

Refroidissement par convection naturelle turbulente 3D des composants électroniques montés dans un canal vertical

Yassine AMIROUCHE¹, Rachid BESSAIH^{2*}

¹Laboratoire d'Interaction Matériaux Environnement, Département de Génie des Procédés, Université de Jijel, B.P 98, Ouled Aissa, Jijel 18000, Algérie.

² Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Département de Génie Mécanique, Université Mentouri-Constantine, Route de Ain El. Bey, Constantine 25000, Algérie.

* (auteur correspondant : bessaih.rachid@gmail.com)

Résumé - Cet article résume les résultats de calcul de la convection naturelle turbulente pour le refroidissement de cinq composants électroniques, placés sur une paroi d'un canal vertical. La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations de l'écoulement avec transfert thermique dans tout le domaine physique (solide et fluide) sans décomposition. Les résultats obtenus sont comparés avec les données expérimentales et montrent que la largeur du canal et le non-chauffage des composants ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

Nomenclature

B	côté du cube, m	T_0	température ambiante, K
D	largeur de chaque paroi du canal, m	U, V, W	vitesses adimensionnelles respectivement dans les trois directions, X-Y-, et Z-, ms^{-1}
H	distance entre les deux parois, m		
h_e, h_n	coefficients de transfert de chaleur respectivement sur les faces Est, Nord, Sud et frontale du composant, $\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}$	Symboles grecs :	
k_{air}	conductivité thermique de l'air, $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$	α	diffusivité thermique, m^2s^{-1}
k_c	conductivité thermique du composant électronique, $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$	α_t	diffusivité thermique turbulente, m^2s^{-1}
K	énergie cinétique de turbulence adimensionnelle	α_t^*	diffusivité thermique turbulente adimensionnelle
Q	puissance, W	β	coefficient d'expansion thermique, K^{-1}
q	chaleur volumétrique, Wm^{-3}	ε	dissipation de l'énergie cinétique turbulente adimensionnelle
L	longueur de la paroi, m	Θ	température adimensionnelle
L_y	longueur caractéristique, m	ν	viscosité cinématique, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
P	pression adimensionnelle	ν^*	viscosité cinématique adimensionnelle
P^*	pression, Pa	ν_t	viscosité cinématique turbulente, m^2s^{-1}
Pr	nombre de Prandtl	ν_t^*	viscosité cinématique turbulente adimensionnelle
Pr_t	nombre de Prandtl turbulent	ρ	masse volumique, kg m^{-3}
Ra	nombre de Rayleigh		
s	distance entre deux cubes consécutifs, m		

1. Introduction

Au cours des deux dernières décennies, l'étude de transfert de chaleur sur les sources discrètes de chaleur est devenu un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique. Ortega et Moffat [1] ont fait des travaux expérimentaux pour étudier le refroidissement des composants électroniques. Ils ont traité la convection naturelle pour le refroidissement à air de 10 lignes et 8 colonnes de cubes en aluminium, montés sur une

plaque, avec et sans emboitement. Ortega et Moffat [2] ont réalisé des expériences afin d'étudier le transfert de chaleur par convection naturelle à partir d'un arrangement d'éléments cubiques chauffés, placés sur la paroi d'un canal vertical. Il ont montré que le transfert de chaleur à partir d'un seul élément de l'ensemble est principalement alimenté par l'écoulement induit dans le canal, par les mécanismes de flottabilité locale, lorsque les parois du canal sont étroitement espacées. Des expériences en convection naturelle sur le refroidissement des blocs simulant les composants électroniques ont été réalisées par Moffat et Ortega [3]. Les blocs sont montés sur l'une des deux parois parallèles et verticales (80 blocs disposés dans un arrangement de 8 colonnes et 10 lignes). Les résultats montrent que pour de petites largeurs H du canal ($H/B=1.5$), tous les cas de dégagement de chaleur induisent des écoulements forts par flottabilité. Le refroidissement par convection naturelle turbulente de trois éléments identiques, chauffés et montés sur une paroi adiabatique et verticale d'un canal a été étudié numériquement par Bessaih et Kadja [4]. Les résultats montrent que les champs et les flux thermiques sont atteints pour tous les paramètres considérés. L'augmentation d'espacement entre les composants conduits à une diminution de leur température. Le mauvais refroidissement a été obtenu lorsque tous les éléments ont été placés en amont d'un composant non alimenté. Bessaih et Soudani [5] ont simulé la convection naturelle turbulente au voisinage d'une plaque isolante et verticale, contenant 10 cubes d'aluminium chauffés. Les calculs ont été effectués pour différents paramètres indépendants tel que, le nombre de Rayleigh, le rapport de conductivités (k_s/k_{air}) et le rapport d'espaces (S/L_y). Les résultats montrent qu'un meilleur refroidissement a été obtenu lorsque l'espacement entre les cubes chauds augmente et le rapport de conductivité est très élevé. Bouttout et Bessaih [6] ont simulé la convection naturelle transitoire et bidimensionnelle dans une enceinte rectangulaire contenant des sources de chaleur refroidies par convection. Deux configurations ont été étudiées : la première concernait une enceinte contenant une seule source de chaleur montée sur sa paroi inférieure, tandis que la deuxième visait une enceinte comprenant deux sources de chaleur identiques, montées de même sur sa paroi inférieure.

L'objectif principal de cette présente étude est de déterminer les effets de la largeur d'un canal vertical et du non-chauffage des composants électroniques sur le transfert de chaleur à l'intérieur du canal, où sont montés cinq composants électroniques.

2. Géométrie et modèle mathématique

La géométrie du problème considéré est illustrée dans la figure 1. Elle consiste cinq cubes d'aluminium, montés sur l'une des deux parois d'un canal vertical, la paroi du canal est constituée d'une couche de plexiglas, sur laquelle est collée une couche de bois de Balsa. La géométrie étudiée est la même que celle utilisée dans [2] et [3]. En introduisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{X^*}{L_y}, Y = \frac{Y^*}{L_y}, Z = \frac{Z^*}{L_y}, t = \frac{t^*}{(L_y^2 / \alpha)},$$

$$P = \frac{p^*}{\rho(\alpha / L_y)^2}, U = \frac{U^*}{(\alpha / L_y)}, V = \frac{V^*}{(\alpha / L_y)}, W = \frac{W^*}{(\alpha / L_y)},$$

$$\Theta = \frac{T^* - T_0^*}{(qL_y^2 / k_C)}, K = \frac{K^*}{(\alpha / L_y)^2}, \varepsilon = \frac{\varepsilon^*}{(\alpha^3 / L_y^4)}$$

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

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}U) = -\frac{\partial p}{\partial X} + \text{Pr} \nabla \cdot \left[\left(v^* + v_t^* \right) \nabla U \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}V) = -\frac{\partial p}{\partial Y} + \text{Pr} \nabla \cdot \left[\left(v^* + v_t^* \right) \nabla V \right] + Ra \cdot \text{Pr} \cdot \Theta \quad (3)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}W) = -\frac{\partial p}{\partial Z} + \text{Pr} \nabla \cdot \left[\left(v^* + v_t^* \right) \nabla W \right] \quad (4)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}\Theta) = \nabla \cdot \left[\left(k^* + \alpha_t^* \right) \nabla \Theta \right] + S \quad (5)$$

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}K) = \text{Pr} \nabla \cdot \left[\left(v^* + \frac{v_t^*}{\sigma_k} \right) \nabla K \right] - \varepsilon - G + P \quad (6)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}\varepsilon) = \text{Pr} \nabla \cdot \left[\left(v^* + \frac{v_t^*}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] - C_2 \varepsilon - C_3 G \frac{\varepsilon^2}{K} + C_1 P \quad (7)$$

$$P = \text{Pr} v_t^* \left[\left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial Z} + \frac{\partial W}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial Z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial W}{\partial Z} \right)^2 \right]$$

$Ra = g\beta(qL_y^5/k_d)/(v_{air}\alpha_{air})$ est le nombre de Rayleigh et $\text{Pr} = \nu_{air}/\alpha_{air}$ est le nombre de Prandtl.

La quantité P (équations 6 et 7) représente la production de l'énergie cinétique due au cisaillement, G est la production de l'énergie cinétique due à la force de flottabilité. Dans les équations (2),(3),(4),(6) et (7) $v^* = 1$ dans la région fluide et ∞ à l'intérieur des régions solides. La viscosité turbulente adimensionnelle $v_t^* = (C\mu/\text{Pr}) (K^2/\varepsilon)$ dans le domaine fluide est égale à zéro à l'intérieur des régions solides. $k^* = 1$ pour le fluide, 7.25 pour le plexiglas, 2.1 pour le boîtier de balsa et 7846 pour l'aluminium. La diffusivité turbulente adimensionnelle $\alpha_t^* = (\text{Pr}/\text{Pr}_t) v_t^*$ dans le domaine fluide et $\alpha_t^* = 0$ à l'intérieur des régions solides. Le terme source $S = 0$ (dans la région fluide), et $S = k^* = 7846$ dans les composants électroniques. Les constantes du modèle de turbulence ($k-\varepsilon$) sont: $C_1=1.44$; $C_2=1.92$; $C_\mu=0.09$; $\sigma_\varepsilon=1.30$; $\sigma_k=1.00$; $\text{Pr}=0.71$; $\text{Pr}_t=1$; $C_3=0.70$ [4]. Initialement, à $t=0$, $U=V=W=\Theta=0$. Les conditions aux limites sont présentées sous forme adimensionnelle, pour $t>0$, comme suit:

$$X = 0 : U = V = W = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0 \quad (\text{Paroi adiabatique})$$

$$X = \frac{H}{L_y} : U = V = W = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0 \quad (\text{Paroi adiabatique})$$

$$Y = 0 : U = W = 0, \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = 0 \quad (\text{Entrée du canal})$$

$$Y = \frac{L}{L_y} : \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{\partial W}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = 0 \quad (\text{Sortie du canal}) \quad (8)$$

$$Z = 0 : \frac{\partial U}{\partial Z} = \frac{\partial V}{\partial Z} = W = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial Z} = 0 \quad (\text{Ouverture du canal})$$

$$Z = \frac{D}{L_y} : \frac{\partial U}{\partial Z} = \frac{\partial V}{\partial Z} = W = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial Z} = 0 \quad (\text{Ouverture du canal})$$

3. Méthode numérique

La méthode des volumes finis, les algorithmes SIMPLER et de Thomas, décrit par Patankar [7], ont été utilisées pour résoudre les équations de l'écoulement. Le schéma numérique des différences centrées [7] a été utilisé pour évaluer les flux convectifs et diffusifs aux interfaces de chaque volume de contrôle. Le maillage $52 \times 88 \times 34$ nœuds a été utilisé dans tous nos calculs.

4. Résultats et discussion

4.1 Effets de la largeur (H/B) du canal

Les figures 2 et 3 illustrent respectivement, la distribution des températures (adimensionnelles Θ et dimensionnelles $(T-T_0)$) et des coefficients de transfert de chaleur h de chaque face des composants électroniques dans le plan ($X-Y$) pour différentes valeurs de H/B (avec $Q=0.8W$). Pour chaque bloc, on note que les valeurs des températures (adimensionnelles et dimensionnelles), des coefficients de transfert de chaleur de chaque face des blocs ($h_i=Q_i/B^2(T-T_0)$, avec $i=e,n,s,f$) augmentent avec l'augmentation de la largeur du canal H/B , à l'exception des blocs 4 et 5, où on constate l'inverse (toutes les valeurs indiquées précédemment diminuent avec l'augmentation de H/B).

L'analyse des figures indiquées dans l'interprétation ci-dessus montre que la force de flottabilité augmente généralement avec la diminution de la largeur H/B du canal, ce qui provoque l'augmentation de l'évacuation de la chaleur à l'extérieur du canal, et par conséquent, l'amélioration du refroidissement des composants électroniques.

4.2 Effets du non chauffage des composants

La figure 4a-b illustre respectivement la distribution verticale des températures adimensionnelles Θ et dimensionnelles $(T-T_0)$ pour différentes valeurs de Q . Pour les 5 blocs chauffés, $Q=0.8W$ et pour le non-chauffage des blocs 2 et 4, $Q=0$. Dans le cas où les blocs 1, 3 et 5 sont chauffés avec $Q=0.8W$ et les blocs 2 et 4, sont non chauffés ($Q=0$), l'analyse des résultats montre que l'emplacement d'un bloc non alimenté entre deux blocs alimentés a un effet sur la température de tous les blocs, et par conséquent, sur leur refroidissement, car la comparaison entre les deux courbes dans chacune des deux figures: Fig. 4a et Fig. 4b montre que la température du bloc 1 sur la courbe du non chauffage des blocs est supérieure à celle du même bloc sur la courbe du chauffage de tous les blocs et que la diminution de la température (entre les deux courbes dans chacune des deux figures Fig. 4a et Fig. 4b) du 3^{ème} bloc est inférieure à celle du 5^{ème} bloc. Par conséquent, dans le haut du canal le bloc situé en aval du bloc non alimenté est mieux refroidi.

4.3. Comparaison entre nos simulations et les données expérimentales

Le modèle de convection naturelle turbulente utilisé dans ce travail a été validé avec les données expérimentales de Ortega et Moffat [1]. Les données expérimentales indiquées [1] et les valeurs de température des blocs chauffés selon le présent modèle sont reportées et comparées entre eux sur la figure 5. Il est clair que le modèle de convection naturelle turbulente est en bon accord avec les résultats expérimentaux.

5. Conclusion

Le refroidissement par convection naturelle turbulente tridimensionnelle, conjuguée, de cinq composants électroniques chauffés, montés sur une paroi d'un canal vertical a été étudié numériquement. La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations du modèle mathématique. Les résultats ont été comparés avec les données expérimentales. Le champ de température dans chaque composant a été trouvé presque uniforme. Un bon et meilleur refroidissement est obtenu lorsque l'espacement entre les parois verticales du canal diminuent et quand un composant non chauffé est placé entre deux composants chauffés.

Références

- [1] A. Ortega and R.J. Moffat, Heat transfer from an array of simulated electronic components: Experimental results for free convection with and without a shrouding wall, *Heat Transfer in Electronic Equipment ASME HTD*, 48 (1985) 5-15.
- [2] A. Ortega and R.J. Moffat, Buoyancy induced convection in a non-uniformly heated array of cubical elements on a vertical channel wall, *AIAA/ASME, Thermo physics and Heat Transfer Conference*, (Boston June , USA, 1986), vol.57, 123-134.
- [3] R.J, Moffat and A. Ortega. A, Buoyancy induced forced convection, *AIAA/ASME Thermo physics*, Boston, (Boston June , USA, 1986), vol. 144.
- [4] R. Bessaih, et M. Kadja, Turbulent natural convection air-cooling of electronic components mounted on a vertical channel, *Applied Thermal Engineering*, 20 (2000) 141-154.
- [5] R. Bessaih, et A. Soudani, Numerical simulation of turbulent natural convection air cooling in heated sources mounted in a vertical plate, *Journal of Energy, Heat and Mass Transfer*, 29 (2007) 95-117.
- [6] A. Bouttout, et R. Bessaih, Steady and oscillatory natural convection air cooling of Protruding thermal sources mounted in a rectangular enclosure, *Journal of Energy, Heat and Mass Transfer*, 30 (2008) 251-271.
- [7] S.V Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, Washington, DC. (1980).

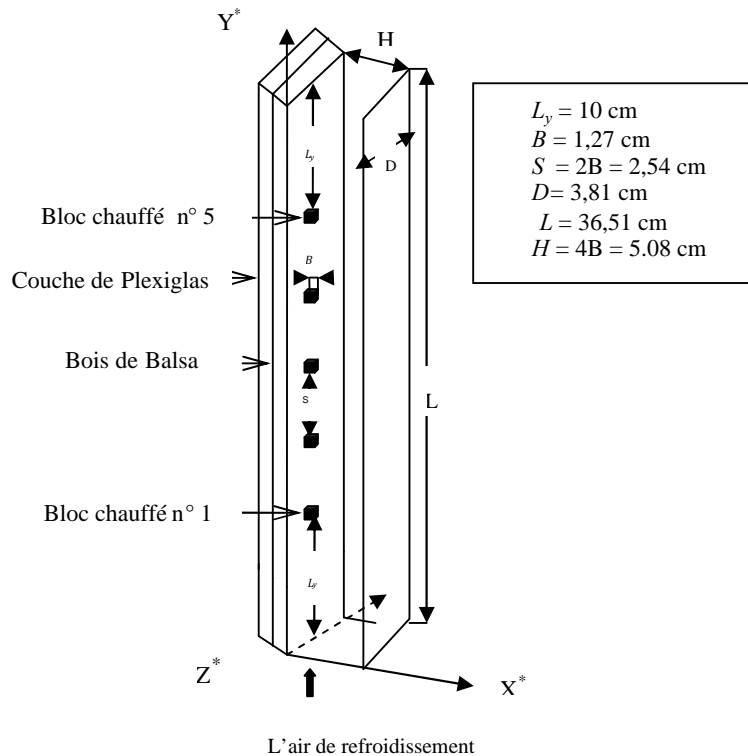
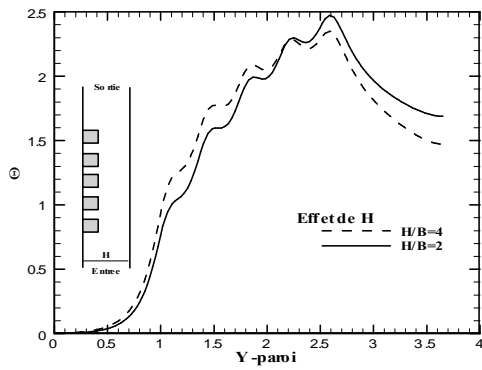
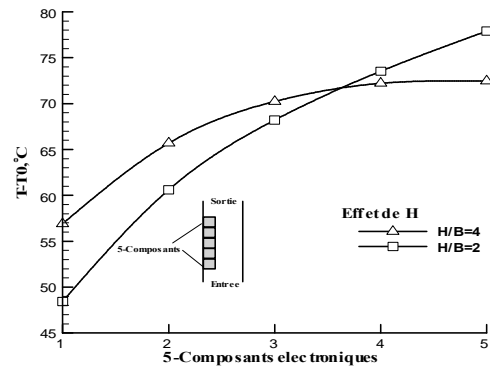


Figure 1: Cinq sources de chaleur cubiques, simulant les composants électroniques, montées sur une paroi verticale d'un canal

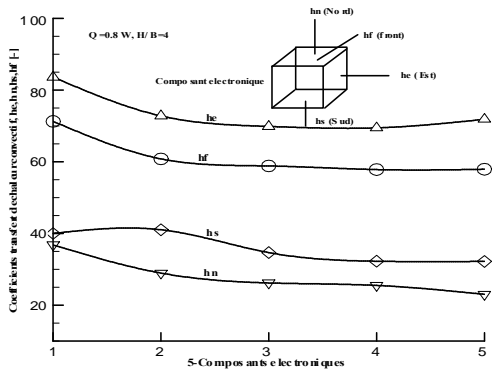


(a) Température adimensionnelle Θ

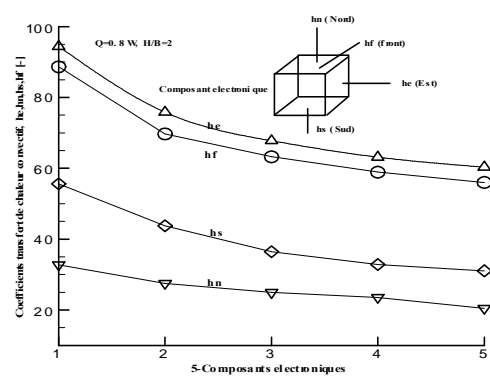


(b) Température dimensionnelle $T-T_0$

Figure 2: Distribution verticale de la température pour différentes valeurs de H/B ($Q=0.8W$)

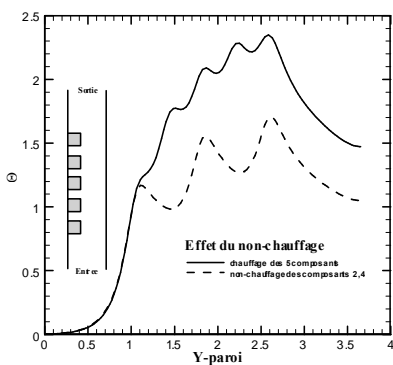


(a) $H/B=4$

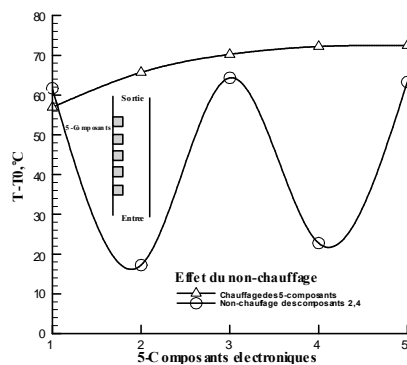


(b) $H/B=2$

Figure 3: Distribution des coefficients de transfert de chaleur h (h_e, h_n, h_s , et h_f) de chaque face des composants électroniques, pour différentes valeurs de H/B ($Q=0.8W$)



(a) Température adimensionnelle Θ



(b) Température dimensionnelle ($T-T_0$)

Figure 4: Distribution de la température pour différentes valeurs de Q pour les 5 composants chauffés, $Q=0.8W$ et pour le non-chauffage des composants 2 et 4, $Q=0$

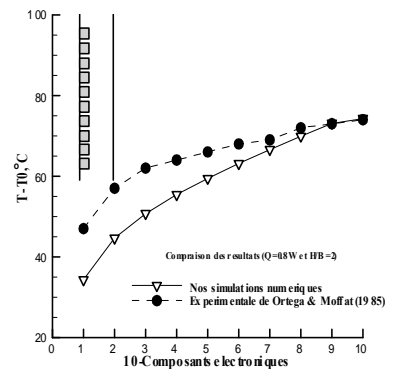


Figure 5: Distribution de la température de chaque composant: Comparaison entre nos simulations numériques et les résultats expérimentaux de Ortega & Moffat [1]