

# Refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal horizontal

Adel HAMOUCHE<sup>1</sup>, Rachid BESSAIH<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Département de Génie Mécanique, Université Mentouri-Constantine, Route de Ain El. Bey, Constantine 25000, Algérie.

\* (auteur correspondant : Bessaihr@yahoo.fr)

**Résumé** – Dans ce travail nous étudions numériquement le refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal rectangulaire horizontal. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER ont été utilisés pour résoudre les équations de l'écoulement en régime stationnaire. Les résultats obtenus montrent que pour  $Pr=0.71$ ,  $0 \leq Ri \leq 40$  et  $Re=20$ , l'effet de  $Ri$ , du blocage partiel, des dimensions et la position de l'élément de blocage, ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

## Nomenclature

$B$	largeur de l'élément de blocage, $m$	$Pr$	nombre de Prandtl
$d$	distance entre les composants, $m$	$Re$	nombre de Reynolds, $Re= U_0 H/ \nu$
$g$	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	$Ri$	nombre de Richardson, $Ri=Gr/Re^2$
$Gr$	nombre de Grashof, $Gr = g\beta (T_s - T_0)H^3 / \nu^2$	$T$	température, $K$
$H$	hauteur du canal, $m$	$t$	temps, $s$
$h$	hauteur du composant ou de l'élément de blocage, $m$	$U_0$	vitesse, $m.s^{-1}$
$K$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	$u, v$	composantes horizontale et verticale de la vitesse, $m.s^{-1}$
$K^*$	conductivité thermique adimensionnée	$U, V$	composantes adimensionnées horizontale et verticale de la vitesse
$L$	longueur du canal, $m$	$x, y$	coordonnées horizontales et verticales, $m$
$L_1$	longueur à l'entrée du canal, $m$	$X, Y$	coordonnées horizontales et verticales adimensionnées
$L_2$	longueur à la sortie du canal, $m$	$w$	longueur du composant, $m$
$Nu$	nombre de Nusselt local, $Nu = -\frac{\partial \theta}{\partial n}$		
$\overline{Nu}$	nombre de Nusselt moyen, $\overline{Nu} = \int_{\substack{\text{surface} \\ \text{d'échange}}} Nu \, dn$	<i>Symboles grecs</i>	
$n$	composante normale à la surface d'échange	$\beta$	coefficient d'expansion thermique, $K^{-1}$
$p_0$	pression extérieure, $Pa$	$\theta$	température adimensionnée
$p$	pression, $Pa$	$\nu$	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
$P$	pression adimensionnée	$\nu^*$	viscosité cinématique adimensionnée
		$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
		$\tau$	temps adimensionné
		$\psi$	fonction de courant adimensionnée

## 1. Introduction

La génération de la chaleur par dissipation électrique dans les appareils électroniques exige des méthodes de refroidissement plus efficaces. Parmi les travaux réalisés dans ce domaine, on rencontre celui de Icoz et Jaluria [1] qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des

sources de chaleur. Leurs résultats montrent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement ; cependant ils n'ont pas d'influence sur le transfert de chaleur. Kim et al. [2] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur. Ils ont vu que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques. Dogan et al. [3] ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut. Ils ont montré que la force de buoyancy (flottabilité), le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur sont directement liés aux nombres de Grashof et de Reynolds. Icoz et Jaluria [4] ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de simulation numérique, notamment le nombre de Reynolds et la taille des composants, ont été utilisées pour obtenir une conception thermique acceptable et optimale.

L'objectif de ce présent travail est d'étudier et de voir dans quel sens le taux de transfert de chaleur varie en fonction du nombre de Richardson,  $Ri$ , du blocage partiel, des dimensions et de la position de l'élément de blocage, pour une faible valeur du nombre de Reynolds,  $Re$ , relativement aux valeurs prises pour  $Ri$ , dans le but d'obtenir la configuration optimale pour un bon refroidissement des composants électroniques en dépensant le minimum d'énergie.

## 2. Géométrie et modèle mathématique

La géométrie du problème considéré est présentée par la figure 1. Elle consiste en deux composants électroniques, montés dans un canal horizontal de longueur ( $L$ ) et de hauteur ( $H$ ), et dont les parois sont supposées adiabatiques. A l'entrée du canal, l'air forcé pénètre avec une vitesse  $U_0$  à l'intérieur du canal. Les deux composants ont chacun une longueur ( $w$ ) et une hauteur ( $h$ ) et sont séparés par une distance ( $d$ ). La distance entre l'entrée du canal et le premier composant est ( $L_1$ ), par contre, entre le deuxième composant et la sortie du canal elle est égale à ( $L_2$ ). Les composants sont maintenus à la température  $T_s$  et la température ambiante est  $T_0$ . Nous supposons que l'écoulement est incompressible, Newtonien et visqueux, et que l'hypothèse de Boussinesq est valable.

En introduisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$\begin{aligned} X=x/H & ; & Y=y/H, & ; & \tau=U_0 t/H \\ U=u/U_0 & ; & V=v/U_0, & ; & P=(p-p_0)/\rho U_0 \\ \theta=(T-T_0)/(T_s-T_0) & ; & v^*=v/v_{air}, & ; & K^*=K/K_{air} \end{aligned}$$

Les équations adimensionnées régissant l'écoulement, s'écrivent comme suit :

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

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

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

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

où  $Ri = Gr/Re^2$  (où  $Gr$  est le nombre de Grashof), et  $k^* = \nu^* = 1$  dans la région fluide et  $\infty$  au niveau des composants. Initialement, à  $\tau = 0$ ,  $U=V=\theta=0$ . Les conditions aux limites sont présentées pour notre problème sous forme adimensionnelle, pour  $\tau > 0$ , comme suit :

$$\begin{aligned} \text{A } X=0 \quad \text{et } 0 \leq Y \leq 1; \quad U=1, \quad V=0, \quad \theta=0; \quad \text{A } X=L \quad \text{et } 0 \leq Y \leq 1; \quad \frac{\partial U}{\partial X} = 0, \quad V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \\ \text{A } Y=0 \quad \text{et } 0 \leq X \leq L; \quad U=0, \quad V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0; \quad \text{A } Y=1 \quad \text{et } 0 \leq X \leq L; \quad U=0, \quad V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \end{aligned}$$

Les dimensions prises dans cette étude sont :  $H/H=1$ ,  $L_1=2H$ ,  $L_2=4H$ ,  $d=w$ ,  $h/H=0,25$  et  $w/H=0,25$ .

### 3. Méthode numérique

La méthode numérique des volumes finis développée par Patankar [5] a été employée pour discrétiser les différentes équations du modèle mathématique. Un maillage de  $320 \times 62$  noeuds a été choisi pour faire les calculs nécessaires à la résolution de ces équations, puisqu'il est considéré pour avoir le meilleur compromis entre temps de calcul et précision (voir tableau 1). L'algorithme SIMPLER [5] a été utilisé pour la résolution du couplage vitesse - pression, et la performance du code numérique a été testée par comparaison avec les résultats disponibles dans la littérature [1] (voir figure 2).

Maillage	110 x 42 noeuds	220 x 52 noeuds	320 x 62 noeuds	420 x 72 noeuds
$\overline{Nu}$	3,187	2,8051	3,415	3,438
$U_{\max}$	2.079	2.231	1.878	1.833
$V_{\max}$	1.202	1.170	1.092	1.077

Tableau 1 : Effet du maillage sur les valeurs de  $\overline{Nu}$ ,  $U_{\max}$  et  $V_{\max}$ .

## 4. Résultats et discussion

### 4.1. Effet du nombre de Richardson

La figure 3 illustre les variations du nombre de Nusselt local  $Nu$  en fonction du nombre de Richardson  $Ri$  le long des six faces des deux composants. A première vue, on voit bien que ces variations sont plus importantes au niveau du premier composant (faces A1B1, B1C1 et C1D1) relativement à celles (faces A2B2, B2C2 et C2D2), au niveau du deuxième composant. Sur les faces A1B1 et C2D2, on voit clairement que le nombre de Nusselt local augmente remarquablement. Le taux de transfert de chaleur global au niveau des composants est donné par la figure 4, nous informant que le nombre de Nusselt total moyen augmente avec le nombre de Richardson. Les résultats trouvés par nos simulations pour  $Ri=40$  et  $Re=20$ , où l'écart de température est relativement le plus important et prévoyant un important transfert de chaleur, indiquent que le nombre de Nusselt moyen  $Nu$  au niveau du premier composant augmente de 20,37 %, de 29,86 % au niveau du deuxième, et de 23,98 % au niveau des deux ensemble.

## 4.2. Effet du blocage partiel de l'écoulement

Dans le but d'améliorer le taux de transfert de chaleur au sein du canal, un élément de blocage partiel, servant à faire dévier l'écoulement, est placé suivant l'axe du canal au dessus du premier composant. Cet élément a une largeur et une longueur égales respectivement à  $B$  et  $h$ , d'où un rapport de blocage  $B/h$  que nous prenons égal à 0,5, afin de faire une comparaison entre l'écoulement déjà vu sans élément de blocage avec  $Ri=0, 5, 10, 20$  et  $40$ , et  $Re=20$ . La figure 5 nous montre que sur les faces A1B1, B1C1 et B2C2, on enregistre une amélioration du transfert de chaleur due à l'augmentation de la vitesse d'écoulement causée par la diminution de la section de passage. Sur les faces opposées C1D1 et A2B2, la variation du transfert est nulle, cependant, sur la face C2D2 on affiche une diminution nette due à l'accumulation de l'air juste en aval du deuxième composant causée par l'effet de l'élément de blocage. Par ailleurs, la figure 6 montre que le nombre de Nusselt moyen  $\overline{Nu}$  augmente notablement lorsqu'on place un élément de blocage partiel. Pour  $Ri=40$  et  $Re=20$ , il augmente de 19,85%.

## 4.3. Effet de la variation des dimensions de l'élément de blocage

L'effet de variation des dimensions de l'élément de blocage est examiné après avoir fixé sa hauteur à  $h/H=0,25$ , et varié sa largeur  $B/H$ . En d'autre terme, nous avons fait varier la valeur du rapport  $B/h$ , qui a été prise dans ce cas égale à 0,25, 0,50 et 1.0, pour  $Ri=10$  et  $Re=20$ . Le taux de transfert de chaleur, peut être examiné à l'aide de la figure 7. La face B1C1 qui se trouve juste au dessous de l'élément de blocage, présente une importante augmentation surtout au niveau de la deuxième moitié de la longueur B1C1, d'où une importante quantité de chaleur enlevée au premier composant. Sur la figure 8, on peut constater qu'en passant de 0,25 à 1.00 pour  $B/h$ , l'amélioration du taux de transfert de chaleur est remarquable.

## 4.4. Effet de la position de l'élément de blocage

Après avoir examiné la figure 9 présentant les contours de la fonction de courant  $\psi$ , i.e.  $U=\partial\psi/\partial Y$ , en fonction de l'emplacement de l'élément de blocage, la figure 10 nous montre que les faces opposées C1D1 et A2B2 se caractérisent toutes les deux par un important transfert de chaleur causé par l'emplacement de l'élément de blocage entre les deux composants (position 2). La figure 11 nous indique, par ailleurs, que la position 3 favorise bien l'enlèvement de chaleur du deuxième composant, par contre, en plaçant l'élément de blocage entre les deux composants (position 2), on peut prévoir un meilleur transfert de chaleur au sein du canal et donc un bon refroidissement des composants électroniques (figure 12).

## 5. Conclusion

Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen du premier composant est toujours supérieur à celui du second, indiquant un important transfert de chaleur à son niveau. Cependant, le taux d'enlèvement de la chaleur au niveau du deuxième est plus intense comparativement à celui au niveau du premier, notamment pour les effets du nombre de Richardson, des dimensions et de l'emplacement de l'élément de blocage à la position 3. Par contre, pour l'effet du blocage partiel des composants, le transfert de chaleur augmente en faveur du premier composant. Enfin, l'emplacement de l'élément de blocage dans le plan médian vertical de la distance  $d$  (position 2) est très favorable pour l'amélioration du transfert de chaleur au sein du canal.

## Références

- [1] T. Icoz and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, *Numerical Heat Transfer, Part A* 48 (2005), 831-847.
- [2] S. Y. Kim, H. J. Sung and J. M. Hun, Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35 (1992), 2941-2952.
- [3] A. Dogan, M. Sivrioglu and S. Baskaya, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32 (2005), 1244-1252.
- [4] T. Icoz and Y. Jaluria, Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs, *Journal of Electronic Packaging* 126 (2004), 465-470.
- [5] S.V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, Washington, DC, 1980.

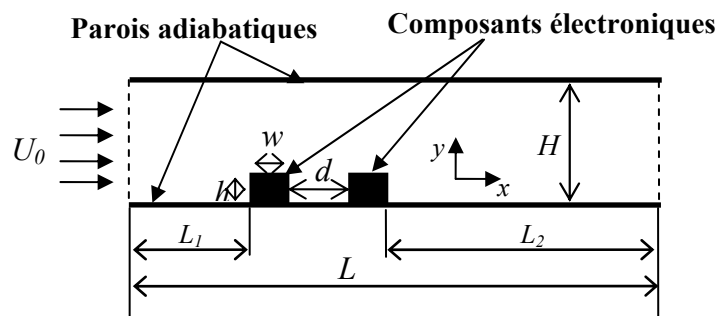


Figure 1 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques

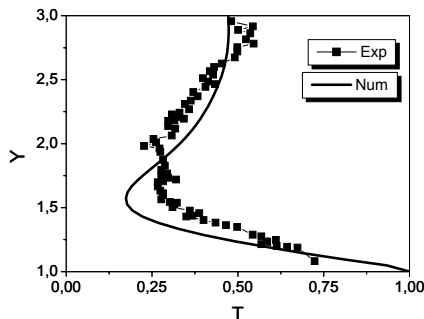


Figure 2 : Validation du code de calcul  $H/h=3$ ,  $d=2w$  et  $Gr = 10^4 [1]$

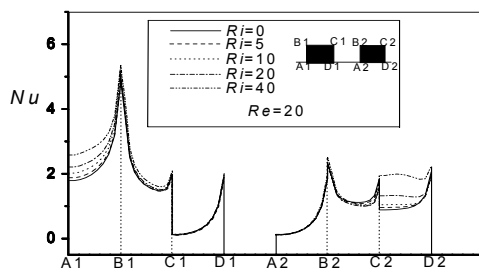


Figure 3 : Nombre de Nusselt local le long des faces des deux composants ( $Re=20$ )

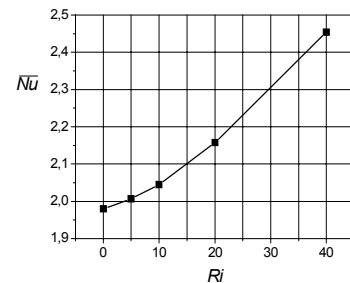


Figure 4 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de Ri

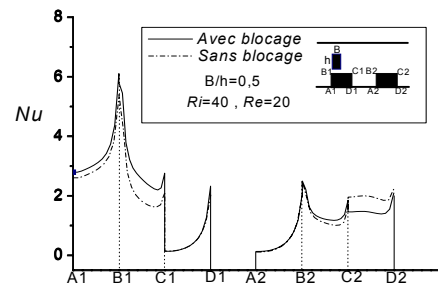


Figure 5 : Comparaison des nombres de Nusselt locaux le long des faces des composants, avec et sans blocage

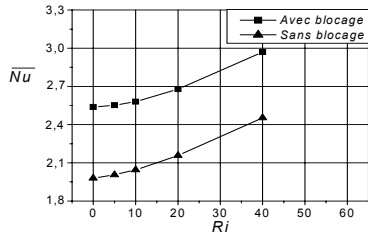


Figure 6 : Comparaison des nombres de Nusselt moyens avec et sans blocage partiel de l'écoulement

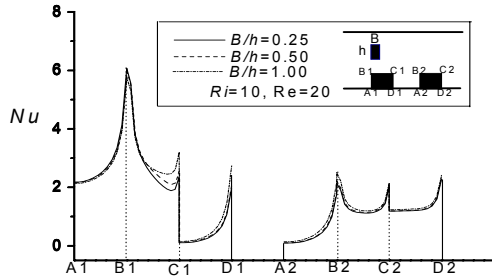


Figure 7 :  $Nu=f(B/h)$  le long des faces des deux composants pour différents  $B/h$ , ( $Ri=10, Re=20$ )

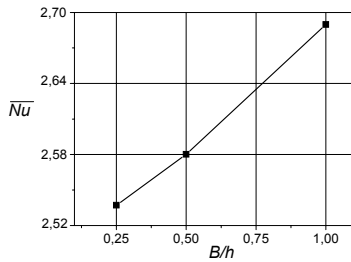


Figure 8 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de  $B/h$

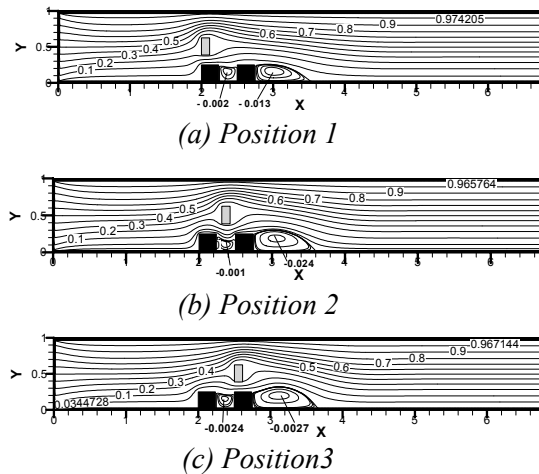


Figure 9 : Lignes de courant et visualisation des différentes positions de l'élément de blocage

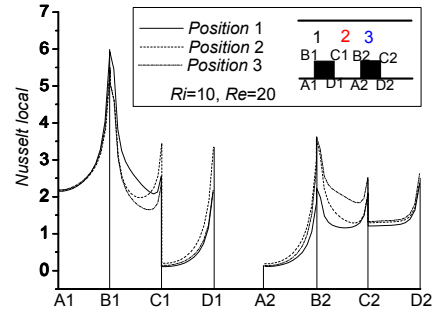


Figure 10 : Nombre de Nusselt local le long des faces des deux composants, pour les différentes positions de l'élément de blocage ( $Ri=10, B/h=0,5, Re=20$ )

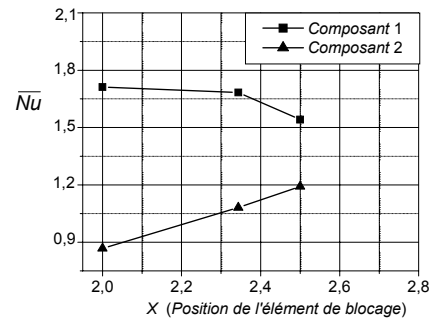


Figure 11: Nombre de Nusselt moyen de chaque composant pour les trois positions de l'élément de blocage ( $Ri=10, B/h=0,5, Re=20$ )

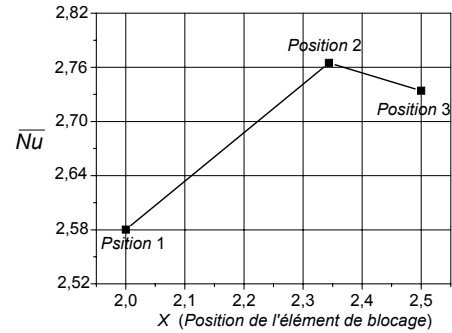


Figure 12 : Variation du nombre de Nusselt moyen de chaque composant pour les trois positions de l'élément de blocage ( $Ri=10, B/h=0,5, Re=20$ )