

Simulation numérique du refroidissement d'un composant électronique : effet de l'angle d'inclinaison

Mustapha FARAJI^{1*}, Hamza FARAJI¹, Mustapha EL ALAMI¹

¹Laboratoire de Physique des Matériaux, Micro-électronique, Automatique et Transfert Thermique
Faculté des Sciences Ain Chok, Université Hassan II, Casablanca, Maroc

* (auteur correspondant : farajimustapha@yahoo.fr)

Résumé - La présente communication englobe les résultats numériques de la convection naturelle entraînée par la fusion dans une enceinte rectangulaire inclinée remplie d'un matériau à changement de phase nano-amélioré. L'enceinte est chauffée par le bas avec une source de chaleur protubérante (microprocesseur) et générant de la chaleur à un débit volumétrique constant et uniforme et montée sur un substrat (carte mère). Toutes les parois sont considérées adiabatiques. L'objectif de l'étude est d'analyser l'effet de l'insertion des nanoparticules en quantifiant leur contribution au transfert thermique global. Les effets combinés de l'angle d'inclinaison et de la fraction de nanoparticules sur la structure de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur sont étudiés. Un modèle mathématique 2D basé sur les équations de conservation de la masse, de la dynamique et de l'énergie a été développé. Les équations ont été intégrées et discrétisées à l'aide de la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLE a été adopté pour le couplage pression-vitesse. Les résultats obtenus montrent que l'insertion des nanoparticules a un effet quantitatif important sur le transfert thermique global. L'insertion de nanoparticules métalliques avec différentes concentrations affectent le comportement thermique du dissipateur thermique. Ils contribuent à un refroidissement efficace de la source de chaleur.

Nomenclature

A	rapport de forme	<i>Symboles grecs</i>	
c	chaleur massique, J/kg	α	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
d	diamètre, m	Ω	angle d'inclinaison
f	fraction liquide	ρ	densité, kg/m^3
g	gravité	<i>Indices et exposants</i>	
H	enthalpie ou longueur de l'enceinte	c	composant électronique
k	conductivité thermique, W/m.K	eff	effective
L	largueur de l'enceinte, m	i	interface
Q	génération de chaleur, W/m	m	<i>MCP</i>
T	température, $^{\circ}C$	n	nanoparticule
t	temps, s	p	pression constante, particule
u, v	composantes de la vitesse	$+,-$	nœud droit et gauche
X_n	fraction des nanoparticules		
x, y	coordonnées cartésiennes		

1. Introduction

Les progrès technologiques réalisés dans le monde entier favorisent l'idée de miniaturisation des composants électroniques. L'utilisation de ces composants a connu une grande révolution au cours des dernières années. La miniaturisation et la grande puissance des dispositifs électroniques sont les principales caractéristiques de cette révolution. Ces deux caractéristiques ont pour conséquence directe la surchauffe du composant électronique. Ce dernier nécessite une stratégie de refroidissement pour éviter tout type de défaillance. Il existe plusieurs techniques pour refroidir les composants électroniques, mais elles sont insuffisantes ou nécessitent un processus de ventilation parallèle. D'où la nécessité de disposer d'une stratégie de refroidissement efficace. Il s'agit de l'intégration de matériaux à changement de phase pour la

gestion thermique des dispositifs électroniques par convection naturelle. Des détails plus importants dans ce domaine sont donnés par Bejan dans son fameux livre [1].

Dès leur apparition dans l'aéronautique dans le cadre d'une étude menée par la NASA, ces matériaux ont fait l'objet de plusieurs recherches [2] et se sont étendus à d'autres applications comme le bâtiment, le refroidissement de composants électroniques, ... [3-4]. Les matériaux à changement de phase sont une meilleure solution pour le refroidissement des dispositifs électroniques. Cette propriété de ces matériaux est liée à leur haute densité de stockage, et ils garantissent un processus isotherme lors du changement de phase. Yusuke et al. [5] traitent, de manière expérimentale et numérique, de la gestion thermique des appareils mobiles en intégrant les MCPs dans les téléphones intelligents. Cette stratégie a montré une meilleure capacité à réduire le taux d'augmentation de la température, en particulier lors du collage des feuilles de cuivre à ceux des MCPs. Pour révéler numériquement l'effet de plusieurs paramètres sur le processus de refroidissement, une étude paramétrique est introduite [6]. Différents facteurs critiques qui affectent la performance thermique du dissipateur de chaleur. Par conséquent, une sélection de MCP est essentielle pour la bonne conception des dissipateurs de chaleur. De plus, Fok et al. [7] étudient expérimentalement le refroidissement d'un appareil mobile par un dissipateur de chaleur à base de MCP. Il est montré que l'intégration de MCP garantit un comportement thermique performant. L'intégration d'ailettes dans le dissipateur et l'augmentation de leur nombre permettent une meilleure dissipation de la chaleur. Cependant, l'effet de l'orientation de l'appareil est non significatif. Comme les MCPs souffrent de leur faible conductivité thermique, de nombreux chercheurs introduisent différentes stratégies pour surmonter ce problème. Parmi ces stratégies, il y a l'insertion de nanoparticules ou d'ailettes métalliques dans le dissipateur thermique à base de MCP. Dans ce sens, une étude expérimentale a été présentée par Saad et al. [8]. Les effets du type de MCP, de la géométrie du dissipateur et de la puissance sur la performance thermique d'un dissipateur ont été étudiés. L'étude concerne six types de MCP, six géométries et trois niveaux de puissance thermique (3 W, 4 W et 5 W). Les résultats montrent clairement qu'une réduction de la température de fonctionnement est possible par l'intégration de MCP dans le dissipateur.

Dans les applications impliquant le refroidissement de composants électroniques par convection naturelle comme mécanisme d'évacuation de la chaleur, la production de chaleur a souvent été ignorée et est considérée comme une source de chaleur isotherme, ce qui limite l'intérêt des études. De plus, une génération volumétrique de chaleur est présente et doit être considérée. La présente étude est réalisée en intégrant un substrat (carte mère), jouant le rôle d'une ailette, sur lequel est montée une source de chaleur non isotherme générant une puissance volumétrique. Les effets combinés de l'inclinaison de l'enceinte (Ω) et de la fraction de nanoparticules de cuivre Cu (Xn) sur les caractéristiques de transfert de chaleur sont illustrés en termes d'isothermes.

2. Modèle physique

Le modèle physique traité dans cette étude, ainsi que le système de coordonnées, est représenté dans la Figure 1. Il consiste en une enceinte rectangulaire inclinée de parois adiabatiques contenant une source de chaleur saillante placée sur un substrat. Le reste de l'enceinte est rempli de MCP. La hauteur et la largeur de l'enceinte sont respectivement $W = 0,14 \text{ m}$ et $L = 0,07 \text{ m}$. L'épaisseur du substrat est de x_s . La hauteur et l'épaisseur de la source de chaleur sont $L_c = 0,015 \text{ m}$ et $X_c = 0,003 \text{ m}$, respectivement. La source de chaleur génère de la chaleur à un taux volumétrique constant et uniforme, $Q = 165 \text{ W/m}$, et dissipe cette chaleur à travers leurs faces exposées au substrat et au MCP.

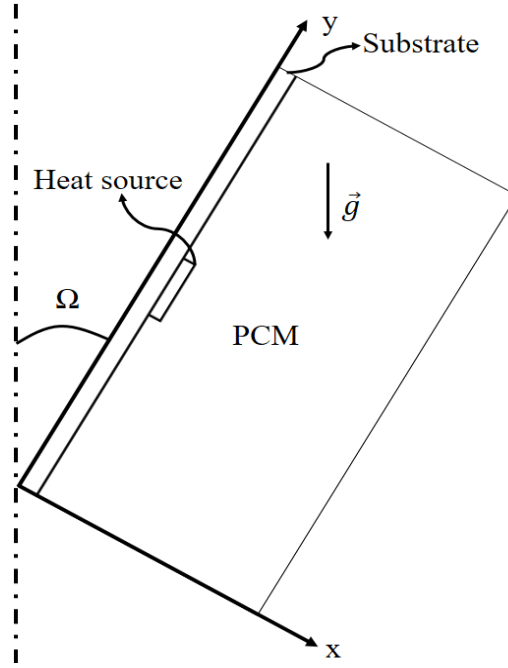


Figure 1 : Le modèle physique

3. Formulation mathématique

3.1. Equations gouvernantes

- L'équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + S_v \quad (3)$$

- L'équation de l'énergie :

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uH)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vH)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial H}{\partial y} \right) + S_T \quad (4)$$

avec :

$$S_u = -C \frac{(1-f)^2}{b+f^3} u + \rho g \beta \cos(\Omega) (T - T_m) \quad (5)$$

$$S_v = -C \frac{(1-f)^2}{b+f^3} v + \rho g \beta \sin(\Omega) (T - T_m) \quad (6)$$

$$S_T = \delta_1 \left((\delta_2 - 1) \rho \Delta H_m \frac{\partial f}{\partial t} + \frac{\delta_2 Q'}{X_c L_c} \right) \quad (7)$$

Les valeurs de δ_1 et δ_2 sont 1 et 0 selon le domaine d'étude (MCP, source de chaleur ou substrat).

3.2. Conditions aux limites et initiales et procédure de solution numérique

Toutes les parois de l'enceinte sont adiabatiques, c-à-d :

$$\left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{mur} = 0 \quad , \quad \eta \perp mur \quad (8)$$

Pour l'interface entre deux matériaux différents (1 et 2) ; substrat, MCP et source de chaleur :

$$-k_1 \left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{interface} = -k_2 \left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{interface} \quad , \quad T_1 = T_2 \quad (9)$$

L'hypothèse du non-glissement et pas de perméabilité sur les surfaces solides est adoptée :

$$u = v = 0 \quad (10)$$

Initialement, les conditions suivantes sont satisfaites :

$$T = T_m \quad , \quad u = v = 0 \quad , \quad f = 0 \quad (11)$$

Le traitement des équations gouvernantes est fait par discrétisation en volumes de contrôle par la méthode des volumes finis [9]. Le système d'équations algébriques résultant est résolu par la méthode TDMA. L'algorithme SIMPLE est utilisé pour le couplage pression-vitesse

Les propriétés thermo-physiques du MCP sont approximées comme suit :

$$\alpha_{nf} \approx X_n \alpha_p + (1 - X_n) \alpha_m \quad (12)$$

$$(\rho c_p)_{nf} \approx X_n (\rho c_p)_p + (1 - X_n) (\rho c_p)_m \quad (13)$$

La conductivité thermique effective est calculée en se basant sur la combinaison entre la théorie de Maxwell [10] (terme à gauche) et le mouvement brownien (terme à droite) :

$$k_{eff} = \frac{k_p + 2k_m - 2X_n(k_m - k_p)}{k_p + 2k_m + X_n(k_m - k_p)} k_m + 5 \cdot 10^4 \beta \xi X_n \rho_m c_{p,m} \sqrt{\frac{BT}{\rho_p d_p}} f(T, X_n) \quad (14)$$

avec le facteur β est donné par [11] :

$$\beta = 9.881(100X_n)^{-0.9446} \quad (15)$$

La constante de Boltzmann B est égale à $1.38 \cdot 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$ et la fonction $f(T, X_n)$ est tirée à partir de données expérimentales comme suit [11] :

$$f(T, X_n) = \left(2.8217 \frac{T}{T_m} - 3.0669 \right) 10^{-2} X_n + \left(3.917 \frac{T}{T_m} - 3.91123 \right) 10^{-3} \quad (16)$$

4. Validation du modèle

Afin de valider le modèle de calcul proposé, des simulations, en langage FORTRAN, ont été réalisées par rapport aux études expérimentales de Gau et Viskanta [12]. Cette étude concerne le processus de fusion du Gallium métallique dans une enceinte rectangulaire. Les parois horizontales de l'enceinte sont thermiquement isolées tandis que les parois verticales gauche et droite sont maintenues à une température chaude $T_H=38.5^{\circ}\text{C}$ et une température froide $T_C=28.54^{\circ}\text{C}$, respectivement. L'évolution de l'interface solide-liquide est représentée sur la Figure 2 en comparant les résultats de notre code de calcul et ceux obtenus par Gau et Viskanta [12]. L'analyse de la Figure 2 montre une concordance suffisante entre les deux résultats et une différence qui ne dépasse pas 4 %. La faible discordance rapportée peut être liée à une difficulté à maintenir les températures des deux parois verticales constantes et égales aux valeurs mentionnées ci-dessus ou à un manque d'isolation parfaite des parois horizontales.

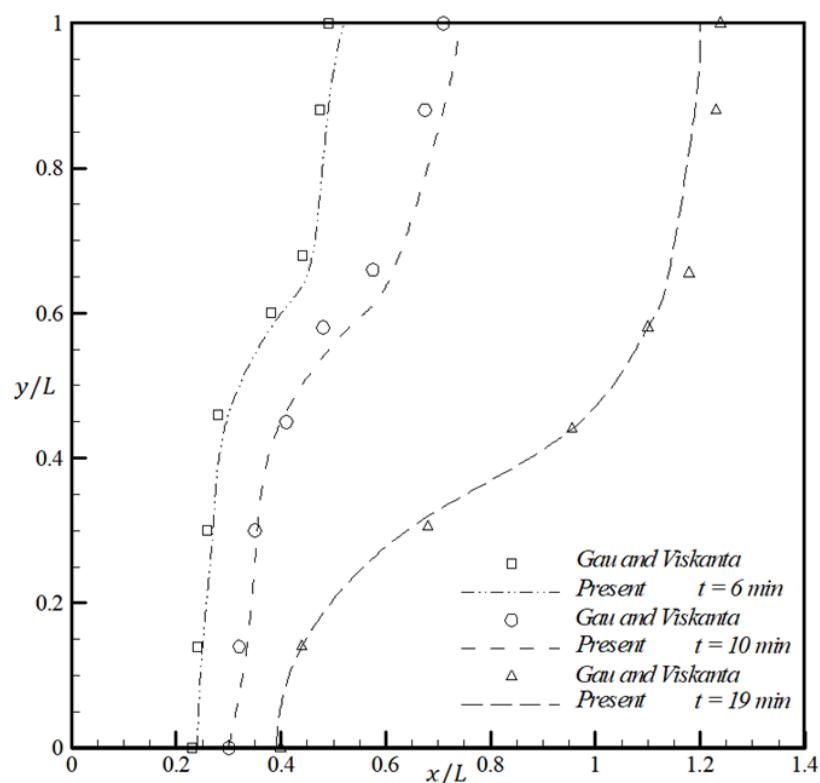


Figure 2 : Comparaison du résultat numérique en termes d'interface solide-liquide avec le résultat expérimental [12]

5. Résultats et discussion

Dans le présent travail, une investigation numérique de la fusion d'un MCP (n-eicosane) dispersé avec différents apports en nanoparticules métalliques de Cuivre Cu dans une enceinte rectangulaire de rapport de forme $A=0.5$. Les propriétés thermo-physiques du MCP (n-eicosane), de la source de chaleur, du substrat et des nanoparticules métalliques de Cu , utilisées dans ce travail, sont données dans le Tableau 2.

Les contours des isothermes développant l'effet de la fraction de nanoparticules X_n et l'angle d'inclinaison de l'enceinte Ω sont présentées dans la Figure 3. Il est clair que la forme des

isothermes est plus sensible à l'inclinaison de l'enceinte qu'à l'effet de la fraction de nanoparticules étant donné l'effet important de la gravité. En revanche, la valeur de la température maximale est sensible à l'inclinaison de l'enceinte et à la fraction de nanoparticules. Pour la configuration de référence $\Omega = 0^\circ$, le transfert de chaleur commence dès les premiers instants, comme toujours, par un processus purement conductif. L'effet de la convection naturelle est observé, en premier lieu, à côté du coin droit du composant électronique. Ce début, dans cette zone, est justifié par la distorsion des isothermes dans cette zone de l'enceinte. L'existence d'une force de flottabilité dans la partie liquide supérieure de l'enceinte intensifie l'effet de la convection naturelle. Ainsi, le front de fusion progresse rapidement dans cette partie supérieure par rapport à la partie inférieure. Sans insertion de nanoparticules, la température maximale atteinte dans cette configuration de référence est $T_{max}=60,81^\circ C$.

Source de chaleur	MCP (n-eicosane)	Substrat	Nanoparticules Cu
$k_c = 170W / m.K$ $\rho_c = 3260kg / m^3$ $(c_p)_c = 740J / kg$ $T_{cr} = 98^\circ C$	$k_m = 0.1505W / m.K$ $\rho_m = 769kg / m^3$ $c_p = 2460J / kg$ $\mu = 4.1510^{-3} m^2 / s$ $\beta = 8.0510^{-4} 1 / K$ $\Delta H = 2.4710^5 J / kg$ $T_m = 36^\circ C$	$k_s = 19.7W / m.K$ $\rho_s = 3900kg / m^3$ $(c_p)_s = 900J / kg$	$\rho_p = 8954kg / m^3$ $(c_p)_p = 383J / kg$ $k_p = 400W / m.K$ $d_p = 90nm$

Tableau 2 : Les propriétés thermo-physiques et les dimensions [13-15]

Une inclinaison de l'enceinte de $\Omega = 0^\circ$ vers des valeurs positives de Ω augmente la température maximale atteinte. L'inclinaison de l'enceinte à un angle $\Omega = 45^\circ$ augmente la température maximale d'environ $5^\circ C$. L'inclinaison vers la direction des angles négatifs montre une réponse différente du dissipateur thermique. L'inclinaison de la configuration de référence, $\Omega = 0^\circ$ vers -45° diminue la température maximale atteinte. Cette diminution est de $0,3^\circ C$, $0,47^\circ C$ et $0,59^\circ C$ pour $X_n=0,00$, $X_n=0,02$ et $X_n=0,04$, respectivement. Une deuxième inclinaison de $\Omega = -45^\circ$ à $\Omega = -90^\circ$ augmente à nouveau la température maximale. Cette augmentation est de $1,4^\circ C$, $1,37^\circ C$ et $1,33^\circ C$ pour $X_n=0,00$, $X_n=0,02$ et $X_n=0,04$, respectivement. En effet, l'augmentation de la température maximale lors de l'inclinaison de -45° à -90° est due au fait que la convection naturelle contribue fortement dans la configuration de $\Omega = -45^\circ$ par rapport à celle de $\Omega = -90^\circ$. Ceci est lié à l'existence d'une seule structure panache dans cette dernière alors que la configuration $\Omega = -45^\circ$ présente deux structures panache opposées. De ce qui précède, il est clair qu'une augmentation de la fraction de nanoparticules contribue à une diminution de la température maximale atteinte dans l'enceinte.

6. Conclusion

Une étude numérique de l'effet combiné de l'inclinaison et la fraction des nanoparticules lors de la fusion d'un MCP dispersé par des nanoparticules de Cu dans une enceinte rectangulaire contenant une source de chaleur protubérante a été réalisée. L'effet de l'inclinaison et la fraction liquide sur la structure des isothermes et la température maximale de la source de chaleur est analysé. Il est constaté que l'insertion des nanoparticules augmente le taux de fusion et contribue à un meilleur refroidissement de la source de chaleur.

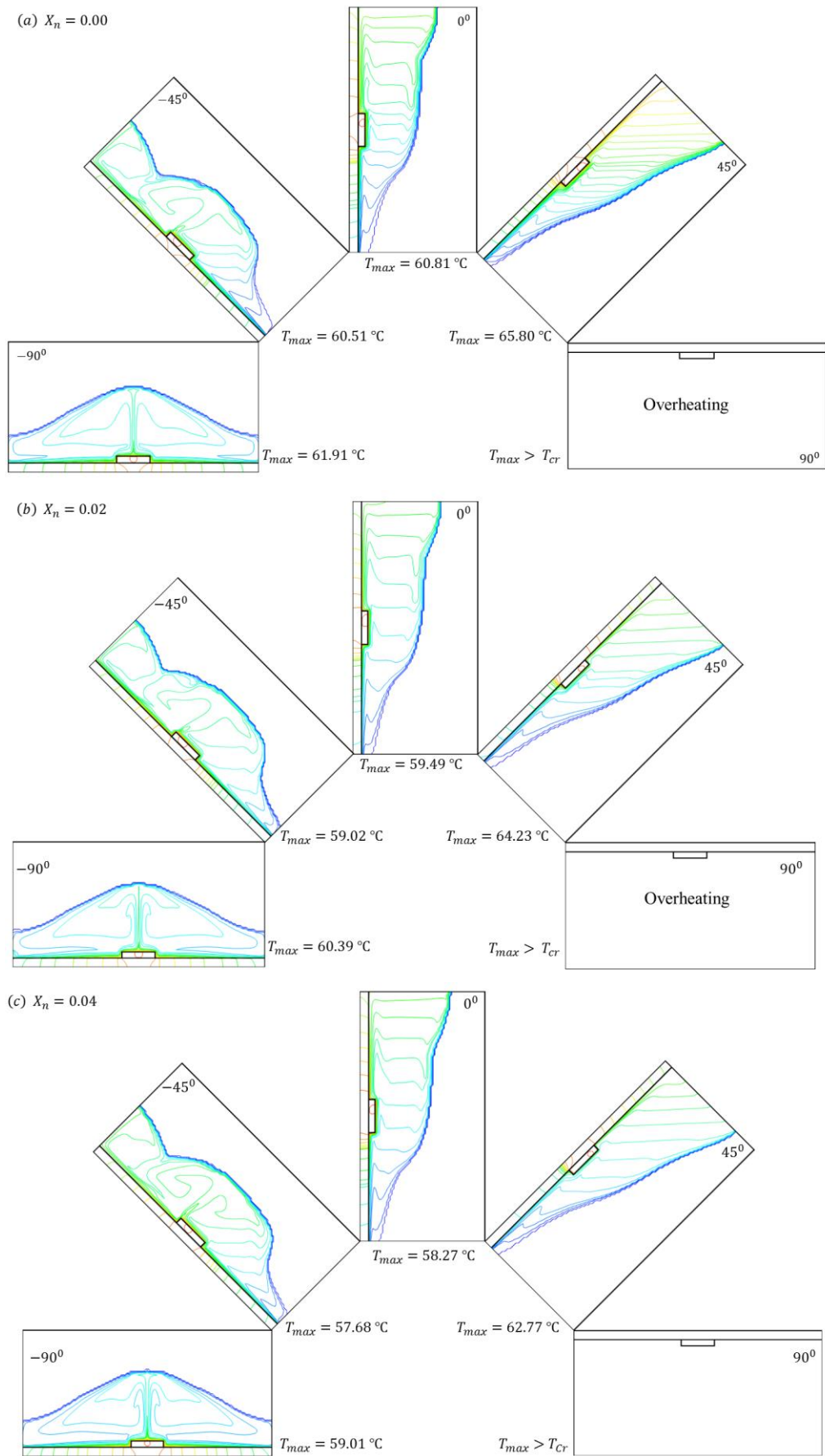


Figure 3 : Isothermes pour différentes inclinaisons et fractions de nanoparticules à $t=3600s$

Références

- [1] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, 2nd ed., Wiley, New York (1995).
- [2] W. Humphries, E. Griggs, *A Design Handbook for Phase Change Thermal Control and Energy Storage Devices*, NY, USA: NASA Technical Paper (1977).
- [3] B. Zalba, J. M. Marin, L. F. Cabeza, H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003), 251-283.
- [4] H. Faraji, M. Faraji, M. El Alami, Numerical Survey of the Melting Driven Natural Convection Using Generation Heat Source: Application to the Passive Cooling of Electronics Using Nano-enhanced Phase Change Material, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 12 (2020), 021005-1- 021005-17.
- [5] T. Yusuke, S. Katsuhiko., K. Akiyoshi, T. Ryo and K. Yoshihiko, Experimental and numerical study on phase change material (PCM) for thermal management of mobile devices, *Applied Thermal Engineering*, 98 (2016), 320-329.
- [6] W. Xiang-Qi, Y. Christopher and S. M. Arun, A parametric study of phase change material (PCM)-based heat sinks, *International Journal of Thermal Sciences*, 47 (2008), 1055–1068.
- [7] S. C. Fok, W. Shen and F. L. Tan, Cooling of portable hand-held electronic devices using phase change materials in finned heat sinks, *International Journal of Thermal Sciences*, 49 (2010), 109–117.
- [8] M. Saad, T. Aaron, T. Chin, A. Raya and L. Sein, Experimental investigation of inserts configurations and PCM type on the thermal performance of PCM based heat sinks, *Applied Energy*, 112 (2013), 1349-1356.
- [9] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, D.C: Hemisphere, Washington (1980)
- [10] J. A. Maxwell, *Treatise on electricity and magnetism*, Oxford University Press, Cambridge, UK (1904).
- [11] R. S. Vajjha, D. K. Das, Measurement of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), 4675–4682.
- [12] C. Gau, and R. Viskanta, Effect of natural convection on solidification from above and melting from below of a pure metal, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28 (1985), 573-587.
- [13] R. R. Tummala, *Fundamentals of microsystems packaging*, 1st ed. McGraw-Hill Education (2001).
- [14] A. S. Fleischer, *Thermal energy storage using PCMs fundamentals and applications*, Springer, USA (2015).
- [15] M. Jourabian, M. Farhadi, and A. A. R. Darzi, Outward melting of ice enhanced by Cu nanoparticles inside cylindrical horizontal annulus: Lattice Boltzmann approach, *Applied Mathematical Modelling*, 37 (2013), 8813–8825.