

Caractérisation numérique des performances hydrauliques et thermiques d'un radiateur à minicanaux soumis à un jet d'air impactant

M'hamed BERIACHE ^{1*}, Leila MOKHTAR SAIDIA ², Ahmed BETTAHAR ³

1, 3 Département de mécanique, Université Hassiba Benbouali, CHLEF, Algérie

2 Département d'informatique, Université Hassiba Benbouali, CHLEF, Algérie

*(Contact: m.beriache@gmail.com)

Résumé:

Ce travail consiste en l'analyse du refroidissement d'une puce électronique par convection forcée d'air en jet impactant à travers un radiateur à ailettes planes formant des minicanaux rectangulaires. Les performances thermiques ainsi que les pertes de charge sont analysées numériquement par un code développé en C++. Les paramètres d'écoulement ; profils de vitesse, pression et la température du fluide de refroidissement sont présentés. En plus, la distribution de température est largement analysée sur le radiateur en aluminium. Les résultats obtenus sont comparés et validés par la littérature.

Mots clés : refroidissement en électronique, résistance thermique, perte de pression, transfert thermique, radiateur, minicanaux, jet impactant, ailette plane.

Abstract:

In this study impingement air cooling mode of forced convection is adopted for heat dissipation from high power electronic devices in associated with a parallel fin heat sink. Components of airflow velocity in channel of the extended surfaces are discussed. Pressure drop and other thermal performances are analyzed numerically by a C++ developed code. Thermal and hydraulic characterization of heat sink under air-forced convection cooling condition is studied. The hydraulic parameters including velocity profiles, distribution of static pressure, dynamic pressure and fluid temperature between the fins and in the passageway at the centre of the heat sink are analyzed and presented schematically. Furthermore the thermal characteristic of the aluminum approach of cooling is studied by utilizing the contours of the three dimensional temperature distributions through the fins, base heat sink and the heat sink body. The performance of the proposed model computed by the numerical calculation is high compared to current heat sinks as expected of the previous studies.

Keywords: electronics cooling, thermal resistance, pressure drop, heat transfer, heat sink, minichannel, impingement jet, plate fins.

Nomenclature

A	surface d'échange thermique (m^2)	Re	nombre de Reynolds
C_p	chaleur spécifique ($J/kg \cdot K$)	t_f	épaisseur de l'ailette (m)
D_h	diamètre hydraulique (m)	T	température ($^{\circ}C$)
h	coefficient de transfert par convection ($W/m^2 \cdot K$)	u	vitesse suivant la direction ox (m/s)
H	hauteur du minicanal du radiateur (m)	V	vitesse suivant la direction oy (m/s)
λ	conductivité thermique d'aluminium ($W/m \cdot K$)	V_0	vitesse d'entrée (m/s)
L	longueur de la base du radiateur (m)	W	largeur de la base (m)
\dot{m}	débit massique (kg/s)	w_c	largeur du canal (m)
n	nombre de canaux	ρ	masse volumique de l'air (kg/m^3)
p	pression (Pa)	μ	viscosité dynamique (Ns/m^2)
Q	puissance de la source de chaleur (W)		
q''	flux thermique (W/m^2)		

1. Introduction

Depuis quelques années, les composants électroniques se développent d'une manière continue et deviennent de plus en plus très compacts. Cette tendance de miniaturisation accompagnée de vitesse de fonctionnement très élevée, entraîne une dissipation de chaleur importante au niveau du composant électronique. Cela risque de menacer la durée de vie et la fiabilité de ces composants électroniques [1]. En effet, évacuer la chaleur générée des surfaces des dispositifs électroniques et les maintenir sous une condition de travail admissible est très important pour assurer la fiabilité de ces composants [1]. Différentes techniques de refroidissement ont été développées ; tel que les jets d'air impactants et les caloducs en sont un exemple [2]. Le refroidissement conventionnel en électronique utilisant un jet impactant combiné avec un radiateur présente plusieurs avantages en terme de prix, poids et fiabilité. Cependant, la technique d'améliorer le refroidissement par air est l'emploi de jets impactants sur le radiateur à mini ou microcanaux. Dans le but de concevoir un radiateur efficace, un ensemble de critères sont à considérer tel que, la résistance thermique, une structure simple avec le minimum de pertes de charge.

Dans ce travail, une méthode de caractérisation et d'évaluation des radiateurs est présentée. Les performances hydrauliques et thermiques du radiateur proposé sont analysées numériquement sur la base de la méthode des différences finies, dans le but d'obtenir des indicateurs globaux qui peuvent être utilisés pour analyser et évaluer les performances des radiateurs à minicanaux à ailettes planes.

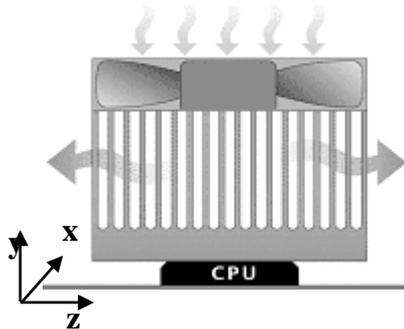


Fig. 1. Schéma du modèle physique

2. Modèles physique et mathématique

2.1. Modèle physique

Le modèle physique de cette étude est présenté à la figure 1. Ce modèle consiste en un radiateur à minicanaux rectangulaires avec un diamètre hydraulique $D_h=0.0029\text{ m}$ chauffé au niveau du centre de sa base avec une puissance (Q) générée par le CPU. Cette chaleur est absorbée par le radiateur puis dégagée à l'ambiance via les ailettes surmontées par un ventilateur axial, qui souffle de l'air avec un débit volumique constant \dot{V} (m^3/s) en forme de jet. Pour mieux dégager la chaleur à l'ambiance. Le radiateur est en aluminium avec une conductivité thermique de $\lambda=237\text{W/m.K}$. La puissance dissipée d'un CPU de type P4 est fixée à 80W [3]. Plusieurs hypothèses sont adoptées pour modéliser le transfert thermique et l'écoulement fluide dans le radiateur (écoulement 2D, transfert thermique 3D) [4]: (1) régime permanent, (2) fluide incompressible, (3) écoulement laminaire, (4) propriétés du fluide et du solide constantes, (5) dissipation visqueuse négligeable, (6) transfert de chaleur par rayonnement thermique négligeable.

Les dimensions du radiateur considéré dans ce travail sont regroupées dans la table 1. Par raison de symétrie, seul un quart du radiateur est considéré comme domaine de calcul.

N_f	$W (m)$	$H (m)$	$L (m)$	$b_b (m)$	$l_c (m)$	$l_a (m)$
27	0.066	0.036	0.082	0.004	0.0015	0.001

Tableau 1: Paramètres géométriques du radiateur utilisés en simulation

2.2. Modèle mathématique

Les équations de continuité, de mouvement et de l'énergie sont résolues avec l'application des conditions aux limites suivantes. La vitesse du fluide est nulle au niveau de toutes les parois et l'écoulement est considéré complètement développé [5].

Continuité	Mouvement	Energie
$\nabla \cdot \vec{V} = 0$	<ul style="list-style-type: none"> pour la partie fluide: $\rho(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V}$ pour la partie solide: $\vec{V} = \vec{0}$ 	<ul style="list-style-type: none"> pour la partie fluide: $\rho \cdot c_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = \lambda_f \cdot \nabla^2 T$ pour la partie solide: $\lambda_s \nabla^2 T = 0$

L'hypothèse de propriétés du solide et du fluide constantes permet de découpler les équations de l'écoulement du fluide de celle de l'énergie. Cependant, la résolution de l'équation de l'énergie doit être conduite après la résolution des équations de l'écoulement du fluide. Les équations sont résolues par un code développé en C++. Le code développé est basé sur la méthode des différences finies. Le système d'équations algébriques issu de la discrétisation est résolu itérativement par la méthode de Gauss-Seidel. Des moyennes harmoniques sont utilisées pour résoudre le problème lié à la différence de propriétés à l'interface solide-fluide.

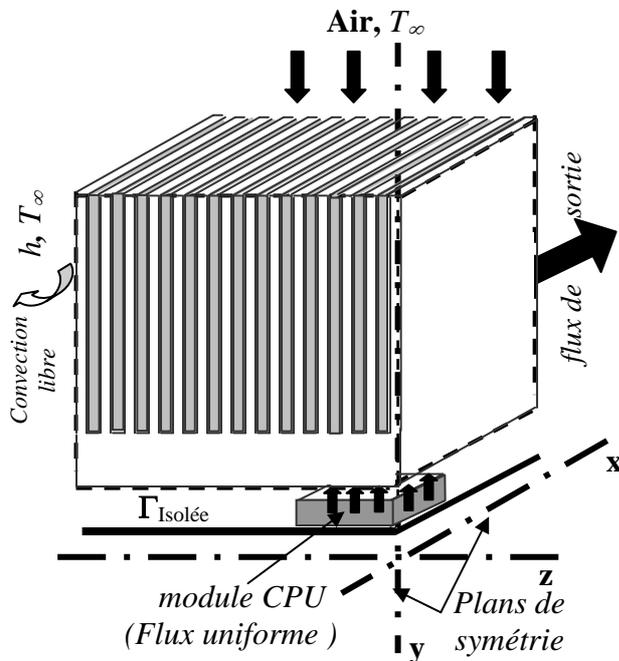


Fig. 2: Conditions aux limites thermiques.

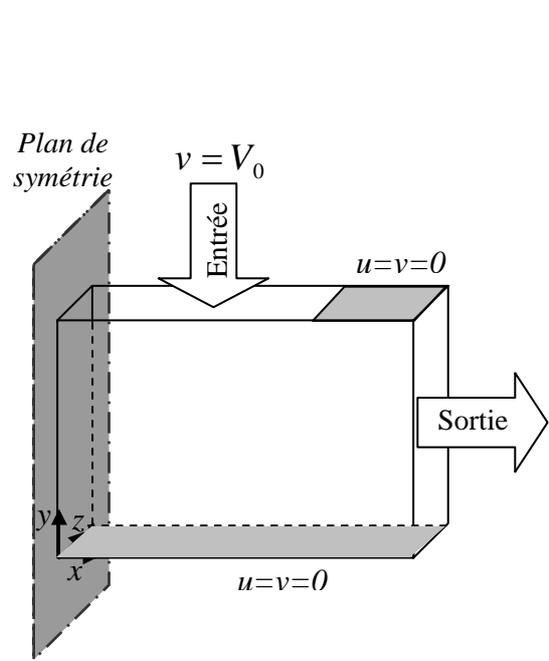


Fig. 3: conditions aux limites hydrodynamiques.

Cela permet d'introduire d'une manière appropriée les propriétés dans la partie solide et dans la partie fluide et de résoudre le problème conjugué de conduction-convection [6]. Les calculs itératifs sont arrêtés lorsque la précision est de 1% pour l'équation de continuité et les équations de mouvement et 0.1% pour l'équation de l'énergie. La solution est considérée convergée.

3. Résultats et discussions

Le modèle proposé est validé par les résultats numériques obtenus suite à une série de simulations utilisant les paramètres regroupés à la table 2.

Paramètre	Valeur	Description
V_0	5 m/s	Vitesse d'entrée (m/s)
h	10 W/m ² .K	Coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle (les deux côtés du radiateur).
T_∞	27 °C	Température ambiante.
Q	80 W	Puissance de la puce électronique (W)
A_{Die}	14 × 16 mm ²	Surface de la matrice du CPU.
A_{CPU}	31 × 31 mm ²	Surface du CPU.

Tableau 2: Paramètres opérationnels du modèle.

La figure 4 montre la distribution de la pression statique à travers le canal du radiateur (plan X-Y). La pression statique augmente progressivement en allant vers le point de stagnation au centre et décroît dans le sens de la sortie de l'air. Une différence de pression statique minimale est localisée à la sortie du canal où la vitesse est la plus élevée, ceci explique que la résistance de l'écoulement est limitée au centre du radiateur, ce qui empêche un bon refroidissement autour du point de stagnation. Les résultats repris aux (figures 4 et 7), montrent que les pertes de charge varient de 5 à 60 Pascal, la circulation de l'air le long du canal est efficacement assurée. Par conséquent, un bon échange thermique peut avoir lieu. La figure 5 montre le champ de vitesse moyenne dans le canal. Les résultats montrent clairement que la vitesse chute en allant à la base jusqu'à un point d'arrêt dans le centre. Cette vitesse augmente rapidement dans la direction de sortie du canal et atteint des valeurs plus élevées que celles à l'entrée. Notez que la vitesse augmente à nouveau vers la sortie inférieure du dissipateur de chaleur, c'est le phénomène de couche limite.

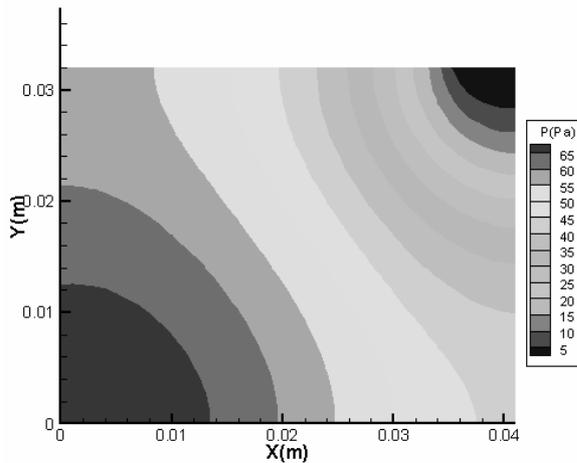


Fig. 4 Contours de pression statique à travers le canal.

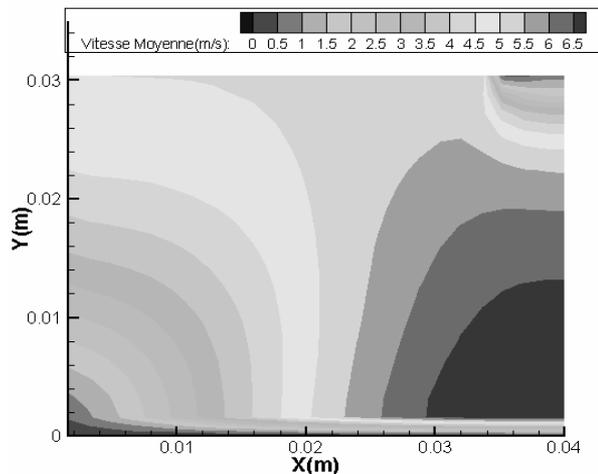


Fig. 5 Contours de vitesse moyenne à travers le canal.

Les figures 8, 9 et 10, montrent que la distribution de température présente évidemment un pic (T_{max}) au niveau de la source de chaleur, mais aussi de forts gradients de température au centre du radiateur où seule une faible circulation d'air subsiste due à la différence significative de pression dans cette zone. La différence de température source/air est de 19°C , donc une résistance thermique de $0,2375^{\circ}\text{C/W}$. La température maximale observée est d'environ 46°C ce qui est inférieure à la température recommandée par le fabricant.

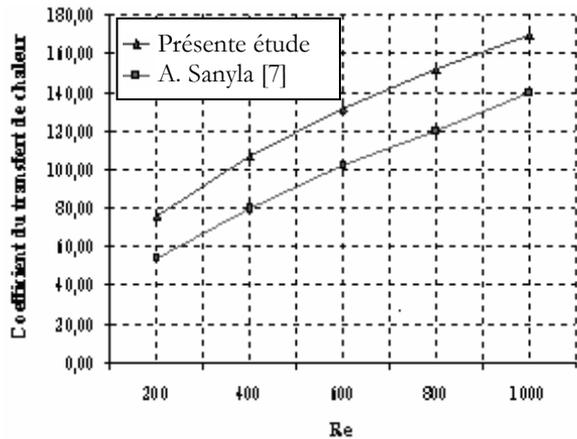


Fig. 6 Variation du coefficient d'échange convectif en fonction de la vitesse de refroidissement (V_0).

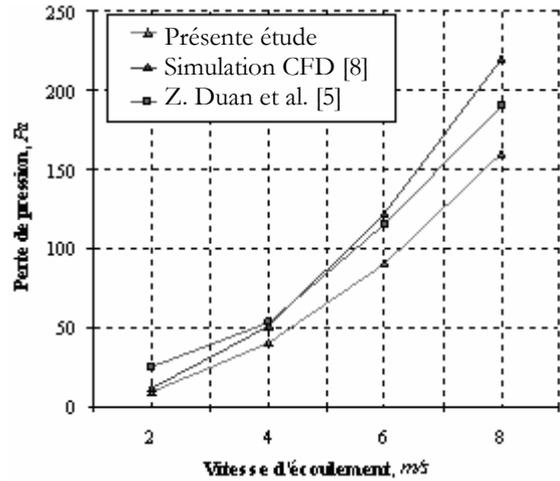


Fig. 7 Les pertes de charge dans le canal en fonction de la vitesse de refroidissement (V_0).

D'après la Fig. 6, les échanges thermiques assurés par le radiateur sont favorisés par l'accroissement de la vitesse de refroidissement.

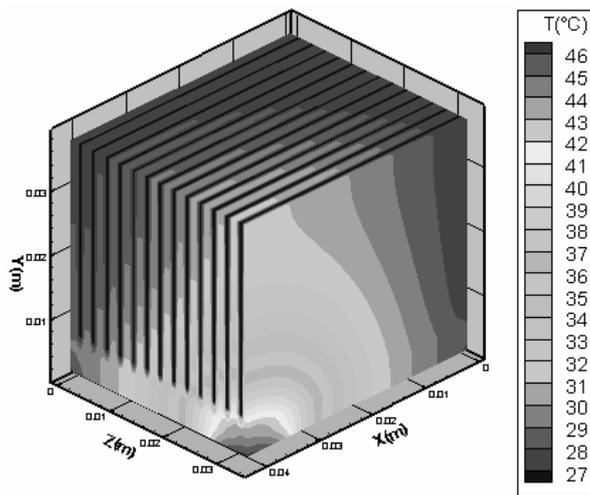


Fig. 8 Distribution de température à travers le radiateur, (coupe 3D).

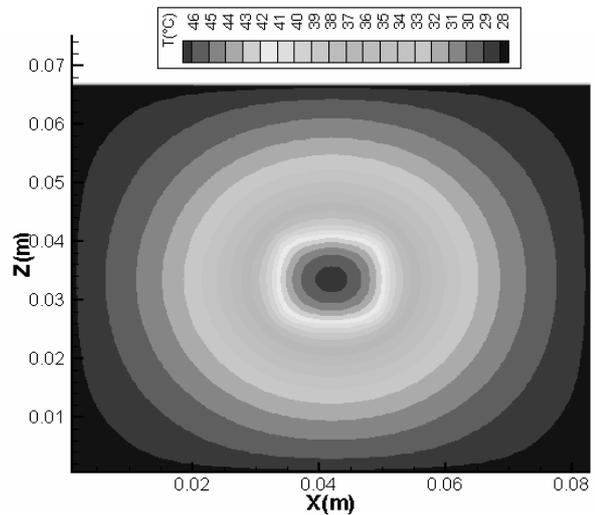


Fig. 9 Contours de distribution de température au niveau de la base du radiateur.

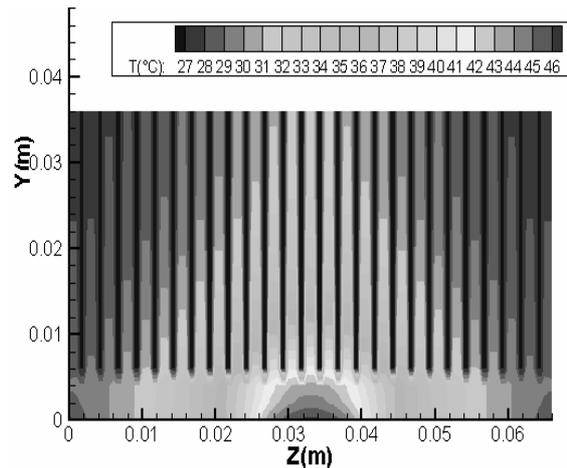


Fig. 10 Distribution de la température dans le radiateur (coupe transversale médiane).

4. Conclusion

Dans ce travail, la caractérisation thermique et hydraulique sur d'un radiateur à minicanaux à ailettes planes a été effectuée en considérant les paramètres de fonctionnement réel en utilisant un code numérique développé. Les résultats montrent que l'écoulement en jet d'air impactant appliqué sur un radiateur à minicanaux améliore les échanges de chaleur. Les performances thermiques et hydrodynamiques calculées par le code numérique montrent bien que la puce électronique délivrant jusqu'à 80W maximum est convenablement refroidie par le dispositif étudié comme demandé par le constructeur Intel. L'étude démontre la pertinence du radiateur proposé. Cette étude peut être bénéfique pour les concepteurs en refroidissement des composants électroniques. Elle peut servir aussi pour la sélection et la gestion thermique efficace des radiateurs de refroidissement pour les assemblages électroniques. Enfin, la bonne comparaison des résultats à ceux de la littérature, nous permet d'affirmer avec satisfaction leur validation.

Références

- [1] Yue-Tzu Yang, Huan-Sen Peng, "Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 51 (2008), pp. 4788-4796.
- [2] K. Nishino, M. Samada, K. Kasuya, K. Torii, "Turbulence statistics in the stagnation region of an axisymmetric impingement jet flow", *Int. J. Heat Fluid Flow* 17, (1996), pp. 193-201.
- [3] Intel® Pentium® 4 Processor on 90 nm Process Thermal and Mechanical Design Guidelines. Design Guide, 2004.
- [4] Poh-Seng Lee, Suresh V. Garimella, "Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios", *international journal of heat and mass transfer*, vol. 49, 2006, pp.3060-3067.
- [5] Zhipeng Duan, Y. S. Muzychka, "Experimental investigation of heat transfer in impingement air cooled plate fin heat sinks", *J. of Electronic Packaging*, 128, (2006), pp. 412- 418.
- [6] S. V. Pantakar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow". Hemisphere, Washington, 1980.
- [7] A. Sanyla. "Numerical Study of heat transfer from Pin Fin heat Sink using steady and pulsated impinging jets", *Master of Science thesis*, Indian Institute of Science, 2006.
- [8] L. Mokhtar Saidia, "Numerical analysis of forced convection in duct with array of heated plates", *Master of science thesis*, university of Chlef, Algeria, 2009.
- [9] Beriache M'hamed. "Numerical computation of 3D steady and unsteady heat conduction", *Master science thesis*, University of Chlef, Algeria, 2004.
- [10] J. P. Holman. "Heat transfer", McGraw-Hill Book Company, New York, SI Metric Edition, 1996.
- [11] Builder C++ User's Guide. Borland Software Corporation, 2002.