

Revue sur la Recherche et les Développements Récents des Microcaloducs

M. Lallemand et V. Sartre

CETHIL, UMR 5008, INSA, 20, Avenue Albert Einstein, Villeurbanne, France

Résumé - Les microcaloducs sont des systèmes de refroidissement efficaces qui permettent de transférer de fortes densités de flux. Ils constituent l'une des technologies les plus prometteuses dans le domaine du contrôle thermique des composants électroniques bien qu'il existe d'autres applications actuellement. Ils sont utilisés non seulement pour leur capacité de transport mais aussi en tant que répartiteur de la chaleur pour réduire les gradients de température. De plus, ils peuvent être fabriqués au sein du substrat des composants avec la même technologie afin d'extraire la chaleur directement dans la zone où existe la source thermique.

Jusqu'à présent, les microcaloducs sont essentiellement au stade de la recherche et peu de développements sont apparus. En particulier, les brevets déposés sont peu nombreux et concernent surtout les minicaloducs. Par contre, de nombreuses recherches sont développées tant sur le plan expérimental que théorique. Le fonctionnement des microcaloducs est très "pointu" et dépendant de leur conception; ils ne peuvent jouer correctement leur rôle que s'ils ont été optimisés aussi bien du point de vue géométrique que du point de vue remplissage en fluide. Cette optimisation nécessite le développement de modèles comportementaux qui prennent en compte à la fois les phénomènes hydrodynamiques et les phénomènes thermiques. Compte tenu des dimensions des systèmes, on se heurte à la méconnaissance des transferts thermiques aux microéchelles, qui dépendent des mécanismes de surface et d'interface, négligeables dans le domaine macroscopique. De plus, les modèles, dans lesquels sont introduites certaines hypothèses du fait de la complexité du système ou par souci de simplification, doivent être vérifiés et validés. Il faut alors mettre en place une métrologie adaptée à ces échelles.

L'état actuel des connaissances en matière de réalisations technologiques, de modèles et d'études expérimentales est présenté dans cet article. Les problèmes qui restent posés, qu'ils soient d'ordres technologiques ou scientifiques, sont également abordés. Ils constituent des voies de recherche pour nos laboratoires. Si certains peuvent être résolus par les thermiciens, le problème dans sa globalité ne sera résolu qu'en faisant appel à d'autres disciplines, en particulier à la science des matériaux ou aux spécialistes des composants électroniques pour leur maîtrise de l'usinage du silicium et l'intégration des microcaloducs au sein même des composants électroniques.

Mots clés: Microcaloduc - Refroidissement - Pression capillaire - composant électronique.

1. LES ENJEUX

Un minicaloduc est constitué d'une enceinte étanche dont la dimension transversale est de l'ordre de quelques millimètres et qui contient un fluide en équilibre liquide - vapeur (Fig. 1). Une extrémité du tube est chauffée et constitue l'évaporateur. La vapeur formée se déplace vers la zone froide, où elle se condense. Le condensat retourne vers l'évaporateur par capillarité dans une structure capillaire, disposée contre la paroi interne de l'enveloppe et constituée par exemple d'un matériau poreux, de rainures ou d'une mèche métallique.

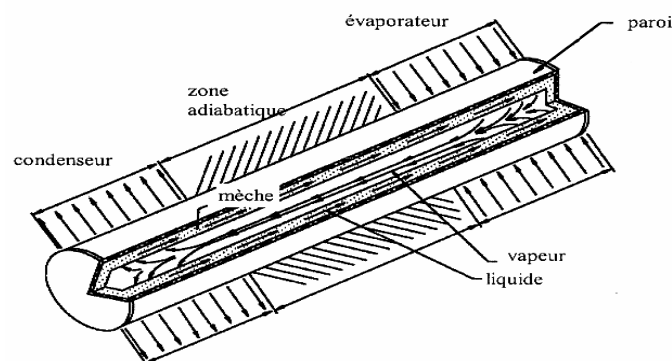


Fig. 1: Schéma d'un caloduc

Le *microcaloduc*, dont le concept a été introduit par Cotter (1984), est défini comme un caloduc dont le rayon de courbure moyen de l'interface liquide - vapeur est du même ordre de grandeur que le rayon hydraulique du tube. Généralement, il s'agit d'un tube de section triangulaire, dont la dimension transversale est de l'ordre de

10 μm à 1 mm et dont la longueur est de quelques centimètres (Fig. 2). La différence essentielle entre un microcaloduc et un minicaloduc provient de l'absence d'une structure capillaire dans le premier. Le principe de fonctionnement des microcaloducs sera détaillé dans le paragraphe 2.

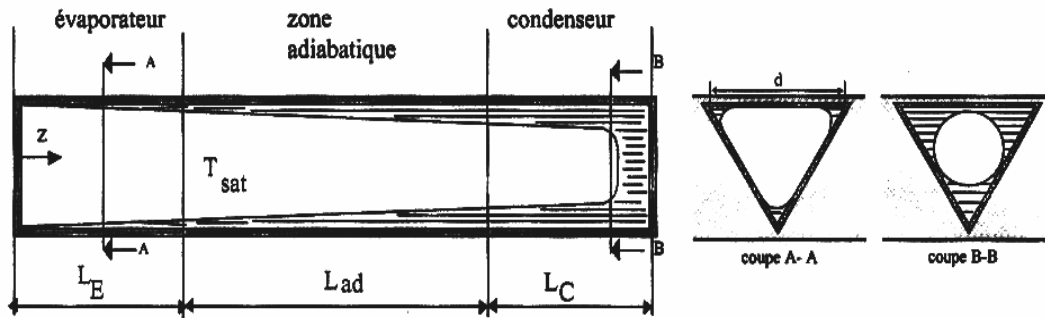


Fig. 2: Schéma d'un microcaloduc

En raison de la compacité de certains systèmes, en particulier des composants électroniques actuels et de l'augmentation des puissances dissipées par les systèmes de packaging électronique (10 à 50 W), il est nécessaire de développer des dispositifs de refroidissement efficaces et compacts. Les microcaloducs sont des systèmes très prometteurs. Leurs atouts majeurs résident dans leurs faibles dimensions qui permettent de les intégrer très près de la source de chaleur, leur grande fiabilité liée au fait que ce sont des systèmes étanches, leur grande capacité de transport (supérieure à celle du cuivre) et dans l'uniformité de la température de paroi. Ce sont des systèmes qui ne consomment aucune puissance externe donc ils sont entièrement passifs. De plus, ils n'introduisent aucune nuisance acoustique.

Les challenges actuels sont leur intégration au sein même des systèmes à refroidir afin de limiter au maximum les résistances thermiques de contact. Pour cela, ils doivent être de faible épaisseur (inférieure à 500 μm) et permettre de dissiper des densités de flux de l'ordre 10 à 20 W cm^{-2} avec des niveaux de température acceptables.

Le principal domaine d'applications des microcaloducs est celui de l'industrie électronique. Ainsi, les domaines visés sont par exemple les secteurs de l'aéronautique et de l'avionique pour lesquels les contraintes de masse et d'encombrement sont très fortes, mais aussi toutes les applications terrestres où l'encombrement est un point crucial tel dans les microcalculateurs portables, les téléphones, etc. En plus de ces applications, on peut trouver des débouchés dans le domaine de la métrologie où il est nécessaire d'améliorer le contrôle thermique des appareils de mesure afin d'augmenter leur précision. L'industrie informatique est également demandeuse de microsystèmes de refroidissement. Dans un futur plus lointain, un marché important concerne l'industrie automobile. Enfin, la microélectronique est déjà présente dans le domaine médical.

Pour le domaine de l'électronique, les microcaloducs peuvent être utilisés pour le refroidissement des puces électroniques montés sur une carte, ou ils peuvent être intégrés au sein même de composants multicouches de faible épaisseur (~ 1 mm) ou de composants de puissance. Dans tous les cas, le contrôle thermique permet d'assurer une meilleure longévité et une meilleure fiabilité des composants. Pour dissiper la puissance thermique imposée, les composants sont montés sur la partie évaporatrice des microcaloducs et peuvent être positionnés selon différentes configurations (Peterson, 1994). Dans les cartes électroniques, ils peuvent être insérés entre une puce ou une rangée de puces et leur support (Fig. 3). Le microcaloduc comporte alors un ou plusieurs évaporateurs situés sous les composants électroniques. Le condenseur, qui peut être encastré dans le châssis supportant les cartes, est refroidi par circulation d'air ou d'eau. Une autre solution consiste à usiner les caloducs au sein même du substrat. Cette technique présente l'avantage de réduire la résistance thermique entre le composant et le fluide de refroidissement.

Un autre exemple que l'on peut citer est celui des réacteurs thermonucléaires. Un problème majeur rencontré avec les réacteurs expérimentaux concerne l'évacuation de la chaleur, notamment au niveau des hublots de mesure. Ainsi, le hublot de quartz du réacteur de fusion Tokamak (Merrigan et Wurden, 1995) absorbe en grande partie le rayonnement incident (40 W cm^{-2}) émis par le plasma contenu dans l'enceinte du réacteur. Les niveaux de température et de contrainte au sein de ce hublot peuvent alors conduire à sa rupture. Merrigan et Wurden (1995) ont étudié le refroidissement du hublot par microcaloducs, gravés radialement dans la structure en quartz. Les évaporateurs sont situés dans la partie centrale et les condenseurs sont refroidis par circulation forcée d'un fluide dans le support du hublot. L'inconvénient de cette solution est la présence d'un réseau de fines rainures (environ 5 % de la surface totale), qui peuvent perturber le rayonnement transmis.

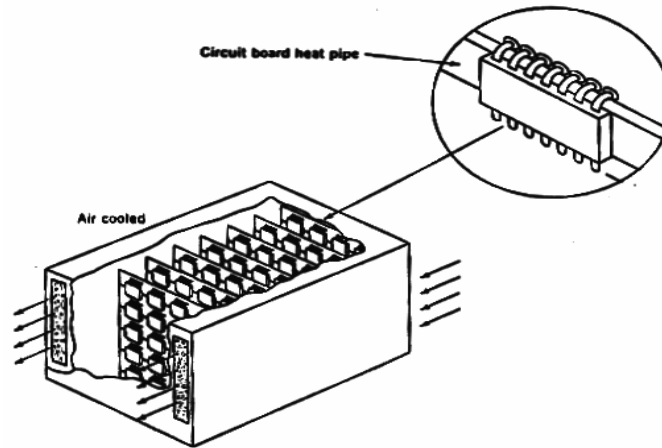


Fig. 3: Refroidissement d'une rangée de puces électroniques par microcaloduc (Peterson, 1994)

Dans le domaine de la médecine, depuis quelques années, le traitement de certains cancers est réalisé par hyperthermie locale des tumeurs. La réussite de ce traitement nécessite une dissipation de la puissance bien localisée au niveau de la région lésée, sans affecter les tissus sains environnants, et une régulation précise du niveau de température à 42,5 - 43 °C. Parmi les techniques intrusives, l'utilisation d'un cathéter contenant un microcaloduc a été envisagée par Peterson et Fletcher (1995) et Fletcher et Peterson (1997). Le cathéter se compose d'une gaine flexible contenant un microcaloduc, dont une extrémité effilée pénètre dans le tissu. L'autre extrémité, qui reste à l'extérieur du tissu, est couplée à un élément chauffant. Lorsque le cathéter est introduit dans le tissu, la puissance nécessaire pour obtenir la température requise au niveau de la gaine dépend de la conductivité thermique des tissus et du débit sanguin. Une régulation active de la puissance peut être effectuée avec un microthermocouple, qui mesure la température de la gaine. De par sa géométrie, adaptable selon l'emplacement et la grosseur de la tumeur à traiter et de par sa simplicité, le cathéter développé par Peterson et Fletcher présente de nombreux avantages par rapport aux autres méthodes existantes.

Les microcaloducs peuvent également jouer un rôle important pour l'amélioration du confort thermique de l'Homme, dans les régions chaudes ou froides, ou lorsqu'il est soumis à des ambiances extrêmes [Lallemand et Sartre, 1999]. Dans ces applications, les microcaloducs sont insérés dans certains vêtements et transfèrent la chaleur soit entre différentes parties du corps humain, soit vers l'extérieur. Par exemple, en ambiances froides, les microcaloducs sont utilisés pour réchauffer les extrémités du corps afin de prévenir les gelures. Ainsi, Faghri et al. [1989] proposent de placer des caloducs dans les gants, les moufles ou les chaussettes, afin de transférer la chaleur des avant-bras vers les doigts.

La liste des applications présentées n'est pas exhaustive mais c'est actuellement dans le domaine du refroidissement de l'électronique que se focalisent la majeure partie des recherches et développements [Peterson, 1992].

2. PRINCIPE ET LIMITES DE FONCTIONNEMENT DES MICROCALODUCS

2.1 Principe de fonctionnement d'un microcaloduc

Un microcaloduc est constitué d'un tube fermé, à section non circulaire, de faible diamètre hydraulique (quelques dizaines à centaines de micromètres) (Fig. 2). Il est rempli avec un fluide qui, dans les conditions de température ou flux imposés, est à l'état d'équilibre liquide / vapeur. A l'intérieur du tube, le fluide se vaporise au niveau de la zone chauffée et il se condense dans la zone refroidie. Il comporte dans sa section transversale des coins ayant des angles aigus, où le liquide s'accumule sous l'effet des forces de tension superficielle, en formant des ménisques, ce qui permet la migration du liquide du condenseur jusqu'à l'évaporateur par capillarité (Fig. 4). En effet, au niveau de l'évaporateur, la quantité de liquide est très faible. La récession des ménisques vers l'apex des coins provoque une diminution de leur rayon de courbure. Une grande partie de la paroi est recouverte d'un film liquide très fin (d'épaisseur égale à quelques angströms) qui est adsorbé et ne participe pas au transfert de masse. Dans la zone d'accrochage du ménisque à la paroi, encore appelée "microrégion", le rayon de courbure varie fortement, pour passer d'une valeur finie à une valeur infinie au niveau du film. Cette microrégion est le siège d'une évaporation intense. En progressant selon l'axe du tube de l'évaporateur vers le condenseur, la section de passage du liquide augmente. Les points d'accrochage des ménisques sur la paroi du tube se déplacent et leurs rayons de courbure augmentent. Au condenseur, la paroi est entièrement recouverte d'un film de condensat. Le rayon de courbure est alors maximum, égal au rayon du plus grand cercle inscrit dans la section du tube. Dans cette zone, la présence de la paroi à l'extrémité du tube modifie la forme de l'interface,

qui est alors décrite par deux rayons de courbure. La différence de pression liquide-vapeur, inversement proportionnelle au rayon de courbure, est donc plus importante à l'évaporateur qu'au condenseur. Grâce à cette différence de pression, appelée pression motrice capillaire, le retour du liquide vers l'évaporateur est assuré. Cette variation est étroitement liée à la section de passage du liquide et de la vapeur, par conséquent le bon fonctionnement du microcaloduc dépend de la charge en fluide. Une quantité de fluide trop importante provoque l'engorgement du condenseur ; inversement, une quantité de fluide trop faible entraîne, au-delà d'une certaine puissance, un assèchement de l'évaporateur.

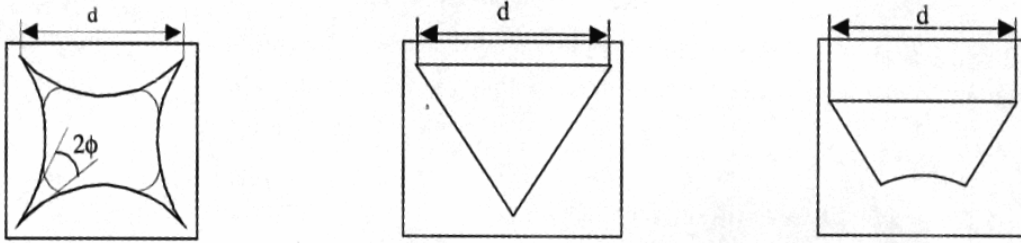


Fig. 4: Différents types de sections d'un microcaloduc

2.2 Principales limites de fonctionnement d'un microcaloduc

Dans un microcaloduc, les limites de fonctionnement classiques des caloducs de grande taille peuvent apparaître. La limite capillaire est souvent prépondérante par rapport aux limites d'ébullition [Cao et al. 1993] et aux limites visqueuse, sonique et d'entraînement [Babin et al. 1990]. Certaines conditions de fonctionnement conduisent à l'engorgement du condenseur. D'autres limites sont spécifiques à ces systèmes, étant donnée leur taille. Ainsi, dans certains cas, l'écoulement de la vapeur peut passer du régime laminaire au régime moléculaire ou de Knudsen. Ces limites dépendent principalement des paramètres géométriques, des propriétés thermophysiques du fluide et de la paroi, de la charge, de l'angle d'inclinaison et des conditions thermiques imposées (flux à dissiper, température du fluide de refroidissement). Leur détermination fait le plus souvent appel à la modélisation des différents processus de transferts de masse et de chaleur se produisant dans le système. Pour les microcaloducs, les phénomènes hydrodynamiques et thermiques étant intimement dépendants, il en est de même pour les limites de fonctionnement.

2.2.1 Limite capillaire

Dans un caloduc, le débit du fluide dépend du flux imposé à l'évaporateur. En régime permanent, son fonctionnement est satisfaisant si les débits de la vapeur et du liquide sont identiques. Cependant le débit du liquide est limité par les forces de capillarité qui permettent l'écoulement du liquide du condenseur jusqu'à l'évaporateur. Ainsi, la pression capillaire doit être suffisante pour compenser les chutes de pression dynamiques et la variation de pression statique due aux forces de volume (généralement gravitaires, voire inertielles dans les systèmes embarqués) :

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_s \quad (1)$$

Si elle est insuffisante, il s'ensuit un assèchement de l'évaporateur et une limite de la puissance thermique transmise. Cette limite dépend de nombreux paramètres. En particulier, elle dépend de la géométrie du microcaloduc et plus particulièrement des angles qui permettent de drainer le liquide. Sa détermination, qui nécessite une modélisation hydrodynamique du système, a fait l'objet de nombreuses études théoriques car elle permet de déterminer la puissance maximale transférable. Elle sera présentée dans le paragraphe 3. Cependant de nombreux auteurs ont donné des expressions simples permettant de la calculer telle la relation de Cotter (1984) :

$$Q_{\max} = \frac{0,16\beta\sqrt{K_l^+ K_v^+}}{8\pi H(l)} \frac{\sigma_{lv} \Delta h_v}{v_l} \left(\frac{v_l}{v_v}\right)^{1/2} \frac{A_t^{3/2}}{L_t} \quad (2)$$

K_l^+ et K_v^+ sont des facteurs de forme de l'écoulement et $H(l)$ représente la fraction de l'énergie totale transférée par le microcaloduc. A_t est la section du tube et β un facteur de forme géométrique. Cette relation a été améliorée par Ha et Peterson (1998) :

$$H(l) = \frac{0,5L_E + L_{ad} + 0,5L_C}{L_E + L_{ad} + L_C} \quad \text{et} \quad K_v^+ = \frac{2r_{in} r_{cr}}{r_{in}^2 + r_{cr}^2}$$

r_{in} et r_{cr} sont les rayons des cercles inscrit et circonscrit à la section du tube. K_1^+ et β sont donnés, pour un tube à section triangulaire, par le modèle de Xu et Carey (1990) :

$$\beta = \sqrt{n \left(\frac{1}{\tan \theta} + \theta - \frac{\pi}{2} \right)} \quad K_1^+ = \frac{16 \pi \tan^2 \theta}{n^2 \kappa} \left(\frac{1}{\tan \theta} + \theta - \frac{\pi}{2} \right)$$

n est le nombre de rainures du microcaloduc et κ est fonction du demi - angle au sommet de la rainure et de l'angle de contact (Ayyaswamy et al. 1974).

On peut également citer la relations de Babin et al. (1990) :

$$Q_{\max} = \frac{2 \sigma_{lv} / r_E - \rho_l g L_t \sin \Psi}{L_{\text{eff}} \left[\frac{\mu_l}{K A_l \Delta H_v \rho_l} + \frac{C (f_v Re_v) \mu_v}{2 r_{h,v}^2 A_v \Delta H_v \rho_v} \right]} \quad (3)$$

Ψ est l'angle d'inclinaison du microcaloduc, K la perméabilité, $r_{h,v}$ le rayon hydraulique de la vapeur et C un terme correctif. C et $(f_v Re_v)$ dépendent du régime d'écoulement.

Gerner et al. (1992) ont proposé l'expression suivante :

$$Q_{\max} = C \frac{3 \pi}{2048} \frac{\sigma \Delta h_v}{v_v L_t} d_h^3 \quad (4)$$

La constante C a été identifiée égale à 2,38 à partir des résultats expérimentaux de Babin et al. (1990).

2.2.2 Limites liées à l'écoulement liquide : entraînement et ébullition

Dans un microcaloduc, l'interface libre entre les deux phases circulant en contre-courant est soumise à des contraintes de cisaillement lorsque la vitesse de la vapeur est élevée. Il peut ainsi apparaître à l'interface des ondes qui, si leur amplitude est grande, conduisent à l'arrachement de gouttelettes sur les crêtes du liquide lorsque la tension de surface n'est plus suffisante pour maintenir le liquide dans les coins ; ces gouttelettes sont entraînées par la vapeur en direction du condenseur (limite d'entraînement). Cela limite le débit de retour du liquide et facilite l'assèchement de l'extrémité de l'évaporateur et son élévation de température.

La limite d'ébullition est liée directement à la formation de bulles dans le liquide. Leur formation nécessite une surchauffe du liquide d'autant plus importante que le rayon de la bulle R_b sera plus faible. Les valeurs usuelles de R_b sont de l'ordre de 10^{-5} à 10^{-7} m. Si une bulle éclate à l'interface, elle peut rompre le ménisque et éliminer la pression capillaire permettant la circulation du liquide. Cela conduit rapidement au blocage du caloduc. Dans un microcaloduc, compte tenu des faibles dimensions des sections d'écoulement du liquide, cette limite est très sensible à la géométrie. Mais, elle dépend également notablement des propriétés thermophysiques du fluide et des forces de volume (Gourdache, 1994, Romestant, 2000). Les expressions permettant de calculer ces limites peuvent être trouvées dans les ouvrages généraux, tels Faghri (1995) ou Peterson (1994).

2.2.3 Limites liées à l'écoulement vapeur : visqueuse, sonique et écoulement en gaz raréfié

Les limites visqueuse et sonique apparaissent à basse température, en particulier lors des phases de démarrage. En effet, à basse température, la pression de vapeur maximum à l'évaporateur étant très faible et la pression au condenseur ne pouvant être inférieure à zéro, la différence de pression de la vapeur entre les deux extrémités du microcaloduc est faible. Il s'ensuit un débit du fluide faible et les forces d'inertie sont négligeables. En régime visqueux, cette faible différence de pression limite le débit de la vapeur (limite visqueuse), donc le flux de chaleur axial. En régime inertiel, où les forces visqueuses sont négligeables, lorsque la vitesse de la vapeur est élevée, la vapeur ne peut plus être considérée comme incompressible si le nombre de Mach (Ma) est supérieur à environ 0,8. Lorsqu'elle atteint la limite sonique ($Ma = 1$), le régime critique est atteint et le débit demeure constant, ce qui limite la puissance thermique. Dans un microcaloduc, ces deux limites sont souvent supérieures à la limite capillaire. Les expressions classiques de ces deux limites sont données par Faghri (1995) ou Peterson (1994).

Il existe une autre limite à basse température, spécifique des microcaloducs pour lesquels les sections de passage de la vapeur sont de faibles dimensions. Elle apparaît lorsque la pression de la phase vapeur est très faible et que celle-ci se comporte comme un gaz raréfié. Ceci se produit lorsque le libre parcours moyen est de l'ordre de grandeur de la taille du microcaloduc. Dans ce cas, le milieu, donc l'écoulement, ne peuvent plus être considérés comme continu. La capacité de transport de chaleur dans ces conditions est faible et le gradient de température entre l'évaporateur et le condenseur est élevé. La transition entre les écoulements moléculaire et visqueux est caractérisé par le nombre de Knudsen (Kn), qui est le rapport entre le libre parcours moyen des molécules et la dimension minimale de passage de la vapeur. Le critère de continuité de la phase vapeur est

généralement $Kn \leq 0,01$. Au-dessus de cette valeur, les équations classiques d'un écoulement laminaire ne sont plus utilisables. Le libre parcours moyen moléculaire, déduit de la théorie cinétique des gaz raréfiés, est fonction de la température et de la pression calculés en supposant le gaz comme parfait. Ainsi, il existe une température de transition définie pour $Kn = 0,01$. Cao et al. (1993) ont calculé cette température en fonction du diamètre du microcaloduc, pour l'eau et le méthanol. Avec l'eau, la température de transition est de l'ordre de 50 °C pour $d < 100 \mu\text{m}$ et, avec le méthanol, 20 °C pour $d < 50 \mu\text{m}$. Cette limite peut donc exister dans le domaine de fonctionnement usuel des microcaloducs. Dans ce cas, cela rend le démarrage du microcaloduc difficile.

2.2.4 Assèchement et engorgement liés à la charge

Compte tenu des très faibles dimensions des microcaloducs, avec des zones thermiques dont la longueur peut être de l'ordre du millimètre, leur charge en fluide revêt une grande importance. De plus, l'absence d'incondensables doit être contrôlée rigoureusement. En cas de surcharge, le fluide s'accumule à l'extrémité du condenseur sous forme liquide, ce qui réduit sa surface utile d'échange (Khrustalev et Faghri, 1994). Lorsque le tube est incliné, les forces de pesanteur peuvent intervenir et provoquer une accumulation de liquide à l'évaporateur (Wang et al. 1994). Dans le cas d'un déficit de charge, l'extrémité de l'évaporateur s'assèche et sa température augmente.

La charge est difficile à contrôler car sa valeur est faible, environ quelques milligrammes. Il est donc indispensable de calculer préalablement la charge optimale avec précision à l'aide d'un modèle. Comme elle dépend étroitement du niveau de température de fonctionnement, un microcaloduc n'aura un fonctionnement correct que sur une certaine gamme de températures.

3. TRANSFERTS DE CHALEUR ET PHENOMENES INTERFACIAUX

3.1 Rôle des interfaces liquide / vapeur

Dans un microcaloduc, le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur est assuré par la capillarité. Ce terme de capillarité englobe les notions de tension superficielle, d'angle de contact, de pression capillaire et de pression de disjonction.

Pour l'interface liquide/vapeur, la tension superficielle résulte du déséquilibre des forces de cohésion existant entre les molécules constituantes du liquide et qui empêchent le liquide de devenir de la vapeur. Selon la nature des fluides considérés, les forces intermoléculaires mises en jeu pour la tension de surface sont des forces à courte distance qui proviennent d'interactions chimiques fortes (liaisons homopolaires, hétéropolaires), de liaisons métalliques ou de liaisons physiques secondaires. Tout accroissement de la surface libre d'un liquide nécessite d'amener à la surface des molécules se trouvant au sein du liquide, ce qui nécessite un travail, correspondant à la rupture des liaisons intermoléculaires, car les molécules superficielles ont moins de voisines que les molécules internes. La tension superficielle s'exprime :

$$\sigma_{lv} = \left(\frac{\partial E}{\partial A} \right)_{T,P,n_i} \quad (5)$$

E est l'énergie libre de surface, A l'aire interfaciale et n_i le nombre de moles du composant i.

Dans un microcaloduc, où les phénomènes de vaporisation et de condensation ont lieu à l'interface liquide/vapeur, la manière dont cette interface est accrochée sur les parois solides au travers desquelles ont lieu les transferts thermiques conditionne notablement les transferts de masse et de chaleur interfaciaux. L'affinité d'un liquide pour un solide est couramment désignée par mouillabilité du fluide. Elle dépend de l'attraction intermoléculaire et de l'attraction du liquide par la surface. Elle est caractérisée à une échelle macroscopique par un angle de contact fini (angle de l'interface liquide/vapeur avec le solide du côté liquide) d'autant plus grand que l'attraction des molécules du fluide par le solide est inférieure à l'attraction intermoléculaire dans le liquide. A l'équilibre thermodynamique et pour une surface plane, l'angle de contact résultant de cet équilibre de forces est donné par l'expression de Young qui s'écrit :

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{\sigma_{sv} - \sigma_{sl}}{\sigma_{lv}} \right) \quad (6)$$

Expérimentalement sa valeur évolue entre deux limites ; l'angle le plus grand correspond à l'angle à l'avancement et le plus petit à l'angle au retrait. La différence entre ces deux angles, ou hystérésis de l'angle de contact, peut atteindre plusieurs dizaines de degrés comme l'indique Faghri. Cet angle dépend notablement des conditions de fonctionnement (température, pression) mais aussi de la rugosité de la paroi solide, de la présence de charges électrostatiques, de la présence d'agents tensio-actifs, etc. Bien qu'étant un paramètre important pour les microcaloducs, il est mal connu d'autant plus qu'il varie sur la longueur du microcaloduc.

La différence de pression capillaire responsable de l'écoulement est générée par la variation de la courbure de l'interface le long du caloduc. Elle dépend de la tension de surface liquide/vapeur, de l'angle de contact et de la géométrie de la paroi solide au point triple de coexistence des trois phases. A l'évaporateur, l'évaporation du liquide tend à augmenter la courbure des ménisques concaves si l'interface est accroché à l'angle d'une rainure par diminution de l'angle apparent de contact. Pour un microcaloduc, où l'interface est accrochée sur une paroi plane, la variation de la courbure de l'interface au cours de l'évaporation est due à la récession du liquide dans les coins alors que l'angle de contact reste constant. Au condenseur, la courbure des ménisques est considérablement plus faible qu'à l'évaporateur. La pression capillaire, qui correspond à la différence entre la pression de la vapeur et celle régnant dans le liquide, peut être calculée localement à partir de l'expression de Laplace-Young :

$$P_c = \Delta P = \sigma_{lv} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \quad (7)$$

r_1 et r_2 sont les deux rayons de courbure principaux. Si la tension superficielle peut être considérée comme constante le long du microcaloduc, la pression capillaire ne dépend que de la courbure de l'interface. Pour une interface dans un coin ou une rainure, il n'existe qu'un seul rayon de courbure, l'autre étant infini. Pour la totalité du microcaloduc, la différence entre les pressions capillaires à l'évaporateur et au condenseur entraînent une chute de pression qui constitue le mécanisme moteur pour l'écoulement des phases liquide et vapeur. Comme au condenseur la pression capillaire est très faible (faible courbure), sa valeur maximum est régie par celle de l'évaporateur qui dépend du rayon de courbure minimum à l'extrémité de l'évaporateur.

Pour les fluides mouillants (faible tension superficielle σ_{ls}), l'énergie de la surface solide est plus grande lorsque le solide est au contact de la phase vapeur qu'au contact du liquide. Dans les zones d'accrochage du film liquide sur la paroi, où l'épaisseur du film est fin, une réduction de son épaisseur se traduit par une augmentation de l'énergie de surface. Cet accroissement d'énergie est limité par des forces qui sont d'autant plus importantes que le film a des dimensions proches des dimensions moléculaires. Ainsi, ces forces sont compensées par une différence de pression entre le liquide et la vapeur, appelée pression de disjonction. Selon Derjaguin (1965), pour un film d'épaisseur δ , cette pression de disjonction est la suivante :

$$P_d = P_v - P_l = \frac{A}{\delta^3} + \frac{B}{\delta^2} \quad (8)$$

A et B sont des constantes caractérisant respectivement les interactions moléculaires du type Van der Waals et électrostatiques. Ces dernières forces, en δ^{-2} , sont issues d'un potentiel engendré par une surface solide et une phase vapeur ayant une charge électrostatique différente et ont une portée plus grande.

Pour un liquide non polaire, une expression plus simple de la pression de disjonction est souvent utilisée (Potash et Wayner, 1972) :

$$P_d = P_v - P_l = \frac{A}{\delta^3} \quad (9)$$

A est la constante de Hamaker.

Dans le cas de l'eau, qui est un fluide fortement polaire, la pression de disjonction s'écrit (Truong and Wayner, 1987) :

$$P_d = \rho_l \mathfrak{R} T_{lv} \ln [1,49(\delta)]^{0,0243} \quad (10)$$

Dans les microcaloducs de section inférieure à 100 μm , la majeure partie de l'interface liquide/vapeur couvre des zones où le film peut être considéré comme fin (Peterson, 1994). La pression de disjonction est un phénomène fondamental qui affecte l'épaisseur des films fins et l'angle de contact. La contribution de cette zone au phénomène d'évaporation devient significative. Dans ces conditions, pour obtenir une expression correcte des transferts de masse et de chaleur, le processus est très complexe.

3.2 Analyse thermique des microcaloducs

Les études théoriques menées sur les microcaloducs ont pour but de prédire leurs performances et leurs limites de fonctionnement en fonction des paramètres géométriques, des propriétés thermophysiques du fluide et de la paroi, de la charge en fluide, de l'angle d'inclinaison, des forces d'inertie et des conditions aux limites imposées (flux à dissiper, température du fluide de refroidissement). Ces études sont importantes pour la compréhension du fonctionnement d'un microcaloduc car l'observation de certains phénomènes est parfois délicate par voie expérimentale. C'est le cas, par exemple, du phénomène d'assèchement (Ha et Peterson, 1994).

La plupart de ces études font appel à la modélisation des différents processus de transferts de masse et de chaleur se produisant dans le système.

3.2.1 Modèle à l'échelle macroscopique

Il existe deux grandes catégories de modèles. La première catégorie est basée sur la résolution des équations de bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie appliquées à chaque phase. De tels modèles sont utilisés pour prédire, à partir de la limite capillaire, la capacité de transport du flux et la masse optimale du fluide. Pour déterminer le champ de températures et les températures maximales atteintes, il est nécessaire d'ajouter dans les modèles la résolution de l'équation de diffusion dans la paroi.

Pour étudier un microcaloduc, Longtin et al. (1994) ont développé un modèle d'écoulement liquide- vapeur à contre-courant, monodimensionnel, permanent, incompressible et isotherme. Les équations de bilan prennent en compte la variation des sections de passage du liquide et de la vapeur et du rayon de courbure dans la direction axiale. Les équations de bilan écrites pour le liquide et la vapeur, pour un volume de contrôle de longueur dz , et l'équation de Laplace-Young pour calculer la courbure de l'interface liquide/ vapeur sont les suivantes :

$$\frac{d(A_l u_l)}{dz} = A_i v_{il} \quad (11)$$

$$\frac{d(A_v u_v)}{dz} = -A_i \frac{\rho_l}{\rho_v} v_{il} \quad (12)$$

$$\rho_l \frac{d(A_l u_l^2)}{dz} dz = -\frac{d(A_l P_l)}{dz} - |\tau_{il}| A_i - |\tau_{lp}| A_{lp} - \rho_l A_l g \sin \Psi dz \quad (13)$$

$$\rho_v \frac{d(A_v u_v^2)}{dz} dz = -\frac{d(A_v P_v)}{dz} - |\tau_{iv}| A_i - |\tau_{vp}| A_{vp} - \rho_v A_v g \sin \Psi dz \quad (14)$$

$$v_{il} = -\frac{Q_E}{l_E \rho_l A_i \Delta h_v} \quad (15)$$

$$\frac{dP_l}{dz} = \frac{dP_v}{dz} - \frac{d}{dz} \left(\frac{\sigma}{r} \right) \quad (16)$$

Les sections de passage du liquide, A_l , et de la vapeur, A_v , l'aire interfaciale, A_i , les surfaces de contact des phases avec la paroi, A_{lp} et A_{vp} sont exprimées en fonction de l'angle de contact et de la courbure de l'interface. Les conditions aux limites sont des vitesses nulles à chaque extrémité du microcaloduc, pour chaque phase, et une condition de pression : $P_v(z=0) = P_{sat}$. Ces équations différentielles couplées, du premier ordre et non linéaires, sont résolues numériquement et permettent de déterminer les pressions, les vitesses et la distribution du liquide le long du tube. On en déduit le flux maximum transférable et la charge optimale en fluide du microcaloduc.

Pour déterminer les coefficients d'échange au condenseur et à l'évaporateur, l'approche la plus simple consiste à considérer uniquement les transferts par conduction au travers du film liquide, dont on connaît le profil tout au long du microcaloduc, en négligeant la résistance interfaciale. Généralement, au condenseur et à l'évaporateur, on considère deux zones : une zone à rayon de courbure constant et une zone, près de la paroi, à rayon de courbure variable (Khrustalev et Faghri, 1994). La connaissance des températures locales nécessite la résolution des équations de l'énergie pour chaque phase (Sobhan et al. 1999). Cependant, une approche macroscopique est souvent insuffisante pour la détermination des coefficients d'échange thermique.

3.2.2 Modèle à l'échelle microscopique

Pour un microcaloduc, il est nécessaire d'effectuer une analyse plus fine des transferts thermiques au sein du microcaloduc pour prendre en compte le changement de phase dans le film fin. Peterson (1994) a suggéré de prendre en compte ces phénomènes pour un diamètre de microcaloduc inférieur à 100 μm . A l'évaporateur et au condenseur où les transferts de chaleur ont lieu par conduction dans le liquide et transfert de masse à l'interface, il est nécessaire de considérer plusieurs zones du ménisque. En effet, Wayner et al. (1976) ont montré que, dans la zone d'accrochage du fluide sur la paroi, la courbure de l'interface n'est pas constante et la température de l'interface T_{iv} diffère de T_{sat} . On distingue souvent trois zones : une zone de très faible épaisseur où le fluide (à l'équilibre) est adsorbé sur la paroi, une zone où le rayon de courbure est variable (microrégion) et une zone où

le rayon de courbure est constant (macrorégion). Dans la microrégion, située près du point de contact solide-liquide-vapeur, les forces dues à la variation de tension superficielle et les forces intermoléculaires de Van der Waals sont du même ordre de grandeur. Du fait d'une évaporation très intense dans cette zone, il existe un écoulement transversal du liquide en direction de cette zone. Au condenseur, le calcul de l'épaisseur du film doit prendre en compte la diminution progressive de l'angle de contact, qui s'annule au niveau de la zone d'engorgement.

De nombreuses études (Kamotani, 1978, Holm et Goplen, 1979, Stephan et Busse, 1992, Khrustalev et Faghri, 1995) ont été développées pour résoudre le problème numériquement dans une section (2-D) d'une petite rainure capillaire. Pour un microcaloduc, le modèle de microrégion doit être couplé à un modèle macroscopique pour définir le champ de températures (Sartre et al. 2000).

Pour la microrégion (Fig. 5), on considère que, dans la zone du film fin, les grandes vitesses d'évaporation génèrent un écoulement transverse du liquide sous la dépendance des forces de tension superficielle et des forces d'adhésion. De plus, la chute de pression qui lui est associée entraîne une variation de la courbure du ménisque. Les forces d'adhésion sont prédominantes lorsque le ménisque est très proche de la paroi. Pour les liquides non polaires comme l'ammoniac et en adoptant un modèle additif pour le saut de pression liquide/vapeur (validé par les résultats expérimentaux de Dasgupta (1993)), la pression capillaire est donnée par :

$$P_c = P_v - P_l = \frac{\sigma}{r} + \frac{A}{\delta^3} \quad (17)$$

La valeur de la constante de Hamaker est égale à 2.10^{-21} J pour NH_3 (Stephan et Busse, 1992). Les forces d'adhésion et de tension superficielle réduisent l'évaporation du liquide et entraînent une augmentation de la température interfaciale. Ainsi, la température interfaciale, T_{iv} est supérieure à la température de saturation T_{sat} :

$$T_{iv} = T_{sat} \left(1 + \frac{P_c}{\Delta h_v \rho_l} \right) \quad (18)$$

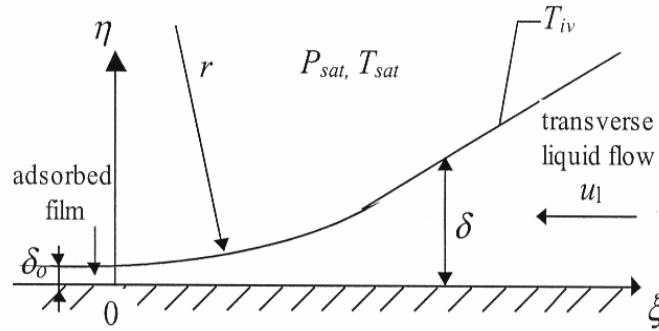


Fig. 5: Schéma du ménisque au voisinage de la paroi

En supposant un transfert de chaleur par conduction dans le liquide, on a (Stephan et Busse, 1992) :

$$q = (T_p - T_{iv}) \left(\frac{\delta}{\lambda_l} + R_i \right)^{-1} \quad (19)$$

La température de la paroi T_p dans la microrégion dépend de la coordonnée ξ , de la conductivité du liquide, λ_l , et de la résistance interfaciale, R_i , donnée par :

$$R_i = \frac{T_{sat} \sqrt{2\pi \Re T_{sat}} (2 - a)}{\Delta h_v^2 \rho_v} \quad (20)$$

Pour une évaporation intense, le coefficient d'accomodation, a , est égal à 1 (Khrustalev et Faghri, 1995). Le débit de liquide s'évaporant est déduit des équations de bilan de masse et de quantité de mouvement pour l'écoulement transverse :

$$\dot{m}_E = -\frac{1}{3\mu_l} \frac{d}{d\xi} \left(\delta^3 \frac{dP_c}{d\xi} \right) \quad (21)$$

En combinant les équations (15), (17) et (19), on obtient un système d'équations différentielles pour déterminer les transferts de masse et de chaleur dans la microrégion ainsi que la forme du ménisque :

$$\frac{d\delta}{d\xi} = \delta'$$

$$\frac{d\delta'}{d\xi} = \frac{[1 + \delta'^2]^{1.5}}{\sigma_{lv}} \left(P_c - \frac{A}{\delta^3} \right) \quad (22)$$

$$\frac{dP_c}{d\xi} = - \frac{3 \mu_l Q}{\Delta h_v \rho_l \delta^3}$$

Les conditions aux limites pour $\xi = 0$ sont les suivantes :

$$\delta = \delta_0 \quad \frac{1}{r} = 0 \quad \frac{d\delta}{d\xi} = 0 \quad (23)$$

Les équations permettant de déterminer les transferts de chaleur dans la microrégion, la macrorégion et la paroi ainsi que l'écoulement capillaire le long du microcaloduc sont couplées. Leur résolution nécessite une méthode numérique itérative (Sartre et al. 2000).

Comme exemple, on considère un microcaloduc, dont la puissance thermique est de 0,677 W et les dimensions respectives $l_E = 10$ mm, $l_C = 10$ mm et une section triangulaire de côté 0,7 mm, et fonctionnant avec de l'ammoniac. La figure 6 montre les variations de l'épaisseur du film adimensionnel, $\delta^* = \delta / \delta_{\max}$, la densité de flux adimensionnelle, $q^* = q / q_{\max}$, et la pression capillaire adimensionnelle, $P_c^* = P_c / P_{c\max}$, pour la microrégion. δ_{\max} (correspondant à l'épaisseur du film à la transition entre la micro- et la macro-couche, q_{\max} et $P_{c\max}$ (égale à la pression de disjonction) sont égaux respectivement à $3,55 \cdot 10^{-7}$ m, $1,65 \cdot 10^8$ Wm⁻² et $2,34 \cdot 10^6$ Pa. Le flux est nul dans la zone adsorbée, puis augmente beaucoup dans la zone du film fin. La pression capillaire et le flux diminuent lorsque l'épaisseur du film augmente.

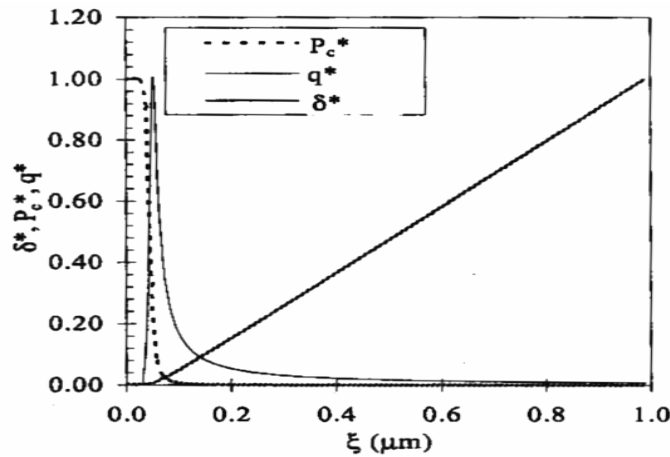


Fig. 6: Pression capillaire, épaisseur du film et pression capillaire dans la microrégion

3.2.3 Les principaux modèles de la littérature

Plusieurs auteurs ont étudié le comportement des microcaloducs uniquement en matière de prédiction de la limite capillaire et de la charge optimale et ont donné des expressions explicites de la puissance maximale transférable (décrits au § 2.2.1.).

Des modèles hydrodynamiques, qui permettent de s'affranchir de certaines hypothèses et basés sur la résolution des équations de bilan, permettent de déterminer également le flux maximum. Ce sont principalement les modèles isothermes de Longtin et al. (1994), Zaghoudi et al. (1997), Peterson et Ma (1996). Un autre modèle, basé sur la théorie des milieux poreux, conduit aux mêmes résultats (Wang et al. 1994).

Des modèles plus complets permettent d'avoir les coefficients d'échange internes et les champs de température. Pour tous ces modèles, la résolution des équations de bilan est réalisée par différences finies par maillage de la paroi et/ou du liquide. Avec les modèles de Peterson et Ma (1999), Sartre et al. (2000), Khrustalev et Faghri (1994), il est possible d'obtenir le champ de températures de la paroi. Avec le modèle de Sobhan et al. (1999), le champ de températures dans le liquide est calculé. Enfin, Wu et al. (1991) ont étudié le champ de températures en régime transitoire.

4. TECHNOLOGIES DES MICROCALODUCS ET PERFORMANCES

De nombreuses études expérimentales ont été effectuées afin de déterminer les performances des microcaloducs. Ces études concernent essentiellement le refroidissement de composants électroniques (Groll et al. 1998).

4.1 Microcaloducs individuels

Les microcaloducs, dits individuels, sont constitués d'un seul tube dont la section est soit triangulaire, soit elle comporte quatre coins identiques ou non (Fig. 4). Comme il a été montré par Zaghdoudi et al. (1997), le tube à quatre coins symétriques permet de transférer un flux plus important.

Babin et al. (1990) ont testé deux microcaloducs en cuivre et en argent (Fig. 7), fabriqués par la société japonaise ITOH. Ces caloducs, chargés de 0,0032 g d'eau distillée, désionisée, ont des dimensions externes de $57 \times 1 \times 1 \text{ mm}^3$. Les parois internes des microcaloducs sont convexes, en forme d'arc de cercle et délimitent quatre coins qui jouent le rôle d'artères. La dimension minimale du canal de vapeur est de 0,6 mm. La puissance maximale transférée par ce dispositif est de 0,5 W (1 Wcm^{-2}), à une température de fonctionnement de 60 à 70 °C.

Wu et al. (1991) ont également testé des microcaloducs de la société ITOH, dont la section transversale trapézoïdale (Fig. 8), de base 2 mm et de hauteur 0,6 mm, comporte deux angles de 60° pour le drainage du liquide. Ce microcaloduc en argent, de longueur 60 mm, et chargé de 0,032 g d'eau, transfère une puissance thermique de 1,3 W (5 Wcm^{-2}).

4.2 Rangées de microcaloducs parallèles

Afin de transférer des puissances thermiques plus importantes, les microcaloducs sont souvent associés en réseau (Fig. 9).

Peterson et al. (1991, 1993) ont testé deux types de microcaloducs réalisés dans une plaquette de silicium. L'une comporte des canaux rectangulaires de dimensions $45 \times 80 \mu\text{m}$, l'autre des canaux triangulaires de dimensions $120 \times 80 \mu\text{m}$. Les résultats obtenus montrent une amélioration de la conductivité thermique équivalente de l'ordre de 30 % pour la première plaquette et de 80 % pour la seconde, par rapport à une plaquette de silicium sans microcaloducs. Cette expérience a permis de mettre en évidence un problème de migration du méthanol dans le silicium. Ainsi, Weichold et al. (1993) ont développé une autre méthode de fabrication des microcaloducs qui consiste à déposer par CVD un film de cuivre d'épaisseur $30 \mu\text{m}$ sur la plaquette de silicium rainurée.

Badran et al. (1997) ont étudié deux types de microcaloducs triangulaires parallèles, réalisées dans une plaquette de silicium. Le fluide caloporteur est soit de l'eau, soit du méthanol. La première rangée comporte 73 canaux de longueur 254 mm, de largeur $260 \mu\text{m}$ et de hauteur $185,54 \mu\text{m}$. La seconde comporte 127 canaux de même longueur et de dimensions $100 \times 70,72 \mu\text{m}^2$. Les porosités transversales sont respectivement de 25 % et 6 %. Les résultats obtenus montrent une amélioration de la conductivité thermique équivalente par rapport à une plaquette sans microcaloducs bien inférieure à celle obtenue par Weichold et al. (1993) : elle est de l'ordre de 6 % avec le méthanol et de 11 % avec l'eau.

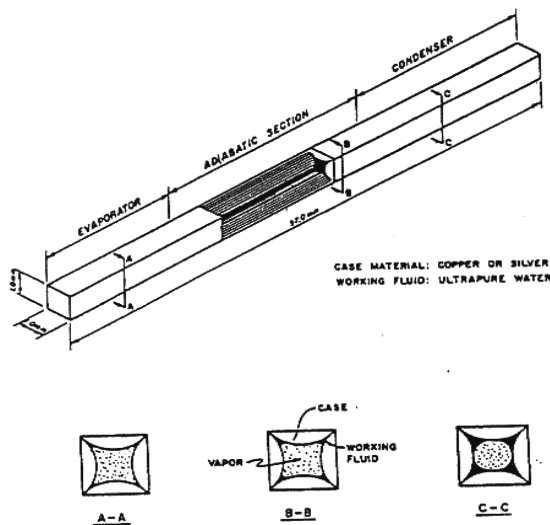


Fig. 7: Microcaloduc testé par Babin et al. (1990)

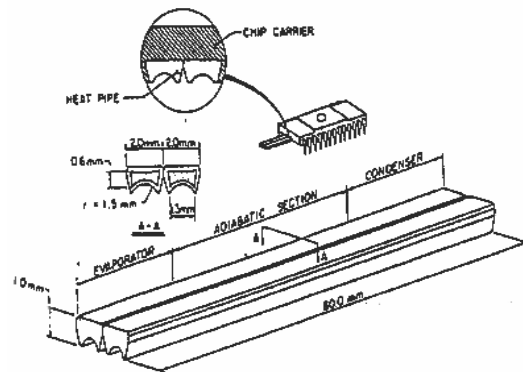


Fig. 8: Microcaloduc testé par Wu et al. (1991)

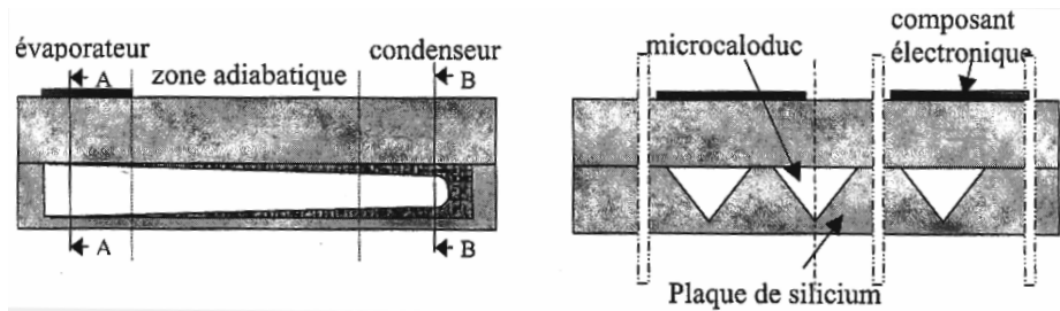


Fig. 9: Réseau de microcaloducs parallèles

4.3 Diffuseur thermique ou rangées de microcaloducs interconnectés

Afin d'assurer le transfert thermique d'une zone souvent de très faible dimension vers une zone de plus grande dimension (condenseur), il est possible d'interconnecter les différents microcaloducs de façon à obtenir un seul canal pour la vapeur et différents canaux pour le retour du liquide (Fig. 10). La structure de cet ensemble est généralement plane et de faible épaisseur. Il est alors possible de positionner le condenseur, non plus à l'extrémité des tubes, mais sur la face plane opposée à la face où le flux est imposé. La variété de leur géométrie rend l'intégration de ces systèmes très facile comme dans les microcalculateurs (Faghri, 1999, Nakayama, 1999). De tels microcaloducs sont appelés diffuseurs thermiques ou "spreaders".

Généralement, les microstructures sont gravées dans une plaquette de silicium et forment un ensemble de microcanaux dans lesquels le fluide peut s'écouler selon deux dimensions de l'espace. Pour des diffuseurs thermiques, réalisés en technologie "roll bond", Take et al. (2000) ont obtenu des densités de flux de l'ordre de 4 Wcm^{-2} . La société allemande Siemens a développé un microcaloduc de longueur 50 mm, formé d'un assemblage de deux plaquettes de silicium gravées (Gromoll, 1994). Les microstructures pyramidales, de hauteur $320 \mu\text{m}$, sont arrangées en quinconce. Le fluide utilisé est le FC72. En position verticale, la conductivité thermique équivalente de la plaquette gravée est améliorée de 40 %. La densité de flux transférée est de 3 Wcm^{-2} .

Les microstructures de Shen et al. (1995) sont composées de rangées de canaux de section carrée, de hauteur $76 \mu\text{m}$, réalisés selon deux directions perpendiculaires. La conductivité thermique équivalente mesurée pour la plaquette est de $500 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, soit quatre fois celle du silicium. Avec une géométrie un peu différente, Benson et al. (1996) ont obtenu une conductivité thermique équivalente mesurée pour la plaquette de $800 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ et une densité de flux de 10 Wcm^{-2} . L'interconnection des canaux a fait l'objet de brevets (Adkins et al, 1999, Benson, 1999). Une technologie originale d'un diffuseur thermique, réalisé en aluminium selon le procédé "roll bond", a été proposée par Take et al. (2000). Enfin, plusieurs auteurs ont étudié la possibilité de structures frittées à l'intérieur d'une cavité à section rectangulaire mais il s'agit souvent de mini-caloducs.

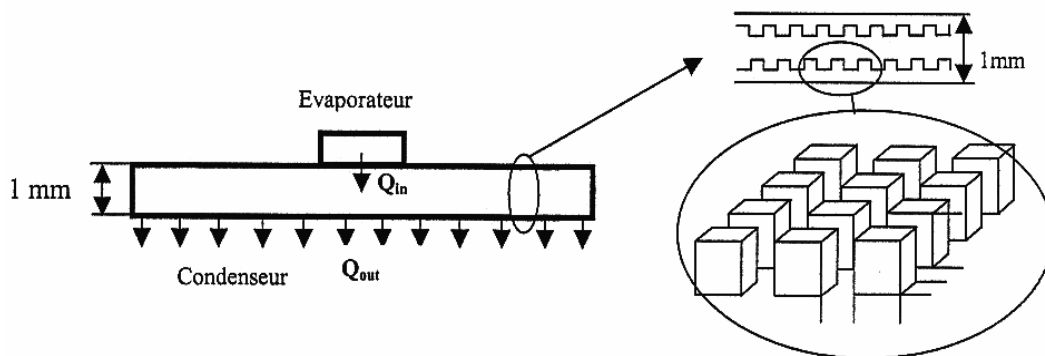


Fig. 10: Schéma d'un diffuseur thermique avec ailettes internes 3D

5. AXES DE RECHERCHE ET DEVELOPPEMENT

Les microcaloducs, déjà utilisés dans le domaine du refroidissement de composants électroniques, que ce soit pour des applications spatiales ou avioniques, sont susceptibles de voir leur domaine d'applications élargi à des domaines où la valeur ajoutée est moindre si leur développement et leur intégration sont plus aisés. Pour cela, un certain nombre de problèmes reste à résoudre d'un point de vue technologique, mais aussi du point de vue compréhension des phénomènes physiques et connaissance des grandeurs utiles.

5.1 Les enjeux technologiques

5.1.1 Fabrication et charge des microcaloducs

Compte tenu de leurs dimensions, des techniques particulières doivent être utilisées pour la fabrication et la charge des microcaloducs. La première étape pour obtenir un réseau de microcaloducs est l'usinage. Pour les microcaloducs, Plesch et al. (1991) ont réalisé des rainures (dimension de l'ordre de 100 μm) dans des feuilles métalliques par usinage avec une meule diamant et soudure. Pour des dimensions plus faibles, les réseaux de microcaloducs sont généralement réalisés dans des plaquettes de silicium (wafers). L'usinage est alors réalisé par gravure chimique anisotrope dans une solution aqueuse de KOH pour les rainures triangulaires ou par gravure plasma pour les rainures rectangulaires 3 D (Fig. 10). Selon le procédé utilisé, il est possible de modifier la structure de surface des parois par oxydation. Ainsi, pour une structure macroporeuse, on peut obtenir des tailles de pores de l'ordre de 1 μm (Lysenko, 1998). Bien que nous n'ayons pas trouvé de publications dans la littérature sur la variation de l'angle de contact avec la structuration du silicium, les premières mesures au laboratoire montrent que cet angle évolue avec l'oxydation de la paroi.

Le problème de la fermeture des canaux est un problème majeur. Pour réaliser un prototype de laboratoire, Peterson a soudé sur la plaquette usinée une plaque de verre par soudure avec des UV. La fermeture des canaux peut être effectuée à l'aide d'une autre plaquette de silicium par autosoudure moléculaire (Launay et al. 2001).

Cette étape très délicate reste de la compétence des chercheurs ayant des connaissances dans la technologie du silicium.

Après son usinage, il est nécessaire de procéder au nettoyage de la structure. Si les techniques de nettoyage sont bien connues pour des matériaux comme l'aluminium, le cuivre ou l'acier inoxydable (Groll et al. 1998), il n'existe aucune information pour le silicium.

Une autre étape capitale pour le bon fonctionnement d'un microcaloduc est son remplissage. Préalablement, il doit être précédé d'un dégazage soigné par mise sous vide afin qu'il ne subsiste pas d'incondensables susceptibles de bloquer son fonctionnement. Ce point est plus critique que pour les caloducs, par conséquent, il est nécessaire d'assurer un vide secondaire. La quantité de fluide introduite dans la structure doit être connue et contrôlée avec précision. En effet, si cette charge est trop importante, elle s'accumule au condenseur et en limite la surface utile ; si elle est trop faible, une partie de l'évaporateur est asséchée. Par conséquent, la charge d'un réseau de microcaloducs est très sensible au domaine de fonctionnement et elle ne peut être optimale sur un grand domaine de températures. La détermination de la charge optimale peut être réalisée expérimentalement, ce qui est long car il faut de nombreux essais, soit à l'aide d'un modèle hydrodynamique. Pour contrôler la masse introduite, il existe différentes méthodes. Dans tous les cas, le fluide lui-même doit être soigneusement dégazé au préalable. L'une de ces techniques consiste à introduire la structure dans une chambre remplie du fluide qui est chauffé au-dessus de la température critique de façon à contrôler la masse volumique. Le système est scellé à l'intérieur de la chambre ; ensuite au cours du refroidissement, on obtient une répartition uniforme du liquide condensé dans tous les canaux. Une autre technique utilisable en laboratoire a été utilisée par Launay et al. (2001) ; le réseau est saturé en liquide et la masse extraite est mesurée a posteriori. Peterson (1991) a introduit le fluide à l'aide d'une seringue, mais cette technique est moins précise. Toutes ces techniques sont mal adaptées à une production industrielle.

À l'issue du remplissage, la structure doit être fermée de façon à avoir un volume mort le plus réduit possible. Qu'il s'agisse d'un tube unique ou d'un réseau, il existe généralement un canal de remplissage ; ce tube est pincé et soudé.

5.1.2 Compatibilité fluide/matériau

Le choix du fluide et du matériau dépend étroitement du domaine d'applications. La littérature à ce sujet est relativement réduite contrairement au cas des caloducs. Pour la technologie en silicium et un domaine de fonctionnement couvrant des températures de l'ambiance à 90 $^{\circ}\text{C}$ environ, les principaux fluides rencontrés dans la littérature sont l'eau, le méthanol, l'éthanol, l'acétone, l'isopropyl. Comme les performances du système dépendent du fluide, il est nécessaire que le fluide choisi ait, en particulier, une grande chaleur latente de vaporisation et qu'il mouille bien la paroi (faible tension superficielle). Enfin, il faut que les fluides soient inertes chimiquement vis-à-vis de la paroi sur une durée longue.

5.1.3 Intégration géométrique et liaison avec les sources et puits thermiques

Afin de pouvoir évacuer des densités de flux élevées tout en limitant la température de la paroi, il est nécessaire de réduire, voire d'éliminer toute résistance de contact entre la source de chaleur et la paroi du microcaloduc. La réalisation des microcaloducs dans des plaquettes de silicium permet d'avoir un substrat sur lequel sont posés les composants électroniques de même nature. Par conséquent, la résistance thermique de contact liée à la différence de dilatation du composant et de son substrat est très faible. Cette résistance thermique peut alors être réduite à une valeur de l'ordre de 0,15 à 0,2 $\text{cm}^2\text{WK}^{-1}$. Afin d'améliorer les performances et avoir une surface de condenseur la plus élevée possible, il est préférable d'utiliser un réseau de microcaloducs interconnectés avec des rainures 2-D afin d'utiliser au maximum la surface du condenseur.

5.1.4 Problématique pour les laboratoires : essais et mesures

Tous les problèmes relatifs aux essais et mesures relèvent de la compétence des laboratoires.

La conception et l'optimisation des microcaloducs peuvent être réalisées par modélisation. Cependant, étant données les hypothèses faites et la méconnaissance de certains paramètres intervenant dans les équations, il est indispensable de valider les résultats à l'aide d'essais expérimentaux. Les études expérimentales posent tout d'abord le problème de la réalisation des structures. C'est une technique bien connue des spécialistes de la réalisation de composants électroniques en technologie silicium.

Par contre, les mesures sont plus délicates. Certains auteurs ont réalisé un réseau de microcaloducs symétrique d'une plaque pleine afin d'appliquer les mêmes conditions aux limites. Par observation avec une caméra infrarouge, ils comparent les conductivités de chaque système. Des études plus locales de distribution des températures le long d'un microcaloduc ont été décrites par Launay et al. (2001). Pour cela, des thermistances en silicium polycristallin, faiblement dopé en phosphore, sont obtenues par dépôts chimiques successifs. Leur avantage est d'éviter les résistances de contact et d'avoir une grande précision (0,1 K). Le développement de microcapteurs de température et de pression, voire de débits ou de flux serait de nature à faire progresser considérablement la compréhension des mécanismes régissant les transferts de masse et de chaleur dans ces systèmes ; cela nécessite une collaboration entre physiciens, chimistes et spécialistes des matériaux.

5.2 Les problèmes scientifiques

5.2.1 Connaissances des mécanismes de base

Dans la majeure partie des modèles existants, un certain nombre d'hypothèses sont faites qui, dans la plupart des cas, sont justifiées. Cependant, une limite de ces modèles est la connaissance des transferts thermiques aux micro échelles qui font intervenir des échelles de longueur caractéristiques de l'ordre de 0,003 à 0,03 μm pour les forces de Van der Waals ou l'épaisseur du film adsorbé. En effet, une grande partie du flux thermique imposé est transmise par la microrégion. Dans cette zone d'échange intense, il serait nécessaire de faire appel à une physique plus "fine" permettant de prendre en compte la nature des forces intermoléculaires, qui varient avec le fluide. Une meilleure connaissance de la ligne triple solide/liquide/vapeur est un enjeu important.

5.2.2 Evaluation des grandeurs intervenant dans les modèles

Du fait des gradients de température, il existe des contraintes mécaniques importantes qui peuvent être à l'origine de microdéfauts dégradant les performances du système, en particulier par augmentation des résistances de contact. Cela est dû à une mauvaise adaptation des réseaux cristallins et des coefficients de dilatation différents. Comme la mise en place de matériaux interstitiels est délicate, il est indispensable de bien maîtriser les résistances de contact et savoir les évaluer, non seulement à froid, mais surtout en régime de fonctionnement à haute température.

En admettant que les équations de base soient bien posées, certaines grandeurs figurant dans ces expressions sont mal connues. Il s'agit des angles de contact, qui dépendent des trois tensions superficielles et de la dynamique du système étudié. Ainsi, l'hystérésis entre les angles de contact à l'avancement et au retrait pour les couples paroi/fluide utilisés dans les microcaloducs ne sont pas connus actuellement lorsque le fluide est à l'état saturé.

Une autre grandeur mal connue par les thermiciens est la pression de disjonction. Elle est étroitement liée à la nature des forces intermoléculaires mises en jeu. Ces forces peuvent être modifiées par la présence de réactions chimiques dues à la présence de traces de polluants.

Les débits du fluide, liquide ou vapeur, donc la capacité de transport du flux, dépendent des coefficients de frottement paroi/fluide, du frottement interfacial et du rayon de courbure minimum du ménisque qui conditionne la pression capillaire. Les coefficients de frottement pariétaux dans les microcanaux ont fait l'objet de nombreuses recherches récentes. Par contre le frottement interfacial est mal connu. Il a été étudié par Ma et al. (1994) qui a donné une équation permettant de le calculer ; cette expression ne semble applicable que pour les conditions des auteurs car elle conduit, selon la géométrie et le fluide utilisés, à des valeurs aberrantes. Ce facteur est très important dans le cas où le réseau de microcaloducs fonctionne en "spreader".

L'évaluation du rayon de courbure minimal r_0 de l'interface a une grande importance pour la prédiction de la limite capillaire. Peterson et Ma (1996) ont donné une expression analytique de r_0 qui est la suivante :

$$r_0 = \left(\frac{\frac{q d_h dz}{\rho_l \Delta h_v u_{l1}}}{\frac{\cos(\theta + \phi) \cos(\theta)}{\sin(\phi)} + \frac{1}{2}(\pi - 2\theta - 2\phi)} \right)^{0,5} \quad (24)$$

u_{l1} est la vitesse du liquide dans le dernier volume de contrôle avant l'assèchement. 2θ est l'angle au sommet d'un coin. La validité de cette expression pour toutes les géométries n'a pas été montrée. Une nouvelle expression a été donnée par Ma et Peterson en 1998, mais elle dépend également de l'angle de contact.

5.2.3 Développement de modèles en 3-D

Compte tenu de la complexité des modèles, la majeure partie d'entre eux ont été développés en 2-D. Ceci est tout à fait justifié pour l'évaluation des capacités de transport maximales, établies à partir de la résolution des équations de bilan écrites à température constante. En particulier, cela est valable pour les réseaux de caloducs formés de tubes parallèles. Dans le cas des diffuseurs thermiques où la vapeur s'écoule dans un canal unique et le liquide selon une direction qui n'est plus nécessairement rectiligne, ce type de modèle n'est plus assez précis. De plus, pour une description du système plus complète, dans laquelle il est possible d'intégrer les sources, en particulier en prenant en compte les différentes résistances de contact et une répartition non uniforme du flux, il est nécessaire d'avoir des codes de calcul en 3-D. En particulier, de tels modèles doivent être développés pour les diffuseurs thermiques dont la forme peut être très complexe en fonction de la géométrie du système à refroidir et de la possibilité d'implantation de la source froide.

5.2.4 Modélisation de phases de fonctionnement particulières : démarrage, forces inertielles

Les réseaux de microcaloducs, lorsqu'ils sont utilisés pour le refroidissement de composants électroniques, montés sur des cartes ou intégrés dans des composants de puissance, doivent assurer leur fonction quels que soient les niveaux de température. En particulier, lors des phases de démarrage à froid, certaines limites décrites au paragraphe 2.2. peuvent être atteintes. Afin de ne pas dégrader les performances ou de ne dépasser les températures maximales admissibles, il faut pouvoir contrôler la température durant ces phases. Il faut alors bien connaître l'évolution des températures au cours du régime transitoire. Cette connaissance peut être acquise expérimentalement mais cela semble délicat du fait des difficultés de mesures locales. Il est aussi possible d'aborder ce problème par la modélisation.

Pour les applications dans lesquelles les systèmes sont soumis à des forces d'inertie plus ou moins importantes, telles celles du domaine de l'aéronautique, une contrainte complémentaire modifie beaucoup le fonctionnement des microcaloducs. Selon l'action de l'accélération (ou de la décélération) par rapport à l'axe du système, la force d'inertie peut avoir un effet favorable ou défavorable. Cet effet a été très bien étudié expérimentalement par Romestant (2000) pour des caloducs soumis à des accélérations transversales ou longitudinales pouvant atteindre 10 g. Il a montré que ses résultats expérimentaux ne sont pas toujours en accord avec les lois trouvées dans la littérature, en particulier à l'évaporateur. Dans le cas des microcaloducs, des études semblables sont à entreprendre. Comme dans le cas précédent, la prévision des effets de l'accélération peut être obtenue par un modèle mais une base expérimentale sera toujours nécessaire pour la validation des résultats.

6. CONCLUSION

Cet article constitue une synthèse des connaissances et des travaux actuels sur les microcaloducs individuels ou montés en réseau.

Le contrôle thermique et le refroidissement des systèmes constitue un enjeu très important en particulier en matière de développement de composants électroniques puisqu'en dépendent directement les performances des systèmes, leur coût et leur fiabilité. L'objectif visé est de limiter le niveau de température au niveau d'un composant mais aussi d'éliminer les points chauds. De par l'utilisation du changement de phase, les mini- ou microcaloducs permettent d'atteindre ce dernier objectif. L'intérêt des microcaloducs est qu'ils peuvent être réalisés dans le substrat même des composants en utilisant la même technologie que celle des composants. Il existe de nombreuses autres applications, pour tous les cas où la miniaturisation impose d'utiliser des microéchangeurs. Par rapport à ces derniers, qui ne sont intéressants qu'avec des liquides comme fluides caloporteurs, les microcaloducs présentent l'avantage d'être des systèmes passifs.

Le développement de ces systèmes passe par une bonne maîtrise de la technologie de fabrication et de remplissage des microcaloducs. Les contraintes technologiques sont sensiblement les mêmes que pour les caloducs mais, du fait de leur taille, leur bon fonctionnement nécessite une optimisation de la géométrie et un contrôle parfait de la charge en fluide. Il est donc indispensable d'optimiser de tels systèmes à partir de modèles. Ceci est d'autant plus vrai que la géométrie des microcaloducs est plus complexe, en particulier, pour les spreaders dont l'enveloppe externe peut être de forme quelconque. Comme il a été présenté, il subsiste encore, mêmes dans les modèles les plus élaborés, un certain nombre d'hypothèses simplificatrices et d'inconnues. Certaines pourront être levées assez rapidement comme la mesure des angles de contact pour les couples usuellement utilisés, tel le silicium avec l'eau (mesure réalisée au CETHIL, publication en cours). Cependant, il est nécessaire de développer des bancs d'essais afin de valider les résultats prédits et d'avoir des modèles de plus en plus fiables.

Bien que ces systèmes soient très performants et permettent d'évacuer de fortes densités de flux avec des résistances thermiques faibles, il faut toujours veiller à ce que, dans la chaîne complète de transport de la chaleur, toutes les autres résistances thermiques soient elles-mêmes réduites, en particulier les résistances de contact.

NOMENCLATURE

A	Aire, m ²	μ	Viscosité dynamique, Pas
d	Diamètre	ρ	Masse volumique, kgm ⁻³
E	Energie libre, J	θ	Angle de contact
g	Accélération de la pesanteur, ms ⁻²	σ	Tension de surface, Nm ⁻¹
Δh_v	Chaleur latente de vaporisation, Jkg ⁻¹	τ	Contrainte, Nm ⁻²
\dot{m}	débit, kgs ⁻¹	Indices	
l	Longueur, m	Ad	Adiabatique
P	Pression, Pa	c, C	Capillaire, Condenseur
q	Densité de flux, Wm ⁻²	D	Disjonction
Q	Puissance thermique, W	E	Evaporateur
R	Résistance thermique, m ² K ⁻¹	Eff	Effectif
r	Rayon de courbure, m	H	Hydraulique
\mathfrak{R}	Constante des gaz parfaits, Jmol ⁻¹ K ⁻¹	i, L	Interfacial, Liquide
T	Température, K	Max	Maximum
u, v	Composantes de la vitesse, ms ⁻¹	P	Paroi
z	Coordonnée, m	S	Solide
Notations grecques		Sat	Saturation
δ	Epaisseur, m	t, v	Total, Vapeur
η, ξ	Coordonnées de l'interface, m	Exposant	
λ	Conductivité thermique, Wm ⁻¹ K ⁻¹	*	Valeur réduite

REFERENCES

- DR Adkins, DS Shen, MR Tuck and DW Palmer, 'Heat Pipe with Embedded Wick Structure', United States Patent, 5 947 193, Sept 7, 1999.
- PS Ayyaswamy, I Catton and DK Edwards, 'Capillary Flow in Triangular Grooves', J. Applied Mechanics, 41, pp. 332-336, 1974.
- BR Babin, GP Peterson and D Wu, 'Steady-State Modelling and Testing of a Micro Heat Pipe', J. Heat Transfer 112, pp. 595-601, Aug 1990.
- B Badran, FM Gerner, P Ramadas, T Henderson and KW Baker, 'Experimental Results for Low-Temperature Silicon Micromachined Micro Heat Pipe Arrays using Water and Methanol as Working Fluids', Experimental Heat Transfer 10, pp. 253-272, 1997.
- DA Benson, RT Mitchell, MR Tuck, DR Adkins and DW Palmer, 'Micro - Machined Heat Pipes in Silicon MCM Substrates', IEEE, pp. 127-129, 1996.
- D Benson, 'Metal Micro Heat Pipe Substrates for High Power Density Electronics', Site internet : <http://www.sandia.gov/>
- Y Cao, A Faghri and ET Mahefkey, 'Micro/Miniature Heat Pipes and Operating Imitations', ASME, Nat. Heat Transfer. Conf., Atlanta, HTD, 236, pp. 55-62, 1993.
- TP Cotter, 'Principles and Prospects for Micro Heat Pipes', 5th Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, 4, pp. 328-334, 1984.
- S Dasgupta, JA Schonberg and PC Wayner, 'Investigation of an Evaporating Extended Meniscus Base on the Young-Laplace Equation', J. Heat Transf., 115, pp. 201-208, 1993.
- BV Derjaguin, SV Nerpin and NV Churayev, 'Effect of Film Transfer upon Evaporation of Liquids from Capillaries', Bulletin RILEM 29, pp. 93-98, 1965.
- A Faghri, P Reynolds and P Faghri, 'Heat Pipes for Hands', Mech. Eng. III, 6, pp. 72-75, 1989.
- A Faghri, 'Heat Pipe Science and Technology', Taylor and Francis, 1995.
- A Faghri, 'Advances and Challenges in Micro/Miniature Heat Pipes', 11th IHPC, Musashinoshi, Tokyo, Japan, 3, Sept 12-16, 1999.
- LS Fletcher and GP Peterson, 'Micro Heat pipe Catheter', United States Patent, 5 190, p. 539, Texas, A& M University System, March 2, 1993.
- LS Fletcher and GP Peterson, 'Treatment Method using a Micro Heat Pipe Catheter', United States, Patent, 5 591 162, Texas A&M University System, Jan. 7, 1997.
- FM Gerner, JP Longtin, HT Henderson, WM Hsieh, P Ramadas and WS Chang, 'Flow and Heat Transfer Limitations in Micro Heat Pipes', ASME HTD, Vol. 206, 3, pp. 99-104, 1992.
- M Groll, M Schneider, V Sartre, MC Zaghoudi and M. Lallemand, 'Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes', Rev. Gén. Therm. 37, 5, pp. 323-352, 1998.
- B Gromoll, 'Advanced Micro Air Cooling Systems for High Density Packaging', 10th IEEE semi-therm, pp. 53-58, 1994.
- M. Gourdache, 'Etude du Fonctionnement d'un Caloduc Soumis à des Forces Externes', Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers, 1994.
- JM Ha and GP Peterson, 'Analytical Prediction of the Axial Dryout Point for Evaporating Liquids in Triangular Microgrooves', J. Heat Transfer., 116, pp. 498-503, May, 1994
- JM Ha and GP Peterson, 'The Heat Transport Capacity of Micro Heat Pipes', J. Heat Transfer., 120, pp. 1064-1071, 1998.
- FW Holm and SP Goplen, 'Heat Transfer in the Meniscus Thin-Film Transition Region', J. Heat Transfer., 101, pp. 543-547, 1979.
- Y. Kamotani, 'Evaporator Film Coefficients of Grooved Heat Pipes', 3rd IHPC, Palo Alto, California, pp. 128-130, 1978.
- D. Khrustalev and A. Faghri, 'Thermal Analysis of a Micro Heat Pipe', J. Heat Transfer., 116, pp. 189-198, 1994.
- D Khrustalex and A. Faghri, 'Heat Transfer During Evaporation on Capillary-Grooved Structures of Heat Pipes', J. Heat Transfer., 117, pp. 740-747, 1995.

- M. Lallemand and V. Sartre, 'Assistance to Human Body Control by Micro Heat Pipe', DGA-SFT-IIF Conf., Thermal Protection of Man under Hazardous Conditions, Paris, pp. 159-164, March 24-26, 1999.
- S. Launay, V. Sartre et M. Lallemand, 'Banc d'Essais de Microcaloducs en Technologie Silicium', V^{ème} Colloque Franco-Québécois, Lyon, pp. 223-229, 28-30 Mai, 2001.
- JP Longtin, B. Badran and FM Gerner, 'A One-Dimensional Model of a Micro Heat Pipe during Steady-State Operation', J. Heat Transfer., 116, pp. 709-715, Aug., 1994.
- V Lysenko, 'Etude du Silicium Poreux et de Microtransducteurs Thermiques à Semiconducteurs pour la Conception d'un Multi Capteur Biomédical', Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon, 1998.
- HB Ma, GP Peterson and XJ Lu, 'The Influence of Vapor-Liquid Interactions on the Liquid Pressure Drop in Triangular Microgrooves', Int. J. Heat Mass Transfer., 37, 15, pp. 2211-2219, 1994.
- HB Ma and GP Peterson, 'The Minimum Meniscus Radius and Capillary Heat Transport Limit in Micro Heat Pipes', J. Heat Transfer., 120, pp. 227-233, Feb. 1998.
- M. Merrigan and GA Wurden, 'Tokamak Physics Experiment: Diagnostic Window Study', Los Alamos National Laboratory, Report LA-UR-95-3237 and LA-13053-MS, Nov., 1995.
- W Nakayama, 'Morphological Evolution of Computers: Its Implication for Heat Pipe Technology', 11th IHPC, Musashinoshi, Tokyo, Japan, 3, Sept 12-16, 1999.
- GP Peterson, 'Heat Pipes in the Thermal Control of Electronics Components', 3rd Int. Heat Pipe Symposium, Tsukuba, Japan, 1988.
- GP Peterson, AB Duncan, AS Ahmed, AK Mallik and MH Weichold, 'Experimental Investigation of Micro Heat Pipes in Silicon Wafers', Micromechanical Sensors, Actuators and Systems, ASME- DSC 32, pp. 341-348, 1991
- GP Peterson, 'Overview of Micro Heat Pipes Research and Development', ASME Appl. Mech. Rev 45, 5, 1992.
- GP Peterson, AB Duncan and MH Weichold, 'Experimental Investigation of Micro Heat Pipes Fabricated in Silicon Wafers', J. Heat Transfer., 115, pp. 751-756, Aug, 1993.
- GP Peterson, 'An Introduction to Heat Pipes - Modelling, Testing and Applications', Eds: AD Kraus and Bar-Cohen, John Wiley&Sons, p. 356, 1994.
- GP Peterson and LS Fletcher, 'Temperature Control Mechanisms for a Micro Heat Pipe Catheter', United States Patent, 5 417 686, Texas A&M University System, May 23, 1995.
- GP Peterson and HB MA, 'Theoretical Analysis of the Maximum Heat Transport in Triangular Grooves: a Study of Idealized Micro Heat pipes', J. Heat Transfer., 118, pp. 731-739, Aug, 1996.
- GP Peterson, LW Swanson and FM Gerner, 'Micro Heat Pipes', Eds: Tien, Majumdar, Gerner, Microscale Energy Transport, pp. 295-337, 1998.
- GP Peterson and HB Ma, 'Temperature Response of Heat Transport in a Micro Heat Pipe', J. Heat Transfer., 121, pp. 438-445, May 1999
- D Plesch, W Bier, D Seidel and K Schubert, 'Miniature Heat Pipes for Heat Removal From Microelectronic Circuits', Micromechanical Sensors, Actuators and Systems ASME-DSC, 32, pp. 303-314, 1991.
- M Potash and PC Wayner, 'Evaporation From a two-Dimensional Extended Meniscus', Int. J. Heat Mass Transf., 19, pp. 487-492, 1972.
- C Romestant, 'Etudes Théoriques et Expérimentales de Caloducs et de Thermosiphons Soumis à de Fortes Accélérations', Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers, 2000.
- V Sartre, MC Zaghdoudi and M Lallemand, 'Effect of Interfacial Phenomena on Evaporative Heat Transfer in Micro Heat Pipes', Int. J. Therm. Sci., 39, pp. 498-504, 2000.
- DS Shen, RT Mitchell, D Dobranich, DR Adkqains and MR Tuck, 'Micro Heat Spreader Enhanced Heat Transfer in MCMs', IEEE Multi-Chip-Module Conference, MCMC'95, Santa Cruz, pp. 189-194, 1995.
- CB Sobhan, H Xiaoyang and LC Yu, 'Finite Difference Analysis of Transient Vapor and Liquid Flow in a Micro Heat Pipe Channel', Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, 1999 Ed. GP Celata, P Di Marco and RK Shah, Pisa, pp. 1593-1599, 1999.
- PC Stephan and CA Büsse, 'Analysis of the Heat Transfer Coefficient of Grooved Heat Pipe Evaporator Walls', Int. J. Heat Mass Transfer, 35, 2, pp. 383-391, 1992.
- K Take, Y Furukawa and S Ushiida, 'Fundamental Investigation of Roll Bond Heat Pipe as Heat Spreader Plate for Notebook Computers', IEEE Trans. on Components and Packaging Technologies, 23, 1, pp. 81-85, 2000.
- JG Truong, PC Wayner, 'Effects of Capillary and Van der Waals Dispersion Forces on the Equilibrium Profile of a Wetting Liquid : Theory and Experiment', J. Chem. Phys., 87, pp. 4181-4188, 1987
- CY Wang, M Groll, S Rosler and CJ Tu, 'Porous Medium Model for Two - Phase Flow in Minichannels with Applications to Micro Heat Pipes', Heat Recovery Systems & CHP 14, 4, pp. 377-389, 1994
- PC Wayner, YK Kao and LV Lacroix, 'The Interline Heat Transfer Coefficient of an Evaporating Wetting Film', Int. J. Heat Mass Transf., 19, pp. 487-492, 1976.
- MH Weichold, GP Peterson and AK Mallik, 'Vapor Deposited Micro Heat Pipes', United States Patent 5, 179 043, Texas A&M University System, Jan. 12, 1993.
- D Wu, GP Peterson and WS Chang, 'Transient Experimental Investigation of Micro Heat Pipes', Journal Thermophysics 5, 4, pp. 539-544, 1991.
- X Xu and VP Carey, 'Film Evaporation from a Microgrooved Surface - An Approximate Heat Transfer Model and its Comparison with Experimental Data', Journal of Thermophysics and Heat Transfer 4, 4, pp. 512-520, 1990.
- MC Zaghdoudi, V Sartre and M Lallemand, 'Theoretical Investigation of Micro Heat Pipes Performance', 10th International Heat Pipe Conference Stuttgart, 6 p., Sept. 1997.