIC. Cette dernière a permis la ventilation des quatre faces active des blocs.

Références

- [1] A. Bar-Cohen, A. D. Kraus, and S. F. Davidson, Thermal Frontiers in the Design and Packaging of Microelectronic Equipment, Mechanical Eng., vol. 105, no. 6, pp. 53-59, June 1983.
- [2] L. T. Yeh, Review of Heat Transfer Technologies in Electronic Equipment, ASME J. Electron. Packaging, vol. 117, pp. 333-339, 1995.
- [3] A. Bar-Cohen-Thermal, Management of air and liquid-cooled multi-chip modules. IEEE Trans. Components, Hybrids, Manufacturing Technol. CHMT-10(2) (1987) 159-175.
- [4] M.E. Braaten, S.V. Patankar, Analysis of laminar mixed convection in shrouded arrays of heated rectangular blocks, Int. J. Heat Mass Transfer 28 (1985) 1699-1709.
- [5] S. Ray and J. Srinivasan, Analysis of laminar mixed convection cooling in a shrouded array of electronic components Int. J. heat Mass transfer, Vol. 35, no 4, pp. 815-822, (1991).
- [6] M. Najam, M. El Alami, M. Hasnaoui, A. Amahmid; Etude numérique de la convection mixte dans une cavité en forme de "T" soumise à un flux de chaleur constant et ventilée par le bas à l'aide d'un jet d'air vertical Compte Rendu de l'Académie des Sciences, C. R. Mécanique 330 (2002) 461-467, (France)
- [7] P.J. Roache – Computational fluid dynamics. Hermosa Publishers, (1982)
- [8] 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)