Etude analytique de l'impact de la géométrie des microcanaux sur les performances d'un caloduc

François TERNET[1], Hasna LOUAHLIA-GUALOUS[1,*] , Stéphane LEMASSON[2]

[1] LUSAC, Université de Caen Normandie,
120 Rue de l'Exode, 50000 Saint Lô, France.
[2] Orange Research Labs,
2, Avenue Pierre Marzin – 22307, Lannion.

Résumé - Les performances énergétiques des systèmes de refroidissement miniatures dépendent essentiellement de la géométrie des canaux et de leur taille, de la nature du fluide caloporteur ainsi que du mode de tranferts de chaleur utilisé. Dans le cadre d'un partenariat de recherche avec Orange sur le refroidissement des liveboxes, une étude expérimentale et théorique est conduite au laboratoire pour dimensionner, concevoir et tester des prototypes de refroidissement. Le choix est porté sur l'application de caloduc utilisant le processus de changement de phase liquide-vapeur et vapeur-liquide. Un algorithme de modélisation et d'optimisation énergétique du refroidisseur en fonction des puissances, nombre de microcanaux, est établi. Cet article présente des résultats obtenus et une analyse de l'impact de différents paramètres sur les performances de ce mode de refroidissement.

Nomenclature

A	Aire, (m²)
D_h	diamètre hydraulique, (m)
f	coefficient de frottement
g	constante de gravitation ($m\ s^{-2}$)
h_{fg}	chaleur latente ($J\ kg^{-1}$)
L	longueur, (m)
$\dot{m}$	débit massique, ($kg\ s^{-1}$)
N	nombre de canaux
P	Pression (Pa)
R	Rayon de courbure, (m)
Re	nombre de Reynolds
t	Hauteur (m)
U	Vitesse ($m\ s^{-1}$)

Symboles grecs

α	angle d'inclinaison caloduc (°)
β	angle d'inclinaison canal (°)
λ	conductivité thermique, (W/m°C
θ	angle de contact, (°)
ρ	densité, (kg m^{-3})
μ	viscosité,(kg $m^{-1}s^{-1}$)
σ	tension de surface, ($N\ m^{-1}$)
ν	viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$)

Indices

z	abscisse (m)
l	liquide
v	vapeur
w	Mur
b	Bas
g	Canal
eff	efficace
tot	total
e	évaporateur
a	adiabatique
c	condenseur
max	maximal

1. Introduction : contexte de l'étude

Les systèmes de refroidissement utilisant les transferts thermiques avec changement de phase ont fait l'objet d'importants efforts de recherche pour répondre à une augmentation de

la puissance des composants et des systèmes et aussi de l'amélioration de l'efficacité énergétique. Les domaines concernés par ce problème de dissipation thermique sont nombreux, en pariculier celui de l'électronique où la puissance des équipements doit être limitée ainsi que la consommation d'énergie électrique. Les techniques de refroidissement par ventilation apparaîssent souvent, très insuffisantes et présentent des inconvénients liés au processus d'entretien, de bruit et de consommation d'énergie électrique.

La montée en débit et la multiplication des services clients (Internet, vidéo etc.) imposent aux acteurs télécom comme Orange de proposer de nouveaux équipements clients (box, Settop Box etc.) et réseau mobile (bornes haut débit, hot spots Wifi ou 3G/4G) optimisés d'un point de vue énergétique. Ces équipements sont de plus en plus compacts avec des consommations énergétiques croissantes imposants des contraintes plus grandes sur l'alimentation lors de leur installation. La dissipation énergétique de ces nouveaux équipements est telle qu'une ventilation mécanique devient quasi inévitable afin d'assurer un refroidissement conforme aux normes. Cette ventilation présente une source de panne, procure des nuisances sonores et ne présente pas une solution optimisée d'un point de vue énergétique.

L'air comme fluide caloporteur a des limites, des solutions de refroidissement optimisées et passives doivent être appliquée. Les microsystèmes passifs sont sans bruit et fonctionnent avec de très faibles quantités de fluide caloporteur. Ils ont la capacité de dissiper d'importantes quantités de chaleur, d'effectuer un contrôle thermique automatique et d'assurer une uniformité des températures. Ce principe de refroidissement a été mis en place dans les années trente (invention du caloduc). En 1963, une première application du refroidissement par caloduc a été mise au point par George Grover. Le caloduc est un système de refroidissement diphasique fermé dont la circulation du fluide caloporteur est effectuée par capillarité et sans aucune pompe mécanique ce qui réduit le bruit et nécessite très peu de maintenance. Les caloducs peuvent être réalisés dans une gamme de géométries diverses ; ce qui élargi leurs champs d'application [1-4].

Cet article présente les résultats d'une analyse théorique mise en place pour étudier l'impact des paramètres géométriques sur les performances thermiques d'un caloduc. Un algorithme de modélisation et d'optimisation géométrique du caloduc en fonction des puissances dissipées est développé en se basant sur des lois de conservation. Les résultats obtenus permettent de prédire l'impact des principales grandeurs physiques régissant le phénomène de transfert. Différentes sections de microcanaux sont étudiées : rectangulaires, triangulaires, ou trapézoïdales.

II. Modélisation thermique et hydraulique

II.1. Détermination de la limite capillaire

Les caloducs fonctionnent en respectant une limite capillaire liée principalement à la structure du capillaire. Dans les caloducs à micro rainures, la pression capillaire générée par les rainures doit être supérieure ou égale à la somme des pertes de charge dues à l'écoulement liquide et vapeur. La pression capillaire est exprimée par la différence de pressions interfaciales liquide et vapeur en se basant sur la relation de Laplace-Young définie par :

$$\frac{dP_{cap}}{dz} = \frac{dP_l}{dz} - \frac{dP_v}{dz} = -\frac{d}{dz}\left(\frac{\sigma}{R_m}\right) \quad (1)$$

R_m représente le rayon de courbure du ménisque et qui dépend de la géométrie du microcanal dans le caloduc.

Pour un canal trapézoïdal avec deux côtés égaux, on trouve géométriquement [2] :

$$\mathrm{R_m} = \frac{\mathrm{t_g}\tan(\beta)+W_b}{\cos(\beta+\theta)} \tag{2}$$

Où t_g est la profondeur d'un canal, β est l'angle d'inclinaison de la paroi et θ est l'angle de contact du ménisque (Figure 1a)

Si le canal est rectangulaire (Figure 1b), alors β est considérée nul et l'équation (2) devient :

$$R_m = \frac{W_b}{cos(\theta)} \tag{3}$$

Si le canal es**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**t triangulaire (Figure 1c) , alors $W_b = 0$ et l'équation (2) devient :

$$\mathrm{R_m} = \frac{\mathrm{t_g}\tan(\beta)}{\cos(\beta+\theta)} \tag{4}$$

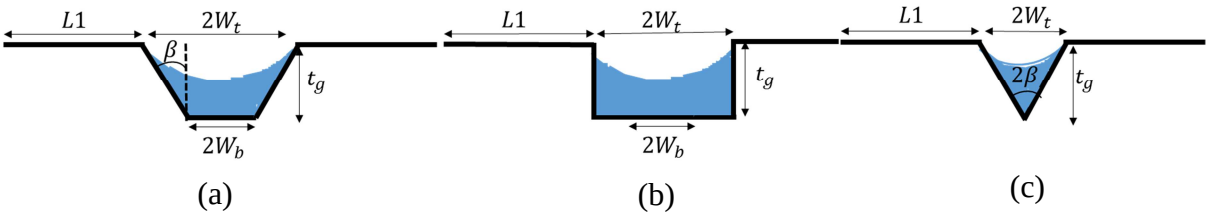

Figure 1 : Différentes géométries de micro-canaux étudiées

En considérant l'équation de conservation de quantité de mouvement, les pertes de charge dans les phases liquide et vapeur s'écrivent en respectant un équilibre entre les forces de pression, de gravité et de cisaillement [5].

$$\frac{d}{dz}(P_l + \rho_l g z\, sin(\alpha)) = \frac{f_l}{cos(\gamma)}\frac{2\rho_l U_l^2}{D_{h,l}} \tag{5}$$

$$\frac{d}{dz}(P_v + \rho_v g z\, sin(\alpha) + \rho_v \beta_v {U_v}^2) = -f_v \frac{2\rho_v U_v^2}{D_{h,v}} \tag{6}$$

Les coefficients de frottements dans les phases liquides et vapeur sont estimés par les équations suivantes [1] :

$$f_v Re_v = 24(1 - 1.3553C + 1.9467C^2 - 1.7012C^3 + 0.9564C^4 - 0.2537C^5) \tag{7}$$

Avec $C = min\left(\frac{t_v}{W_v}, \frac{W_v}{t_v}\right)$

$$f_l Re_l = f_l Rel_0 * (1 + \frac{4N}{3\,\pi}\left(\frac{W_t}{D_{hv}}\right)^3 (\nu_v/\nu_l)(1 - 1.971\, exp(-\frac{\pi t_g}{2*W_t})) \tag{8}$$

$$f_l Re_{l0} = \frac{8t_g^2}{W_t\left(1+\frac{tg}{W_t}\right)^2\left(\frac{1}{3}-\frac{64\,W_t}{\pi^5 t_g}\, tanh(\frac{\pi tg}{2W_t}\right)} \tag{9}$$

La conservation du bilan massique, permet d'écrire la relation suivante reliant la vitesse moyenne liquide à celle de la vapeur :

$$\rho_v A_v U_v = \rho_l \, A_l U_l \tag{10}$$

avec :

$$A_v = 2\, N\, W_t \; + 2\, t_v \tag{5}$$

$$A_l = (t_g{}^2 tan(\alpha) + 2W_b t_g) \tag{6}$$

La conservation du bilan thermique s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{d\phi_z}{dz} = h_{fg}\rho_l A_l \frac{dU_l}{dz} \tag{7}$$

II.2. Détermination du flux thermique maximal

Le flux maximal représente la quantité de chaleur maximale que peut dissiper le caloduc. Au-dessus de cette valeur, celui-ci ne peut fonctionner. Il est définit par :

$$\emptyset_{max} = \frac{1}{L_{eff}} \int_0^{L_t} \emptyset(z)\, \mathrm{dz} \tag{8}$$

En combinant les équations (4) à (13) , on démontre que le flux maximal peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q_{max=h_{fg}} \left[\frac{\sigma cos\theta}{W L_{eff}} + (\rho_l - \rho_v) g sin\alpha\right] \frac{1}{(F_v Re_v \frac{2\mu_v}{D_{hv}{}^2 \rho_v A_v} + F_l Re_l \frac{2\mu_l}{D_{hl}{}^2 \rho_l A_l})} \tag{9}$$

avec :

$$F_v = \frac{2Re_v\, f_v\, \mu_v}{N\, h_{fg}\; D_{hv}{}^2 \rho_v A_v} \tag{10}$$

$$F_l = \frac{2Re_l\, f_i\, \mu_l}{h_{fg}\; D_{hl}{}^2 \rho_l\, A_l} \tag{11}$$

Les diamètres hydrauliques et les sections d'aire des deux phases sont :

$$D_{hl} = 4 \frac{2(W_b + t_g/cos(\phi))}{(t_g{}^2 tan(\phi) + 2W_b t_g)} \tag{12}$$

$$D_{hv} = 2 \frac{(L_1 + W_t)\, N\, t_v}{N\, W_t + t_v} \tag{20}$$

L'angle de contact θ dépend des conditions de surface, et aussi des conditions physico-chimiques du liquide. Si l'on considère les équations (2), (3) et (4), on remarque que lorsque l'angle θ diminue, alors le rayon capillaire diminue, et la pression capillaire définie par la relation de Laplace Young augmente. Un angle faible sera donc recherché afin d'intensifier les transferts et obtenir de meilleures performances [7].

II.3. Détermination de la longueur effective

Dans la littérature, de nombreux auteurs utilisent une longueur caractéristique appelée longueur effective pour caractériser les zones d'évaporation, de condensation et la zone adiabatique. Dans notre cas, on considère un caloduc plat à microcanaux de largeur W_v et de longueur L_t comme le montre la Figure 2.

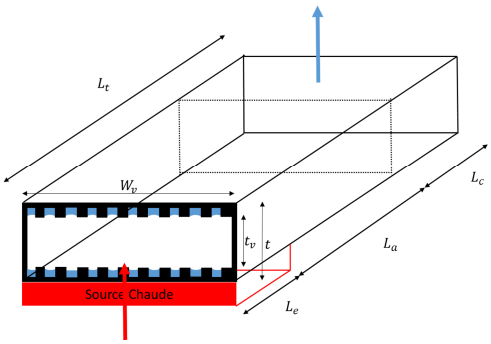

Figure 2 : Caloduc plat à microcanaux.

On néglige la variation du flux suivant la largeur. Dans ce cas, l'expression de la longueur effective s'écrit sous la forme suivante :

$$L_{eff} = \int_0^{L_t} f_n(z)dz \tag{21}$$

Dans la zone évaporateur, $0 \leq z \leq Lc$,

$$f_n(z) = \frac{z}{W_v\, L_c} \tag{13}$$

Dans la zone adiabatique, $Lc \leq z \leq Lc + La$,

$$f_n(z) = \frac{1}{W_v} \tag{14}$$

Dans la zone condenseur, $Lc + La \leq z \leq Lt$,

$$f_{n(z)} = \frac{L_t - z}{W_v L_t} \tag{15}$$

On obtient une longueur effective :

$$L_{eff} = \frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \tag{16}$$

III. Résultats et discussions

Nous avons établi un programme de modélisation dans le but est de déterminer les paramètres optimaux d'un caloduc. Des paramètres géométriques sont imposés en respectant le contexte de notre étude ainsi que les contraintes de fabrication. Ainsi les paramètres suivant sont fixés :

Hauteur du caloduc	$6mm$
Épaisseur de paroi	$1mm$
Longueur d'évaporateur	$11mm$
Longueur de la zone adiabatique	$70mm$
Longueur du condenseur	$34{,}4mm$
Largeur du caloduc	$10mm$

Ainsi, afin d'optimiser le caloduc,un algorithme d'optimisation est utilisé qui comprends l'étude de trois paramètres: la demi largeur W_t, la profondeur t_g, le changement de section en fonction de la variation d'angle d'inclinaison β relative à chaque microcanal.

Pour chaque paramètre, plusieurs grandeurs sont évaluées : les différences de pression liquide, capillaires, etc. L'eau est considérée comme fluide caloporteur avec un fonctionnement à une température de 60°C.

III.1- Influence de la largeur de base du microcanal

Pour cette étude, le nombre de microcanaux est fixé à 8, la section des micro-canaux est rectangulaire ($\beta = 0$) et le caloduc est en position horizontale ($\alpha = 0$). La profondeur du microcanal t_g est fixée à $1300\ \mu m$. Les calculs sont effectués pour différentes largeurs des microcanaux. La figure 3 présente les évolutions des pressions liquides, vapeur, capillaire ainsi que celle du flux maximal. On remarque que la courbe de $\Delta P_{cap,max}$ présente une asymptote lorsque la largeur W_b tend vers 0. La limite inférieure de L_1 représentant l'espacement entre les canaux, est fixée à $100\ \mu m$ car d'une part l'espacement entre deux canaux ne peut pas être d'épaisseur nulle, et d'autre part cette valeur est définie par les limites de fabrication du caloduc au laboratoire. La figure 3 montre que la pression capillaire est supérieure à la somme des pressions quel que soit la largeur du microcanal. Le flux maximal présente augmente en augmentant la largeur W_b du microcanal et atteint un maximum pour une largeur du microcanal comprise entre 200 et 300 μm. Dans la première zone située à W_b inférieure à 240 μm, les forces de pression liquide sont importantes et diminue en élargissant le microcanal. Au-delà de cette zone (W_b > 240 μm), la perte de charge liquide tend à se stabiliser tandis que la pression capillaire diminue continuellement. Pour toutes les largeurs testées, l'impact de largeur du microcanal est très faible sur la perte de pression vapeur.

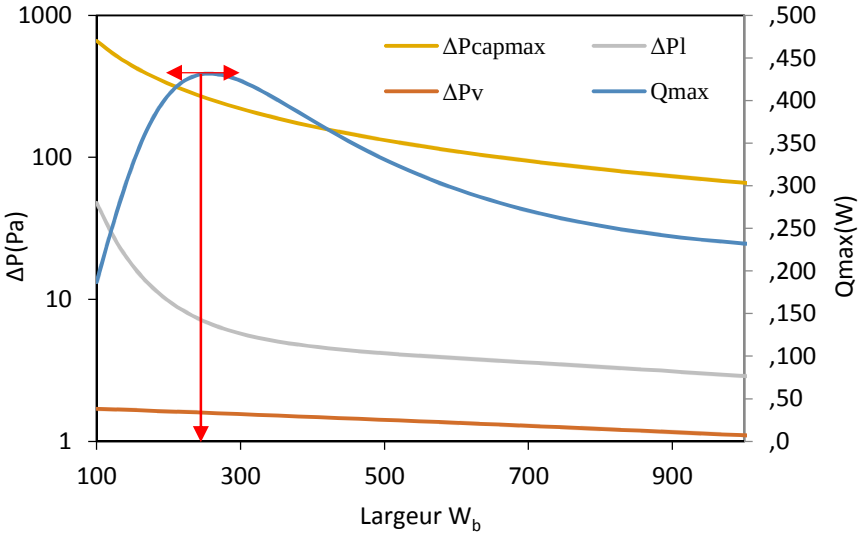

Figure 3 : Impact de la largeur de base du microcanal sur les évolutions des pressions et du flux maximal.

III.2- Influence de la profondeur du microcanal

Nous avons considéré la même configuration de caloduc avec une largeur des microcanaux W_b fixée à $240\ \mu m$. Cette largeur est définie à partir des résultats présentés précédemment (Figure 3). Les calculs sont effectués pour une profondeur variable entre $100\ \mu m$ et $2000\ \mu m$ comme le montre la figure 4. On remarque que lorsqu'on augmente la profondeur des microcanaux, la section de circulation de la vapeur est diminuée ; ce qui entraine une augmentation de la chute de pression vapeur. La différence de pression liquide ΔP_l décroit légèrement en augmentant la profondeur du micro-canal jusqu'à une valeur de

$t_g = 1380\mu m$ correspondant à la zone où le flux dissipé est maximal. Au-delà de cette zone, les performances du caloduc sont détériorées; le flux dissipé diminue continuellement et tends vers 0. La somme des différences de pression liquide et vapeur $(\Delta P_l + \Delta P_v)$ dépasse la différence de pression capillaire $\Delta P_{cap,max}$ conduisant à un disfonctionnement du caloduc pour des profondeurs de microcanaux dépassant 1900 μm. On note que l'impact de la profondeur sur les flux transféré est plus important que celui de la largeur des microcanaux car la variation de la profondeur influe sur la taille de la zone vapeur et la pression vapeur.

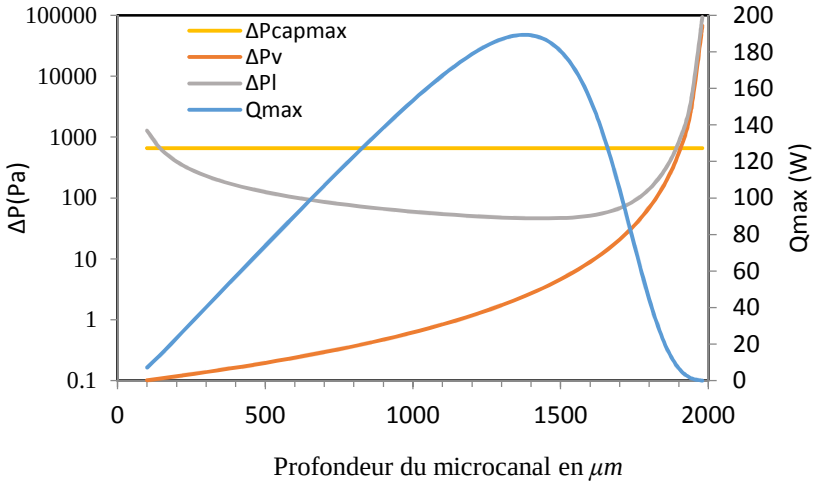

Figure 4 : Évolution des pressions et du flux maximal en fonction de la profondeur du microcanal.

III.3- Influence de la section du microcanal

Dans ce paragraphe, on présente les résultats d'une étude sur l'impact de l'angle d'inclinaison des deux côtés du canal sur les performances du caloduc. Plusieurs nombres de micro-canaux (N=4,10 et 12) sont testés. La profondeur et la largeur de base des microcanaux du caloduc sont fixées à $1300\mu m$ et $240\mu m$ respectivement. La figure 5 schématise l'augmentation de l'angle d'inclinaison β qui s'accompagne par une diminution des espacements entre les microcanaux. Pour $\beta = 0$, le canal est de section carrée. Pour $\beta > 0$, le canal est de section trapézoïdale. Sur la Figure 6, les différences de pressions capillaire, liquide et vapeur ainsi que le flux maximal sont représentées pour N=10 microcanaux.

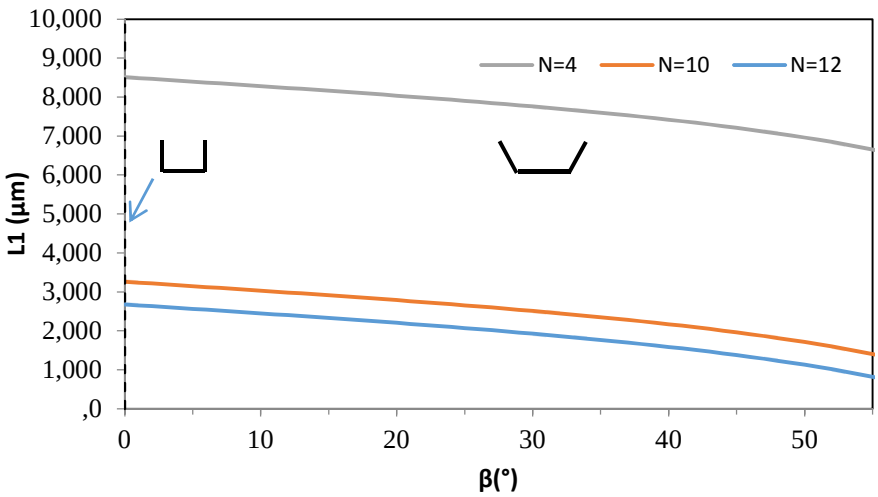

Figure 5: Évolution de l'espacement L_1 en fonction de l'angle d'inclinaison des micro-canaux.

Lorsque l'angle β vaut 0, les microcanaux sont carrées ; la pression capillaire et par conséquent le flux dissipé sont maximales. En revanche, pour une section trapézoïdale et lorsque β augmente, les forces capillaires sont réduites et les performances du caloduc sont moindres que pour le cas d'un canal section carrée.

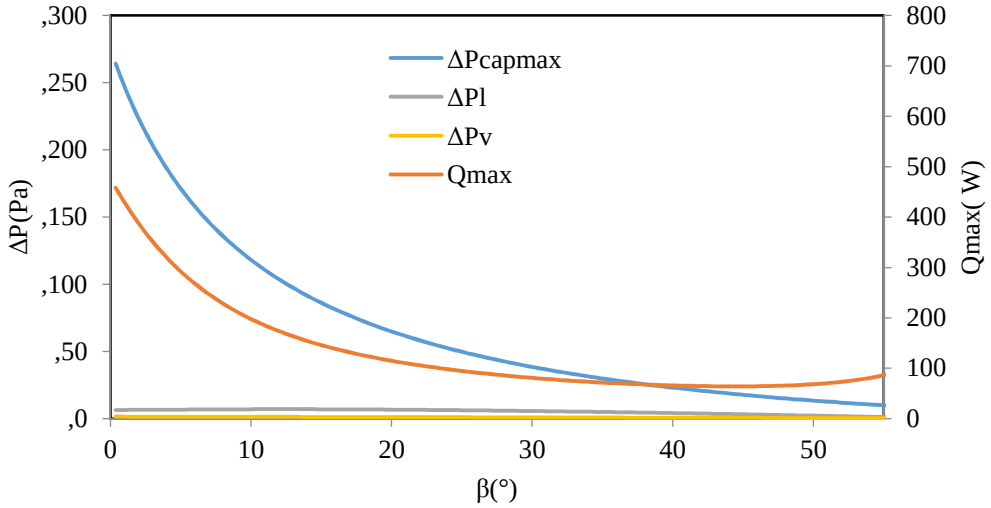

Figure 6 : Évolution des pressions capillaires et du flux maximal en fonction de β.

IV. Conclusion

Dans cet article nous présentons une méthode analytique pour déterminer les paramètres optimaux d'un caloduc plat à microcanaux. La largeur d'un canal, sa profondeur et sa forme influent directement sur les performances d'un caloduc. Les différences de pression liquide, vapeur et capillaire sont des grandeurs à étudier pour optimiser le caloduc. On note que l'impact de la profondeur des microcanaux est plus important que celui de leur largeur. Les performances du caloduc peuvent être augmentées en utilisant des microcanaux à section carrée ou rectangulaire avec une profondeur et une largeur optimisées.

Bibliographie

1. **B.Suman, P.Kumar.** An Analytical model for fluid flow nd heat transfer in a micro-heat pipe of polygonal shape. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 2055, Vol. 48.
2. **Al, Peter Z.Chi et.** Design and Performance Optimization of Miniature Heat Pipe in LTCC. *Insitutde Of Physic Publishing.* 2006.
3. **Sun, K.H.,Liu, C.Y.,Leong, K.C.** The effective length of a flat plate heat pipe covered partially by a strip heater on the evaporator section. *Heat Recovery Systems and CHP*. 1995.
4. **Riffat, S.B., Zhazo, X. et Doherty, P.S.** Analytical and numerical simulation of the thermal performance of 'mini' gravitational and 'micro' gravitational heat pipes. *Applied Thermal Engineering.* 2002, Vol. 22.
5. **Faghri, A., Hopkins, R. et Khrustalev, D.** Flat Miniature Heat Pipes With Micro Capillary Grooves. *ASME*. 1999, Vol. 121.
6. **Wang, H-J, Tsai, H.C et Shing, T.K.** Capillarity of Rectangular Micro Grooves and Their Application to heat Pipes. *Tamkang Journal of Science and Engineering.* 2005, Vol. 8.
7. **El Mghari, Hicham , et al.** Condensation heat transfer enhancement in a horizontal non-circular microchannel. *Applied Thermal Engineering.* 2013.