



HAL
open science

Modélisation d'un diffuseur thermique diphasique à rainures radiales

Romuald Rullière, Frédéric Lefevre, Monique Lallemand

► **To cite this version:**

Romuald Rullière, Frédéric Lefevre, Monique Lallemand. Modélisation d'un diffuseur thermique diphasique à rainures radiales. 17e Congrès Français de Mécanique, Aug 2005, Troyes, France. hal-04222155

HAL Id: hal-04222155

<https://hal.science/hal-04222155>

Submitted on 29 Sep 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Modélisation d'un diffuseur thermique diphasique à rainures radiales

Romuald Rullière, Frédéric Lefèvre, Monique Lallemand

Centre de Thermique de Lyon, UMR CNRS 5008
Institut National des Sciences Appliquées
20 avenue Albert Einstein 69621 VILLEURBANNE Cedex
romuald.rulliere@insa-lyon.fr

Résumé :

Cet article concerne un modèle hydrodynamique de diffuseurs thermiques diphasique à rainures radiales. Le composant électronique à refroidir est placé au centre du diffuseur, ce qui permet de transférer la chaleur dans toutes les directions. Le modèle développé permet de prédire le flux maximum transférable et la charge optimale en fluide diphasique du diffuseur. Le diffuseur est divisé en plusieurs volumes de contrôle pour lesquels les équations de bilans de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement sont écrites pour chaque phase. L'équation de Laplace permet de prendre en compte la capillarité dans les rainures. Pour un diffuseur de hauteur inférieure à 1,5 mm, la densité de flux maximale dissipée atteint 250 W/cm² pour une température de saturation de 70°C.

Abstract :

This paper deals with a capillary two-phase flow model of flat spreaders with radial grooves. The electronic component is located at the centre of the spreader, which permits to spread the heat in all the directions. This model permits to calculate the maximum heat transfer capabilities and the optimal liquid fill of the spreaders. The spreader is divided into several control volumes for which the mass, energy and momentum balances are written for both the liquid and vapour phases. The Laplace equation permits to consider the capillary effect. For a spreader with a height less than 1.5 mm, the heat flux can be about 250 W/cm² with a saturation temperature equal to 70°C.

Mots clefs :

Diffuseur thermique diphasique ; Transfert chaleur ; Modélisation.

1 Introduction

En raison de la compacité croissante des composants électroniques et de l'augmentation de leur puissance thermique dissipée, il est nécessaire de développer des dispositifs de refroidissement efficaces, fiables et peu encombrants pour assurer leur bon fonctionnement. Les systèmes de refroidissement classiques par convection étant limités à des puissances faibles, des systèmes de refroidissement diphasique, les microcaloducs et les diffuseurs thermiques diphasiques (DTD) ont été envisagés. Ils permettent d'extraire de fortes densités de flux de chaleur avec de faibles gradients de température. Ces systèmes fonctionnent sur le principe d'un transfert de chaleur par changement de phase d'un fluide mis en mouvement sous l'action des forces capillaires. Les premiers systèmes étudiés furent les réseaux de microcaloducs. Un microcaloduc est constitué d'un tube fermé, à section non circulaire, de faible diamètre hydraulique, rempli d'un fluide à l'état d'équilibre liquide-vapeur. L'une des extrémités du microcaloduc est mise en contact avec une source chaude, l'autre extrémité est refroidie par une source froide. Entre la zone chauffée, appelée évaporateur, où le fluide se vaporise, et la zone refroidie, appelée condenseur, où il se condense, se trouve une zone adiabatique. Le retour du liquide du condenseur jusqu'à l'évaporateur est assuré par la capillarité dans les coins du tube. Des prototypes de sections triangulaire, rectangulaire ou

trapézoïdale ont été testés pour des structures métalliques [1] ou en silicium [2,3] ; plusieurs auteurs ont modélisé leurs performances thermiques [4,5]. Dans les réseaux de microcaloducs (microcaloducs montés en parallèle), qui peuvent avoir une épaisseur très faible (1 mm), la migration du fluide, donc le transport de la chaleur, est unidirectionnelle, ce qui limite leur utilisation. Leur intégration au sein même des systèmes à refroidir, grâce à des technologies en silicium, permet de réduire les résistances thermiques de contact et surtout les problèmes liés à la dilatation thermique entre différents matériaux. Le principe de fonctionnement d'un DTD est identique à celui d'un microcaloduc, mais il possède un canal de la vapeur unique, et souvent une répartition bidirectionnelle du liquide, ce qui permet une meilleure répartition de la chaleur. Les études concernant les DTD sont relativement récentes, tant sur le plan expérimental que théorique. Différents DTD à rainures longitudinales, de sections rectangulaire et trapézoïdale, ont été testés en structure métallique [6] ou en silicium [7,8]. Le modèle hydrodynamique 1D d'un DTD à rainures longitudinales développé au CETHIL [9] a été validé avec les résultats expérimentaux de Hopkins *et al.* [6]. Lorsque le condenseur ou l'évaporateur sont placés indifféremment sur le diffuseur, une structure capillaire 2D est plus adaptée car elle permet au liquide de circuler dans deux directions afin d'obtenir une uniformité des températures [10,11]. Lorsque la source chaude est placée au centre du DTD, une structure capillaire composée de rainures radiales permet un écoulement du liquide axisymétrique. Des DTD à rainures radiales ont été réalisés en cuivre [12] et en silicium [13]. Un modèle hydrodynamique de ce type de diffuseur est présenté dans cet article.

2 Modèle hydrodynamique d'un diffuseur thermique diphasique à rainures radiales

Du fait de la symétrie de la géométrie du DTD à rainures radiales, le modèle hydrodynamique développé pour un régime stationnaire est 1D. Ce modèle permet de calculer les pressions et les vitesses du liquide et de la vapeur le long d'une rainure, ainsi que la variation du rayon de courbure du ménisque, depuis le condenseur jusqu'à l'évaporateur. On en déduit le flux maximum transférable et la charge optimale du diffuseur en fonction de divers paramètres : dimensions du DTD, nature du fluide diphasique, température de fonctionnement.

2.1 Géométries des diffuseurs thermiques diphasiques à rainures radiales

Le DTD étudié est réalisé par l'assemblage étanche de trois plaques circulaires en silicium. Les deux plaques externes ont une structure capillaire radiale constituée de rainures de section rectangulaire partant du centre du DTD vers sa périphérie (figure 1.a). La plaque intermédiaire est évidée entièrement sur la partie centrale pour créer l'espace vapeur (figure 1.b).

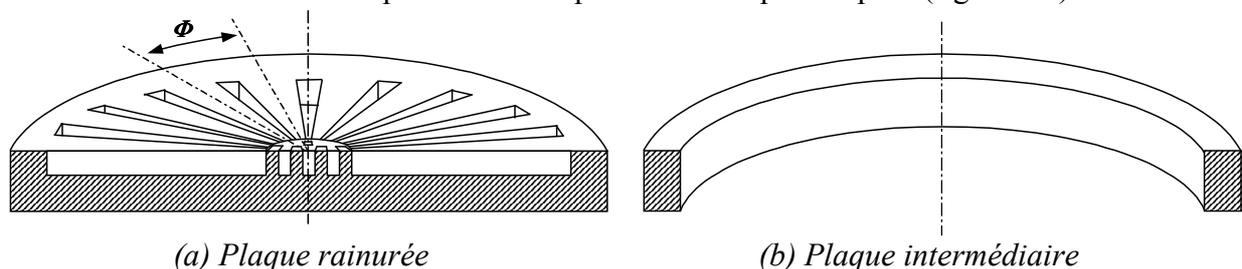


FIG. 1 – Plaques d'un diffuseur thermique diphasique à rainures radiales.

Du point de vue technologique, les rainures ne peuvent être réalisées jusqu'au centre du diffuseur. Dans la zone centrale, des picots (non représentés à l'échelle sur la figure) sont usinés pour faciliter le drainage du liquide sous l'évaporateur. Cette zone, de faible dimension par rapport à celle du diffuseur, n'est pas prise en compte dans le modèle.

Deux configurations différentes de DTD ont été étudiées. Dans la configuration A (figure 2), la source chaude est placée au centre de la plaque supérieure et la source froide occupe toute

la face inférieure du DTD. Il est nécessaire que la plaque intermédiaire comporte des rainures verticales pour que le liquide puisse migrer par capillarité de la plaque inférieure vers la plaque supérieure. Le DTD étudié comporte 80 rainures radiales, qui débutent à une distance de 3,2 mm du centre du diffuseur. L'évaporateur, de surface égale à 1 cm², est placé au centre de la plaque supérieure et le condenseur, de surface égale à 5 cm², occupe toute la partie inférieure. La hauteur des rainures est de 200 µm et la hauteur du canal de la vapeur de 350 µm. La largeur des rainures varie continûment de 70 µm au début de l'évaporateur à 200 µm à la fin du condenseur ($z = 0$) et leur longueur est de 9,4 mm sur chaque plaque.

Dans la configuration B (figure 3), une source chaude est placée au centre et une source froide à la périphérie sur chaque face du DTD. Les surfaces d'évaporation et de condensation sont respectivement égales à 1 et 5 cm² et le nombre de rainures est de 80. La largeur des rainures varie de 70 µm au début de l'évaporateur à 200 µm à l'extrémité du condenseur.

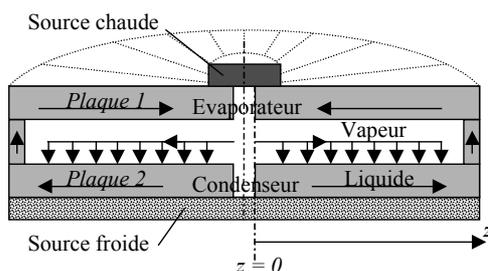


FIG. 2 – Coupe d'un DTD à rainures radiales (configuration A).

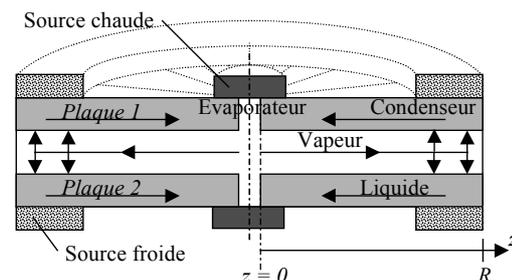


FIG. 3 – Coupe d'un DTD à rainures radiales (configuration B).

2.2 Equations du modèle

Les configurations étudiées étant axisymétriques, seule la portion du diffuseur correspondant à l'angle Φ défini sur la figure 1 est modélisée. Le diffuseur thermique est divisé en plusieurs volumes élémentaires pour lesquels les équations de bilans sont écrites pour les phases liquide et vapeur. Pour le liquide, les équations des faces supérieure (indice 1) et inférieure (indice 2) du diffuseur sont différentes. Les équations de conservation de la masse pour la vapeur (indice v) et pour le liquide (indice l) sur un volume de contrôle s'écrivent :

$$\frac{d(A_v w_v)}{dz} dz = \frac{\rho_l}{\rho_v} (L_{i1} v_{i1} - L_{i2} v_{i2}) dz \quad (1)$$

$$\frac{d(A_{l1} w_{l1})}{dz} dz = -L_{i1} v_{i1} dz \quad (2)$$

$$\frac{d(A_{l2} w_{l2})}{dz} dz = L_{i2} v_{i2} dz \quad (3)$$

w est la vitesse axiale du fluide selon z , ρ la masse volumique et L_i est la longueur de l'interface liquide-vapeur dans un plan transversal de la rainure. Dans le DTD, comme la masse volumique de la vapeur varie peu (1 %) du fait de la faible variation de pression de la vapeur, elle est considérée comme constante. Les sections de passage du fluide A_{l1} , A_{l2} et A_v dépendent de la géométrie des rainures et, contrairement au DTD à rainures longitudinales étudié par Lefèvre *et al.* [9], la largeur des rainures du DTD à rainures radiales varie avec z . v_i est la vitesse transversale d'évaporation du liquide, calculée à partir du bilan de conservation de l'énergie :

$$v_i = \frac{\dot{q}}{\rho_l h_{lv}} \quad (4)$$

où \dot{q} est la densité de flux à l'interface liquide-vapeur calculée par une méthode de tir. Le flux de chaleur est supposé uniforme au condenseur et à l'évaporateur et nul dans la section adiabatique. h_{lv} est la chaleur latente de vaporisation.

Trois équations sont obtenues à partir du bilan de quantité de mouvement :

$$\rho_v \frac{d(A_v w_v^2)}{dz} dz = - \frac{d(A_v p_v)}{dz} dz - |\tau_{i1}| L_{i1} dz - |\tau_{i2}| L_{i2} dz - |\tau_{vp}| L_{vp} dz \quad (\text{vapeur}) \quad (5)$$

$$\rho_l \frac{d(A_{l1} w_{l1}^2)}{dz} dz = - \frac{d(A_{l1} p_{l1})}{dz} dz + |\tau_{i1}| L_{i1} dz + |\tau_{lp1}| L_{lp1} dz \quad (\text{liquide plaque 1}) \quad (6)$$

$$\rho_l \frac{d(A_{l2} w_{l2}^2)}{dz} dz = - \frac{d(A_{l2} p_{l2})}{dz} dz + |\tau_{i2}| L_{i2} dz \pm |\tau_{lp2}| L_{lp2} dz \quad (\text{liquide plaque 2}) \quad (7)$$

où p est la pression, τ_{lp} et τ_{vp} respectivement les contraintes liquide-paroi et vapeur-paroi et τ_i la contrainte interfaciale liquide-vapeur. L_{lp} et L_{vp} sont respectivement les longueurs des interfaces liquide-paroi et vapeur-paroi. Dans l'équation (7), le signe de la contrainte pariétale dépend de la configuration. En effet, sur la plaque inférieure, le liquide s'écoule dans la même direction que la vapeur dans la configuration A, alors que, dans la configuration B, le liquide et la vapeur se déplacent à contre-courant.

Dans les équations (1) à (7), A_l , A_v , L_{lp} , L_{vp} et L_i dépendent de la géométrie de la rainure, de l'angle de contact du ménisque sur la paroi et du rayon de courbure du ménisque. Le rayon de courbure r est obtenu en dérivant l'équation de Laplace par rapport à z pour les faces supérieure et inférieure :

$$\frac{dp_{l1}}{dz} = \frac{dp_v}{dz} - \frac{d}{dz} \left(\frac{\sigma}{r_1} \right) \quad (8) \quad \frac{dp_{l2}}{dz} = \frac{dp_v}{dz} - \frac{d}{dz} \left(\frac{\sigma}{r_2} \right) \quad (9)$$

où σ est la tension superficielle, r_1 et r_2 respectivement les rayons de courbure du ménisque sur les plaques supérieure et inférieure.

2.3 Résolution du système d'équations

Les équations (1) à (9) forment un système d'équations différentielles du premier ordre couplées entre elles. Ce système est résolu numériquement par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 en utilisant les conditions aux limites suivantes :

$$w_{l1}|_{z=0} = w_{l2}|_{z=0} = w_v|_{z=0} = 0 \quad p_v|_{z=0} = p_{sat}$$

$$p_{l1}|_{z=0} = p_v - \frac{\sigma}{r_1}|_{z=0} \quad p_{l2}|_{z=0} = p_v - \frac{\sigma}{r_2}|_{z=0}$$

où p_{sat} est la pression de la vapeur saturante.

Le flux maximum transférable par le diffuseur est obtenu en considérant une limite d'engorgement au condenseur et une limite d'assèchement à l'évaporateur. Le rayon de courbure du ménisque évolue d'une valeur infinie au condenseur (configuration A : $z = 0$; configuration B : $z = R$) à une valeur minimale r_{min} à la fin de l'évaporateur. Cette valeur minimale dépend de la géométrie de la rainure et de l'angle de contact θ , qui est fonction des propriétés de la paroi et du fluide.

3 Résultats et discussion

Pour les deux configurations de DTD étudiées en position horizontale, le fluide considéré est l'eau à une température de saturation de 70 °C. L'angle de contact eau/Si est égal à 60° [14].

La figure 4 montre les pressions totales du liquide et de la vapeur en fonction de z^* , coordonnée adimensionnée par rapport à la longueur d'une rainure. Pour la configuration A, la limite de l'évaporateur sur la face 1 correspond à $z^* = 0,26$, puis la zone telle que $0,26 < z^* < 1$ est adiabatique. Le condenseur sur la face 2 occupe toute la zone $0 < z^* < 1$. Les pertes de pression de la vapeur sont importantes dans la zone d'évaporation, ce qui est dû à une section de passage faible avec des vitesses élevées. Dans la zone située hors évaporateur, la section de passage augmente jusqu'à l'extrémité du DTD, ce qui réduit la chute de pression. La pression du liquide diminue au condenseur de $z^* = 0$ à $z^* = 0,26$, puis augmente entre $z^* = 0,26$ et

$z^* = 0,8$ en raison de l'entraînement du liquide par la vapeur qui s'écoule dans le même sens. Dans les rainures de la face supérieure, la pression du liquide diminue progressivement de $z^* = 1$ à $z^* = 0$. La pression capillaire $(p_v - p_l)_{\max}$ est d'environ 1 kPa.

La figure 5 présente l'évolution des vitesses du liquide et de la vapeur. Au niveau de l'évaporateur, la formation de la vapeur crée une augmentation de la vitesse jusqu'à 40 m/s environ. En dehors de l'évaporateur, cette vitesse diminue du fait de la condensation. La vitesse du liquide w_{l2} augmente sur la plaque inférieure en raison de la diminution de la section de passage. Pour la même raison, dans la plaque supérieure, la vitesse du liquide w_{l1} croît dans la zone adiabatique, puis décroît brutalement à l'évaporateur à cause du changement de phase.

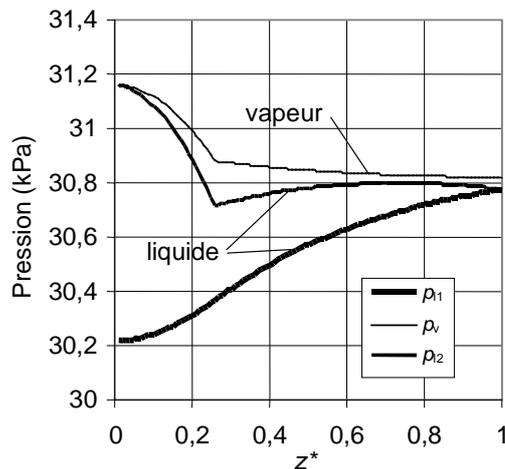


FIG. 4 – Pressions le long d'une rainure.

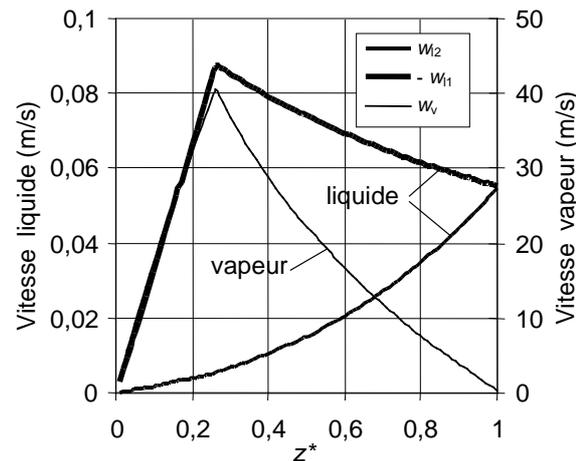


FIG. 5 – Vitesses le long d'une rainure.

La figure 6 montre l'évolution de la courbure du ménisque ($K = 1/r$) du condenseur à l'évaporateur. Dans la plaque inférieure (condenseur), la courbure évolue peu. En revanche, dans la plaque supérieure, elle augmente considérablement à l'évaporateur avec la vaporisation.

La figure 7 représente la densité de flux maximale transférable en fonction de la température de fonctionnement T_{sat} pour les configurations A et B. Dans la configuration A, la densité de flux maximale est légèrement supérieure du fait d'une section du canal de la vapeur plus grande. En effet, pour la configuration A, la chute de pression de la vapeur est de l'ordre de 400 Pa alors qu'elle atteint 600 Pa pour la configuration B. Elle est supérieure à la chute de pression du liquide qui est de 350 Pa.

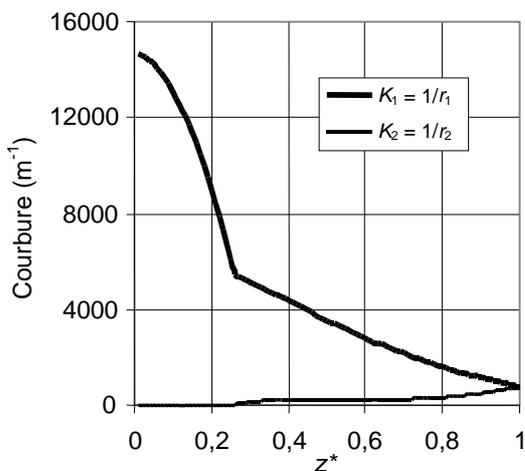


FIG. 6 – Courbure du ménisque le long d'une rainure.

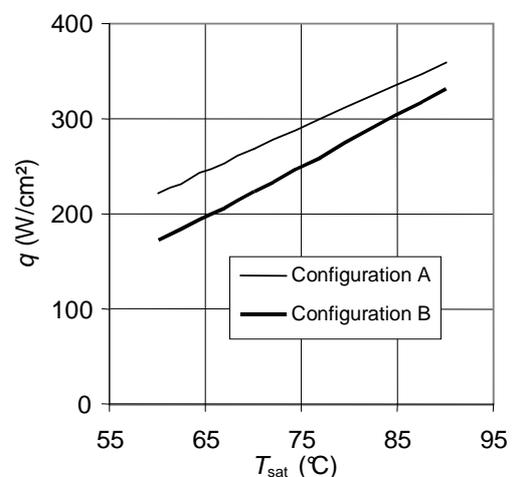


FIG. 7 – Densité de flux en fonction de T_{sat} .

La puissance maximale augmente avec la température de fonctionnement (figure 7). Ceci est dû principalement à la diminution de la chute de pression du liquide liée à une viscosité du liquide plus faible. Il s'ensuit pour une même pression capillaire, un débit plus élevé. Cependant, la comparaison des performances pour deux configurations différentes est délicate car elle dépend, d'une part du choix de la géométrie, d'autre part des surfaces occupées par les sources.

4 Conclusion

Un modèle permettant de prédire le comportement de diffuseurs thermiques diphasiques à rainures radiales a été développé. Ce modèle, basé sur les équations de bilans et l'équation de Laplace, permet d'obtenir la puissance maximale transférable par le diffuseur ainsi que la charge optimale en fluide diphasique. Selon la configuration du système (position des sources chaude et froide), deux types de fonctionnement du diffuseur ont été étudiés. Les résultats des simulations numériques montrent que, dans le cas où le refroidissement a lieu sur la totalité de la face inférieure, ce diffuseur permet de dissiper des densités de flux de l'ordre de 250 à 300 W/cm².

Références

- [1] B.R. Babin, G.P. Peterson, D. Wu. Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe. *J Heat Transfer*, 112:595-601, 1990.
- [2] G. Peterson, A. Duncan, M. Weichold. Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers. *J Heat Transfer*, 115:751-756, 1993.
- [3] M. Le Berre, S. Launay, V. Sartre, M. Lallemand. Fabrication and experimental investigation of silicon heat pipes for cooling electronics. *J Micromechanics and Microengineering*, 13:436-441, 2003.
- [4] J. Longtin, B. Badran, F. Gerner. A one-dimensional model of a micro heat pipe during steady-state operation. *J Heat Transfer*, 116:709-715, 1994.
- [5] S. Launay, V. Sartre, M. Lallemand. Thermal study of a water-filled micro heat pipe including heat transfer in evaporating and condensing microfilms. 12th IHTC, Grenoble, France, 4:471-476, 2002.
- [6] R. Hopkins, A. Faghri, D. Khrustalev. Flat miniature heat pipes with microcapillary grooves. *J Heat Transfer*, 121:102-109, 1999.
- [7] Y. Avenas, B. Mallet, C. Gillot, A. Bricard, C. Schaeffer, G. Poupon, E. Fournier. Thermal spreaders for high heat flux power devices. 7th Thermionic workshop, Paris, France, 59-63, 2001.
- [8] C. Perret, Y. Avenas, C. Gillot, J. Boussey, C. Schaeffer. Integrated cooling devices in silicon technology. *The European Physical Journal Applied Physics*, 18:115-123, 2002.
- [9] F. Lefèvre, R. Revellin, M. Lallemand. Theoretical analysis of two-phase heat spreaders with different cross-section micro grooves. 7th IHPS, Jeju, Corea, 2003.
- [10] D. Benson, R. Mitchell, M. Tuck, D. Adkins, D. Palmer, Micro-machined heat pipes in silicon MCM substrates. *IEEE Multi-Chip-Module Conference*, 189-194, 1996.
- [11] Y. Avenas, M. Ivanovna, C. Schaeffer, R. Perret, J.L. Sanchez. Etude et réalisation de caloducs à réseau capillaire à picots carrés pour le refroidissement de composants électroniques. Congrès de la Société Française de Thermique, Grenoble, France, 913-918, 2003.
- [12] S. Kang, S. Tsai, M. Ko. Metallic micro heat pipe heat spreader fabrication. *Applied Thermal Engineering*, 24:299-309, 2004.
- [13] S. Kang, S. Tsai, H. Chen, Fabrication and test of radial grooved micro heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 22:1559-1568, 2002.
- [14] S. Cioulachtjian, S. Launay, M. Lallemand. Angles de contact en milieu saturé d'une goutte d'eau sur une surface d'oxyde de silicium. Congrès de la Société Française de Thermique, Grenoble, France, 403-408, 2003.