

République l'Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique**



CENTRE UNIVERSITAIRE D'EL-OUED

INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Spécialité : Génie mécanique

Option : **Energétique**

Thème

**Refroidissement d'une puces électronique
par la technique à liquide caloporteur.**

Réalisé par :

Meneceur

roustom baboukha

abdelghan

09

PROMOTION 20

Encadré par :

Nouredine

tamma



Sommaire

Résumé

- Introduction Générale	01
-------------------------	----

Chapitre I : TECHNIQUES AVANCEE DE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

1-1 Introduction	04
1.2 Différentes techniques de refroidissement	05
1.2.1 Le refroidissement par air	05
1-2-2 Le refroidissement par caloduc	06
1-3-Réseaux capillaires	09
1-3-1. Caloducs sans gravité	09
1-3-2. Caloducs assistés par gravité et thermosiphons	10
1-4- Différentes limites de fonctionnement d'un caloduc	11
1-4-1. Limite visqueuse	11
1-4-2. Limite sonique	12
1-4-3. Limite d'entraînement	13
1-4-4. Limite capillaire	14
1-4-5. Limite d'ébullition	15
1-5-Différents types de caloducs	16
1- 5-1 Caloducs spéciaux	16
1-5-2 Caloducs à conductance variable	16
1-5-3 Microcaloducs	19
1-5-4 Boucle à pompage capillaire	20
1-5-5 Caloduc pulsé	21
1-6 Conclusion	23

Chapitre II: Techniques de refroidissement par thermosiphon.

2-1 Généralités	24
2-2 Historique	25
2-3 Influence de la gravité sur le fonctionnement d'un caloduc	26
2-4 Avantages d'utilisation des thermosiphons	26
2-5 Description d'un thermosiphon à boucle	27
2-6 Principe de fonctionnement	28
2-7 Le condenseur	28
2-8- L'évaporateur	31
2-9 Les liquides de refroidissement	33
2-9-1 Les fluides frigorigènes	33
2-10 Limites de fonctionnement des thermosiphons	34

Chapitre III : Modélisation du comportement thermiquement d'un thermosiphon à boucle

3-1 Généralités	35
3.2 Calcul de la puissance totale dissipée par le thermosiphon	36
3-3 Calcul de la puissance totale dissipée par le thermosiphon	36
3-3-1 Calcul de la puissance dissipée par le tube à vapeur	37

Chapitre IV

Application du refroidissement par le caloduc à boucle a un micro processeur

4-1 Introduction	45
4-2 Etat de l'art sur les LHP	46
4-3 Caractéristiques thermiques du microprocesseur	46
4-4 Exemple pratique d'application du thermosiphon	47
4-5 Etude de la performance du thermosiphon	48
4.6 Conclusion	55

-Conclusion Générale	56
----------------------	----

--	--

Introduction General

Le refroidissement des composants électroniques demeure un domaine de recherche très actif. La nécessité de porter les composants électroniques à des températures optimales pour le bon fonctionnement de circuits et de machines présente un souci de presque tous les Scientifiques et les Chercheurs à travers le monde entier. Actuellement, les composants électroniques ont tendance à être de plus en plus petits tout en dissipant des densités de puissance de plus en plus grandes. Les dissipateurs doivent donc avoir des performances accrues. Si on utilise des radiateurs à air, les solutions pour améliorer l'échange sont d'augmenter la surface du dissipateur, d'accroître la vitesse de l'air ou de diminuer la température de l'air.

Ces solutions amènent à augmenter le poids, le bruit et la complexité du système. Si on augmente la surface de l'échangeur, il y a apparition de points chauds. Le dissipateur est donc moins efficace que dans le cas où le flux de chaleur serait uniforme au niveau des ailettes du radiateur.

Les ordinateurs individuels sont actuellement refroidis par l'air dans l'environnement d'une convection libre ou forcée. Les ventilateurs attachés à l'unité centrale de traitement sont les dispositifs de refroidissement les plus populaires utilisés pour l'évacuation des flux de chaleur plus ou moins importants. Ils sont populaires en raison de la fiabilité, du coût, de l'efficacité et de la facilité de fonctionnement. Cependant, pour des composants électroniques de fréquence plus élevée (au-dessus de 1000 mégahertz), les radiateurs (ventilateurs) ont quelques limitations due à plusieurs facteurs, parmi lesquels figurent l'encombrement de l'espace de travail, le bruit et la limite de la qualité de refroidissement. En conséquence, la pratique en vigueur de circuit et de composants électroniques plus denses et plus compacts dans des espaces restreints, exige l'emploi de nouvelles techniques de refroidissement de manière à pouvoir dissiper des puissances thermiques au de las de 100 W/cm² de la surface du composant électronique, tout en maintenant le dispositif (le composant) aux températures acceptables, typiquement au-dessous de 85°C. L'une des solutions proposées pour accomplir cette tâche est l'utilisation des techniques de refroidissement par liquide caloporteur.

Le transfert thermique biphasé est un processus de refroidissement très attractif, car des flux élevés de la chaleur peuvent être enlevés par la vaporisation du fluide dans un évaporateur, qui constitue une cuve enfermant la source de chaleur. Le processus de

condensation de la vapeur est indispensable pour apporter de nouveau le fluide à son état liquide à l'évaporateur.

Un thermosiphon est un tel dispositif, qui met en application avec succès le refroidissement par un liquide biphasé, le refroidissement est assuré par le contact direct du fluide avec le composant électronique. Un thermosiphon biphasé se compose fondamentalement d'un évaporateur et un condenseur, qui sont reliés par des tubes rigides ou flexibles selon le cas, constituant ainsi une boucle. La chaleur est transférée à partir de la source de chaleur (composant électronique) par une interface de vaporisation, où le fluide évaporé absorbe la chaleur latente de vaporisation. La vapeur se déplace alors au condenseur, où elle se condense. La chaleur libérée au niveau du condenseur est absorbée par l'air ambiant et le liquide condensé est retourné à l'évaporateur, de ce fait l'accomplissement d'une boucle de refroidissement est assuré.

La différence de densité entre le liquide et la vapeur crée une différence de pression, nécessaire à la circulation du fluide caloporteur au sein de la boucle, et pendant qu'une telle force d'entraînement est nécessaire. La résistance thermique à l'interface entre la source de chaleur et l'évaporateur est un paramètre de conception principal. Ceci doit être réduit au minimum afin d'obtenir l'avantage de la basse résistance thermique au cours du processus de l'évaporation du liquide. Tengblad et Palm (1996) ont examiné plusieurs prototypes de thermosiphons avec des évaporateurs simples et multiples. Ramaswamy et autres (2000) ont étudié les effets combinés de la pression et du sous-refroidissement sur le fonctionnement des thermosiphons à deux chambres avec des flux thermiques graduellement croissants. Lang et autres (2001) ont étudié les effets de la circulation et de l'endroit imposés du condenseur sur le fonctionnement d'un thermosiphon biphasé dans un espace confiné. Le grenier et autres (2001) ont examiné les applications du thermosiphon à boucle (LTS) pour le refroidissement des composants électroniques de puissance élevée. Récemment, Webb et autres (2001) ont présenté un système capable d'absorber 100 W d'un système simple d'une unité centrale de traitement.

Les travaux mentionnés ci-dessus ont établi l'importance et la perspective du thermosiphon comme dispositif de refroidissement fiable, en termes de sa flexibilité dans les dimensions et la gamme de refroidissement. Bien que les expériences menées aux laboratoires sur les thermosiphons existent déjà dans la littérature, alors que l'application d'un tel dispositif de refroidissement pour un microprocesseur n'a été présentée.

Ce travail décrit l'évaluation de la performance, et de la qualité du refroidissement d'un système de dissipation de la chaleur par thermosiphon compact biphasé pour un PC de

Hewlett Packard Vectra VL800 avec une dissipation de puissance de microprocesseur variant de 80 à 300 W. Nous présentons deux types de thermosiphons, l'un avec un condenseur tubulaire à plaques froides (N°1) et autre à tube horizontal à deux passes avec ailettes rectangulaires verticales (N°2), la sélection du meilleur thermosiphon est réalisée en terme d'une étude de la performance interprétée par le calcul de la puissance totale dissipée par la méthode numérique des volumes finis. Nous présentons en parallèle les effets des conditions de fonctionnement (puissance du microprocesseur, débit du fluide évaporé, nombre d'ailettes...) et celles du milieu ambiant (Température de l'air, convection libre ou forcée) sur l'efficacité du refroidissement et le degré de performance d'un tel dispositif de refroidissement. L'objectif du calcul est la sélection du type de thermosiphon qui dissipe le mieux la puissance rejetée par le microprocesseur.

Ce mémoire comprend quatre chapitres ; dans le premier on a exposé d'une façon détaillée les différentes techniques employées dans le domaine de refroidissement des composants électroniques et spécialement celles qui sont utilisées actuellement comme une alternative intéressante aux anciennes techniques.

Le deuxième chapitre fait une présentation détaillée de la technique de refroidissement par les thermosiphons compacts biphasés. Une description complète des éléments constitutifs de ces système est présentée, complétée par le principe de fonctionnement et les différents liquides caloporteurs utilisés. Dans le troisième chapitre nous avons présenté le modèle thermique utilisé pour calculer la performance d'un système de refroidissement d'un composant électronique par le thermosiphon compact biphasé à boucle. Dans le quatrième chapitre nous avons appliqué ce modèle thermique pour déterminer la performance d'un thermosiphon utilisé pour le refroidissement d'un microprocesseur d'un micro-ordinateur HP. La détermination de la performance d'un tel système nous a conduit à élaboré un programme de calcul en langage MATLAB basé sur la méthode numérique des volumes finis, l'influence des paramètres de fonctionnement et ceux du milieu ambiant ont été traités en détail, tels que : la variation de la puissance thermique dissipée par effet Joule par le microprocesseur, le type du condenseur utilisé, la variation de la température ambiante et le débit de la vapeur produite au cours du processus d'évaporation du liquide caloporteur. Enfin une conclusion des principaux résultats auxquels nous avons abouti est présentée, complétée par des perspectives pour ce travail modeste qui présente une plate forme à de nouveaux travaux dans ce domaine très riche et très vierge.

I- 1-INTRODUCTION

Grâce aux progrès technologiques réalisés ces dernières années en électronique, les composants deviennent de plus en plus performants, de plus en plus petits et travaillent de plus en plus vite. En conséquence, les densités de puissance à évacuer deviennent très importantes dans de nombreux domaines de l'électronique. En effet, aujourd'hui, les composants de puissance comme les microprocesseurs peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré et certains composants optoélectroniques sont capables d'engendrer des pertes supérieures à $1\,000\text{ W/cm}^2$. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs.

Pour extraire la chaleur, on peut faire circuler un fluide caloporteur directement sous la source de dissipation. Cette circulation peut être engendrée par un système mécanique (pompe...). Ce dernier permet une circulation de fluide transportant la chaleur des composants vers le radiateur où s'effectue l'échange thermique convectif final vers l'atmosphère. Des études sur des refroidisseurs à micro canaux usinés directement dans la semelle du composant ont montré qu'il était possible, en utilisant une technologie de fabrication adaptée, d'extraire les joules produits par un composant dissipant des densités de flux de 400 W/cm^2 . Le principal défaut de ce type d'échangeur de chaleur est qu'il nécessite un circuit annexe de pompage qui implique une consommation d'énergie supplémentaire et qui, de plus, comporte des pièces en mouvement qui s'usent et qui requièrent une certaine maintenance. Pour limiter ce problème, il est possible d'utiliser des échangeurs de chaleur à circulation passive du fluide caloporteur, c'est-à-dire de échangeurs qui ne font appel à aucun élément mécanique extérieur. Il existe plusieurs échangeurs de ce type, le plus connu est le caloduc.

I.2 Différentes techniques de refroidissement

I.2.1 Le refroidissement par air

Au cours des années, des recherches considérables ont été réalisées dans l'application des techniques de refroidissement par air pour extraire les flux de chaleur élevés. Bien que le refroidissement par air continu à être la méthode la plus largement utilisée pour refroidir les équipements électroniques. On distingue généralement deux types de refroidissement par air

Principe de fonctionnement:

Un radiateur est posé directement sur le core du processeur et permet de récupérer toute la chaleur dégagée par celui-ci. On retrouve le même principe de base que le refroidissement passif. La différence primordiale entre les deux méthodes réside dans l'adjonction d'un ventilateur au radiateur lui-même. Le couple ventilateur/radiateur est vulgairement appelé "ventirad".

L'efficacité du radiateur repose sur deux facteurs essentiels :

- La capacité du dissipateur à capter la chaleur dégagée par le core du processeur.
- L'architecture du radiateur : positionnement , finesse, nombre des ailettes.

La capacité thermique est entièrement liée à la conductivité thermique du matériau constituant le radiateur. Plus la conductivité est élevée et meilleure sera la dissipation de chaleur. A titre d'exemple, on peut citer la capacité de l'aluminium (250 W/m*K), du cuivre (400 W/m*K), de l'argent (430 W/m*K) et du diamant (2500 W/m*K).

Ainsi on rencontre couramment des radiateurs composés d'aluminium pour les plus économiques, composés de cuivre pour les plus performants. Il existe également des radiateurs composés d'alliage d'aluminium et de cuivre, mais selon les tests pratiques cette solution s'avère être la moins performante. On pourra noter que théoriquement un radiateur composé de diamant serait le meilleur caloporteur pour le refroidissement à air, solution inenvisageable pour des raisons évidentes de coût (même pour des diamants de synthèse).

Concernant le ventilateur, les aspects importants à prendre en compte sont : le volume d'air qu'est capable de souffler le ventilateur mesuré en CFM (Cubic Feet per Meter), la nuisance sonore mesurée en décibels (dB). Communément une plage de 30 à 40 CFM est suffisante pour un refroidissement correct sans provoquer de nuisance sonore excessive. En ce qui concerne cette dernière, l'appréciation est laissée à chaque utilisateur

I-2-2 Le refroidissement par caloduc

a) Définition et principe de fonctionnement

Lorsque l'on recherche à transférer de la chaleur entre deux milieux séparés par une distance de quelque dizaines de centimètres à quelque mètres, on ne peut pas utiliser la simple conduction thermique au travers d'une paroi, le flux ainsi transmis à distance serait beaucoup trop faible. Pour les distances moyennes (quelques dizaines de centimètres), on lui préfère les caloduc, pour leur simplicité de fonctionnement et leur caractéristiques thermiques remarquable.

On appelle caloduc des enceintes fermées possédant la propriété de transférer de la chaleur dans des conditions exceptionnelles grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation d'un fluide interne. La figure (1.1) donne la constitution habituelle d'un caloduc.

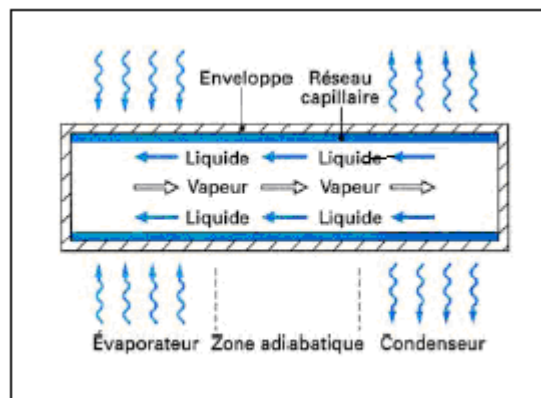


Figure 1.1: Principe de fonctionnement d'un caloduc horizontal.

Le caloduc est une enceinte étanche, souvent cylindrique dans les applications habituelles, qui contient un liquide en équilibre avec sa vapeur en l'absence totale d'air ou de tout autre gaz, dans la zone recevant de la chaleur de l'extérieur, zone appelée évaporateur, le liquide s'évapore et la vapeur vient se condenser dans la zone cédant de la chaleur à l'extérieur, zone

appelée condenseur. La vapeur s'écoule de l'évaporateur vers le condenseur grâce à la surpression existant dans la zone de production de la vapeur ; pour que le condensât effectue le trajet inverse, il est nécessaire d'en provoquer l'écoulement : la solution fréquemment adoptée consiste à utiliser l'effet de capillarité dû à un milieu poreux dont on tapisse la paroi interne du caloduc. Pour assurer le retour du condensât, on utilise parfois une autre solution, particulièrement économique, qui consiste à disposer le caloduc dans une position inclinée, avec le condenseur situé à une altitude plus élevée que celle de l'évaporateur : ainsi c'est la gravité qui entraîne le condensât par ruissellement capillaire sur la paroi interne

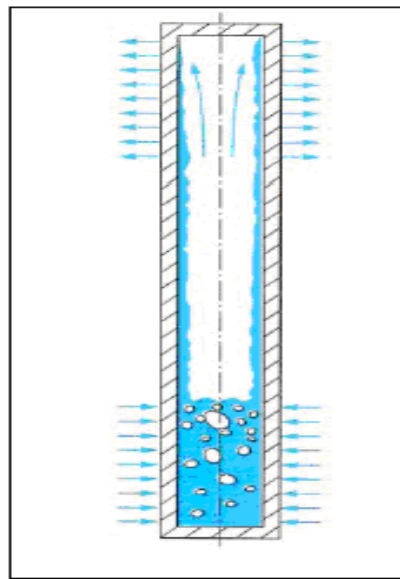


Figure 1.2 : Schématisation d'un caloduc horizontal.

Il est intéressant de connaître les ordres de grandeur des densités de flux de chaleur ainsi transférés par les caloducs : on atteint sans peine 107 W/m^2 , c'est là le premier intérêt des caloducs, le second résidant bien sûr dans la différence de température extrêmement réduite entre les deux extrémités internes des caloducs.

b) Caloduc par LHP

Dans une LHP, la chaleur évacuée par le composant électronique est absorbée par évaporation d'un fluide caloporteur au niveau d'un évaporateur et rejetée vers le milieu

ambiant par condensation de celui-ci au niveau d'un condenseur (figure 1-3). Le principe de fonctionnement de ce système se rapproche de celui du caloduc, à la différence que dans une LHP, les écoulements du liquide et de la vapeur du fluide caloporteur sont séparés.

L'évaporateur-réservoir, élément principal de la LHP, peut être de forme cylindrique ou plane. Lorsqu'il est plan, la surface en contact avec le composant peut être rectangulaire ou circulaire. Le réservoir, couplé à l'évaporateur, permet de contrôler la température de fonctionnement de la LHP. Une structure capillaire est plaquée contre la paroi interne de l'évaporateur. Des canaux parallèles sont usinés soit sur cette paroi, soit dans le matériau poreux, pour permettre l'évacuation de la vapeur. Lorsque le composant électronique dissipe de la chaleur, le liquide provenant du réservoir circule dans la structure capillaire jusqu'au contact matériau poreux / canaux, où il s'évapore en formant des ménisques. L'augmentation de pression générée par le creusement des ménisques provoque la mise en circulation du fluide. Dans les applications avioniques, les critères de choix du fluide caloporteur sont très contraignants. Il doit être inflammable, non toxique, anticiper les futures réglementations environnementales. Il doit être compatible chimiquement avec les matériaux constitutifs de la LHP. Dans la plage de températures de fonctionnement de la boucle, le fluide doit avoir une pression ni trop basse, ni trop élevée.

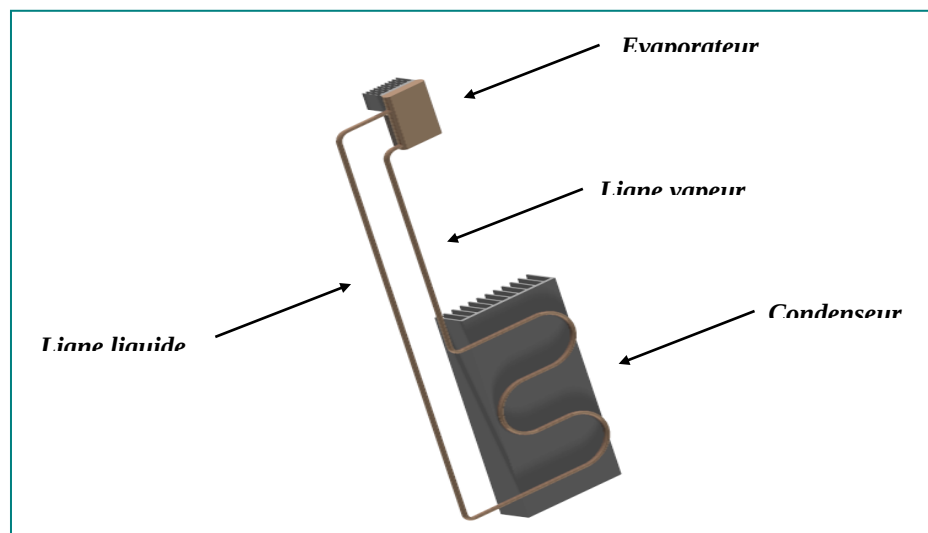


Figure (1-3) : Géométrie d'une LHP

I-3-Réseaux capillaires

Nous distinguerons deux cas selon que le caloduc fonctionne uniquement par capillarité (sans aide de la gravité) ou qu'il est assisté par la gravité.

I-3-1. Caloducs sans gravité

Ce cas ne se rencontre guère à l'état pur que dans le domaine spatial, c'est-à-dire en apesanteur. Ce type de fonctionnement peut également se rencontrer au sol lorsque l'on désire un fonctionnement performant à l'horizontale, voire contre la gravité (évaporateur plus haut que le condenseur).

Le dimensionnement du capillaire déterminera la limite capillaire et la limite d'ébullition qui conditionnent essentiellement les performances limites de ce type de caloduc. Trois paramètres importants sont en effet attachés au réseau capillaire :

- * la perméabilité K reliée à la perte de pression du liquide circulant dans le réseau
- * la porosité représente le rapport du volume de liquide saturant le réseau au volume total du réseau ;
- * le rayon de pore effectif r_{cap} du capillaire. Examinons d'abord les réseaux capillaires constitués par un tissu métallique. La toile est définie par son numéro (nombre de mailles/pouce), son ouverture de pore w et le diamètre d du fil (figure 1-4).

Une couche de toile correspond à une épaisseur $2d$, et n couches à une épaisseur :

$$E = 2ndc$$

Le coefficient c est le paramètre de foisonnement et sa valeur, comprise entre 0,8 et 1,5, dépend du numéro de toile et du degré de serrage des couches.

De la définition de la porosité, on déduit facilement :

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega_s}{2\rho_{cap}dc} \quad (1-1)$$

Avec ρ_{cap} : diamètre du fil d'un tamis,

ω_s : masse surfacique du tissu capillaire.

Le rayon de pore s'exprime par

$$r_{cap} = \frac{w + d}{2} \quad (1-2)$$

Avec d : diamètre du fil d'un tamis,

w : ouverture de maille du réseau capillaire.

Il conduit à une valeur conservative de la pression capillaire qui s'exprime par

$$\Delta p_{cap,max} = \frac{2\sigma}{r_{cap}} \quad (1-3)$$

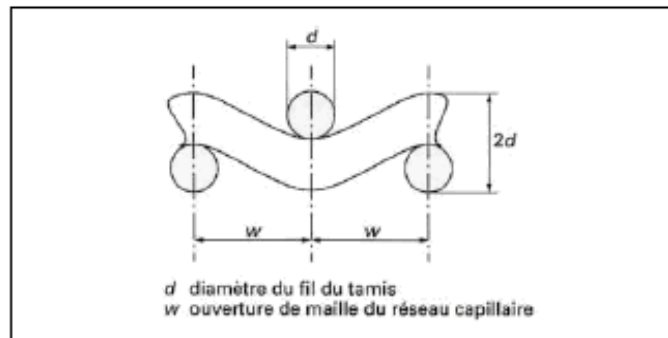


Figure (1-4) : Représentation schématique d'une couche de toile

I-3-2. Caloducs assistés par gravité et thermosiphons

Dans ce type de caloducs, le rôle principal du capillaire n'est plus d'assurer le retour des condensations et sa présence n'est donc plus absolument nécessaire. On utilise d'ailleurs largement dans le domaine industriel des thermosiphons à parois internes lisses lorsque l'on cherche à avoir un prix de revient minimal.

Cependant, l'utilisation d'un réseau capillaire améliore le fonctionnement et augmente les performances. En fait, le seul réseau capillaire utilisé industriellement dans ce type de caloduc est le rainurage intérieur des tubes. Ce rainurage n'ayant pas de fonction capillaire, les rainures peuvent être moins profondes et leur profil triangulaire et non rectangulaire, ce qui facilite beaucoup la réalisation des tubes. Par ailleurs, dans ce type de caloducs fonctionnant en thermosiphon, la quantité de liquide intérieur est beaucoup plus grande que dans le cas du fonctionnement capillaire : un volume de liquide à froid compris entre 30 et 70 % du volume intérieur de l'évaporateur (selon la dimension de celui-ci) est habituellement utilisé.

I-4- Différentes limites de fonctionnement d'un caloduc

Dans un caloduc à une température donnée, la pression est très voisine de la pression de saturation du fluide interne à cette température ; elle est exactement égale à la pression de

saturation à l'équilibre, c'est-à-dire lorsque le caloduc n'échange pas de chaleur. Il en résulte qu'un caloduc ne peut fonctionner que dans un domaine limité de température (qui peut néanmoins atteindre plusieurs centaines de degrés Celsius), pour lequel la pression interne n'est ni trop faible ni trop élevée. En effet, une pression trop faible, donc une vapeur trop peu dense, conduit à des *limites de types visqueux ou sonique*, tandis qu'une pression trop élevée conduit à une *limite de type ébullition*, à un non fonctionnement dû à l'approche du point critique du fluide, ou enfin à un risque de rupture mécanique de l'enveloppe. Lorsque le caloduc fonctionne dans son domaine de température optimal, il existe deux autres limitations importantes aux flux thermiques que peut transporter le caloduc : ce sont la *limite d'entraînement* et la *limite capillaire*, chacune constituant respectivement la base du calcul pour le dimensionnement d'un thermosiphon et d'un caloduc. Nous étudierons chacune de ces limites dans l'ordre où elles se présentent habituellement lorsque la température du caloduc croît. On peut ainsi définir un domaine de fonctionnement sur un diagramme flux/température ou flux/pression de saturation (figure 1-5). Au cours de cette étude, nous supposerons que la quantité de fluide dans le caloduc est optimale, à savoir la quantité juste nécessaire pour saturer de liquide le réseau capillaire à température de fonctionnement. La quantité de fluide dans un caloduc, bien que non critique vis-à-vis des performances, est toujours calculée de cette manière, sauf pour les thermosiphons où le problème est assez différent. Nous supposerons aussi, si le fluide est solide à la température ambiante, que l'on sait l'amener à l'état liquide sans dégrader le dispositif.

I-4-1. Limite visqueuse

La limite visqueuse se rencontre pour des caloducs fonctionnant à une température correspondant à une pression de saturation du fluide interne extrêmement basse. Elle se manifeste surtout avec des fluides qui sont solides à température ambiante. Son origine réside dans le fait que la pression à l'évaporateur n'est pas suffisante pour permettre à la vapeur de vaincre les frottements visqueux au cours de son écoulement jusqu'au condenseur.

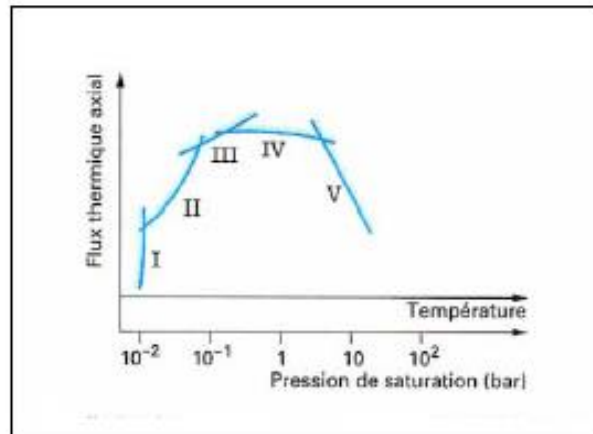


Figure (1-5) : Limites De Fonctionnement Des Caloduc

I limite visqueuse

IV limite capillaire

II limite sonique

V limite d'ébullition

III limite d'entraînement

I-4-2. Limite sonique

La limite sonique apparaît également lorsque la pression de vapeur dans le caloduc est très faible, mais elle a son origine dans la chute de pression inertielle (et non visqueuse comme précédemment) consécutive à l'écoulement de la vapeur dans le caloduc. En effet, la très faible densité de la vapeur due à la faible pression dans le caloduc (quelques millibars) conduit à des vitesses de vapeur proches de la vitesse sonique même pour des débits -masses peu élevés. Un caloduc, du fait de l'accélération de la vapeur dans l'évaporateur (addition de vapeur) et de la décélération de la vapeur dans le condenseur (condensation de vapeur), se comporte comme une tuyère de Laval. La vitesse sonique, atteinte à la sortie de l'évaporateur assimilée au col de la tuyère, règle la valeur du flux limite qui peut se calculer à l'aide de la relation :

$$Q = 0474 A_v L_v (\rho_v p_v)^{1/2} \quad (1-4)$$

Ce phénomène s'accompagne d'un gradient de pression (et donc de température) élevée dans l'évaporateur et d'un recouvrement partiel de pression dans le condenseur, après l'établissement d'une onde de choc.

Pour éviter de bloquer le caloduc (ce qui pourrait conduire à une surchauffe importante avec détériorations), il faut veiller à ce que le flux thermique extrait reste faible jusqu'à ce que le caloduc ait atteint sa température normale de fonctionnement.

I-4-3. Limite d'entraînement

La limite d'entraînement provient du fait que, dans un caloduc, la vapeur et le liquide circulent à contre-courant sans séparation physique complète. Il en résulte que, lorsque la vitesse de la vapeur devient élevée, elle tend à former des sortes de vagues sur la surface du liquide située directement à son contact, c'est-à-dire sur la surface intérieure du réseau capillaire. Lorsque ce phénomène s'amplifie, des gouttelettes de liquide sont arrachées par la vapeur et le phénomène peut devenir tel que l'écoulement liquide se trouve totalement interrompu, bloquant ainsi le fonctionnement du caloduc.

L'approche de cette limite est, en général, accompagnée d'instabilités dans le fonctionnement du caloduc et de bruits périodiques dus au choc des gouttes de liquide arrachées contre l'extrémité du condenseur. La valeur de la limite d'entraînement dépend beaucoup de la surface de contact entre le liquide et la vapeur, donc de la nature du réseau capillaire.

Elle est élevée avec des réseaux capillaires du type toile métallique qui séparent bien liquide et vapeur ; elle est plus faible avec les rainures. La limite d'entraînement peut être déterminée à l'aide de la relation :

$$Q = A_v L_v (\sigma \rho_v / z)^{1/2} \quad (1-5)$$

avec Z paramètre caractéristique du réseau capillaire que l'on peut, en première approximation, prendre égal au diamètre hydraulique des pores.

Pour un réseau capillaire composé de toiles métalliques, z sera égal au vide de maille (espacement entre les fils du tissage).

Pour un réseau capillaire à rainures axiales, z sera égal à deux fois la largeur d'une rainure. Pour plus de précisions sur la théorie de la limite d'entraînement, on pourra consulter le travail de Tien et Chung

I-4-4. Limite capillaire

La limite capillaire, au sens où nous l'entendons dans ce paragraphe, ne concerne que les caloducs pour lesquels la pression motrice, permettant au condensat de retourner jusqu'à l'évaporateur, a pour origine principale les forces capillaires. Cela concerne, bien entendu, les caloducs fonctionnant en apesanteur (applications spatiales), mais aussi les caloducs fonctionnant sous gravité en position horizontale, en position inclinée contre la gravité (évaporateur plus haut que le condenseur) ou en position faiblement inclinée dans le sens de la gravité (évaporateur plus bas que le condenseur), la pression hydrostatique correspondant au dénivelé évaporateur/condenseur restant faible devant la pression capillaire. Dans le cas contraire, on a affaire à un caloduc assisté par gravité

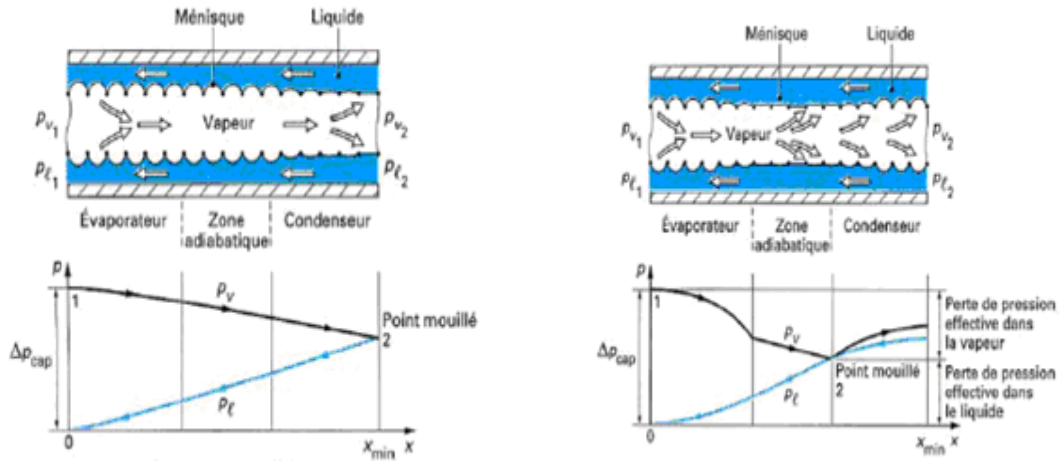
Lorsque le caloduc fonctionne, l'écoulement de la vapeur de l'évaporateur jusqu'au condenseur s'accompagne d'une légère chute de pression Δp_v (perte de charge vapeur). De même, le retour du liquide du condenseur à l'évaporateur à travers le réseau capillaire s'accompagne d'une chute de pression (perte de charge liquide). Pour que le caloduc puisse continuer de fonctionner, il faut que ces chutes de pression soient compensées par la pression motrice capillaire Δp_{cap} (figure 1-6).

Démontrons cette proposition en écrivant que la somme des pressions de la vapeur et du liquide, le long du caloduc, est nulle en régime permanent

:

$$[p_{v1} - p_{v2}] + [p_{\ell 2} - p_{\ell 1}] = [p_{v1} - p_{\ell 1}] - [p_{v2} - p_{\ell 2}] \quad (1-6)$$

où les termes du membre de gauche représentent respectivement la perte de pression de la vapeur et la perte de pression du liquide



a- caloduc travaillant à faible flux b- caloduc travaillant à fort flux (Limite capillaire)

Figure 1-6— Diagramme des pressions vapeur et liquide dans un caloduc

Et les termes de droite l'écart de pression à l'interface entre le liquide et la vapeur, au point 1, au début de l'évaporateur, et au point 2, appelé encore *point mouillé* puisque l'interface y est plane il vient :

$$\Delta p_v + \Delta p_\ell = \sigma \left(\frac{1}{\mathfrak{R}_1} + \frac{1}{\mathfrak{R}_2} \right)_{x=0} \quad (1-7)$$

I-4-5. Limite d'ébullition

La limite d'ébullition a pour origine la naissance de bulles de vapeur au sein du réseau capillaire lorsque la densité de flux thermique radial à l'évaporateur devient trop importante. Ces bulles empêchent une irrigation correcte du capillaire par le liquide et créent des points chauds qui peuvent conduire, dans certains cas, à la destruction du caloduc par fusion locale du tube. On considère donc généralement que la limite d'ébullition est atteinte dès que les conditions de formation de bulles de vapeur dans le capillaire sont réunies. Pour qu'il y ait formation d'une bulle de vapeur, on doit supposer la présence de noyaux de nucléation de rayon r , ce qui correspond à une surpression dans la bulle naissante :

$$\Delta p = \frac{2\sigma}{r_n} = p_b - p_\ell \quad (1-8)$$

Avec p_b pression dans la bulle de vapeur.

1-5-Différents types de caloducs

I- 5-1 Caloducs spéciaux

De nombreux types de caloducs dérivant des caloducs classiques décrits précédemment ou reposant sur des principes nettement différents ont déjà été expérimentés Citons notamment les caloducs

qui se caractérisent par :

— la nature et la géométrie de leur enveloppe : caloducs plats, plans ou flexibles, coudés, ou caloducs avec soufflets de dilatation, caloducs annulaires, etc. (figure1-7) ;

— la nature du phénomène assurant le retour du condensat : caloducs osmotiques (utilisant le phénomène d'osmose), caloducs électrodynamiques (utilisant un champ électrostatique), thermosiphon

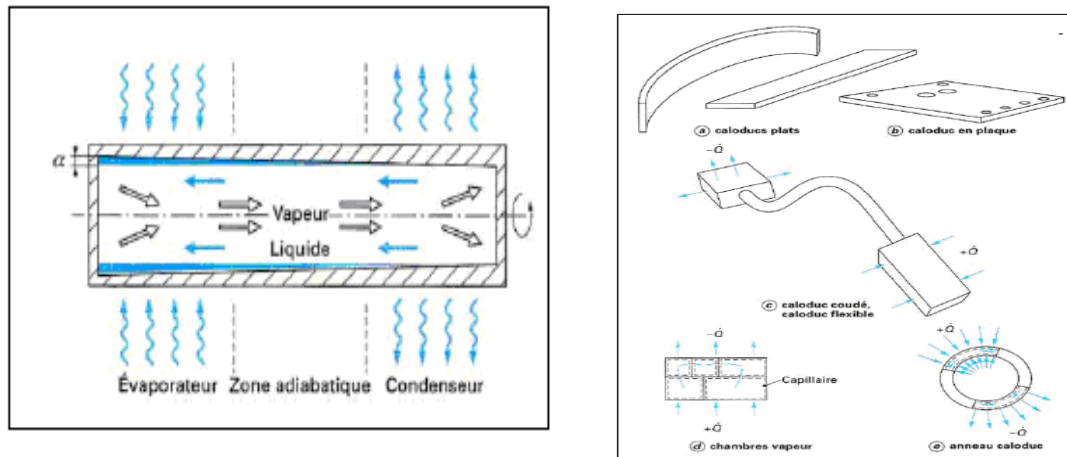
antigravité (utilisant une pompe à vapeur avec chauffage auxiliaire), caloducs tournants (le retour des condensats est assuré non par les forces capillaires, mais par la force centrifuge grâce une légère conicité, ou à un rainurage hélicoïdal de la surface intérieure (figure1-8)

I-5-2 Caloducs à conductance variable

Nous avons signalé que, lorsqu'un caloduc fonctionne, sa conductance thermique est très grande. Par contre, si pour une raison quelconque la circulation du fluide interne est interrompue, le caloduc ne transmet plus la chaleur que par conduction et sa conductance devient extrêmement faible. Il est possible d'utiliser ce phénomène en bloquant ou en débloquent la circulation du liquide ou la circulation de la vapeur à l'aide d'un dispositif interne commandé de l'extérieur du caloduc. On obtient ainsi un véritable interrupteur thermique

Certains caloducs, tels que les caloducs assistés par gravité ou les thermosiphons, ne peuvent fonctionner que dans un sens (évaporateur vers le bas) ; ils se comportent donc comme des Diodes thermiques

. Ils peuvent aussi se comporter comme des interrupteurs thermiques si on les monte sur un support permettant de les faire basculer autour de la position horizontale (procédé utilisé dans certains échangeurs à caloducs). Il existe enfin un type de caloduc à conductance variable très intéressant dans lequel la conductance peut varier de manière continue et progressive (au contraire des systèmes précédents) ; il s'agit des caloducs à conductance variable à gaz incondensable



Figure(1-7) Différents types de caloducs

Figure(1-8)– Caloduc tournant avec retour des condensats

* Caloducs à conductance variable à gaz incondensable

Le caloduc est mis en communication avec un réservoir contenant un gaz incondensable (figure1-9). Ce réservoir doit, soit être maintenu à pression constante à l'aide d'une régulation de pression(*régulation active*), soit posséder un volume grand devant le volume du condenseur du caloduc (rapport minimal des volumes : 4 à 5), de manière que sa pression reste quasi constante lorsqu'il est maintenu à température constante (*régulation passive* par un puits froid).

Lorsqu'un tel caloduc fonctionne, la vapeur du fluide caloduc repousse le gaz incondensable vers l'extrémité du caloduc et une frontière assez franche s'établit en un certain point du condenseur entre la vapeur et le gaz. La partie du condenseur baignée par la vapeur échange de la chaleur avec le milieu ambiant comme dans un caloduc normal, tandis que la partie emplie de gaz n'en échange pas et se trouve quasiment à la température ambiante. La pression du gaz étant maintenue constante par régulation active ou passive, la pression de la vapeur sera aussi maintenue constante et, comme cette vapeur est saturante, la température du caloduc sera constante quel que soit le flux thermique transféré par le caloduc.

Ainsi, lorsque le flux augmente, la vapeur repousse le gaz et augmente la zone active du condenseur ; cela augmente la conductance du caloduc, ce qui permet de maintenir sa température constante. Au contraire, si le flux diminue, la zone active du condenseur diminue, sa conductance également, ce qui maintient encore la température au même niveau.

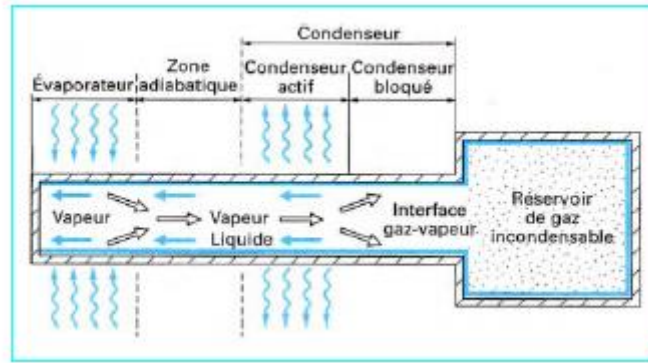


Figure (1-9)– Caloduc à conductance variable à gaz incondensable

Un tel caloduc adapte donc automatiquement sa conductance au flux qui le traverse de manière à conserver une *température constante*. Cette température est déterminée par la pression du gaz dans le réservoir, c'est-à-dire par le nombre de moles de gaz introduites et par la température du réservoir.

-Calcul du caloduc

Étudié en détail, il est assez complexe. Nous nous bornerons ici à la formulation approximative du nombre de moles n de gaz à introduire dans un réservoir de volume V_0 (dans le cas d'une régulation passive) à la température T_0 pour obtenir un fonctionnement du caloduc à la température T . Pour cela, nous écrivons que la pression dans le réservoir est égale à la pression dans la partie active du caloduc.

Celle-ci n'est autre que la pression de saturation p_{sat} du fluide caloduc à la température de fonctionnement T , tandis que la pression dans le réservoir est la somme de la pression partielle du gaz P_g et de la pression de saturation du fluide à la température T_0 du réservoir, en supposant ici qu l'intérieur du réservoir est également tapissé par le capillaire, ce qui correspond au cas le plus courant.

On a donc :

$$p_{sat}(T) = p_g + p_{sat}(T_0) \quad (1-9)$$

Et, si l'on assimile le gaz du réservoir à un gaz parfait, on a :

$$p_g = nRT_0 / V \quad (1-10)$$

Avec R constante molaire des gaz,

V volume occupé par le gaz, soit la somme du volume du réservoir V_0 et du volume de la partie inactive du

condenseur V_{ci} : $V = V_0 + V_{ci}$

De ces trois relations, on déduit le nombre de moles n de gaz à introduire dans le réservoir pour avoir un fonctionnement à la température T :

$$n = \frac{p_{sat}(T) - p_{sat}(T_0)}{RT_0} (v_0 + v_{ci}) \quad (1-11)$$

I-5-3 Microcaloducs

La définition de microcaloduc s'applique à des dispositifs dont le diamètre hydraulique est du même ordre de grandeur que le rayon de l'interface liquide- vapeur.

Le principe de fonctionnement et la modélisation des microcaloducs sont essentiellement les mêmes que ceux des caloducs conventionnels tant que les diamètres hydrauliques sont supérieurs à 50 μ m. En remarquant, cependant, qu'il faut tenir compte de la variation du rayon de courbure de l'interface liquide –vapeur avec la cote axiale x soit d'après :

$$\frac{d}{dx}(p_v - p_\ell) = \frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma}{\mathcal{R}}\right) \quad (1-12)$$

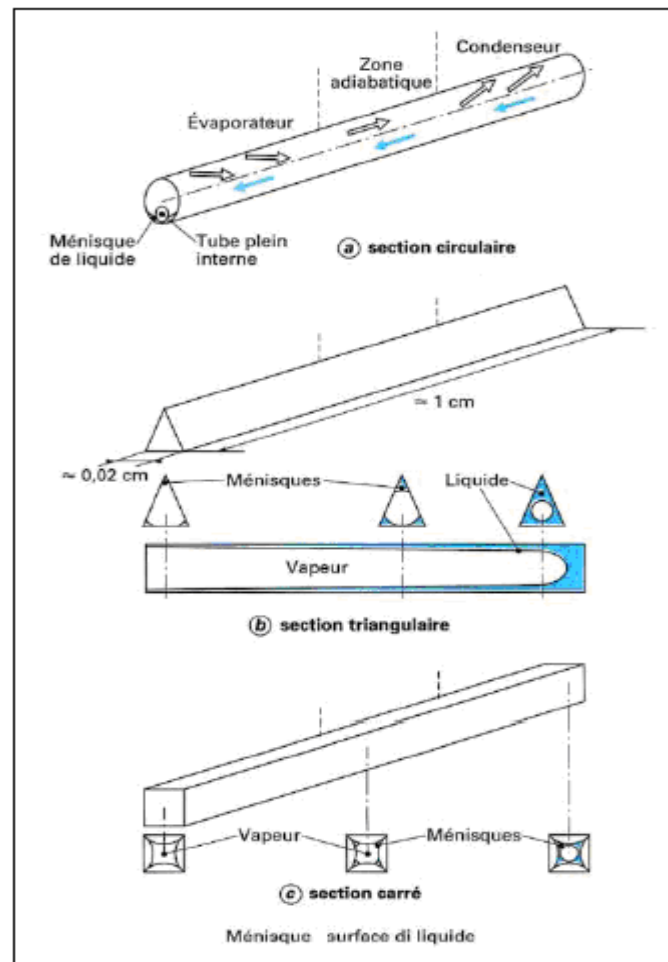


Figure (1-10)– Schémas de microcaloducs

I-5-4 Boucle à pompage capillaire

La boucle à pompage capillaire CPL (*Capillary Pumped Loop*) est surtout utilisée pour les applications spatiales. Le principe de fonctionnement est le même que celui des caloducs, mais, comme son nom l'indique, les chemins de la vapeur et du liquide sont découplés (figure 1-11).

La pression capillaire se développe à la périphérie du réseau capillaire soumis au flux de chaleur. La difficulté de mise en œuvre consiste à bien gérer l'apport de chaleur et l'évacuation de la vapeur dans cette zone. La température d'évaporation est imposée par la pressurisation du circuit à une valeur donnée. Des puissances, jusqu'à 10 kW, sont obtenues sur des distances supérieures à 10 m avec les CFC (chlorofluorocarbones), d'après SABCA SA ; avec du sodium à 1 000 K, Thermacore Inc. annonce des puissances de 5 à 20 kW pour une densité de flux à l'évaporateur de 70 W/cm².

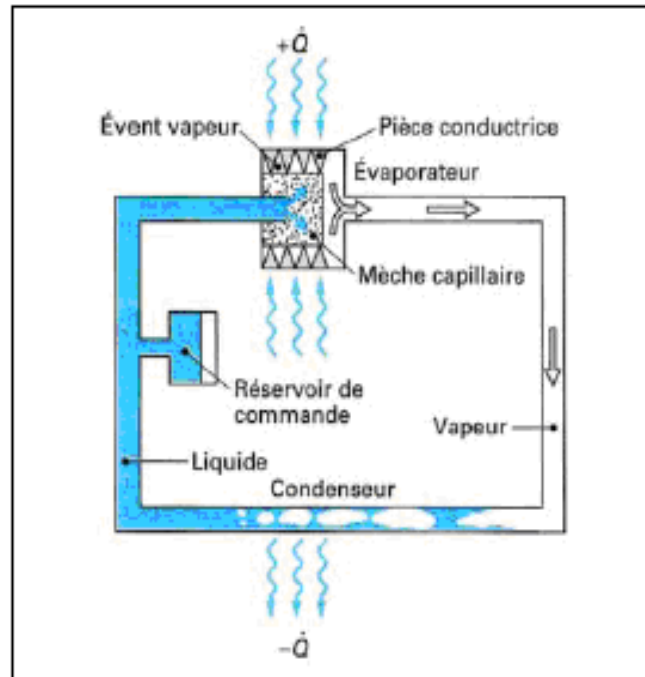


Figure (1-11)– Principe d'une boucle à pompage capillaire

I-5--5 Caloduc pulsé

Ce type de caloduc est relativement nouveau, il s'apparente un peu à une boucle capillaire puisqu'il réalise un écoulement de liquide et de vapeur sous forme de bouchons dans un tube capillaire. La condition d'un écoulement bouchon est que le diamètre du tube vérifie :

$$d_{\max} \prec 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g p_{\ell}}} \quad (1-13)$$

Le tube constituant plusieurs boucles continues (figure1-12), couple une zone d'évaporation et une zone de condensation. La chaleur est transférée par les oscillations du fluide de travail selon la direction axiale ces oscillations étant créées par de rapides fluctuations de pression dues à la génération de bulles de vapeur dans la zone d'évaporation et à leur collapse dans la zone de condensation. Le fonctionnement est omnidirectionnel

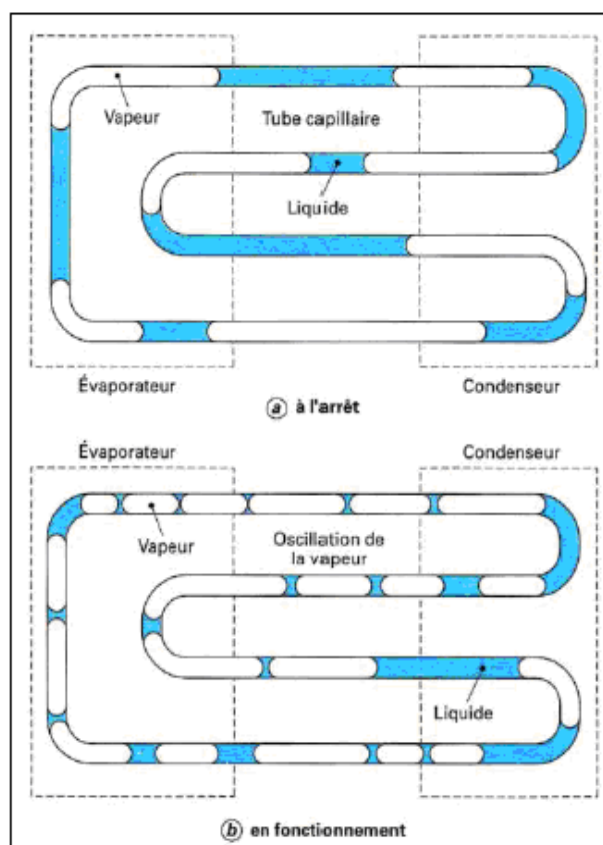


Figure (1-12) – Principe de fonctionnement d'un caloducs pulsé

I-6 Conclusion

Les caloducs sont actuellement très utilisés, notamment pour le refroidissement des microprocesseurs d'ordinateurs portables. Ils ne sont néanmoins pas encore optimisés au niveau de l'intégration. L'utilisation du silicium paraît très intéressante pour de telles applications car les performances thermiques des caloducs réalisés avec ce matériau sont assez importantes. En effet, nous avons pu constater que des puissances de fonctionnement de plusieurs dizaines de watts étaient possibles. Une production de masse peut même être envisagée car les techniques de réalisation sont empruntées à la microélectronique. À l'heure actuelle, ce genre de caloduc est très séduisant pour le refroidissement de l'électronique dans les domaines de pointe que sont le spatial et l'avionique pour lesquels les critères de masse et de volume sont primordiaux..

Chapitre II Techniques de refroidissement par thermosiphon.

2-1 Généralités

Au cours des années, des recherches considérables ont été réalisées dans l'application des techniques de refroidissement par air pour extraire les flux de chaleur élevés. Bien que le refroidissement par air continu à être la méthode la plus largement utilisée pour refroidir les composants électroniques, il a été reconnu depuis longtemps que les hauts flux de chaleur peuvent être accommodés à travers l'usage des techniques de refroidissement par thermosiphon, où les composants électroniques sont immergés dans des liquides inertes avec ou sans changement de phase.

Lorsqu'un caloduc est suffisamment incliné par rapport à l'horizontale et que son évaporateur est situé plus bas que son condenseur, les forces de gravité deviennent suffisantes pour ramener les condensats vers l'évaporateur, le pompage capillaire n'est donc plus nécessaire et la fonction principale du réseau capillaire disparaît, bien qu'il continue de remplir d'autres fonctions.

Le capillaire assure, en effet, une bonne répartition du liquide le long de la paroi de l'évaporateur et une évaporation régulière évitant les instabilités dues au retard à l'ébullition. De plus, il limite notablement la surface de contact entre les écoulements liquide et vapeur, ce qui augmente considérablement la limite d'entraînement.

Cependant, le capillaire présente l'inconvénient d'augmenter en général le coût du caloduc sans pour autant être absolument indispensable à son fonctionnement. C'est pourquoi, dans les applications industrielles utilisant des caloducs assistés par gravité, on rencontre soit des caloducs avec capillaires de type rainuré, soit des thermosiphons.

Les caloducs à réseaux capillaires rainurés sont constitués par des tubes comportant de fines rainures intérieures. Ces tubes sont réalisés industriellement à des coûts assez faibles, et ils présentent l'avantage d'avoir des coefficients d'échange interne exceptionnellement bons. Les caloducs sans réseaux capillaires ou bien les thermosiphons sont utilisés dans la grande majorité des cas où le tube enveloppe doit être en acier, car on a alors le meilleur compromis coût performance.

2-2 Historique

George M. Grover a construit le premier caloduc en 1963. Grove a cru qu'un appareil semblable a on prototype ait été breveté en 1935 par les Général Motos. Les caloducs était la plupart du temps une tentative pour accommoder les hauts flux de chaleur rencontrés dans les différentes applications du domaine industriel ainsi que celui de la recherche. Au cours des années 60, plusieurs laboratoires de recherche ont commencé à étudier sérieusement l'avantage des caloducs pour des applications de refroidissement dans les domaines de l'électronique, la télécommunication, l'aérospatial et la climatisation. Les états unis d'Amérique ainsi que des payés européens comme la Belgique et la France étaient les premiers payés qui ont appliqué les caloducs comme des systèmes performants et fiables dans le domaine de refroidissement. Ces systèmes ont été commercialement disponibles depuis le début des années 1970. Bien qu'ait utilisé largement sur les satellites depuis ce temps, l'application des caloducs dans le domaine de refroidissement des composants électronique était retardé à cause de la complexité des systèmes électroniques. Tengblad et Palm (1996) ont testé plusieurs prototypes de thermosiphons à simples et multiples évaporateurs. Ramaswamy et autres. (2000) ont étudié les effets combinés de la pression et du sous-refroidissement sur la performance d'un thermosiphon à deux chambres avec des flux de chaleur en croissance progressive. Lang et autres (2001) ont étudié les effets de points de localisation du condenseur sur la performance d'un thermosiphon à deux phases dans un espace confiné. Garner et autres (2001) présentaient en détail les différentes applications des thermosiphons à boucle pour des besoin de refroidissement des circuits électroniques de hautes puissances.

Récemment, Webb et autres. (2001) ont présenté un système capable à dissiper 100 W d'un seul système CPU. Aniruddha Pal (2002) ont montré l'importance du thermosiphon comme un système de refroidissement fiable soit en terme de flexibilité ou en terme de la performance d'accommoder de hauts flux de chaleur, cette dernière recherche décrit la conception et la construction d'un thermosiphon compact à deux phases pour le refroidissement d'un micro-ordinateur Hewlett Packard Vectra VL800 avec un taux de dissipation thermique au voisinage de 80 W.

2-3 Influence de la gravité sur le fonctionnement d'un caloduc

Dans un caloduc le transport de chaleur se fait par déplacement d'un fluide. La gravité intervient dans le mouvement du fluide à l'intérieur du caloduc, et donc influence le transfert thermique. La gravité aura une influence négligeable sur un caloduc placé horizontalement. Par contre, si le condenseur du caloduc est situé à une altitude supérieure de l'évaporateur, le retour du condensat sera favorisé et la puissance transportée par le caloduc va augmenter.

Inversement, un retour de liquide à l'évaporateur contre la gravité va freiner considérablement le débit de fluide et réduire la puissance transportée par le caloduc à une valeur pratiquement nulle. Il faut donc veiller à installer les caloducs avec le condenseur plus haut ou à la même hauteur que l'évaporateur.

Cette influence de la gravité est très importante et peut même être utilisée dans certains cas pour transformer le caloduc en diode thermique avec une conductibilité thermique orientée dans un seul sens.

2-4 Avantages d'utilisation des thermosiphons

L'utilisation des thermosiphons comme des systèmes de refroidissement connaissent de plus en plus d'applications au sein de nombreux domaines industriels, tels que : l'aérospatiale, la climatisation, l'électronique, la microélectronique, la télécommunication et autres. Parmi les avantages de ces systèmes souples, on cite que :

1. Le thermosiphon est un dispositif passif de transfert thermique qui n'a aucune pièce mécanique, ce qui réduit de manière significative ses pertes mécaniques et thermiques et augmente en conséquence sa fiabilité et sa rentabilité.

2. Aucune énergie n'est ajoutée pour circuler le fluide et pour transférer la chaleur au condenseur par la vertu d'une pompe.

3. Ce système a une capacité élevée de dégagement de chaleur pouvant aller jusqu'à 200 W/m² en comparaison avec les dissipateurs thermiques les plus performants travaillant en convection libre et forcée.

4. Le thermosiphon possède une très grande flexibilité aux niveaux de sa conception et de son intégration.

5. Son fonctionnement silencieux est assuré par le remplacement du ventilateur, ce qui réduit énormément le bruit au sein de ces systèmes passifs. Cet avantage permet aux industriels de le sélectionner comme le système de refroidissement le plus performant pour le troisième millénaire.

6. L'utilisation de ce système passif permet d'éliminer l'air préchauffé produit à l'intérieur du milieu à refroidir par les ventilateurs puisque la chaleur enlevée au milieu sera transférée au condenseur.

7. Il est estimé que le coût de production en grandes quantités de ces systèmes de refroidissement pour les PC VL800 est presque du même coût que l'utilisation des dissipateurs thermiques.

2-5 Description d'un thermosiphon à boucle

Parmi les techniques de refroidissement des composants électroniques, le refroidissement par les thermosiphons à boucle (assisté par gravité) ; consiste à immerger le composant électronique (microprocesseur, diode, circuit intégré,...ect) dans un liquide diélectrique inerte, le tout est maintenu dans une cuve close qui joue le rôle d'un évaporateur.

Les thermosiphons à boucle généralement peuvent transporter la chaleur avec des débits conventionnels plus élevés comparés aux caloducs, puisqu'il n'y a aucune résistance hydraulique élevée dans LTS pour le renvoi du liquide à l'évaporateur.

Cependant les LTS sont limités par gravité pour faciliter l'état de retour du liquide. On appelle un thermosiphon tout caloduc à la position est inclinée par rapport à l'horizontal et qui possède son évaporateur à une position située plus bas que son condenseur. Voir le schéma ci-dessous :

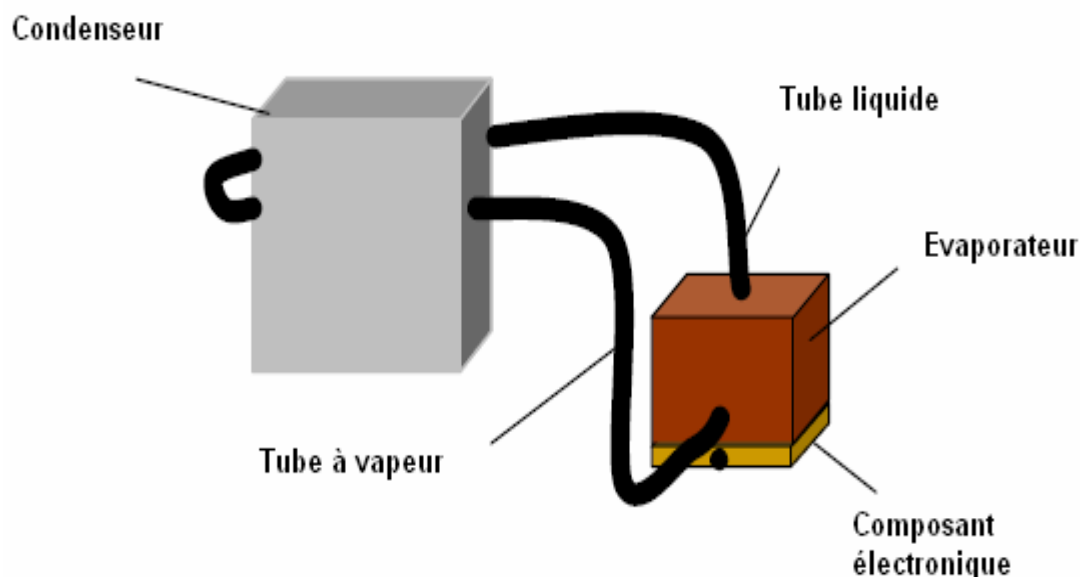


Figure 2.1 : Schéma général d'un thermosiphon à boucle

Un thermosiphon à boucle est une boucle passive biphasée qui utilise en fonctionnement un liquide, pour le refroidissement direct et indirect. Le thermosiphon à boucle (voir figure 2) comprend une chambre d'évaporation, un tube de sortie de vapeur, sortant au-dessus de la chambre de l'évaporateur, et un tube reliant la sortie du condenseur à l'admission de l'évaporateur. La chambre de l'évaporateur loge une structure d'ébullition de perfectionnement soudé à la surface intérieure du fond de l'évaporateur. C'est une boucle bloquée avec l'eau à pression réduite ou un semblable liquide diélectrique à FC72 ou à PF5060 en tant que fluide de fonctionnement.

2-6 Principe de fonctionnement

Lorsque la température du composant électronique augmente et atteint la température d'ébullition du liquide de refroidissement, ce dernier commence à s'évaporer, la vapeur produite quitte la cuve à travers un tube vers le condenseur, la vapeur qui s'écoule à travers le tube du condenseur est refroidie généralement par un fluide extérieur comme l'air ou bien par l'eau ...etc., (suivant le type de condenseur utilisé), pour être transformé en liquide.

Une fois ce changement est accompli le liquide produit s'écoule à une autre conduite vers l'évaporateur sous l'effet de la gravité.

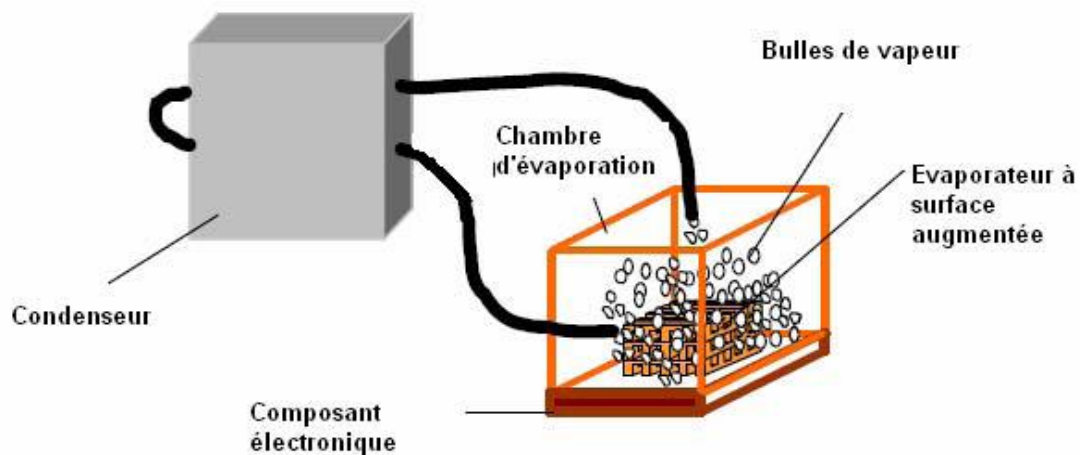


Figure2-2 : Thermosiphon à boucle

2-7 Le condenseur

L'amélioration des processus des transferts thermique au sein du système de refroidissement par thermosiphon à boucle est assurée en grande partie par l'intensification des échanges thermique au sien du condenseur (voir figure2-3).

Le condenseur c'est un équipement qui sert à récupérer les molécules lourdes en utilisant un fluide frigorigène est suivant ce dernier dépend la nature de produit obtenue finalement, et

par autre façon le condenseur est un outil de changement de chaleur entre deux phase différent, en direction contre courant. Le condenseur est la partie la plus essentielle dans une boucle thermosiphon. Pour assurer une condensation rapide dans ce processus il faut choisir un condenseur selon le besoin.

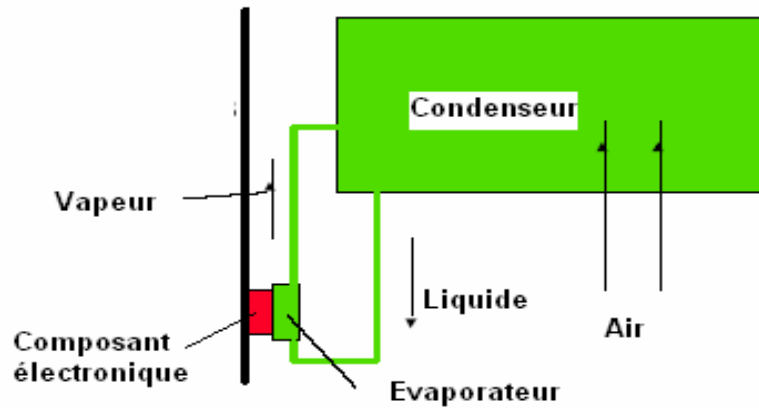


Figure 2-3 : Schéma général d'un condenseur.

Parmi les condenseurs utilisés dans les thermosiphons à boucle, figurent :

a) condensateur à tubes verticaux incorporés entre deux plaques froides

Ce type de condenseur composé de plusieurs tubes lisses en cuivre en disposition verticale de diamètre 9 millimètres et incorporés entre deux plaques planes d'aluminium d'épaisseur 18 millimètres (Voir figure 4). Ce condenseur est liée à l'évaporateur par deux tubes en cuivre, un pour la vapeur jouant le rôle d'un collecteur de fluide attaché par le haut aux tubes verticaux, composant un ensemble de tube soudé sur deux plaques d'aluminium, ces plaques sont disposées verticalement pour augmenter la surface d'échange par convection entre le condenseur et l'air ambiant. Le système de tube et liée en bas par un autre tube horizontal pour la récupération du condensât. Enfin un tube vertical est liée au collecteur liquide pour l'attacher à l'évaporateur.

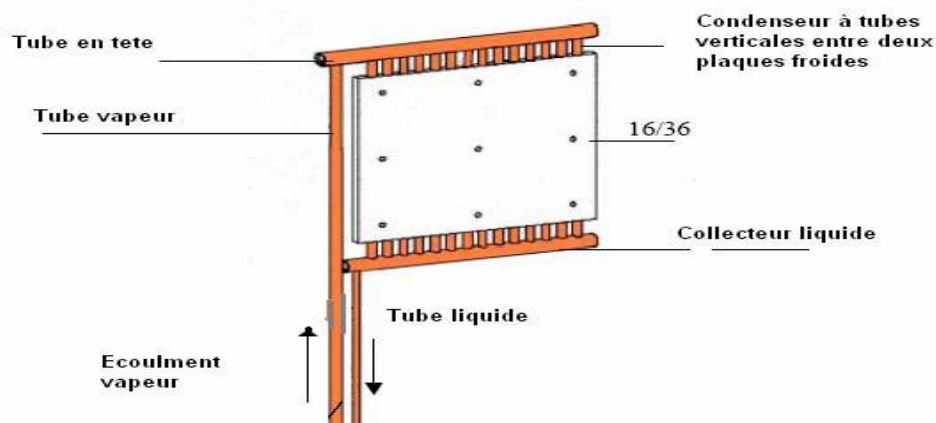


Figure 2-4 : Condensateur à tubes Verticaux incorporé
entre deux plaques froides

b) Condenseur à plaques minces

Ce type de condenseur est composé d'un tube en serpentin à plusieurs passes selon le besoin, muni d'ailettes sous forme de plaques minces dont les dimensions et le nombre sont déterminés selon une étude de dimensionnement détaillée. Le tube est généralement en cuivre pour supporté les charges thermiques de la vapeur en régime du surchauffe produite par l'évaporateur ainsi que du liquide produit après la condensation en régime du sous refroidissement. Les plaques minces sont en aluminium pour intensifier les échanges thermiques entre le fluide et l'air ambiant.

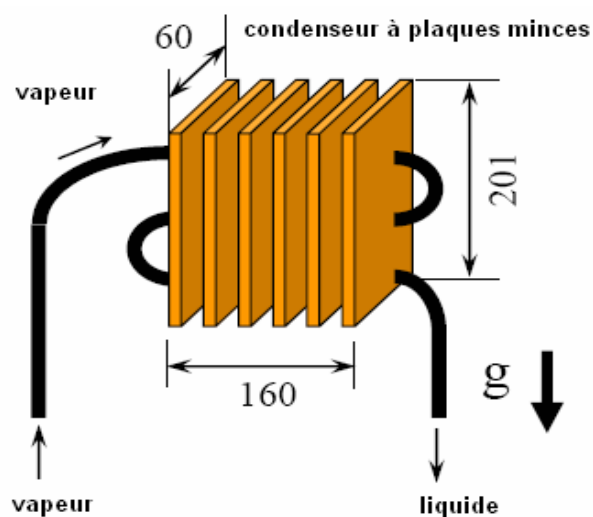


Figure 2-5 : Condenseur à plaques mince

c) Condenseur à tubes ailettes

Dans le refroidissement par immersion des équipements électroniques en utilisant les échangeurs thermiques à tubes en micro-ailettes intérieures, le fluide frigorigène peut suivre trois régimes différents, régime de désurchauffe, régime de changement de phase vapeur-liquide et le régime de sous refroidissement. Le fluide frigorigène entre dans le serpentin du condenseur à l'état de vapeur surchauffée. Premièrement il suit un processus de désurchauffe amenant son état à l'état de la vapeur saturée, ensuite le fluide commence la condensation dans le tube, dépendant de la longueur disponible, le fluide peut être saturé ou sous refroidie à la sortie du condenseur.

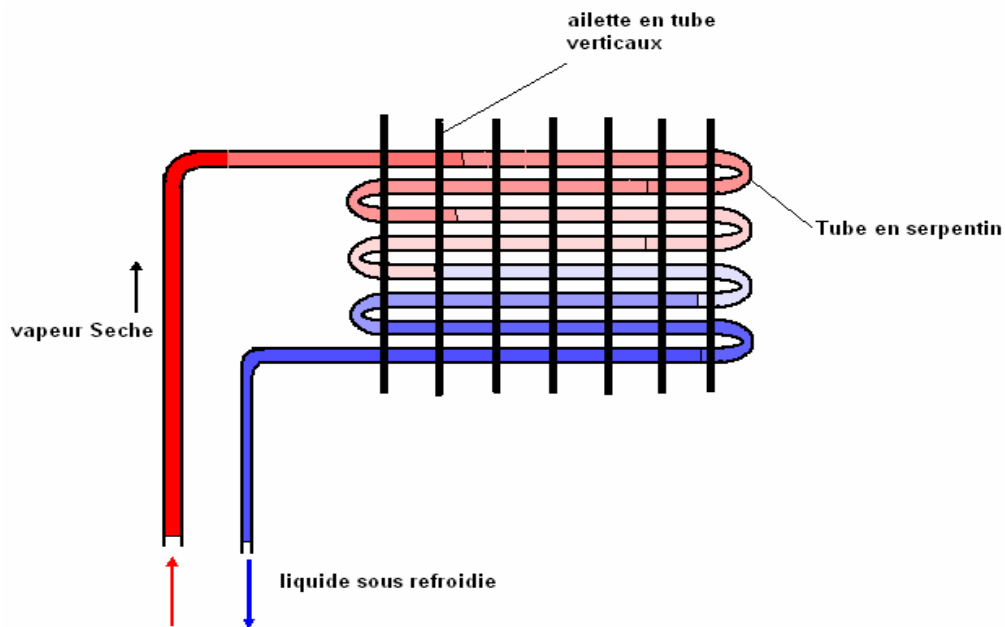


Figure 2-6 : Condenseur à tube ailettes

2-8- L'évaporateur

Au sein du thermosiphon, le composant qui assure le refroidissement en permanence du composant électronique est l'évaporateur, qui se présente sous la forme d'une cuve contenant le composant électronique à refroidir et une quantité suffisante d'un liquide de refroidissement spéciale. Au cours du fonctionnement du composant, sa température augmente et le flux de chaleur dissipé par effet Joule croît, le liquide de refroidissement absorbe cette puissance thermique et il s'échauffe par conséquent, jusqu'à ce que sa température atteigne sa température d'ébullition, à ce moment commence le phénomène d'ébullition et le changement de la phase liquide en vapeur sous une pression proche de la pression atmosphérique. Afin de favoriser l'arrachement des bulles vapeur au contact direct

du composant chauffé, il est recommandé de couvrir ce dernier par une structure en micro-cannal fabriquée par un matériau spécial. La vapeur quitte ensuite la cuve de l'évaporateur à travers un tube vers le condenseur.

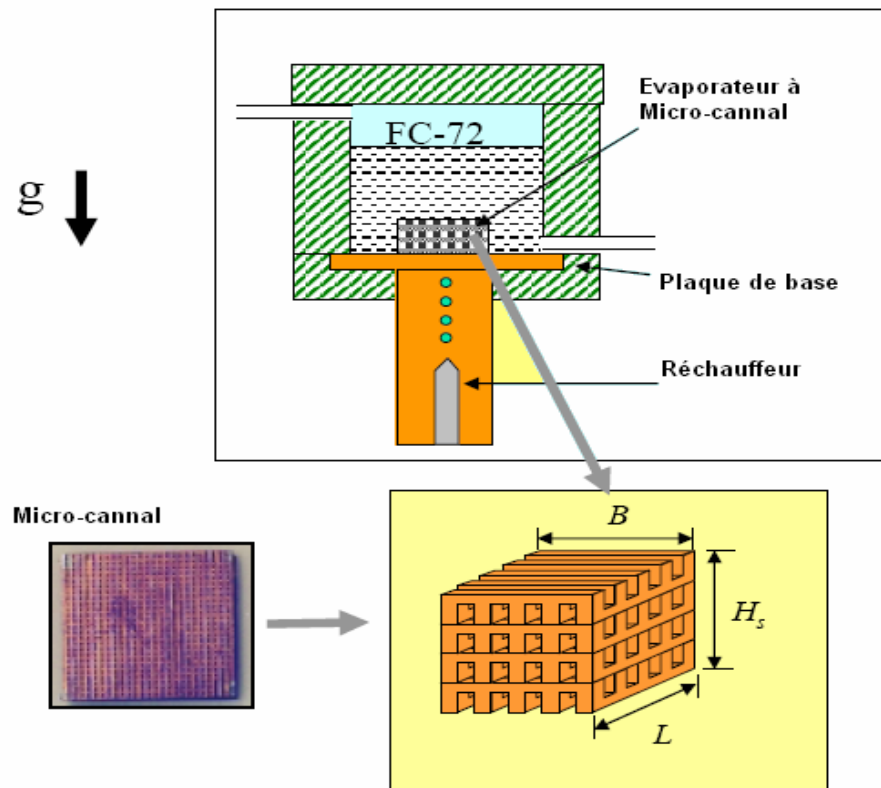


Figure 2-7 : Une vue détaillée d'un évaporateur de fluide FC-72

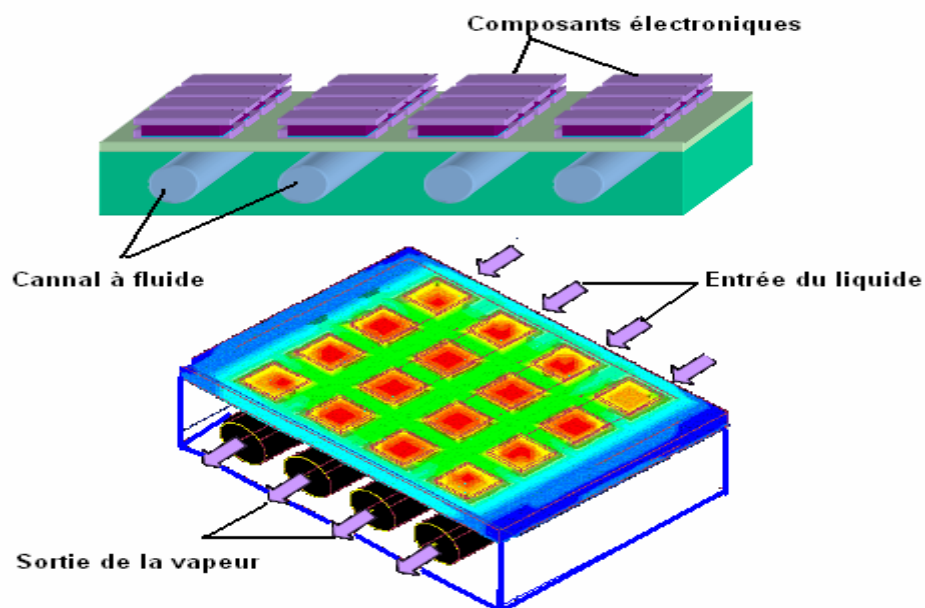


Figure2-8 : Evaporateur à Micro-cannal

2-9 Les liquides de refroidissement

Le choix du fluide de refroidissement est la première étape dans la détermination d'un type de thermosiphon adapté à une application donnée. Ce choix est, en effet déterminé d'abord par la gamme de température de travail de thermosiphon et en suite par le niveau des performances souhaitées.

La pression de vapeur saturante du fluide choisi, dans le domaine de température de fonctionnement, ne doit être ni trop faible ni trop élevée. Typiquement, on prendra une pression minimale de l'ordre de 5 kPa au-dessous de laquelle la limite sonique devient prépondérante et une pression maximale de l'ordre de 2 MPa au-delà de laquelle des problèmes de résistance mécanique de l'enveloppe peuvent se poser : on se limitera d'ailleurs à des pressions nettement plus faibles aux températures élevées (au-delà de 600 °C environ).

Il existe plusieurs fluides possibles dans le domaine d'application de température requise, on affinera le choix en fonction des performances souhaitées et du coût (coût du fluide proprement dit et surtout coût de sa mise en oeuvre).

2-9-1 Les fluides frigorigènes

Le choix d'un fluide frigorigène est justifié par un nombre de considérations : compatibilité chimique : Le fluide frigorigène doit être chimiquement inerte, et ne réagit pas avec le composant électronique, ni avec le matériel associé.

Caractéristiques thermiques :

- * Le fluide doit montrer une conductivité thermique élevée.
- * Faibles variations de températures
- * Densité élevée.

Parmi les fluides frigorigènes les plus largement utilisés, figurent les chloro-fluorocarbones CFC, mais pour leur toxicité et leur degré de pollution de la couche d'ozone, ce type de fluide est abandonné et remplacé par les FC ou les HFC : (FC-5312, FC-70, FC-43, FC-5320, FC-40, FC-3283, FC-75, FC-104, FC-77, FC-84, FC-72, FC-87). Les liquides utilisés dans les thermosiphons à boucle (FC-72, PF5060....etc.) sont thermiquement et chimiquement stables, et compatibles avec les matériaux sensibles.

Le liquide (FC-72) est complètement stable et isolant électriquement, Le point d'ébullition final de ce fluide est déterminé pendant sa fabrication. il est disponible avec un point d'ébullition qui s'étend de 30°C à 215°C et vis versa.

Le FC-72 est un liquide clair sans couleur, inflammable, pratiquement non toxique et ne laisse essentiellement aucun résidu au cours de son évaporation.

PROPRIETE	FC-87	FC-72	FC-77	H2O
Point d'ébullition à p=1 Atm(°C)	30	56	97	100
Densité x 10 ⁻³ (kg/m ³)	1.633	1.680	1.780	0.997
Chaleur Spécifique x 10 ⁻³ (w-s/kg-K)	1.088	1.088	1.172	4.179
Conductivité thermique (w/m-K)	0.0551	0.0545	0.057	0.613
Viscosité dynamique x10 ⁴ (kg/m-s)	4.20	4.50	4.50	8.55
Chaleur latente d'évaporation x10 ⁴ (w-s/kg)	8.79	8.79	8.37	243.8
Tension de surface x10 ³ (N/m)	8.90	8.50	8.00	58.9
Coefficient Expansion thermique x 10 ³ (K ⁻¹)	1.60	1.60	1.40	0.20
Constante Diélectrique	1.71	1.72	1.75	78.0

Tableau 2-1 : Comparaison des propriétés thermo physiques de certains Fluorocarbones et de l'eau

2-10 Limites de fonctionnement des thermosiphons

La principale limite de fonctionnement des thermosiphons est la limite d'entraînement analogue à celle rencontrée dans les autres caloducs.

Parmi les nombreuses corrélations existantes, on pourra utiliser pour déterminer le flux thermique à la limite.

D'entraînement, la corrélation de Kutatelaze qui donne en général d'assez bons résultats : De façon pratique, le maximum de performances est obtenu pour une inclinaison de 30° à 60° par rapport à

L'horizontale, on peut tenir compte en multipliant le flux limite d'entraînement par le facteur de correction

$$\varphi = 3.2 L_v A_v \left(\rho_v^{-1/4} - \rho_l^{-1/4} \right) \left[g (\rho_l - \rho_v) \right]^{1/4} \dots\dots\dots(2-1)$$

D'inclinaison suivant :

$$F_\alpha = \left[\frac{\alpha}{180} + (\sin 2\alpha)^{1/2} \right]^{0.65} \dots\dots\dots(2-2)$$

3-1 Généralités

Les innovations récentes dans la conception des échangeurs thermiques s'attendent à avoir un impact significatif sur les solutions concernant les problèmes d'origine thermique des composants électroniques. Les futurs systèmes électroniques, comme les ordinateurs de puissance élevée, les serveurs multiprocesseurs et les cabinets de télécommunication génèrent des densités thermiques au-delà des limites des systèmes de refroidissement par air. De ce point de vue de nouvelles techniques ont besoin d'être développés, par exemple l'utilisation des thermosiphons à condenseurs tubulaire.

L'objectif de cette étude est la détermination de la puissance totale dissipée par le thermosiphon à boucle conçu spécialement pour le refroidissement d'un composant électronique. La comparaison de cette puissance dissipée avec celle réellement dissipée par le composant, nous fait conduire directement à la détermination de l'efficacité d'un tel système de refroidissement.

La puissance totale dissipée par le thermosiphon à boucle est la somme de la puissance dissipée par le tube à vapeur plus celle dissipée au niveau du condenseur et enfin celle dissipée par le tube de revient du liquide.

La détermination de la puissance dissipée au niveau du condenseur est un peu délicate en comparaison avec celles au niveau des tubes d'amenée et de retour du fluide de refroidissement (FC-72). La complexité vient du nombre important de paramètres intervenant lors de la condensation, comme la configuration du condenseur lui-même, ses dimensions, la nature de la vapeur entrant...

La méthode des volumes finis est utilisée pour analyser le phénomène de condensation, et la résolution des équations des différents régimes établis au sein du condenseur. Le fluide de refroidissement est le fluorocarbure FC-72. Les effets des paramètres tels que la puissance réellement dissipée par le composant électronique, la température ambiante et le débit massique du fluide dans un environnement de convection libre ont été étudiés. La méthode numérique proposée est utilisée pour vérifier avec précision le dimensionnement du condenseur afin d'assurer une condensation complète de la vapeur quand les conditions de fonctionnement sont variables et le calcul de l'efficacité du thermosiphon.

3.2 Calcul de la puissance totale dissipée par le thermosiphon

Le refroidissement par le thermosiphon provoque la dissipation de la puissance thermique au niveau du tube d'amenée de la vapeur surchauffée par convection, puis au niveau du condenseur par condensation et enfin au niveau du tube de retour du liquide par convection (voir figure 3.1).

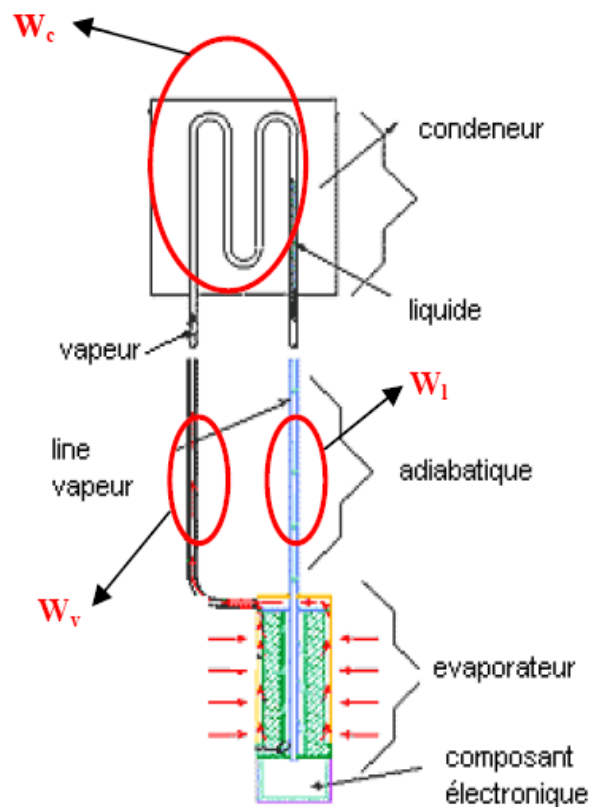


Figure 3.1: Différentes puissance dissipées par le thermosiphon.

3-3 Calcul de la puissance totale dissipée par le thermosiphon

Le refroidissement par le thermosiphon provoque la dissipation de la puissance thermique au niveau du tube d'amenée de la vapeur surchauffée par convection, puis au niveau du condenseur par condensation et enfin au niveau du tube de retour du liquide par convection

3-3-1 Calcul de la puissance dissipée par le tube à vapeur

La vapeur surchauffée du fluide frigorigène FC-72 s'écoule en régime permanent dans une conduite cylindrique verticale circulaire de diamètre intérieur D_i . Dans une section droite, à l'abscisse x par rapport à l'entrée de la conduite, la vitesse moyenne du fluide est U_f , sa température moyenne T_f , et la température de la paroi T_p .

La corrélation expérimentale indiquée permet de calculer le flux de chaleur $D\phi$ échangé à travers l'aire latérale de paroi dS comprise entre les abscisses

$$d\phi = n(T_m - T_p)\pi D dx \dots\dots\dots(3-1)$$

a) Régime turbulent:

Dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par:

$$N_U = 0.023 P_r^{1/3} \cdot R_e^{0.8} \dots\dots\dots(3-2)$$

*Il existe deux restrictions au domaine de validité de cette corrélation:

*Le régime d'écoulement dans le tube doit être parfaitement établi, ce qui n'est garanti

* Le fluide doit être tel que son Nombre de Prandtl soit compris entre 0,7 et 100.

b) Régime d'entrée des tubes :

Dans le cas où : $D < 60$, la corrélation de Colburn doit être corrigée de la manière suivante pour tenir compte de ce que le profil de vitesses du fluide dans le tube ne peut pas encore être complètement établi:

$$N_U = 0.023 P_r^{1/3} \cdot R_e^{0.8} \left[1 + \left(\frac{D}{X} \right)^{0.7} \right] \dots \dots \dots (3-3)$$

c) Régime laminaire :

Dans le domaine $Re < 2000$, on peut appliquer les corrélations expérimentales de Evêque, exprimées en fonction du paramètre:

$$A = \frac{1}{R_e \cdot P_r} \frac{x}{D} \dots \dots \dots (3-4)$$

$$N_U = 3.66 \text{ pour } A > 0.05$$

$$N_U = 1.06 A^{-0.4} \text{ pour } A < 0.05$$

d) Données du calcul

- Température moyenne de la vapeur surchauffée FC-72 au sein du tube à vapeur : T_f
- Débit massique de la vapeur surchauffée FC-72 : $\dot{m}$
- Température d'ébullition du FC-72 : T_{eb}
- Température de l'air ambiant : T_∞
- Diamètre intérieur du tube : D_i
- Masse volumique la vapeur surchauffée FC-72 à T_{eb} : ρ
- Viscosité dynamique de la vapeur surchauffée FC-72 à T_{eb} : μ
- Conductivité thermique de la vapeur surchauffée FC-72 à T_{eb} : λ
- Capacité thermique massique de la vapeur surchauffée FC-72 à T_{eb} : C

e) Méthode de calcul

- **La vitesse moyenne** de cet écoulement est :

$$U_m = \frac{\dot{m}}{\pi \frac{D^2}{4}} \dots\dots\dots(3-5)$$

- **Le Nombre de Reynolds** a donc pour valeur :

$$R_e = \frac{\rho U_m D}{\mu} \dots\dots\dots(3-6)$$

- Calculons **le Nombre de Prandtl** du fluide :

$$P_r = \frac{\mu c}{\lambda} \dots\dots\dots(3-7)$$

- **Le nombre de Nuselt** est calculé selon le régime d'écoulement, comme il est décrit si dessus :

Ce qui permet de calculer **le coefficient d'échange thermique par convection h** :

$$h_v = \frac{\lambda N_u}{D} \dots\dots\dots(3-9)$$

- La relation de définition du coefficient h :

$$d\phi = h_v (T_{mv} - T_p) \pi D dx \dots\dots\dots(3-10)$$

Permet alors de déduire **la puissance thermique transférée W** de la vapeur surchauffée vers l'air ambiant à travers chaque mètre linéaire de tuyau, grandeur exprimée en W/m:

$$W_v = \frac{d\phi}{dx} = h_v (T_{mv} - T_p) \pi D \dots\dots\dots(3-11)$$

$$V \frac{\partial}{\partial t}(\rho H) = dA \left[(\rho_u H)_x - (\rho_u H) \right]$$

$$V \frac{\partial}{\partial t}(\rho H) = dA \left[(\rho_u H)_x - (\rho_u H)_{x+dx} \right] - U \left(\frac{H_{x+dx}}{C_p} - T_\infty \right) \dots\dots\dots(3-12)$$

f) Calcul de la puissance dissipée au niveau du condenseur

La complexité du phénomène thermique traité, nous amené à poser quelques hypothèses simplificatrices, parmi les quelles, on a négligé les termes de la conduction dans les fluides, le travail des forces de pression ainsi que les effets de dissipation visqueuse, on a considéré aussi qu'il n'existe pas d'échange thermique autre que fluide/fluide à travers la paroi. Ainsi le bilan d'énergie obtenu pour chaque maille, exprime l'équilibre entre le terme de convection et le terme du flux de chaleur pour un régime permanent unidimensionnel [9]. Le fluide frigorigène FC-72 entre dans le serpentin du condenseur à l'état de vapeur surchauffée. Premièrement il suit un processus de désurchauffe amenant son état à l'état de la vapeur saturée, ensuite le fluide commence la condensation dans le tube, dépendant de la longueur disponible, le fluide peut être saturé ou sous refroidie à la sortie du condenseur.

g) Equations gouvernant le phénomène et Formulation par les volumes finis

Dans le refroidissement par immersion des équipements électroniques en utilisant les échangeurs thermiques à tubes en micro-ailettes intérieures, le fluide FC-72 peut suivre trois régimes différents, régime de désurchauffe, régime de changement de phase vapeur-liquide et le régime de sous refroidissement. Il est important de décrire les équations qui gouvernent le phénomène ainsi que la formulation par la méthode des volumes finis pour chaque régime séparément. Si l'on considère un volume V , parcouru par le fluide FC-72 circulant dans le sens de l'axe ox avec une vitesse u le bilan d'énergie s'exprime par:

h) Régime de désurchauffe

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur pour un régime permanent de la vapeur surchauffée vers l'air ambiant à travers l'élément de surface dA en terme d'enthalpie

$$\dot{m} \frac{\partial H}{\partial A} + \frac{U}{C_p} \left(\frac{H}{C_p} - T_{\infty} \right) = 0 \dots\dots\dots(3-13)$$

La discrétisation de cette équation nous conduit à évaluer l'enthalpie moyenne H_{i+1} dans le volume compris entre x_i et x_{i+1} à partir de l'enthalpie connue H_i du volume amont (par rapport à l'écoulement du fluide considéré) soit

$$\dot{m} (H_{i+1} - H_i) + U \, dA \left[\frac{H_{i+1}}{C_p} - T_{\alpha} \right] = 0 \dots\dots\dots(3-14)$$

Cette formulation est valable jusqu'à ce que l'enthalpie du FC-72 soit égale à celle de la vapeur saturée.

i) Régime de changement de phase

Dans cette région, la température du fluide demeure constante et égale à la température de saturation T_{sat} pour une pression donnée, l'équation qui gouverne le transfert de chaleur dans cette région est [

$$\dot{m} \frac{\partial H}{\partial A} + \frac{U}{C_p} (T_{sat} - T_{\infty}) = 0 \dots\dots\dots(3-15)$$

De la même façon, la discrétisation de cette équation donne :

$$\dot{m}(H_{i+1} - H_i) + U_d A (T_{sat} - T_{\infty}) = 0 \dots\dots\dots (3-16).$$

Cette formulation est valable jusqu'à ce que le titre de la vapeur soit égale à zéro ou son enthalpie soit égale à celle du liquide saturé sous la pression de fonctionnement du condenseur.

j) Régime du sous refroidissement

L'équation différentielle gouvernant le transfert de chaleur du liquide FC-72 vers l'air ambiant en termes de température s'écrit sous la forme

$$C_p = \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{UP}{\dot{m}} (T - T_{\infty}) = 0 \dots\dots\dots (3-17).$$

a discrétisation de cette équation donne :

$$C_p (T_{i+1} - T_i) + \frac{UP}{\dot{m}} (T_{i+1} - T_{\infty}) = 0 \dots\dots\dots (3-18).$$

Il est à noter que cette formulation est identique à celle du régime de désurchauffe, seulement la différence réside dans la variable sélectionnée.

k) L'efficacité et le nombre d'unités de transfert

L'efficacité du condenseur s'écrit sous la forme

$$\varepsilon = \frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_{\max}} = \frac{\text{Flux de chaleur réel transféré}}{\text{Flux de chaleur max imum transféré}} \dots\dots\dots (3-19).$$

ou:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) = C_c (T_{c,e} - T_{c,s}) \dots\dots\dots (3-20). \\ \dot{\varphi}_{\max} &= C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \end{aligned}$$

Flux de chaleur imum possible

Fluxde chaleur actuel

Le nombre d'unités de transfert est défini comme :

$$NUT = \frac{U dA}{C_{\min}} = \frac{U dA}{\left(\dot{m} C_p \right)_{\min}} \dots\dots\dots(3-21).$$

La puissance thermique dissipée au niveau du condenseur est égale :

$$P_c = \sum_{i=1}^n U_i S_i (T_i - T_{\infty}) \dots\dots\dots(3-22).$$

Avec : U_i = Coefficient de transfert de chaleur global de l'élément du volume i évalué à la température T_i

S_i = Surface totale de l'élément de volume i

T_i = Température de l'élément de volume i. Le calcul de $i U$ se fait

Formule de Chen

$$Nu = \frac{0.0181 Pr_1^{0.65} \left(\frac{\mu_s}{\mu_1} \right)^{0.078} \left(\frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.39} Re_1^{0.2} Re_1^{0.7}}{\left(1.25 + 0.39 \frac{Re_1}{Re_1} \right)} \dots\dots\dots(3-23).$$

$$Nu = h.d / \lambda_i$$

- Condensation dans un tube horizontal

Formule de Chaton pour $\left(Re_v = \rho_v U_{mv} \cdot \frac{D}{\mu_v} < 35000 \right)$

$$h = 0.555 \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) L'_v \lambda_v^3}{\{D (T_{sat} - T_p) \mu_i\}} \right]^{1/4}$$

Dans cette expression la chaleur latente:

$$L'_v = L_v + \frac{3}{8} C_p (T_{sat} - T_p) \dots\dots\dots(3-24).$$

l) Calcul de la puissance dissipée par le tube de retour du liquide

Le liquide sou refroidi s'écoule en régime permanent dans une conduite cylindrique verticale circulaire de diamètre intérieur D_i . Dans une section droite, à l'abscisse x par rapport à l'entrée de la conduite, la vitesse moyenne du fluide est U_f , sa température moyenne T_f , et la température de la paroi T_p . La corrélation expérimentale indiquée permet de calculer le flux de chaleur $d\phi$ échangé à travers l'aire latérale de paroi dS comprise entre les abscisses x et x

$$d\phi = h (T_m - T_p) \pi D dx \dots\dots\dots(3-25).$$

a) Régime turbulent:

Dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par: $10^4 < Re < 1,2.10^5$ on applique la formule de Colburn

$$: Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re^{0.8} \dots\dots\dots(3-26).$$

Il existe deux restrictions au domaine de validité de cette corrélation:

- * Le régime d'écoulement dans le tube doit être parfaitement établi, ce qui n'est garanti q
- * Le fluide doit être tel que son Nombre de Prandtl soit compris entre 0,7 et 100.

b) Régime d'entrée des tubes :

Dans le cas où: $x/D < 60$, la corrélation de Colburn doit être corrigée de la manière suivante pour tenir compte de ce que le profil de vitesses du fluide dans le tube ne peut pas encore être complètement établi:

$$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re^{0.8} \left[1 + \left(\frac{D}{x} \right)^{0.7} \right] \dots\dots\dots (3-27).$$

c) Régime laminaire :

Dans le domaine $Re < 2000$, on peut appliquer les corrélations expérimentales de Evêque, exprimées en fonction du paramètre:

$$A = \frac{1}{Re} \frac{x}{Re_5 D} \dots\dots\dots (3-28).$$

Ces corrélations ont pour expressions:

$N = 3,66$ pour $A > 0,05$

$N = 1,06 A$ pour $A < 0,05$

Données du calcul

- Température à l'entrée du liquide sous refroidi : T_f
- Débit massique du liquide sous refroidi : $\dot{m}$
- Température de l'air ambiant : T_∞
- Diamètre intérieur du tube : D_i
- Masse volumique du liquide sous refroidi : ρ_1
- Viscosité dynamique du liquide sous refroidi: μ_1
- Conductivité thermique du liquide sous refroidi: λ_1
- Capacité thermique massique du liquide sous refroidi: C_l

Méthode de calcul

-La vitesse moyenne de cet écoulement est:

$$U_m = \frac{\dot{m}}{\pi D^2 / 4} \dots\dots\dots (3-29).$$

- Le Nombre de Reynolds a donc pour valeur:

$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} \dots\dots\dots (3-30).$$

- Calculons le Nombre de Prandtl du fluide:

$$Pr = \frac{\mu_c}{\lambda} \dots\dots\dots(3-31).$$

- Le nombre de Nuselt est calculé selon le régime d'écoulement, comme il est décrit si dessus :

$$Nu = f (Re) \dots\dots\dots(3-32).$$

Ce qui permet de calculer le coefficient d'échange thermique par convection **h** :

$$h_1 = \frac{\lambda Nu}{D} \dots\dots\dots(3-33).$$

- La relation de définition du coefficient hl

$$: d\phi = \dot{m} (T_{m1} - T_p) \pi D dx \dots\dots\dots(3-34).$$

Permet alors de déduire la puissance thermique transférée W de la vapeur surchauffée vers l'air ambiant à travers chaque mètre linéaire de tuyau, grandeur exprimée en W/m:

$$W_i = \frac{d\phi}{dx} = h_1 (T_{m1} - T_p) \pi D \dots\dots\dots(3-35).$$

4-1 Introduction

Les services proposés à bord des avions deviennent de plus en plus nombreux : connexion à Internet, jeux vidéos, téléviseurs, supports musicaux, etc., ce qui impose l'utilisation de boîtiers électroniques placés sous les sièges des passagers (figure 4.1). Les flux thermiques dissipés par ces boîtiers peuvent atteindre 15 W/cm^2 . Or, la jonction des semi-conducteurs doit être maintenue à une température de fonctionnement inférieure à 125°C , pour leur assurer une durée de vie suffisante. Dans ce cas, le refroidissement direct par convection naturelle ne suffit plus. La convection forcée d'air présente plusieurs inconvénients : problème de fiabilité des ventilateurs, de leur maintenance qui engendre des surcoûts, risque de blocage intempestif dû à la présence des bagages. Les objectifs techniques et scientifiques du projet COSEE consistent à développer un système entièrement passif (sans pièces en mouvement), capable de transférer une puissance thermique de l'ordre de 100 W sur une longueur de 70 cm , avec une bonne conductivité thermique de façon à maintenir la température de la jonction en dessous de la limite admissible. L'évacuation finale de la chaleur a lieu par l'intermédiaire des structures métalliques des sièges, qui jouent le rôle de radiateurs. De plus, ce système doit être adapté aux applications embarquées : ses performances thermiques ne doivent pas être trop dégradées sous l'effet d'accélération et de vibrations, il doit respecter les normes de sécurité et environnementales, les contraintes de poids, d'encombrement et de coûts.

Ce travail décrit l'évaluation de la performance, et de la qualité du refroidissement d'un système de dissipation de la chaleur par thermosiphon compact biphasé pour un PC de Hewlett Packard Vectra VL800 avec une dissipation de puissance de composante électronique variant de 80 à 300 W . Nous présentons deux types de thermosiphons, l'un avec un condenseur tubulaire à plaques froides (N°1) et l'autre à tube horizontal à deux passes avec ailettes rectangulaires verticales (N°2), la sélection du meilleur thermosiphon est réalisée en terme d'une étude de la performance interprétée par le calcul de la puissance totale dissipée par la méthode numérique des volumes finis. Nous présentons en parallèle les effets des conditions de fonctionnement (puissance du composante, débit du fluide évaporé, nombre d'ailettes...) et celles du milieu ambiant (Température de l'air, convection libre ou forcée) sur l'efficacité du refroidissement et le degré de performance d'un tel dispositif de refroidissement. L'objectif du calcul est la sélection du type de thermosiphon qui dissipe le mieux la puissance rejetée par le boîtier électronique.

4-2 Etat de l'art sur les LHP (Loop Heat Pipe)

La principale application des LHP est le refroidissement de composants électroniques, pour l'industrie spatiale ou électronique (Maydanik, 2005). Par exemple, un système de régulation de température comprenant six LHP a été installé à bord de l'engin spatial russe « Mars 96 ».

Dans le satellite météorologique chinois FY-IC, les batteries sont refroidies par des LHP. Soixante-deux LHP à ammoniac sont installées dans les satellites américains Hughes-702. Dans l'engin spatial américain.

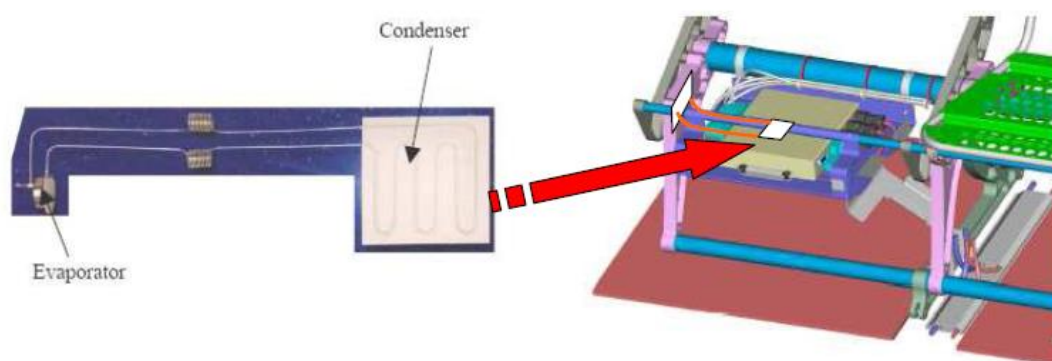


Figure (4.1) : positionnement de la LHP sous le siège du passager

4-3 Caractéristiques thermiques du microprocesseur

Nous présentons dans cette étude le refroidissement d'un composant électronique d'une réputation très flagrante dans le domaine pratique, en raison des ses multiples applications et utilisations. Le choix de ce type de composant est justifié par l'intérêt majeur que porte notre vie quotidienne aux micro-processeur dont l'unité de calcul et de traitement de données (le cerveau de la machine) est bien représenté par ce petit composant, appelé: le microprocesseur.

Paramètre	Dimension
CPU	
Puissance minimale dissipée	80 W
Température maximale du CPU	70° C
Température maximale du milieu ambiant	45°
Résistance minimale thermique du CPU	0.3 °C/W
Volume du condenseur	75 x 82 x 26
Volume de l'évaporateur	32 x 32 x 29

Tableau 4.1 : Spécifications et paramètres du microprocesseur (boîtier électronique)

4-4 Exemple pratique d'application du thermosiphon

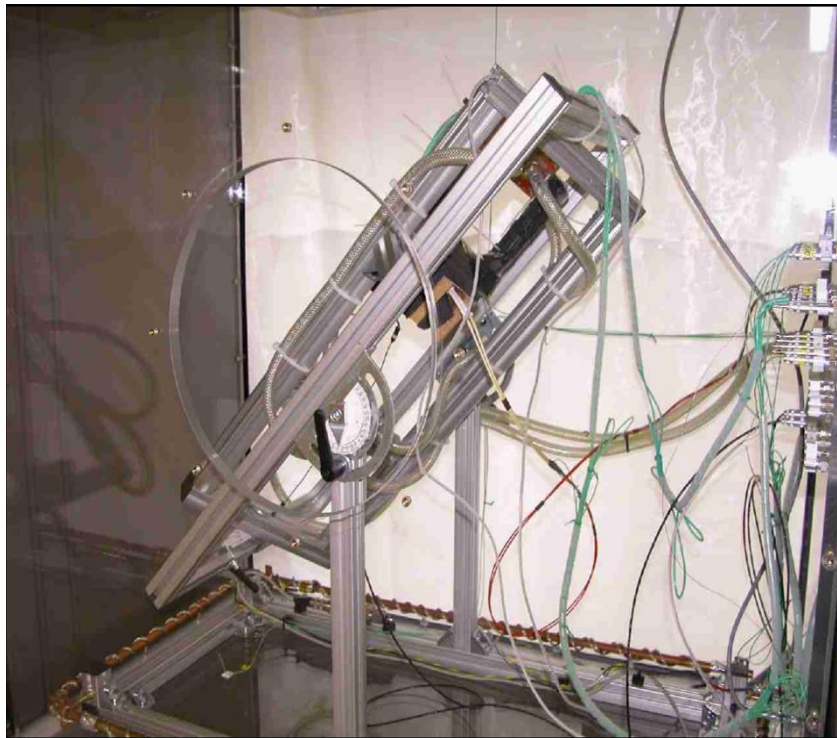


Figure (4.2) : Banc d'essais de la LHP développé par l'IKE

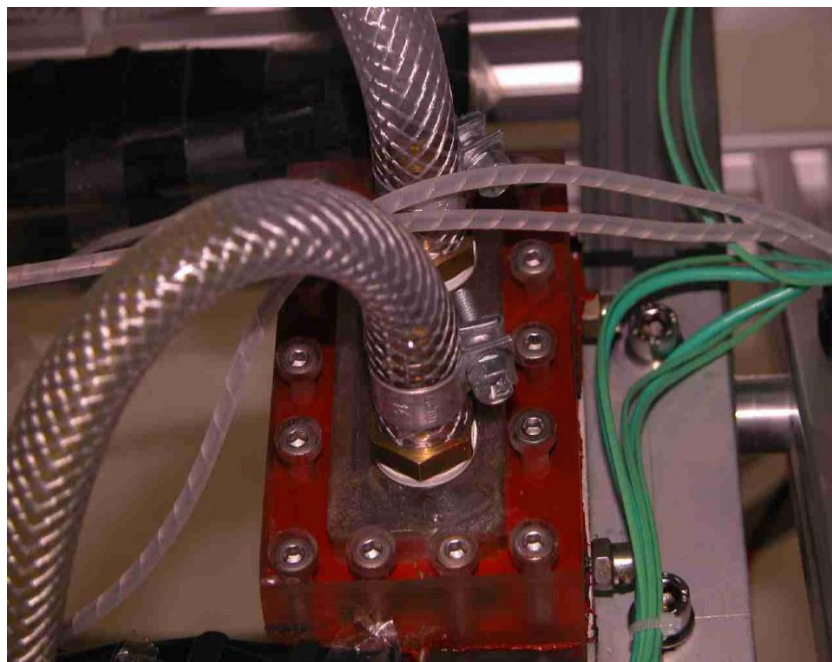


Figure (4.3) : Condenseur de la LHP refroidi par fluorocarbure FC72

4-5 Etude de la performance du thermosiphon

La performance de ce système de refroidissement est étudiée en se basant sur les aspects suivants :

- Effet du type du condenseur sur l'efficacité du système de refroidissement.
- Effet de la variation de la puissance du microprocesseur.
- Effet des conditions du milieu ambiant (température de l'air, débit vapeur).
- Effet de la géométrie du condenseur sur la qualité du refroidissement.

a) Effet du type du condenseur sur l'efficacité du système de refroidissement.

Nous disposons pour le refroidissement du microprocesseur de l'unité HP de deux types de condenseurs, l'objectif est de sélectionner le meilleur d'eux qui donne une efficacité maximale de refroidissement. Le choix de ces deux condenseurs parmi une large gamme de condenseurs est limité par les contraintes de conception et de fabrication pour intégrer une boucle de refroidissement par thermosiphon dans une unité d'un micro-ordinateur, voir figure (4.4).

Je vous informe monsieur que je manque énormément de documents et de moyens de recherche, et je tiens très fort en ce type de stage

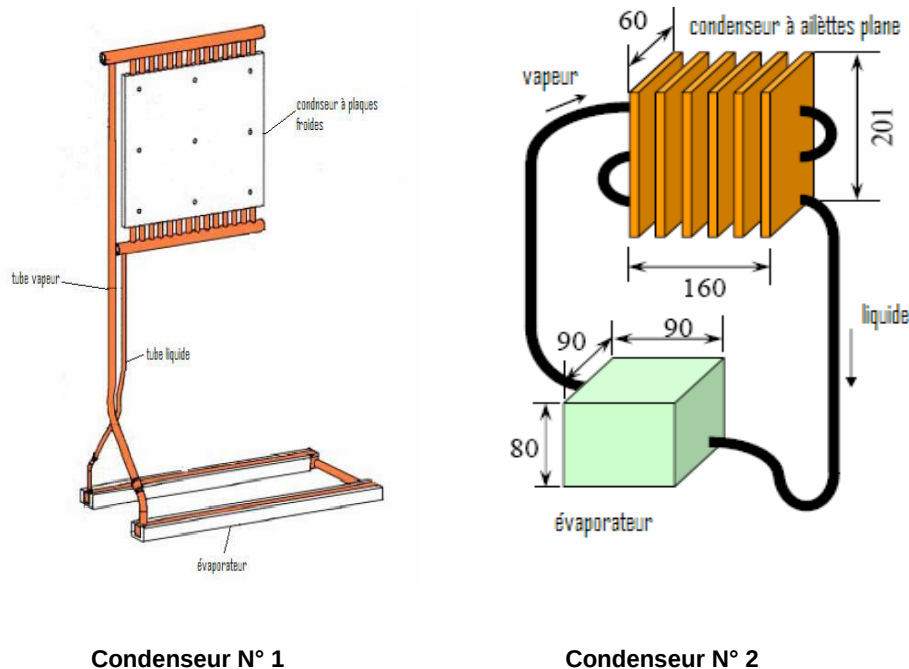


Figure 4.4: Types de condenseurs étudiés.

Le condenseur N° 1 est à plaques froides, son efficacité est nettement inférieure à celle du condenseur N°2, la raison c'est bien sure, le nombre d'ailettes rectangulaires disposées sur le tube de condensation dans le condenseur N°2, ce qui favorise et intensifier les échanges de chaleur vers le milieu ambiant. Voir figure (4.5)

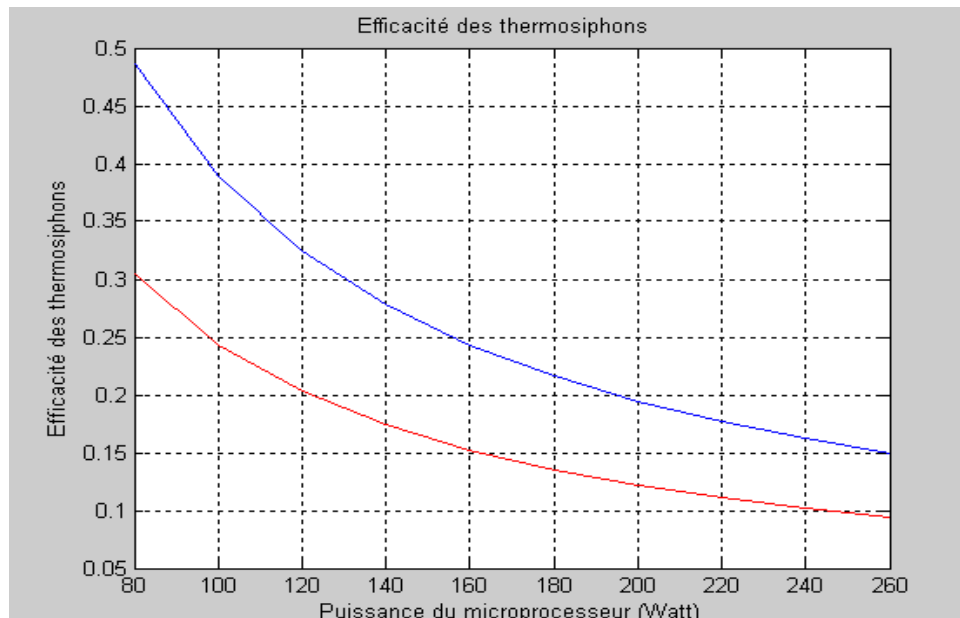


Figure 4.5 : Variation de l'efficacité en fonction de la puissance pour les deux thermosiphons.

b) Effet de la géométrie du condenseur sur la qualité du refroidissement.

L'application de la méthode numérique des volumes finis pour évaluer la distribution de la température du fluide caloporteur de refroidissement au sein du tube du condenseur N°1, en fonction de la puissance dissipée par le microprocesseur. L'évaluation montre que les plus hautes températures correspond à l'entrée des tubes, et les plus basses à leurs sorties.

L'effet de l'augmentation de la puissance et inversement proportionnel à la qualité du refroidissement, figure (4.6).

La même constatation est faite pour l'évaluation de la distribution de l'enthalpie du fluide FC-72 en fonction des mêmes paramètres : la longueur des tubes et la puissance. Figure (4.7)

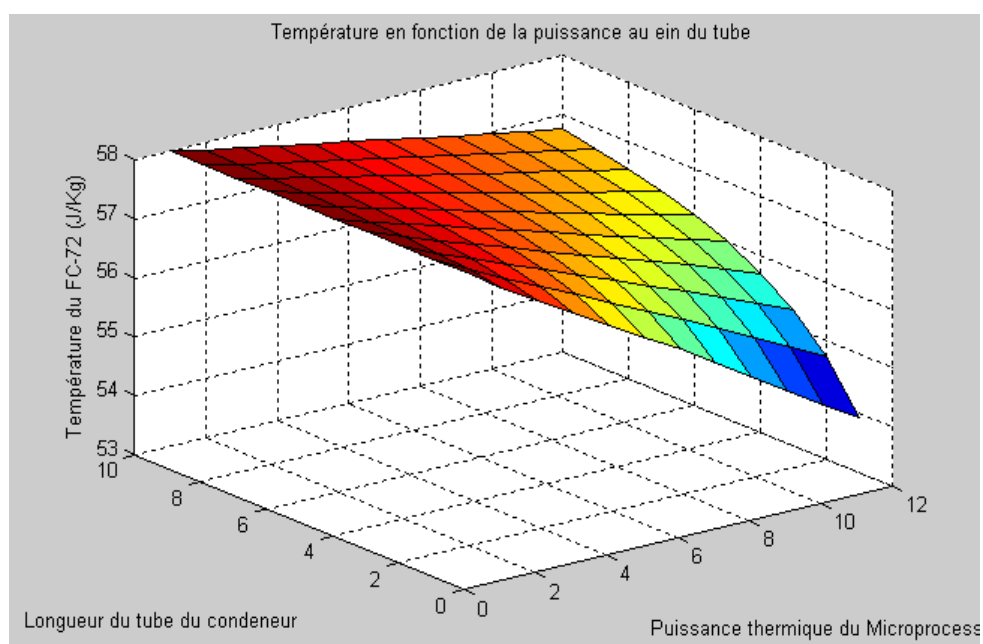


Figure 4.6: Distribution de la température au sein des tubes du condenseur en fonction de la longueur et de la puissance

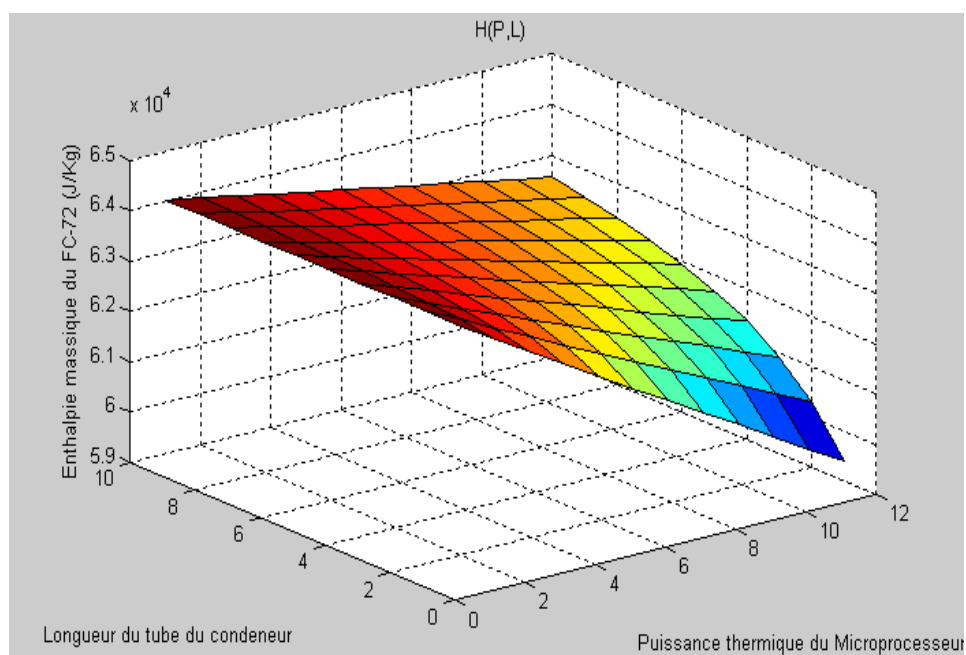


Figure 4.7: Distribution de l'enthalpie au sein des tubes du condenseur en fonction de la longueur et de la puissance

c) Effet de la variation de la puissance du microprocesseur.

1° Débit de la vapeur en fonction de la puissance du microprocesseur

En variant la puissance dissipée du microprocesseur de 80 à 300 W, le débit de la vapeur produite durant le processus de l'évaporation, varie linéairement de 0.8 à 3 g/s. Ceci est du à la relation suivante : $P_{th} = q_m \cdot L_v$

L_v : est la chaleur latente d'évaporation, définissant le coefficient de proportionnalité entre la puissance thermique dissipée par le microprocesseur et le débit de la vapeur

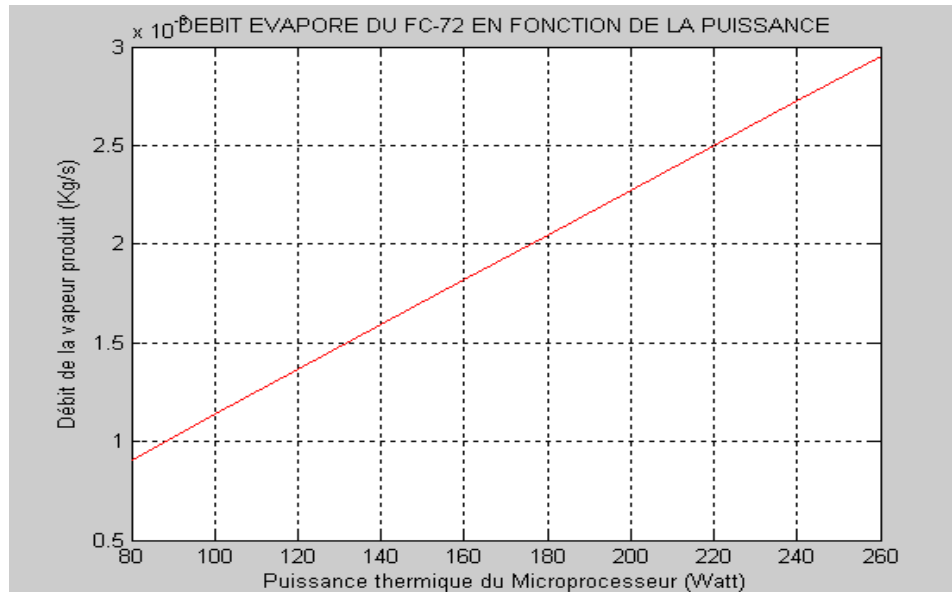


Figure 4.8 : Débit du fluide FC-72 évaporé en fonction de la puissance dissipée par le microprocesseur.

2° Efficacité du thermosiphon en fonction de la puissance du microprocesseur

L'efficacité du thermosiphon représente le rapport entre la puissance réellement dissipée par le système de refroidissement et celle dissipée par le microprocesseur :

$$e = \frac{W_{total}}{P_{th}} \dots\dots\dots(4-1)$$

La figure (4.9) montre que l'augmentation de la puissance de 80 à 300 W entraîne une décroissance rapide de l'efficacité du système de refroidissement pour le thermosiphon N°1 : de 0.3 à presque 0.09. Pour le thermosiphon N°2 l'efficacité varie de 0.5 à 0.15 pour la même plage de variation de la puissance, figure (4.10).

Ce qui montre clairement que l'influence de la puissance dissipée sur la qualité de refroidissement est à prendre sérieusement en considération lors de la conception de tels systèmes de refroidissement pour les micro-ordinateurs.

Avant la conception d'un système de refroidissement par thermosiphon il faut bien savoir l'intervalle de variation de la puissance thermique dissipée par effet Joule

par le composant électrique à refroidir. Car l'augmentation de cette dernière entraîne une chute brutale de la qualité de refroidissement.

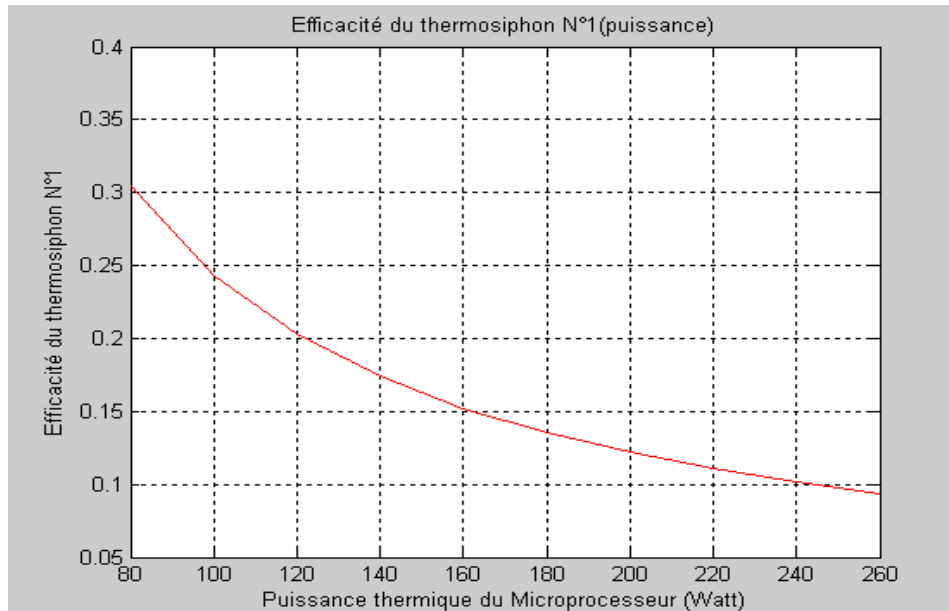


Figure 4.9 : Efficacité du thermosiphon N°1 en fonction de la puissance.

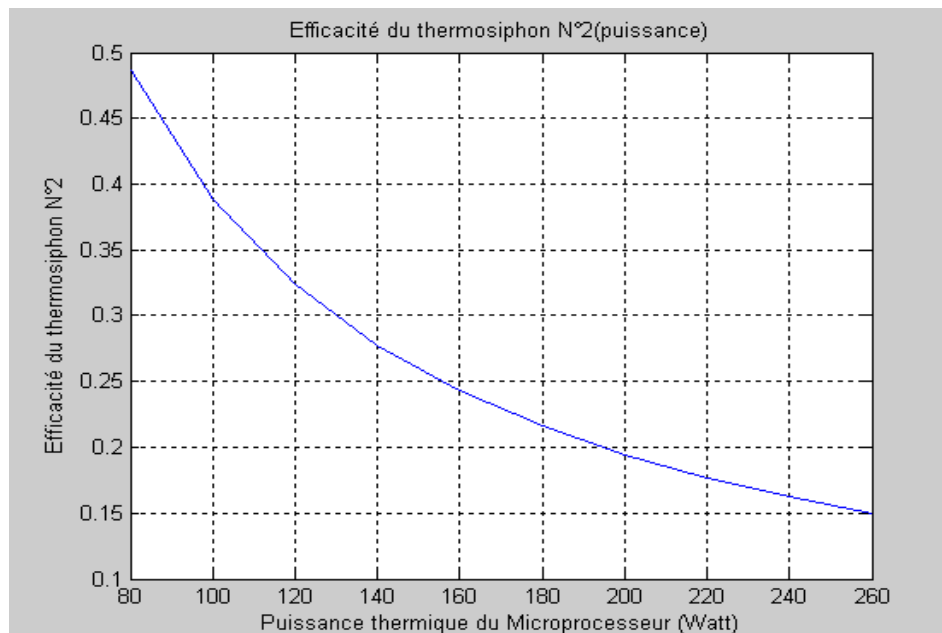


Figure 4.10: Efficacité du thermosiphon N°2 en fonction de la puissance.

3°Efficacité du thermosiphon en fonction du débit de la vapeur FC-72.

La figure (4.11) montre que l'augmentation du débit de la vapeur de 0.5 à 3 g/s entraîne une décroissance rapide de l'efficacité du système de refroidissement pour le thermosiphon N°1 : de 0.3 à presque 0.09. Pour le thermosiphon N°2 l'efficacité varie de 0.5 à 0.15 pour la même plage de variation débit, figure (4.12). Ce qui montre clairement que l'influence du débit de la vapeur sur la qualité de refroidissement est à prendre sérieusement en considération comme l'influence de la puissance dissipée par le microprocesseur lors de la conception de tels systèmes de refroidissement pour les micro-ordinateurs.

Avant la conception d'un système de refroidissement par thermosiphon il faut bien savoir l'intervalle de variation du débit, qui représente une conséquence directe de l'augmentation de la puissance dissipée par effet Joule par le composant électrique à refroidir. Car l'augmentation de cette dernière et par conséquent le débit de vapeur entraîne une chute brutale de la qualité de refroidissement.

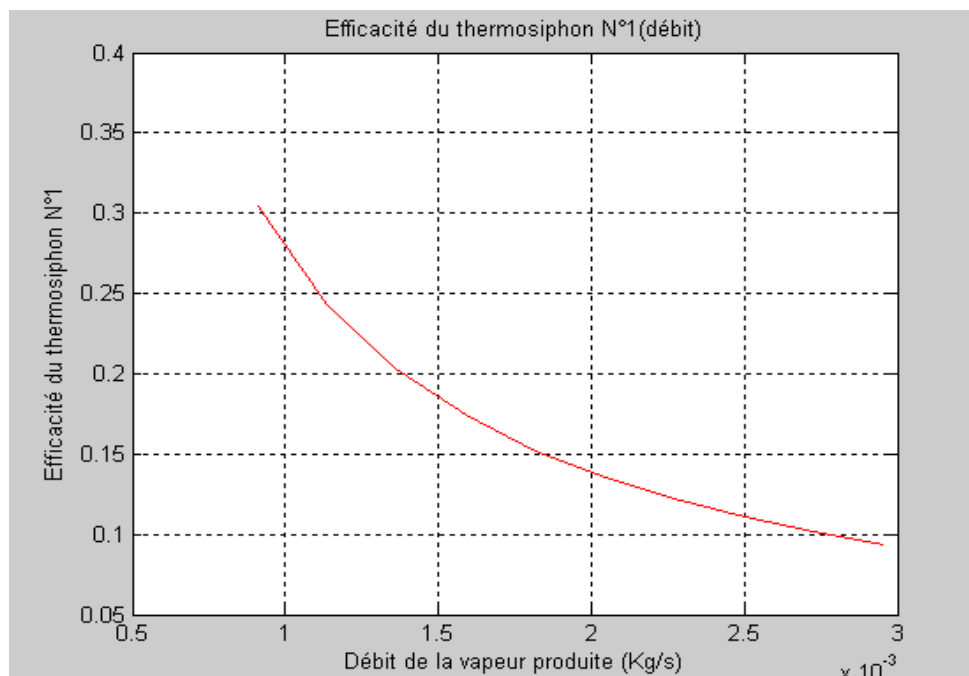


Figure 4.11: Efficacité du thermosiphon N°1 en fonction du débit

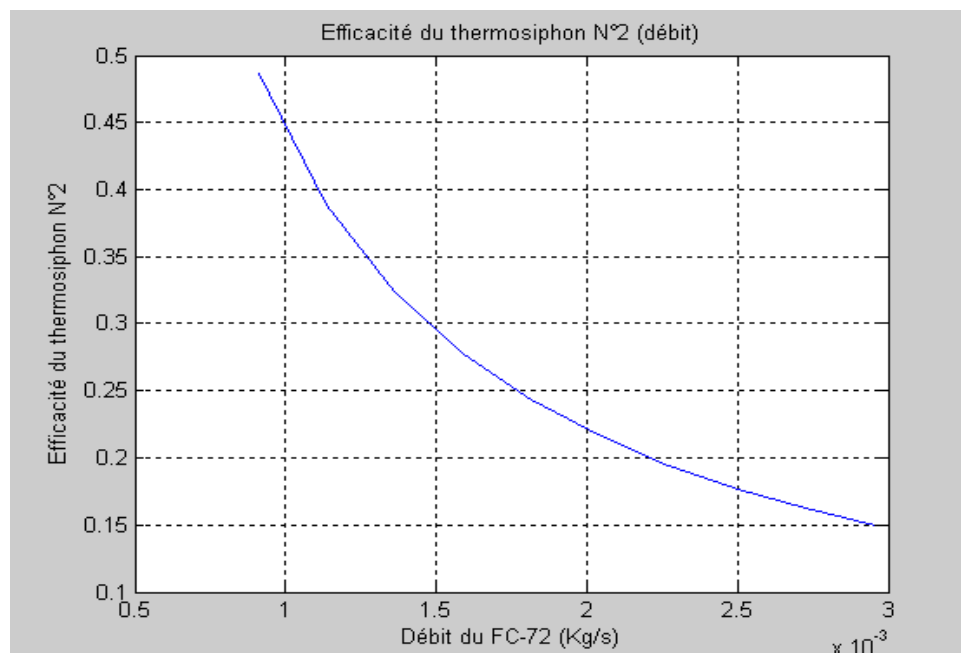


Figure 4.12: Efficacité du thermosiphon N°2 en fonction du débit.

4.6 Conclusion

L'étude de la performance d'un système de refroidissement par thermosiphon biphasé compact pour un microprocesseur d'un multi-système : connexion à Internet, jeux vidéos, téléviseurs, supports musicaux, etc., ce qui impose l'utilisation de boîtiers électroniques est présentée dans ce chapitre. La méthode numérique des volumes finis est utilisée pour analysée la performance et le calcul de l'efficacité de la boucle de refroidissement, qui représente une alternative de valeur pour remplacer le système de refroidissement par l'air.

Nous avons réaliser un programme en langage MATLAB, basé sur la discrétisation de l'équation de conservation de l'énergie appliquée aux différentes phases établies par le fluide de refroidissement FC-72 au sein de la boucle du thermosiphon. La méthode numérique proposée est utilisée pour faire la sélection entre deux types différents de thermosiphons en matière de l'efficacité qui représente le rapport entre la puissance dissipée par le système de refroidissement et celle dissipée par le microprocesseur.

L'effet de la variation de la puissance thermique dissipée par le microprocesseur entre 80 et 300 W sur la qualité de refroidissement pour les deux thermosiphons est présenté. Ainsi nous avons complété notre étude avec les effets des paramètres du milieu ambiant, tels que : (la température de l'air ambiant, le débit de la vapeur..) sur les performances des thermosiphons. Pour étudier les effets des paramètres tels que le débit du fluide et la température ambiante sur le début d'apparition des régimes de changement de phase et du sous-refroidissement. L'analyse est capable de prédire avec précision la longueur du tube nécessaire pour accomplir une condensation complète de la vapeur du fluide FC-72 sous les conditions de débit massique et de température ambiante variables.

Conclusion Générale

Dans ce mémoire l'étude de la performance d'un système de refroidissement par thermosiphon biphasé compact pour un microprocesseur d'un pus électronique LHP est présentée. Le fluide caloporteur utilisé est le fluorocarbone FC-72. La méthode numérique des volumes finis est utilisée pour analysée la performance et le calcul de l'efficacité de la boucle de refroidissement par thermosiphon, la technique qui représente une alternative de valeur pour remplacer le système de refroidissement par l'air.

Nous avons réaliser un programme en langage MATLAB, basé sur la discrétisation de l'équation de conservation de l'énergie appliquée aux différents régimes établis par le fluide de refroidissement FC-72 au sein de la boucle du thermosiphon. La méthode numérique proposée est utilisée pour faire la sélection entre deux types différents de thermosiphons en matière de l'efficacité qui représente le rapport entre la puissance dissipée par le système de refroidissement et celle dissipée par le pus.

L'effet de la variation de la puissance thermique dissipée par le microprocesseur entre 80 et 300 W sur la qualité de refroidissement pour les deux thermosiphons est discuté. Ainsi nous avons complété notre étude par les effets des paramètres du milieu ambiant, tels que : (la température de l'air ambiant, le débit de la vapeur..) sur les performances des thermosiphons.

Pour étudier les effets des paramètres tels que le débit du fluide et la température ambiante sur le début d'apparition des régimes de changement de phase et du sous-refroidissement. L'analyse est capable de prédire avec précision la longueur du tube nécessaire pour accomplir une condensation complète de la vapeur du fluide FC-72 sous les conditions de débit massique et de température ambla