HAL
open science

Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans lesubstrat de composants électroniques de puissance. Apport de lagestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs.

Mariya Ivanova

▶ **To cite this version:**

Mariya Ivanova. Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans lesubstrat de composants électroniques de puissance. Apport de lagestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs.. Energie électrique. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2005. Français. NNT : . tel-00171856

HAL Id: tel-00171856

https://theses.hal.science/tel-00171856

Submitted on 13 Sep 2007

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

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

Institut National Polytechnique de Grenoble

N°attribué par la bibliothèque
/__/__/__/__/__/__/__/__/__/__/

THESE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'INPG

Spécialité : « Génie Electrique »

Préparée au **Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble**
UMR 5529
Dans le cadre de l'école doctorale « **E**lectronique, **E**lectrotechnique, **A**utomatique, **T**élécommunication, **S**ignal »

présentée et soutenue publiquement
par

Mariya IVANOVA

01 Septembre 2005

Titre :

Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs.

Directeur de thèse : CHRISTIAN SCHAEFFER

JURY

M. M. FAVRE-MARINET	, Président
M. J. L. SANCHEZ	, Rapporteur
J. P. CHANTE	, Rapporteur
M. C. SCHAEFFER	, Directeur de thèse
MME. C. GILLOT	, Examinateur
MME. E. FOURNIER	, Examinateur
M. R. VIDIL	, Invité
M. Y. AVENAS	, Invité

Table des matières

Nomenclature 5

Introduction générale 9

CHAPITRE I 11

Electronique de puissance et caloducs 11

1 Nécessité d'un refroidissement adapté 12

1.1 Introduction 12
1.2 Les composants de puissance 12
1.3 Thermique des composants de puissance 14
1.3.1 Différents modes de transfert de chaleur 14
1.3.2 Résistance thermique 15
2 Caloducs 18

2.1 Principe de fonctionnement 18
2.1.1 Réseaux capillaires 19
2.1.2 Les fluides 20
2.2 Différents types de caloducs 21
2.3 Les limites de fonctionnement d'un caloduc 25
2.3.1 Domaine de fonctionnement 26
2.3.1.1 Limite d'écoulement 27
2.3.1.2 Limite visqueuse 27
2.3.1.3 Limite sonique 27
2.3.1.4 Limite d'entraînement 28
2.3.1.5 Limite capillaire 28
2.3.1.6 Limite d'ébullition 34
2.4 Mise en œuvre des caloducs 36
2.4.1 Choix du matériau enveloppe 37
2.4.2 Nettoyage 37
2.4.3 Dégazage de l'enveloppe et du fluide et tests de fuites 37
2.4.4 Remplissage 38
3 Conclusion 39

CHAPITRE II 41

Caloducs à rainures axiales en silicium 41

1 Introduction 42

2 Cahier des charges 42

3 Pourquoi un caloduc en silicium à rainures axiales ? 43

4 Modèle hydrodynamique du caloduc 45

4.1 Caloduc en mode répartiteur de chaleur 45
4.1.1 Modélisation de la phase vapeur 47
4.1.2 Modélisation de la phase liquide 49
4.1.3 Calcul de la limite capillaire 50
4.2 Caloduc en mode extracteur de chaleur 53
5 Modèle thermique du caloduc 55
5.1 Répartiteur de chaleur 57
5.2 Extracteur de chaleur 59
6 Réalisation du prototype en silicium 60
7 Mise en œuvre d'un caloduc 62
8 Banc de tests thermiques 65
9 Résultats des tests expérimentaux 68
9.1 Fonctionnement du caloduc en mode répartiteur de chaleur 69
9.1.1 Répartiteur avec une profondeur des rainures de 115µm 69
9.1.1.1 Etude de la sensibilité à la charge injectée 70
9.1.1.2 Etude des limites de fonctionnement du répartiteur 72
9.1.2 Répartiteur avec une profondeur des rainures de 210µm 74
9.1.2.1 Etude de la sensibilité à la charge injectée et des limites de fonctionnement 75
9.1.3 Etude de la duré de vie du répartiteur thermique 78
9.2 Fonctionnement en mode extracteur de chaleur 79
9.2.1 Etude de la sensibilité de la quantité de fluide injectée et des limites de fonctionnement 81
9.2.2 Etude de l'influence de la géométrie interne du caloduc 83
9.2.2.1 Les renforts mécaniques 84
9.2.2.2 Absence des encoches dans la cavité centrale 85
10 Conclusion 88

CHAPITRE III 91

Caloducs en silicium à structure capillaire 2D 91

1 Introduction 92
2 Avantage des structures 2D pour les systèmes embarqués 92
3 Etude bibliographique 94
4 Réalisation du dispositif 97
4.1 Objectifs et cahier des charges 97
4.2 Présentation générale du dispositif réalisé 98
4.3 Le réseau capillaire 100
4.3.1 L'évaporateur 100
4.3.2 La zone adiabatique 102
4.3.3 Le condenseur 102
5 Performances thermiques attendues 103
6 Essais thermiques 106
6.1 Description du banc de tests thermiques 106

6.2 Problèmes rencontrés 107
7 Résultats 109
7.1 Prototype non oxydé 109
7.2 Prototype oxydé 110
8 Conclusion 112

CHAPITRE IV 115

Caloducs intégrés dans des substrats en DBC 115

1 Introduction 116
2 Refroidissement de l'électronique embarquée pour des applications spatiales 116
2.1 Les caloducs en céramique 120
3 Cahier des charges 121
3.1 Spécification des dimensions 123
3.2 Spécification des performances 123
4 Présentation du prototype 124
5 Modélisation thermique 126
6 Mise en œuvre 130
6.1 Choix du fluide caloporteur 130
6.2 Remplissage et dégazage du caloduc 130
6.3 Banc de tests 130
6.3.1 Source de chaleur et source froide 131
6.3.2 Mesures de température 131
7 Résultats expérimentaux 133
7.1 Type 3 133
7.1.1 Tests préliminaires 134
7.1.2 Etude des limites de fonctionnement 137
7.2 Type 4 138
7.2.1 Tests préliminaires 138
7.2.2 Etude des limites de fonctionnement 139
7.3 Etude de fonctionnement en position verticale 140
8 Etudes thermiques réalisées au CNES 141
8.1 Tests de vieillissement 142
8.2 Tests d'éclatement 143
9 Conclusion 145

Conclusions et perspectives 146

Bibliographie 150

Nomenclature

Notation latine

A	section	m^2
a	côté de picot hexagonal	m
c	côté d'une maille	m
c_p	chaleur spécifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	diamètre	m
D_g	profondeur rainure	m
F	paramètre de friction	N
f	coefficient de friction	
g	constante de gravitation	$m.s^{-2}$
h	coefficient d'échange	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_{fg}	chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
K	perméabilité	m
k	conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L	longueur	m
L_1	largeur d'une ailette	m
l	largeur	m
l_m	libre parcours moyen	m
M	nombre de mérite d'un réseau capillaire à picots	
M_v	nombre de Mach	
m	masse	kg
$\dot{m}$	débit massique	$kg.s^{-1}$
N	nombre de rainures	
P	pression	Pa
p	périmètre	m
Q	flux de chaleur	W
q	densité de flux	$W.m^{-2}$
R	rayon	m
R_{th}	résistance thermique	$K.W^{-1}$

Re	nombre de Reynolds	
R_v	constante du gaz	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
S	surface	m^2
T	température	K
t	temps	s
t_v	hauteur passage vapeur	m
u	vitesse (axe x)	$m.s^{-1}$
v	vitesse (axe y)	$m.s^{-1}$
W	largeur rainure	m
w	vitesse (axe z)	$m.s^{-1}$
(x,y,z)	repère cartésien	

Notation grecque

β	paramètre de forme	
χ	angle entre la rainure et l'horizontale	
ε	émissivité	
γ	rapport $2D_g/W$	
γ_v	rapport des chaleur spécifiques de la vapeur	
φ	porosité	
μ	viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
θ	angle de contact	
ρ	masse volumique	$kg.m^{-3}$
σ	tension de surface	$N.m^{-1}$
σ_s	constante de Stephan	$W.m^{-2}.K^{-4}$
τ	contrainte de cisaillement	$N.m^{-2}$
ψ	angle d'inclinaison	

Indices

a	adiabatique
ax	axial
b	bulle

c	condenseur
DBC	Direct Bonded Copper
cap	capillaire
e	évaporateur
eff	efficace
ent	entraînement
eq	équivalent
h	hydraulique
i	intérieur
in	inertiel
int	interface
l	liquide
m	ménisque
max	maximal
p	paroi
s	sphère
sat	saturation
v	vapeur
vis	visqueux
w	réseau capillaire

Introduction générale

Les convertisseurs statiques de puissance sont constitués de composants semiconducteurs qui assurent le contrôle des transferts d'énergie. L'apparition des composants comme les transistors de puissance à grille isolée, tels que les IGBT, permet d'augmenter la fréquence de fonctionnement des convertisseurs tout en gardant des calibres en tension et en courant très importants. En raison du niveau de puissance commutable élevé et du fonctionnement à haute fréquence (de quelques kHz à quelques 100 kHz), les densités de puissance générées dans les composants sont importantes. Les densités de flux de chaleur à évacuer peuvent ainsi atteindre plusieurs centaines de Watts par centimètre carré. Le fait que les modules de puissance ont tendance à devenir de plus en plus compacts engendre une augmentation significative des densités de flux à évacuer. Un refroidissement plus performant est devenu impératif. Pour la conception optimale d'une fonction de puissance, les contraintes électriques et thermiques ne peuvent pas être traitées séparément.

A l'heure actuelle, le refroidissement est effectué au niveau de la semelle du boîtier des modules, par l'emploi de refroidisseurs à convection forcée. Cette méthode, mettant en œuvre des techniques d'assemblage aux performances thermiques médiocres, limite les capacités d'intégration des systèmes de l'électronique de puissance. Plusieurs études concernant la conception et la réalisation des dispositifs de refroidissement ont été menées au Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble. Des progrès significatifs ont été réalisés grâce à l'emploi des refroidisseurs à convection forcée réalisés par usinage de microcanaux. Ils ont permis d'évacuer des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de Watt par centimètre carré [5]. Ces performances ont été encore améliorées par l'utilisation de refroidissement double face [1]. Pour toutes ces réalisations, les interfaces jouent un rôle prépondérant sur les caractéristiques thermiques et thermomécaniques obtenues.

Les travaux sur les caloducs auxquels nous avons participé ont montré que ce type de fonction thermique répond à un certain nombre d'applications. Les caloducs sont des échangeurs qui permettent, grâce à un changement de phase d'un fluide caloporteur, de prélever la chaleur en un point et de la transporter vers un autre, sans utiliser de pompe ou d'autre artifice mécanique. Les critères, comme la masse, les nuisances sonores et l'encombrement sont souvent essentiels pour les systèmes électroniques embarqués, en particulier

pour les applications spatiales. Pour ces raisons, nous avons poursuivi les études menées par Y. Avenas [42] en les orientant vers les applications dans le domaine spatial.

Dans le premier chapitre, après avoir rappelé la structure classique d'un composant de puissance et après avoir présenté les principales notions de thermique, nous décrivons le principe de fonctionnement des caloducs et les différents types de structures, ainsi que les limites de fonctionnement de chacune d'elles.

Le deuxième et le troisième chapitre sont consacrés aux études théoriques et expérimentales de caloducs en silicium. Deux types de réseau capillaire sont présentés. Le premier réseau capillaire, adapté à un transfert de chaleur axial, utilise une structuration à rainures rectangulaires, le second, quant à lui, possède une structuration à rainures radiales pour réaliser un micro caloduc à épanouissement 2D.

Dans le quatrième et dernier chapitre, nous décrivons l'étude de conception, de réalisation et de caractérisation des caloducs intégrés dans un substrat DBC (Direct Bonded Copper). Cette intégration du drain thermique dans un substrat DBC est une solution innovante et efficace pour améliorer les performances thermiques des substrats de puissance, et pour assurer les connectiques électriques des composants et la fixation mécanique de l'ensemble.

CHAPITRE I

Electronique de puissance et caloducs

1 Nécessité d'un refroidissement adapté

1.1 Introduction

Grâce aux progrès technologiques réalisés en électronique, les composants deviennent de plus en plus performants ; simultanément leur taille décroît et la fréquence de fonctionnement augmente. Les densités de pertes thermiques dans les composants électroniques deviennent très importantes, il est donc nécessaire, de maintenir la température des composants à des valeurs permettant un bon fonctionnement. Les composants en silicium admettent une température maximale comprise entre 120 °C et 150 °C. Cela implique que la conception d'un circuit électronique doit être accompagnée d'une étude thermique pour assurer et valider son fonctionnement.

1.2 Les composants de puissance

L'électronique de puissance consiste à étudier des structures de conversion d'énergie. Ces dernières sont constituées d'éléments passifs et de composants semi-conducteurs qui jouent le rôle d'interrupteurs. Le contrôle de l'échange d'énergie entre les sources et les composants passifs (condensateurs et inductances) est effectué en utilisant des interrupteurs rapides. Pour une puissance donnée, plus les transferts d'énergie sont rapides, plus l'énergie stockée dans les éléments passifs est faible, et donc plus ces éléments peuvent avoir une taille réduite.

Les pertes dans les semi-conducteurs de puissance sont de deux types : les pertes par conduction et les pertes par commutation. Nous voyons sur la *Figure 1* que lorsque l'interrupteur est conducteur, une tension résiduelle persiste aux bornes du composant. Celle-ci est à l'origine des pertes en conduction. Un autre phénomène apparaît au moment de la commutation. A l'allumage, il existe un temps t_{on} pendant lequel il y a à la fois une tension, supérieure à la tension résiduelle, et un courant. Il s'en suit une puissance instantanée importante et donc une dépense d'énergie à chaque allumage [2]

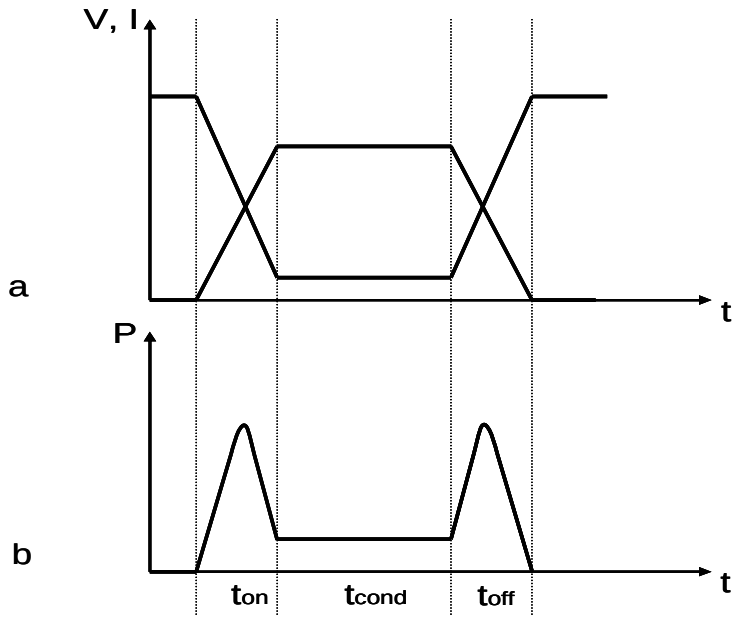


Figure 1 : (a) Formes d'ondes de tension de courant dans un interrupteur
(b) Puissance instantanée dissipée dans l'interrupteur

Les composants de puissance, comme par exemple les IGBT, permettent de travailler à haute fréquence, ceci implique une augmentation du nombre de commutations par seconde, et la conséquence est une apparition de pertes importantes. Le niveau de ces pertes en commutation est proportionnel au nombre de commutations et donc à la fréquence du convertisseur. D'après les études menées au Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble [4][5][6], l'addition de ces deux phénomènes peut conduire à des densités de flux de chaleur au niveau de la puce en silicium de plusieurs centaines de W. cm^{-2}.

Il est également nécessaire de refroidir le composant pour maintenir sa température à des valeurs permettant un bon fonctionnement. Pour les applications industrielles, la valeur de cette température ne dépasse jamais 125°C afin de respecter les règles de fiabilité [3].

Tous les composants électroniques sont fortement thermosensibles : ils ont des performances médiocres en dehors de certaines limites de température, et peuvent être détruits si cette dernière dépasse celle du domaine de fonctionnement. L'influence de la température se manifeste sur :

- les performances électriques : la température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est pas garanti, des dérives des paramètres provoquent une diminution des performances pouvant aller plus ou moins brutalement jusqu'à la défaillance ;

- le packaging qui est soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques pour lesquelles se produisent des changements d'état de structures physiques ;
- les cycles thermiques, auxquels sont soumis des matériaux reliés entre eux et de coefficients de dilatation différents, induisent des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui provoque une rupture à plus ou moins long terme.

Le problème de l'évacuation et de l'épanouissement de la chaleur est donc primordial en électronique de puissance. Un refroidissement efficace est nécessaire [7]. Pour cela nous allons présenter les mécanismes physiques permettant de transférer la chaleur du composant électronique vers le milieu extérieur [8][9].

1.3 Thermique des composants de puissance

1.3.1 Différents modes de transfert de chaleur

Le transfert thermique peut être défini comme un échange de chaleur lié à l'existence d'une différence de températures. Nous distinguons trois modes de transfert de chaleur : conduction, rayonnement et convection.

La conduction :

La conduction est un transfert de chaleur qui se produit à l'échelle des atomes ou des molécules. C'est un transfert par contact direct entre les molécules, dès qu'il existe un gradient de température. Dans le cas de conduction dans un barreau (*Figure 2*), le flux de chaleur Q entre deux sections de surface S et de longueur L est donné par la loi de Fourier :

$$Q = k\frac{S}{L}(T_1 - T_2) \tag{1}$$

avec $T_1 > T_2$ et k étant la conductivité thermique du matériau.

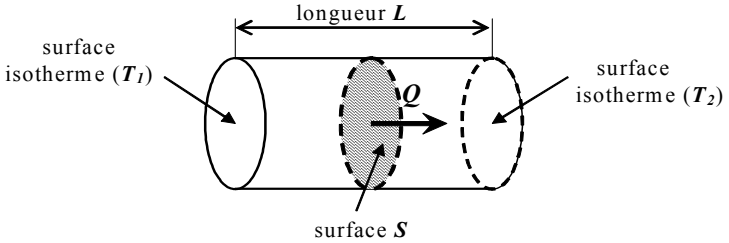


Figure 2 : Conduction de la chaleur dans un barreau

Le rayonnement :

Le rayonnement est la seule transmission d'énergie sans aucun support matériel. Tous les corps matériels émettent un rayonnement de nature électromagnétique.

Dans le cas des transferts thermiques, le rayonnement consiste à un échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent. Pour deux plans parallèles, ce flux peut se mettre sous la forme :

$$Q = \varepsilon_{12}\sigma_s S(T_1^4 - T_2^4) \tag{2}$$

avec ε_{12} l'émissivité équivalente de l'ensemble paroi-1 et paroi-2, et σ_s la constante de Stefan.

La convection :

La convection thermique apparaît lorsqu'un fluide en mouvement est en contact avec une paroi solide ou un autre fluide. La puissance thermique transmise entre la surface de la paroi et le fluide s'écrit de la façon suivante :

$$Q = hS(T_p - T_\infty) \tag{3}$$

Le problème de la convection est très complexe car le calcul résulte de deux phénomènes qui sont la conduction et le transport des particules à l'intérieur du fluide. Si le mouvement du fluide est dû à une différence de températures, on parle de convection naturelle. Si ce mouvement est résultat d'une action externe, on parle de convection forcée. Ainsi le problème thermique est couplé à un problème de mécanique des fluides.

1.3.2 Résistance thermique

La similitude entre les lois physiques régissant les phénomènes de conduction thermique et de conduction électrique permet d'utiliser la notion de résistance thermique. Elle permet d'exprimer la loi de Fourier de la manière suivante :

$$\Delta T = R_{th}Q \tag{4}$$

Pour l'exemple d'un barreau, la résistance thermique due à la conduction est égale à $L/(k.S)$, avec S la section de passage du flux de chaleur. Dans le cas de la convection la résistance thermique prend l'expression de $1/h.S$, avec h le coefficient d'échange. Cette grandeur s'exprime en K/W ou °C/W.

La *Figure 3* représente la coupe multicouche d'un module de puissance. La résistance thermique d'un module peut être séparée en trois autres distinctes qui sont [10] : la résistance thermique jonction-boîtier $R_{thj,b}$, la résistance thermique entre le boîtier et le refroidisseur notée $R_{thc,s}$ et la résistance thermique due au refroidisseur notée $R_{ths,a}$.

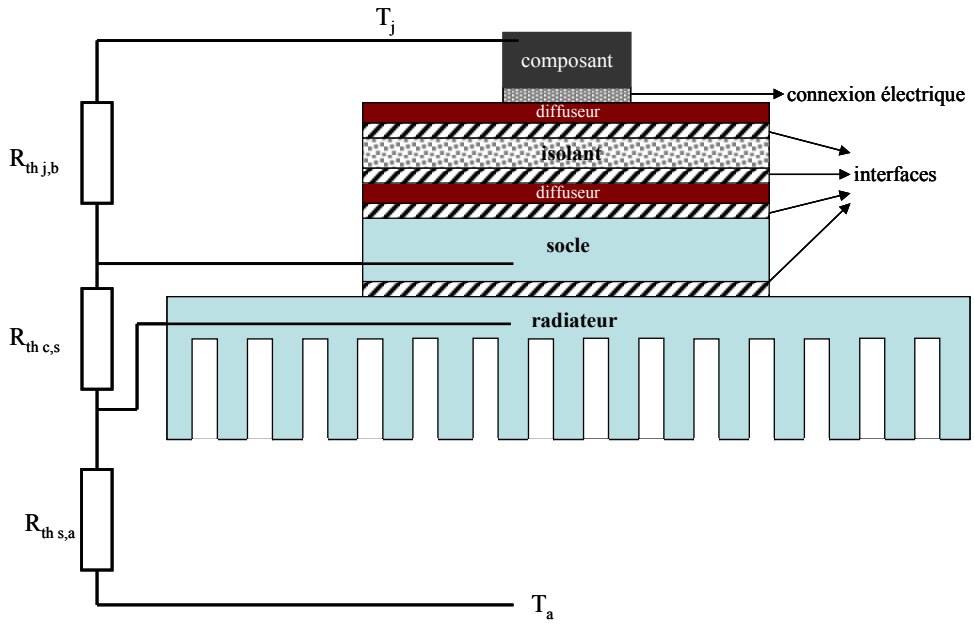


Figure 3 : Coupe typique d'un module de puissance

Comme nous pouvons le voir, l'assemblage classique d'un module de puissance est constitué de cinq couches de matériaux différents, chacune étant liée aux autres par une transition très mince appelée interface (brasures, soudures…). Le premier diffuseur se trouve directement sous la puce en silicium. Il réalise la jonction entre la face arrière de la puce et sa connexion électrique externe, et en même temps il participe également à l'évacuation de la chaleur générée dans la puce en permettant au flux de chaleur de s'étaler. Dans les modules classiques ce diffuseur est en cuivre. Sous ce diffuseur se trouve l'isolant électrique. Son rôle est d'isoler électriquement le composant du reste du module. Il assure également l'isolation électrique entre les différents composants d'un même module. Le matériau utilisé doit être suffisamment isolant pour pouvoir supporter les tensions appliquées, et en même temps un bon conducteur thermique pour ne pas altérer l'évacuation de la chaleur. Nous retrouvons ensuite le deuxième diffuseur qui sert de liaison avec le socle. Tous ces matériaux sont assemblés les uns aux autres, par des brasures ou des soudures. Ces interfaces présentent une conductivité thermique très faible, dégradant donc fortement la capacité du module à évacuer la chaleur générée par la puce. Le module est recouvert de silicone et l'ensemble est encapsulé dans un boîtier en plastique, à l'exception de la face arrière du socle, par laquelle se fera l'échange thermique avec l'extérieur.

L'écoulement du flux de chaleur à travers le module, de la puce vers la face arrière du socle, se fait par conduction. La transition de la chaleur est due à la différence de températures entre ces régions. Chaque région a son épaisseur et sa conductivité thermique propre, et présente une résistance thermique.

Afin de maintenir une faible température de fonctionnement, il est nécessaire d'avoir un refroidissement adapté et de diminuer les interfaces entre les différentes couches représentées sur la *Figure 3*. Pour la majorité des applications, le concepteur de convertisseurs travaille avec des composants existants et ne peut modifier la résistance thermique $R_{thj,b}$. Il doit donc essayer de réduire au mieux les deux autres termes. Deux alternatives se présentent pour agir sur la résistance $R_{thc,s}$. La première consiste à ajouter une couche la plus conductrice possible entre le composant et le refroidisseur afin de chasser l'air qui pourrait se loger dans les interstices des deux parois. La couche de graisse conductrice joue ce rôle. La seconde alternative consiste à intégrer tout ou une partie du refroidisseur dans la semelle du composant afin d'éliminer cette interface. Enfin, pour réduire la troisième résistance thermique $R_{ths,\ a}$, il faut trouver le meilleur moyen pour acheminer la chaleur du composant vers l'ambiant.

Différentes solutions de refroidissement classique peuvent être mises en place pour réduire la résistance thermique du système. Avec ce type de refroidissement, le composant et le refroidisseur sont conçus de manière indépendante l'un de l'autre. Comme nous l'avons précédemment dit, il y a entre la puce en silicium et le refroidisseur plusieurs épaisseurs de matériaux différents. Toutes ces interfaces détériorent les performances thermiques, et sont génératrices de contraintes mécaniques. Les différents matériaux n'ont pas le même comportement thermomécanique, puisqu'ils n'ont pas le même coefficient de dilatation, d'où la fatigue thermique réduisant la durée de vie du système. Les refroidisseurs les plus performants nécessitent l'utilisation d'une pompe ou d'un ventilateur. Ces équipements peuvent engendrer des perturbations et des nuisances sonores. Enfin le poids des refroidisseurs classiques est important, et ceci représente un problème, surtout pour des applications de l'électronique embarquée.

Une solution pour améliorer le refroidissement repose sur la modification de l'empilement du système afin de réduire les résistances thermiques d'interface et de permettre l'augmentation de la surface d'échange. Nous allons voir dans la prochaine partie que ceci est possible via l'utilisation d'échangeurs de chaleur totalement passifs appelés caloducs.

2 Caloducs

2.1 Principe de fonctionnement

Un caloduc est un système qui, grâce à un changement de phase d'un fluide caloporteur, prélève la chaleur d'un point et la transporte vers un autre, sans utiliser de pompe ou d'autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte étanche, dont les parois internes sont tapissées d'une structure capillaire. Il contient du liquide qui est en équilibre avec sa vapeur en l'absence totale d'air ou de tout autre gaz.

Le caloduc est composé de trois parties appelées évaporateur, condenseur et zone adiabatique. Le principe de fonctionnement est représenté sur la *Figure 4*. Dans la zone chauffée (l'évaporateur), le liquide s'évapore et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (le condenseur). Le fluide condensé retourne vers l'évaporateur, grâce à l'effet de la capillarité développée dans le milieu poreux qui tapisse la paroi interne. Ce réseau capillaire joue le rôle du moteur du caloduc. Avec un réseau capillaire adapté, le caloduc peut fonctionner dans toutes les positions et par conséquent hors gravité.

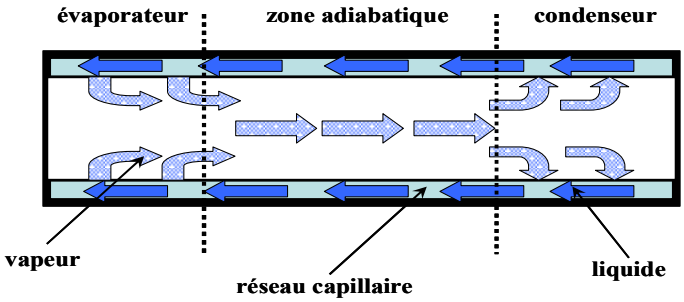


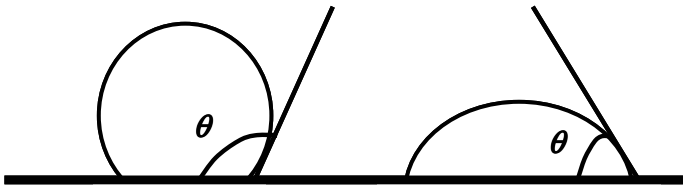
Figure 4 : Principe de fonctionnement d'un caloduc

L'intérêt principal de ce principe est que le flux de chaleur est transporté entre l'évaporateur et le condenseur avec un très faible gradient de température. Ce phénomène a été quantifié par plusieurs auteurs [11] [12] qui ont montré que la valeur équivalente de la conductivité thermique de l'espace vapeur pouvait atteindre des valeurs 100 fois supérieures à celles du cuivre. En effet, le caloduc permet d'extraire la chaleur d'un endroit difficilement accessible et de la transférer vers une zone facilement refroidie. Ces types de structures sont utilisés dans le domaine de la microélectronique, de la médecine, de l'électronique de puissance et dans le domaine spatial, car le caloduc possède l'avantage de pouvoir fonctionner hors gravité.

2.1.1 Réseaux capillaires

Le fonctionnement d'un caloduc dépend essentiellement de la capacité de pompage du réseau capillaire. Dans la suite, nous verrons les paramètres qui caractérisent ce phénomène.

Lorsqu'une goutte est en contact avec un solide, celle-ci se déforme à cause de l'existence de force d'interaction entre elle et la paroi. Pour caractériser l'interface liquide-solide, on utilise la notion d'angle de contact θ. Lorsque l'interaction entre le liquide et le solide est grande, nous considérons que le liquide ne mouille pas. Dans ce cas l'angle θ est supérieur à *90°*. Dans le cas contraire, on considère qu'il mouille (*θ<90°)* (*Figure 5*).



Liquide non mouillant Liquide mouillant

Figure 5 : Forme d'une goutte en contact avec une surface solide

Il existe une différence de pression à l'interface liquide-vapeur qui dépend de la forme de l'interface et de la nature du liquide. Dans le cas d'une goutte sphérique de rayon R, elle est exprimée de la façon suivante :

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\sigma}{R} \tag{5}$$

avec σ la tension surfacique. Le rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur dans le cas d'un liquide situé dans un tube de rayon *r* est égal à $r/\cos\theta$. La différence de pression devient :

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\sigma\cos(\theta)}{r} \tag{6}$$

Si le liquide mouille la paroi, le ménisque monte dans le tube et il descend dans le cas contraire (*Figure 6*). Cette différence de pressions est appelée pression capillaire, car c'est elle qui détermine la hauteur de la remontée capillaire dans le tube.

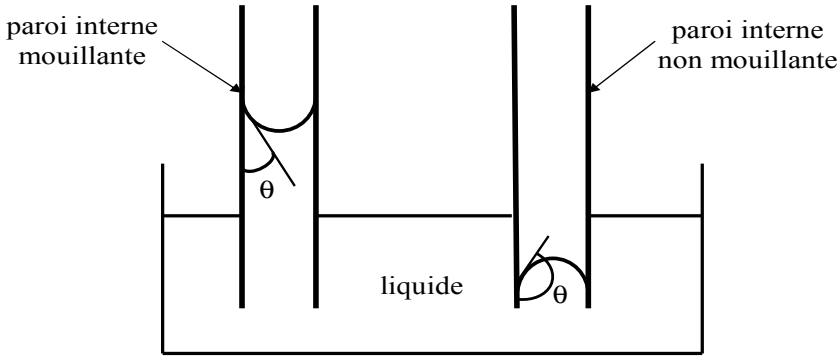


Figure 6 : Remontée capillaire dans un tube

Afin d'avoir une pression capillaire importante, il est nécessaire de choisir des couples liquide-solide permettant d'avoir des angles de mouillage les plus faibles possibles.

Dans le cas d'un tube d'une section rectangulaire, l'interface a deux rayons de courbure R_1 et R_2. L'expression de la pression capillaire donnée par l'équation de Laplace, prend la forme suivante :

$$\Delta P_{cap} = \sigma(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}) \tag{7}$$

Le mouvement du liquide dans le réseau capillaire d'un caloduc s'effectue grâce à la force capillaire créée dans ce dernier. Le fonctionnement du caloduc est principalement dû à l'évolution du rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur entre le condenseur et l'évaporateur. Il en résulte une différence de pression capillaire entre ces deux zones qui engendre l'écoulement. Un paramètre qui caractérise le réseau capillaire est la perméabilité *K,* qui traduit la facilité avec laquelle l'écoulement le traverse. Un dernier paramètre caractérisant le réseau capillaire est sa capacité de transfert de chaleur qui se traduit par un coefficient d'échange thermique. Un bon réseau capillaire doit avoir simultanément une perméabilité, une pression capillaire et un coefficient d'échange thermique les plus élevés possibles.

Il existe plusieurs types de réseau capillaire. Les plus répandus sont les mèches tissées, les rainures axiales et les poudres métalliques frittées.

2.1.2 Les fluides

Le choix d'un fluide est principalement déterminé par la gamme de température de travail du caloduc. Le tableau 1 présente les fluides les plus fréquemment utilisés. D'autres critères pour le choix du fluide sont la compatibilité et la mouillabilité avec le réseau capillaire et le matériau enveloppe.

Fluide	Température minimale (°C)	Température maximale (°C)
Hélium	-271	-269
Azote	-203	-160
Ammoniaque	-60	100
Acétone	0	120
Méthanol	10	130
Ethanol	0	130
Eau	30	200
Toluène	50	200
Mercure	250	650
Sodium	600	1200
Lithium	1000	1800
Argent	1800	2300

Tableau 1 : Fluides couramment utilisés

La pression aux conditions de fonctionnement, la chaleur latente, la viscosité, la tension de surface et la conductivité thermique du fluide représentent aussi des critères importants pour le choix du fluide caloporteur.

Le tableau 2 représente la compatibilité des fluides très utilisés avec certains matériaux enveloppes [14].

	Al	Cu	Fe	Ni	Inox	Ti
Méthane	C	C			C	
Ammoniaque	C		C	C	C	
Méthanol	I	C	C	C	C	
Eau	I	C		C	C-H_2	C

C : compatible, I : incompatible, C-H_2 compatible avec possibilité d'apparition de H_2.

Tableau 2 : Compatibilité entre fluides et matériaux

2.2 Différents types de caloducs

Thermosiphons et caloducs assistés par la gravité :

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 le fluide condensé vers l'évaporateur (*Figure 7*). 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. La structure 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 la surface de contact entre les écoulements liquide et vapeur, ce qui augmente considérablement les capacités de fonctionnement du caloduc. L'intérêt d'avoir un réseau capillaire par rapport à un tube lisse est avant tout d'augmenter notablement les coefficients d'échange internes en évaporation et en condensation et ensuite, d'avoir un fonctionnement plus stable.

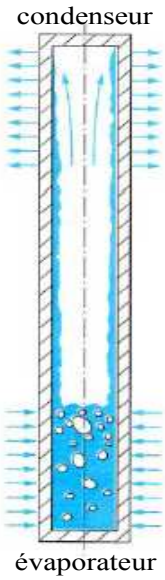


Figure 7 : Principe d'un thermosiphon diphasique

<u>Caloducs tournants :</u>

Lorsque le caloduc tourne, le retour du liquide vers l'évaporateur est assuré non pas par les forces capillaires mais par la force centrifuge grâce à la forme conique de l'enveloppe. Cette solution est utilisée pour le refroidissement de machines tournantes. Le principe de fonctionnement d'un caloduc tournant est présenté sur la *Figure 8*

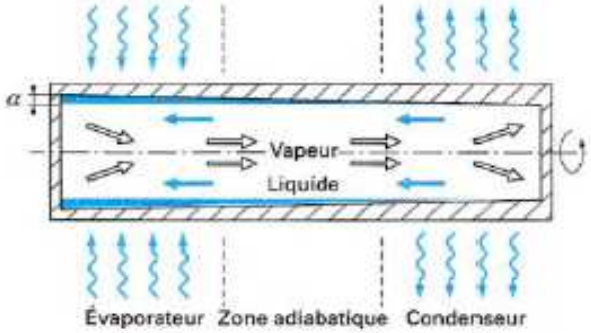


Figure 8 : Principe d'un caloduc tournant [15]

Boucle à pompage capillaire :

La boucle à pompage capillaire est surtout utilisée pour les applications spatiales. Le principe de fonctionnement est le même que celui d'un caloduc, mais les chemins de la vapeur et du liquide sont découplés. La pression capillaire se développe à la périphérie du réseau capillaire soumis au flux de chaleur. Le principe de fonctionnement est présenté sur la *Figure 9* .

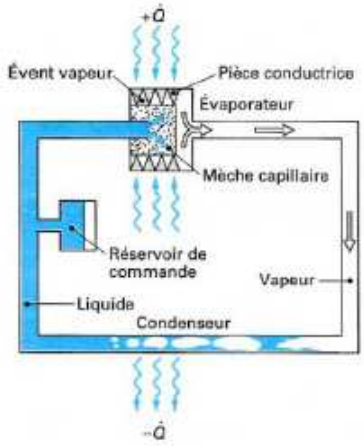


Figure 9 : Principe de fonctionnement de boucle à pompage capillaire [15]

Caloducs pulsés

Le caloduc pulsé est relativement nouveau (*Figure 10*), 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.

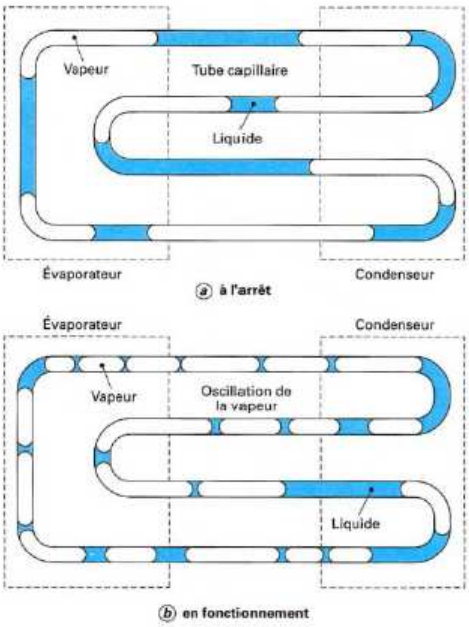


Figure 10 : Principe de fonctionnement du caloduc pulsé [15]

Le tube constitué de plusieurs boucles continues, couple une zone d'évaporation et une zone de condensation. La chaleur est transférée par les oscillations du fluide caloporteur selon la direction axiale. Ces oscillations sont créées par des rapides fluctuations de pression dues à la génération de bulles de vapeur dans la zone d'évaporation et leur collapse dans la zone de condensation.

Répartiteur de chaleur :

Comme il a été indiqué précédemment, la zone vapeur des caloducs présente une conductivité thermique équivalente très élevée. Il est donc possible de les utiliser comme épanouisseur de flux de chaleur. Leur principe de fonctionnement est le même que celui des caloducs classiques, mais les trajets du fluide sont différents car la source chaude (évaporateur) est placée sur une face du caloduc et la source froide (condenseur) utilise l'intégralité de la seconde face. Nous présentons le principe de fonctionnement d'un répartiteur de chaleur sur la *Figure 11*.

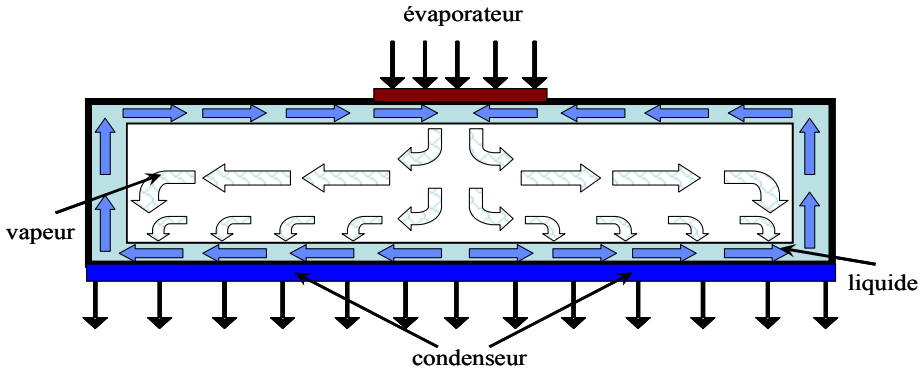


Figure 11 : Principe de fonctionnement d'un répartiteur de chaleur

Micro caloducs :

La notion de micro caloduc a été introduite par Cotter [13]. La définition de micro caloduc s'applique à des dispositifs dont le diamètre hydraulique est du même ordre de grandeur que le rayon de l'interface liquide-vapeur . En pratique, un micro caloduc est constitué par un canal non circulaire de 10 à 500 µm de diamètre équivalent et de 10 à 20 mm de longueur. Le retour du liquide à l'évaporateur s'effectue dans les zones formées par les angles aigus qui constituent des artères (*Figure 12*) ; la puissance véhiculée est de l'ordre du watt [16]. Grâce à leur petite taille, ils permettent d'éliminer les points chauds [17].

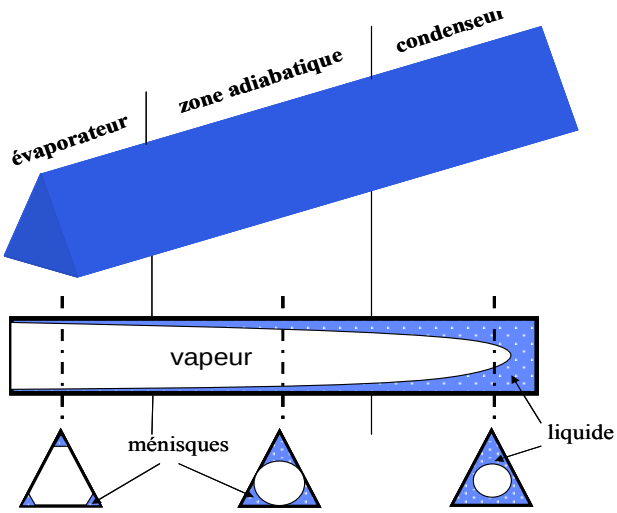


Figure 12 : Principe d'un micro caloduc

Les micro caloducs sont extrêmement sensibles à la quantité de fluide introduite, à la pureté et au mouillage de la paroi par le liquide.

2.3 Les limites de fonctionnement d'un caloduc

Le principe de base d'un caloduc est l'échange thermique entre deux zones grâce à l'écoulement d'un fluide simultanément sous sa phase gazeuse et sa phase liquide. La conception d'un tel système exige non seulement une étude des échanges thermiques dans ses différentes zones, mais aussi une prise en compte des phénomènes hydrauliques qui sont engendrés par les déplacements du fluide dans le caloduc. Pour une température de fonctionnement donnée, la pression interne est très proche de la pression de saturation du fluide 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 que le caloduc ne peut fonctionner que dans un domaine limité de température, pour lequel la pression interne n'est ni trop faible ni trop élevée. Le diagramme de phase d'un corps pur (*Figure 13*) montre que, pour que cette condition soit respectée, le point de fonctionnement doit être sur la courbe délimitant les phases vapeur et liquide et doit être compris entre le point triple et le point critique. Cette courbe représente la ligne de saturation du fluide. En dessous du point triple, correspondant à un état du corps pour lequel les trois phases (solide, liquide et vapeur) sont présentes, la vapeur se transforme en solide, et, en dessus du point critique, il n'existe que la phase vapeur. En conséquence, la zone de température dans laquelle le caloduc peut fonctionner est comprise entre les températures correspondant à ces deux points.

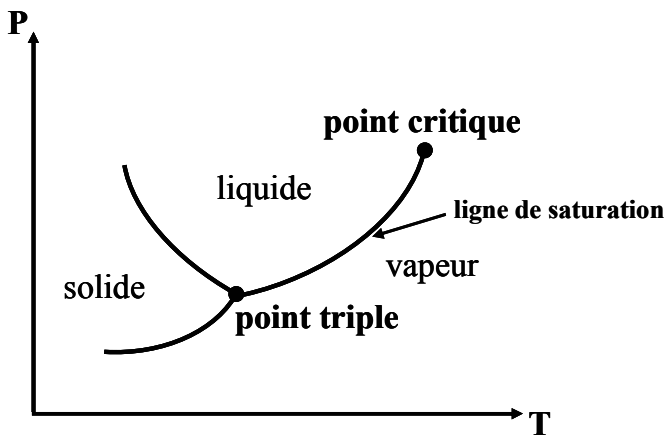


Figure 13 : Diagramme de phase d'un corps pur

2.3.1 Domaine de fonctionnement

Même si le point de fonctionnement du caloduc se trouve sur la ligne de saturation, il est possible qu'apparaisse une dégradation de son fonctionnement, voir même un disfonctionnement du système. Avec l'augmentation de la puissance injectée, arrive un moment où le fonctionnement du caloduc s'arrête. Dans ce cas une des cinq limites représentées sur la *Figure 14* est atteinte.

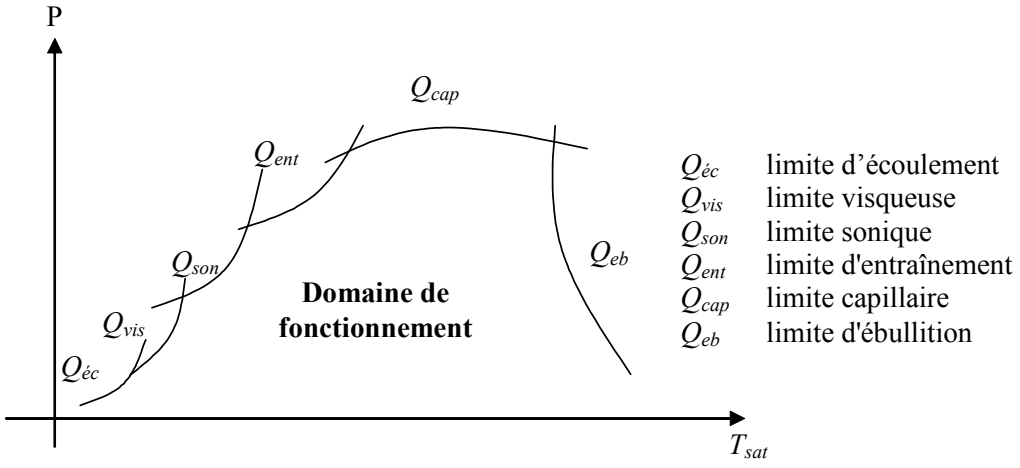


Figure 14 : Domaine de fonctionnement d'un caloduc

Ces limitations sont essentiellement liées aux propriétés du fluide caloporteur et à la géométrie de l'enveloppe du caloduc.

Une pression trop faible (donc une vapeur insuffisamment dense), conduit à des limites de type visqueux ou sonique, tandis qu'une pression trop élevée conduit à une limite de type ébullition. De plus, lorsque le caloduc fonctionne dans son domaine de température optimale, il existe deux

autres limitations relatives au flux thermique que peut transporter le caloduc. Ce sont la limite d'entraînement et la limite capillaire.
Les paragraphes suivants vont détailler chacun des cas de ces cinq limites, en présentant les causes et les conséquences inhérentes à chacune d'elles.

2.3.1.1 Limite d'écoulement

Cette limite apparaît lorsque les dimensions du caloduc sont de très petite taille. Elle est liée à l'apparition du régime d'écoulement en gaz raréfié. En effet, pour ce type de caloduc, le libre parcours moyen des molécules de vapeur peut, lorsque la pression est très faible, devenir du même ordre de grandeur que le diamètre du conduit de vapeur. Les lois régissant les écoulements en milieu continu ne sont alors plus vérifiées. Ce phénomène doit être pris en compte lors de la conception de caloducs de très petite taille.

2.3.1.2 Limite visqueuse

La limite visqueuse se rencontre pour des caloducs fonctionnant à une température correspondant à une pression de saturation du fluide interne très faible. Comme la pression est extrêmement basse, la densité de la vapeur est aussi très faible. Par conséquence, un flux de chaleur élevé engendre une forte chute de pression dans la phase vapeur. Il apparaît une différence de températures très importante aux extrémités du caloduc. Ceci est certainement dû à une faible différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur. L'origine de la limite visqueuse 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. Cette limite se manifeste principalement pour les caloducs dont le liquide caloporteur est constitué de métaux liquides.

2.3.1.3 Limite sonique

Comme la limite visqueuse, 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

consécutive à l'écoulement de la vapeur dans le caloduc. En effet, la très faible densité de la vapeur conduit à des vitesses de vapeur proches de la vitesse sonique. Ce phénomène s'accompagne d'un gradient de pression (et donc de température) élevé dans l'évaporateur. Pour de forts flux de chaleur, ceci peut créer une onde de choc dans le caloduc qui perturbe son fonctionnement.

Cette limite intervient essentiellement en phase de démarrage dans les caloducs fonctionnant à température élevée, c'est-à-dire dans des caloducs dont le fluide caloporteur est constitué de métaux liquides (Tableau 1).

2.3.1.4 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. 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. Avec l'amplification de ce phénomène, 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. La valeur de cette limite dépend fortement de la surface de contact entre le liquide et la vapeur, donc de la nature du réseau capillaire [18].

2.3.1.5 Limite capillaire

La limite capillaire concerne principalement les caloducs pour lesquels la pression motrice, permettant au fluide condensé de retourner du condenseur jusqu'à l'évaporateur, a pour origine principale les forces capillaires.

Lorsque le caloduc fonctionne, l'écoulement de la vapeur de l'évaporateur jusqu'au condenseur s'accompagne d'une légère chute de pression vapeur (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 liquide (perte de charge liquide). Pour que le caloduc puisse continuer à fonctionner, il faut que ces chutes de pression soient compensées par la pression capillaire.

La limite capillaire est atteinte lorsque l'effet de pompage du réseau capillaire n'arrive plus à vaincre les chutes de pression et ne permet plus la circulation du fluide jusqu'à l'évaporateur. Cette limite est essentielle pour le fonctionnement du caloduc. Nous allons présenter comment il

est possible de l'estimer. Pour cela nous allons monter une méthode de prédiction des chutes de pression de la phase vapeur et de la phase liquide.

Ecoulement de la phase vapeur

Les pertes de pression dans un écoulement peuvent être séparées en trois termes distincts : un terme dû aux forces de volume, un autre dû aux effets dynamiques et enfin un dernier dû aux pertes visqueuses. Comme la densité de la vapeur est très faible, nous pouvons négliger les pertes de pression dues aux forces de volume. Nous allons donc nous intéresser plus particulièrement au calcul des pertes visqueuses et aux pertes de pression dues aux effets dynamiques. La perte de pression totale entre deux points dans un fluide en mouvement peut s'écrire alors de la manière suivante :

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{2}\rho(v_1^2 - v_2^2) - \Delta P_{vis} \tag{8}$$

Les pertes visqueuses

Les pertes de pression dues aux forces visqueuses peuvent être exprimées grâce à la contrainte de cisaillement (τ_v) sur la paroi et le diamètre hydraulique de la zone vapeur [14].

$$\frac{dP_{v,vis}}{dx} = -\frac{4\tau_v}{D_{h,v}} \tag{9}$$

Ceci est valable dans le cas d'un écoulement laminaire, incompressible et mono dimensionnel. Nous pouvons également écrire le nombre de Reynolds axial et le coefficient de friction f_v de l'écoulement :

$$Re_v = \frac{D_{h,v}\rho_v v_v}{\mu_v}$$

$$f_v = \frac{2\tau_v}{\rho_v v_v^2} \tag{10}$$

où v_v est la vitesse moyenne axiale de la vapeur. La valeur du nombre de Reynolds détermine le régime d'écoulement du fluide. L'expérience réalisée par Reynolds montre que :

- si $Re < 2000$, le régime est laminaire,
- si $2000 < Re < 3000$, le régime est intermédiaire,

- si $Re > 3000$, le régime est turbulent.

La vitesse moyenne axiale de la vapeur peut s'exprimer en fonction du débit massique $\dot{m}$ et de la section du conduit vapeur A_v, comme suit :

$$v_v = \frac{\dot{m}}{A_v \rho_v} \tag{11}$$

Le débit massique est directement lié à l'injection de molécules dans la zone de vapeur. Il est donc nul au début de l'évaporateur, augmente le long de ce dernier, reste constant le long de la zone adiabatique et, enfin décroît au niveau du condenseur. Afin de simplifier les calculs, on utilise la notion de flux axial Q_{ax}. Celui-ci représente la puissance transportée par les molécules de vapeur le long du caloduc. Sa valeur peut être obtenue en intégrant la densité de flux rentrant dans l'espace vapeur le long du caloduc. L'évolution de ce flux est représentée sur la *Figure 15*. Nous prenons l'hypothèse que les densités de puissance à l'évaporateur et au condenseur sont constantes. Q_{tot} représente la puissance totale dissipée par la source chaude. Le flux axial est défini de la manière suivante :

$$Q_{ax,v} = \dot{m} h_{fg} \tag{12}$$

Nous obtenons ainsi, la vitesse de la vapeur en fonction du flux axial :

$$v_v = \frac{\dot{m}}{A_v \rho_v} = \frac{Q_{ax,v}}{A_v \rho_v h_{fg}} \tag{13}$$

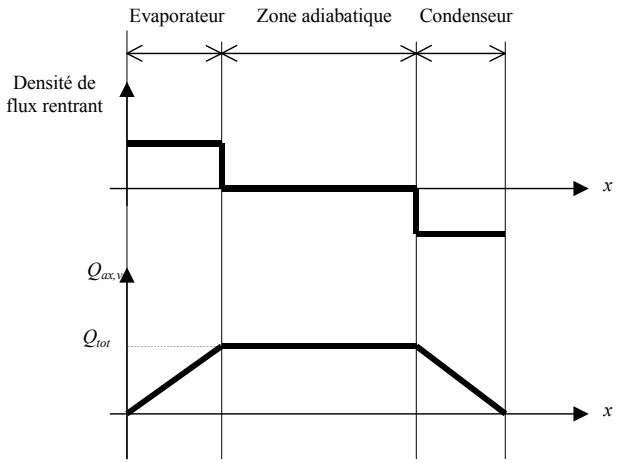


Figure 15 : Evolution du flux axial de chaleur dans la zone vapeur

Il est possible d'exprimer une relation entre la dérivée des pertes de pression dues aux forces visqueuses et le flux axial le long du caloduc :

$$\frac{dP_{v,vis}}{dx} = -F_v Q_{ax,v} \text{ avec } F_v = \frac{2\mu_v (f_v Re_v)}{A_v D_{h,v}^2 h_{fg} \rho_v} \tag{14}$$

Le nombre de Poiseuille ($f_v Re_v$), dans le cas d'un régime laminaire, est une constante qui ne dépend que de la forme du conduit.

Les pertes inertielles dues aux effets dynamiques

La pression inertielle correspond aux forces nécessaires pour accélérer la vapeur [19]. Dans la zone d'évaporation, la vitesse de la vapeur est orthogonale à l'axe longitudinal du caloduc. Sa vitesse axiale initiale est donc nulle. En conséquence, sa mise en mouvement demande une variation de pression. Dans la zone de condensation, cette énergie est restituée sous forme d'une augmentation de pression.

Dans le cas d'un écoulement mono-dimensionnel dans un régime laminaire, la dérivée des pertes de pression inertielles suivant l'axe du caloduc s'exprime de la manière suivante [14] :

$$\frac{dP_{v,in}}{dx} = -D_v \frac{dQ_{ax,v}{}^2}{dx} \text{ avec } D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v h_{fg}^2} \tag{15}$$

La constante β varie en fonction de la forme géométrique du conduit dans lequel se développe le flux de vapeur. Pour une section circulaire, cette constante est de 1.33 et vaut 1.44 pour une section rectangulaire.

Le développement précédent était effectué pour un fluide incompressible en régime laminaire. Chi [14] propose une modification des coefficients F_v et D_v afin de prendre en compte, le régime turbulent et la compressibilité de l'écoulement de la phase vapeur. Le critère de compressibilité est basé sur le nombre de Mach (M_v). Celui-ci représente le rapport entre la vitesse de la vapeur et la vitesse du son dans cette même vapeur et s'exprime de la manière suivante dans un caloduc :

$$M_v = \frac{Q_{ax,v}}{A_v \rho_v h_{fg} \sqrt{\gamma_v R_v T_v}} \tag{16}$$

γ_v est le rapport des chaleurs spécifiques. Il est respectivement égal à 1.67, 1.4 ou 1.33 pour les molécules monoatomiques, diatomiques ou polyatomiques. R_v est la constante de la vapeur. Si le nombre de Mach est inférieur à 0.2, l'écoulement est supposé incompressible ; s'il est supérieur à 0.2, l'écoulement est compressible.

Ecoulement de la phase liquide

Les pertes de pression de l'écoulement liquide sont également constituées de trois termes. Du fait que la phase liquide est beaucoup plus dense que celle de la vapeur, les forces de volume ne peuvent pas être négligées. Du fait que la vitesse du liquide est faible par rapport à celle de la vapeur, les pertes inertielles peuvent être négligées et nous pouvons considérer que le régime d'écoulement est laminaire. Dans le cas mono dimensionnel, nous pouvons écrire la dérivée de la pression de la phase liquide de la manière suivante :

$$\frac{dP_l}{dx} = -F_l Q_{ax,l} \pm \rho_l g \sin(\psi) \text{ avec } F_l = \frac{\mu_l}{K A_w h_{fg} \rho_l} \tag{17}$$

où ψ est l'angle d'inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale (*Figure 16*). A_w est la section de réseau capillaire et K est la perméabilité de ce même réseau capillaire. Elle peut être calculée de la manière suivante pour les réseaux capillaires à géométrie bien définie :

$$K = \frac{\varphi D_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \tag{18}$$

où φ est la porosité du réseau capillaire. Dans le cas des matériaux poreux, comme par exemple les poudres métalliques, les valeurs de perméabilité peuvent être trouvées dans la littérature sous forme de corrélations déduites de mesures expérimentales [14][18][29]

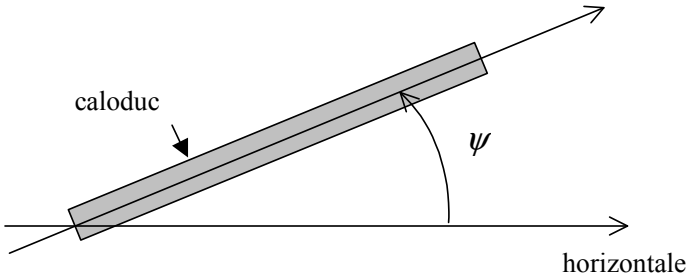


Figure 16 : Définition de l'angle d'inclinaison ψ

Pour le cas des rainures axiales, il est tout de même souvent insuffisant de se limiter à prendre la valeur du nombre de Poiseuille correspondant à la forme de la rainure. La surface de liquide peut varier énormément entre le condenseur et l'évaporateur ce qui a un effet non négligeable sur l'évolution de la pression liquide Il faut prendre en compte alors l'évolution de l'interface liquide-vapeur le long du caloduc. Il y a ensuite un effet dû à l'écoulement de la phase vapeur. Pour illustrer ce propos, Suh et coll. [20] présentent le champ de vitesse dans une section d'une rainure trapézoïdale. Les auteurs montrent que l'effet de l'écoulement de la vapeur n'est pas du

tout négligeable. Comme nous le verrons dans le prochain chapitre, pour prendre en compte ce phénomène, Schneider et Devos [21] proposent une valeur du coefficient de Poiseuille modifiée qui prend en compte l'effet de l'écoulement de la vapeur dans le cas de rainures axiales rectangulaires.

L'estimation des pertes de pression dans les phases liquide et vapeur que nous venons de présenter va maintenant nous permettre d'estimer la limite capillaire du caloduc.

Estimation de la limite capillaire

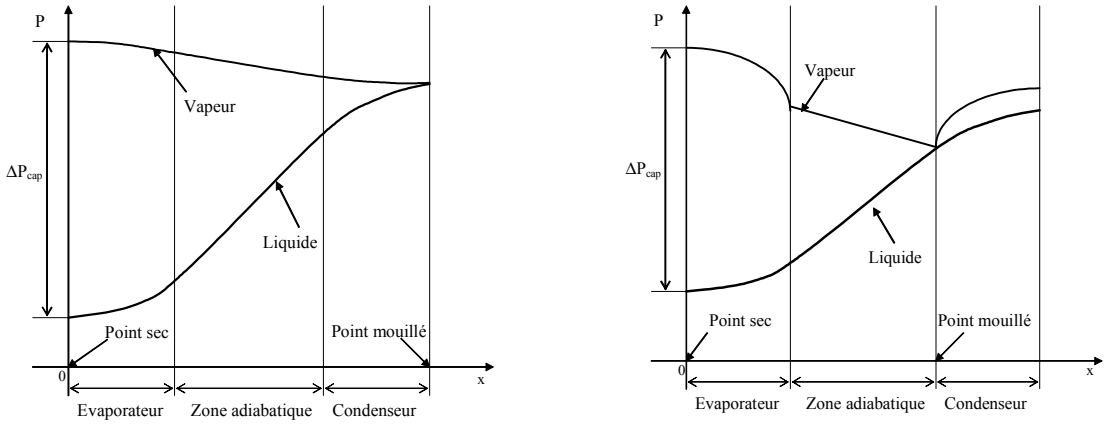
La limite capillaire d'un caloduc est atteinte, lorsque la pression capillaire créée dans le réseau capillaire devient insuffisante pour compenser la somme des pertes de pression liquide et vapeur. Pour qu'un caloduc fonctionne, il faut qu'il vérifie la condition suivante :

$$\Delta P_{cap,\max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v \tag{19}$$

Quand le réseau capillaire n'est plus assez puissant pour ramener le liquide du condenseur jusqu'à l'évaporateur, il y a assèchement au niveau de l'évaporateur et détérioration des performances thermiques du caloduc.

ΔP_v et ΔP_l sont respectivement les différences de pression vapeur et de pression liquide entre le point mouillé et le point sec. Le point mouillé est le point pour lequel la différence entre la pression vapeur et la pression liquide est la plus faible. On suppose généralement que cette différence de pression est nulle. Le point sec est lui, au contraire, le point pour lequel la différence entre la pression vapeur et la pression liquide est maximale. Nous pouvons voir sur la *Figure 17* la position de ces points dans le cas d'un caloduc circulaire axial à densité de flux uniforme à l'évaporateur et au condenseur pour deux puissances différentes. La pression capillaire maximale dépend du type de structure capillaire. Il est possible de la calculer grâce à l'équation de Laplace-Young. Pour cela, on définit un rayon effectif de pore R_{eff} grâce auquel on peut déterminer cette pression capillaire maximale :

$$\Delta P_{cap,\max} = \frac{2\sigma}{R_{eff}} \tag{20}$$



a : Pertes inertielles négligeables

b : Pertes inertielles non négligeables

Figure 17 : Evolution des pressions liquide et vapeur le long du caloduc

Cette méthode de calcul de la limite capillaire est très satisfaisante pour les caloducs de grande dimension, pour lesquels les propriétés des deux écoulements ne varient pas trop en fonction de la puissance qui est injectée dans le système. Mais dans certains cas, comme celui des micro caloducs, ce genre de méthode ne suffit plus. Dans ce cas, les surfaces de liquide et de vapeur sont fortement liées et dépendent aussi beaucoup du flux de chaleur injecté dans le caloduc. Un couplage avec la thermique est alors nécessaire. Pour résoudre ce genre de problème, nous divisons le caloduc en une multitude de sections sur lesquelles on écrit les équations de conservation de la masse pour les deux phases, les équations de quantité de mouvement également pour les deux phases, la conservation d'énergie et enfin l'équation de Laplace Young [22][23][24]. Ce système de six équations différentielles est alors suffisant pour déterminer l'évolution des pressions liquide et vapeur le long du caloduc. Dans le chapitre suivant nous allons présenter une modélisation de fonctionnement du caloduc en utilisant ces équations différentielles afin de déterminer la limite capillaire.

2.3.1.6 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 de chaleur radial à l'évaporateur devient 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 de l'enveloppe du caloduc.

On considère généralement que la limite d'ébullition est atteinte dès que les conditions de formation de bulles de vapeur dans le réseau capillaire sont réunies. Pour qu'il y ait formation d'une bulle de vapeur, nous devons supposer la présence de noyaux de nucléation de rayon R_b, ce qui correspond à une surpression dans la bulle naissante.

Pour qu'une bulle puisse apparaître et croître dans un liquide, il faut que celui-ci soit surchauffé. Cela veut dire que la pression à l'intérieur de la bulle (P_b) est égale à la somme de la pression du liquide et de la pression capillaire :

$$\Delta P = P_b - P_l = \frac{2\sigma}{R_b} \tag{21}$$

avec P_b pression dans la bulle de vapeur.

Il est également possible de relier la pression de la vapeur P_v avec la pression à l'intérieur de la bulle P_b (*Figure 18*) [25] par :

$$P_b = P_v \exp\left(-\frac{2\sigma\rho_v}{P_v R_b \rho_l}\right) \approx P_v\left(1-\frac{2\sigma\rho_v}{P_v R_b \rho_l}\right) \tag{22}$$

La surpression ne peut exister qu'aux points où la surchauffe du liquide dans la structure capillaire atteint une valeur critique. Grâce à la loi de Clausius-Clapeyron et à la loi des gaz parfaits, il est possible de relier la différence de pression définie équation 22 à la différence entre la température de la vapeur et la température de saturation du liquide. Cette différence de température correspond à ΔT_{crit}.

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{fg}}{T\left(\frac{1}{\rho_v}-\frac{1}{\rho_l}\right)} \approx \frac{h_{fg}\rho_v}{T} = \frac{h_{fg}P}{R_v T^2}$$

$$\Delta T_{crit} = T_b - T_v = \frac{R_v T_b T_v}{h_{fg}} \ln\left(1+\frac{2\sigma}{P_l R_b}\right) \approx \frac{T_v}{h_{fg}\rho_v}\frac{2\sigma}{R_b} \tag{23}$$

Pour qu'une bulle grossisse, il faut que la pression à l'intérieur de la bulle soit supérieure à la pression du liquide augmentée de la pression capillaire au niveau de la bulle. Il faut que la différence entre la température locale et la température de la vapeur soit supérieure à ΔT_{crit}.

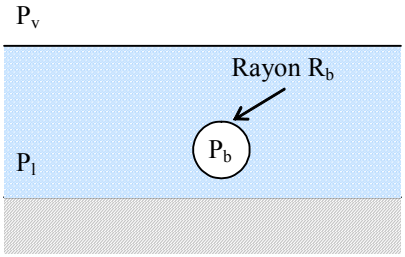


Figure 18 : Formation d'une bulle dans un liquide

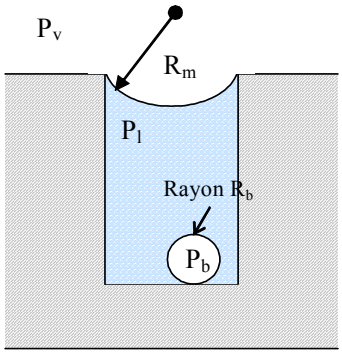


Figure 19 : Le phénomène d'ébullition dans une rainure

Le calcul de la limite d'ébullition utilise le principe exposé dans le paragraphe précédent. Le seul changement est que, comme le liquide est contenu dans un réseau capillaire, l'interface liquide-vapeur comporte un rayon de courbure (*Figure 19*) :

$$P_v - P_l = \frac{2\sigma}{R_m} \tag{24}$$

Nous obtenons donc :

$$P_b - P_v = 2\sigma\left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_m}\right) \tag{25}$$

Nous pouvons alors calculer la température critique :

$$\Delta T_{crit} = T_b - T_v = \frac{2\sigma T_v}{\rho_v h_{fg}}\left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_m}\right) \tag{26}$$

Pour déterminer la limite d'ébullition, il faut relier ΔT_{crit} au flux qui transite radialement dans le réseau capillaire. Pour cela, nous introduisons la notion de conductivité thermique équivalente. En utilisant la loi de Fourier, nous trouvons dans le cas d'un caloduc cylindrique :

$$Q_{eb} = \frac{2\pi k_{eff} L_e}{\ln(R_i / R_v)} \frac{2\sigma T_v}{\rho_v h_{fg}}\left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_m}\right) \tag{27}$$

avec R_v le rayon de la zone vapeur et R_i le rayon intérieur du matériau enveloppe.

2.4 Mise en œuvre des caloducs

Dans cette partie, nous allons présenter les principales étapes de fabrication d'un caloduc.

2.4.1 Choix du matériau enveloppe

Après avoir choisi le fluide caloporteur en fonction de la température de fonctionnement attendue du caloduc, il est nécessaire de déterminer quel matériau enveloppe sera utilisé (Tableau 1 et 2). Il existe plusieurs critères qui influencent le choix d'un matériau enveloppe :

- la réaction chimique entre le fluide et l'enveloppe : lors d'une réaction chimique entre le matériau enveloppe et le fluide il peut apparaître un libération des gaz qui peuvent polluer le caloduc et détériorer son fonctionnement ;
- la résistance à la pression interne : dans de nombreux cas, la pression interne est différente de la pression extérieure. Par exemple, la pression de saturation de l'ammoniac peut atteindre des valeurs supérieures à 60 bars pour une température de fonctionnement de 100°C ;
- l'érosion : une formation de particules est possible lors du contact du fluide sur la paroi ;
- la conductivité thermique ;
- la masse ;

2.4.2 Nettoyage

Cette phase est très importante, car elle permet d'enlever les particules pouvant boucher le réseau capillaire, et les matières étrangères pouvant gêner la mouillabilité ou créer des incompatibilités. Chaque type de matériau enveloppe nécessite une procédure de nettoyage et de dégraissage spécifique [18].

2.4.3 Dégazage de l'enveloppe et du fluide et tests de fuites

Afin de s'assurer d'un fonctionnement correct du caloduc, son enveloppe doit être parfaitement étanche, ceci veut dire que l'enveloppe ne doit pas présenter de fuites. La détection des fuites de très petite taille peut être faite par un test hélium. Ce procédé consiste à raccorder le caloduc à une pompe à vide muni d'un capteur permettant de détecter des traces de molécules d'hélium. Ensuite, on passe un flux de ce gaz près du caloduc. Si le capteur ne détecte pas de molécules d'hélium, c'est que le dispositif ne fuit pas.

Pour qu'un caloduc ait un bon fonctionnement, il faut que le fluide soit le plus pur possible. Si ce n'est pas le cas, il peut y avoir apparition d'un bouchon gazeux de molécules étrangères, au niveau du condenseur, qui empêche le passage des molécules de vapeur. Les échanges thermiques sont affectés, la condensation ne peut pas s'effectuer où elle devrait. Ces gaz proviennent des gaz dissous dans le fluide ou adsorbés dans la paroi du caloduc avant son remplissage. Ils peuvent également avoir pour origine des réactions chimiques entre le fluide et la paroi. Afin d'éliminer l'apparition des gaz incondensables, la méthode la plus fréquente est de faire un vide secondaire dans le caloduc pendant plusieurs jours en chauffant les parois à une température supérieure à la température de fonctionnement du caloduc. En effet, le phénomène de désorption s'accentue fortement avec la température.

Il est aussi nécessaire de purifier le fluide avant de l'injecter dans le caloduc afin d'éliminer des molécules diffusées à l'intérieur de ce dernier. Dans le cas des fluides pour caloducs basse température, les trois principales méthodes de dégazage du fluide sont :

- la distillation sous vide : ce principe est utilisé par Cao et coll. [12] ainsi que Schneider et coll. [26] lors de leurs travaux. Ce principe de dégazage découle de la loi de Henry. En effet, il consiste à placer le fluide dans une enceinte étanche qui est raccordée à une pompe à vide. Lorsque celle-ci fonctionne, il y a apparition de petites bulles correspondant à la restitution des gaz dissous, la pression partielle des gaz devenant très petite. Lorsque les bulles disparaissent, on considère que le dégazage est terminé ;
- la solidification : dans ce cas, on place l'enceinte contenant le fluide dans un bain d'azote liquide. Le fluide se solidifie et ensuite on fait le vide par dessus afin d'évacuer les gaz incondensables. Cette méthode peut se coupler avec la précédente sous forme de plusieurs cycles solidification-distillation sous vide [19];
- l'ébullition : cette dernière est très simple car elle consiste simplement à faire bouillir le fluide afin d'évacuer les gaz dissous ;

2.4.4 Remplissage

La littérature fait état de plusieurs méthodes de remplissage. Nous allons montrer ici deux exemples de systèmes utilisés pour le remplissage de caloducs faible température de petite dimension. Dans ce cas, la quantité de fluide à injecter est souvent très faible (quelques micro

litres) et le fonctionnement y est très sensible. Il s'agit de remplissages par soustraction de la quantité de fluide et remplissage en utilisant une micro seringue.

Les quantités de fluide à injecter étant très faibles, certains auteurs préfèrent remplir totalement le caloduc de fluide et, ensuite, retirer le surplus. Gao et coll. [27] proposent de prélever la quantité désirée de fluide grâce à un tube capillaire dont les dimensions sont connues. Launay [28] propose de mesurer la quantité de fluide prélevée à l'intérieur du caloduc en injectant ce dernier dans une chambre où il se retrouve sous forme gazeuse. La masse est ensuite calculée par des mesures de pression et de température.

La méthode du remplissage par micro seringue est présentée par Cao et coll. [12] ainsi que Gao et coll. [27]. Elle consiste à prendre du liquide dégazé dans une micro seringue et à l'injecter dans le caloduc sous vide par l'intermédiaire d'un bouchon en téflon permettant de garder l'étanchéité avec l'extérieur. Les auteurs montrent que, dans leur cas, l'erreur sur la quantité de fluide injecté est de l'ordre de 1.5% et que le caloduc fonctionne bien. Cette méthode étant très simple à mettre en œuvre, c'est celle que nous avons utilisée lors de nos différentes manipulations.

Avant d'être utilisé dans une application, le caloduc doit être scellé afin d'isoler le fluide du milieu extérieur pour ne pas avoir de gaz incondensables et rester sur la seule pression de vapeur saturante. Dans la plupart des cas, un tuyau de remplissage est fabriqué en même temps que l'enveloppe du dispositif. La fermeture du caloduc est réalisée en général par pincement de ce tuyau de remplissage et soudure d'un queusot.

3 Conclusion

Grâce aux progrès technologiques, les composants électroniques deviennent de plus en plus petits et de plus en plus rapides. Les densités de flux à évacuer deviennent très importantes, un refroidissement adéquat est donc nécessaire.

Les dispositifs comme les caloducs possèdent de nombreux avantages. Leur utilisation permet d'améliorer l'efficacité du radiateur et, dans certains cas, de ne pas utiliser de ventilateur. Le caloduc donne également la possibilité d'amener la chaleur à un endroit où elle peut être évacuée d'une manière efficace. Ceci représente une résolution du problème d'encombrement limité et permet d'obtenir un système totalement isolé de l'environnement extérieur. Un autre avantage du système est le très faible poids.

Nous avons présenté les différents types de caloduc et leur principe de fonctionnement. Nous avons montré que la conception d'un caloduc est difficile à cause de nombreux phénomènes entrant en jeu. Grâce à des calculs simplifiés, présentés dans ce chapitre, nous pouvons déterminer les limites de fonctionnement d'un caloduc. Nous avons restreint nos études aux caloducs plats de petites dimensions fonctionnant à faible température, puisque cette famille de caloducs correspond au domaine de l'intégration de composants électroniques. Dans la suite de ce mémoire, nous étudierons trois types de caloducs : des caloduc en silicium dont le réseau capillaire est constitué de rainures uni et bidimensionnelles et des caloduc intégrés dans des substrats en Direct Bonded Copper.

CHAPITRE II

Caloducs à rainures axiales en silicium

1 Introduction

Les caloducs traditionnellement utilisés dans le refroidissement de l'électronique, sont à enveloppe métallique. La fabrication de ces dispositifs met en œuvre les techniques classiques d'usinage des métaux. L'utilisation de métaux engendre des contraintes de masse et rend souvent délicate l'isolation électrique entre deux parties du caloduc. Nous verrons dans le troisième chapitre qu'il est cependant possible de réaliser des caloducs métalliques avec une isolation intégrée dans l'architecture.

L'utilisation combinée de nouvelles technologies d'usinage et de matériaux adaptés permet d'envisager la réalisation de caloducs performants, légers et compacts. Tel est l'objectif fixé dans ce travail qui vise à concevoir, réaliser et tester des caloducs en silicium.

L'intérêt d'utiliser le silicium vient tout d'abord de ses propriétés physiques. Il est à la fois un matériau :

- bon conducteur de chaleur, avec une conductivité thermique comprise entre 100 et 150 W/m/K ;
- résistant mécaniquement avec un module de Young de 150-190 GPa ;
- très léger, avec une masse volumique de 2300 $kg.m^{-3}$ ce qui est 4 fois moins celle de cuivre et de même grandeur que celle de l'aluminium (2700 $kg.m^{-3}$) ;

Pour des applications spatiales et pour les systèmes électroniques embarqués, en général, le poids est un critère essentiel

Le second intérêt d'utiliser le silicium vient de la mise au point de techniques de micro usinage développées pour les microsystèmes. Grâce à ces procédés et aux propriétés mécaniques du silicium, les géométries des réseaux capillaires ainsi réalisées confèrent au caloduc des performances hydrauliques et thermiques intéressantes

2 Cahier des charges

Dans le cadre d'un projet financé par le CNES, un cahier des charges a été élaboré pour la conception et la réalisation d'un caloduc en Silicium.

Le dispositif à réaliser doit permettre d'augmenter la surface effective de la source de dissipation participant au transfert thermique (répartiteur thermique), ou de transporter la puissance dissipée avec des gradients de température faibles (extracteur de chaleur). Les spécifications préliminaires du dispositif à réaliser sont les suivantes :

- La masse : inférieure à 20g ;
- Les dimensions : une longueur et largeur du caloduc de 50mm, une épaisseur maximale de 2mm,
- Gamme de température : le dispositif doit être opérationnel dans une plage de température comprise entre -25°C et +100°C
- Capacité de transport : le caloduc doit pouvoir évacuer une densité de puissance de 25W/cm^2 avec un gradient de température minimal entre l'évaporateur et le condenseur quelle que soit l'orientation du dispositif par rapport au champ gravitationnel terrestre ;
- Durée de vie : aucun changement du fonctionnement du caloduc pendant 5 ans ;

Dans une première démarche, nous avons choisi de concevoir et de réaliser un démonstrateur 1D. A la lumière de cette première démarche, nous engagerons la conception d'un démonstrateur 2D. Cette seconde étape sera présentée dans le chapitre 3.

3 Pourquoi un caloduc en silicium à rainures axiales ?

Une étude bibliographique nous a montré que les caloducs à rainures pouvaient, de par leur faible perméabilité, transporter des flux de chaleur élevés sur des distances assez importantes. Nous avons, de plus, choisi d'étudier des caloducs plats car ils peuvent être très facilement intégrés à un dispositif électronique

L'échange thermique au niveau de l'évaporateur du caloduc dépend fortement de la zone d'accrochage du ménisque sur la paroi qui est beaucoup moins conductrice de la chaleur que la paroi elle-même. Cela veut dire qu'une augmentation du nombre de zones d'accrochage entraîne une croissance de la conductivité thermique équivalente du réseau.

Or, pour une surface donnée, cette évolution implique une augmentation du nombre de rainures et, en conséquence, une diminution de leur taille.

Les caloducs à rainures fonctionnent mal lorsqu'ils sont inclinés car leur pression capillaire est trop faible pour permettre la remontée du liquide sur des hauteurs très importantes. Pour

améliorer le comportement du caloduc contre la gravité, il paraît nécessaire d'augmenter la pression capillaire et en conséquence de réduire la largeur des rainures.

Dans cette optique, le silicium semble être intéressant car des caloducs plats à rainures très fines peuvent être fabriqués avec les technologies de la micro-électronique en production de masse. Plusieurs auteurs présentent la conception, la réalisation des caloducs en silicium [29][30][31].

Pendant ses travaux de thèse, Yvan Avenas [42] a présenté la réalisation et l'étude expérimentale de caloducs plats à rainures axiales de longueur 5 cm en silicium (*Figure 20*). Les tests thermiques montrent que les caloducs fonctionnent pour des puissances supérieures à 10 W. Avec l'expérience acquise au laboratoire nous avons retenu les dimensions géométriques présentées dans le tableau 1.

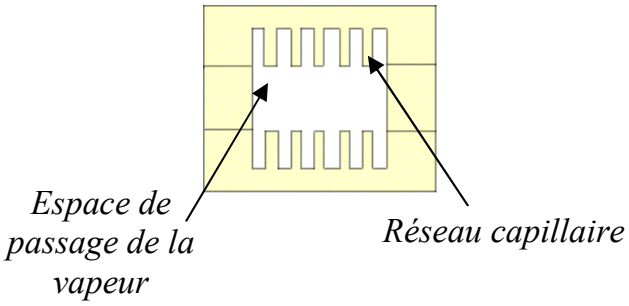


Figure 20 : Coupe transversale du caloduc plat en silicium

Longueur totale	60 mm
Largeur totale	20 mm
Surface de l'évaporateur	1 cm^2
Epaisseur d'espace vapeur t_v	0.5 mm
Largeur d'espace vapeur l_v	10 mm
Longueur de l'espace vapeur	50 mm
Largeur de rainures W	90 µm
Hauteur de rainures D_g	100 µm à 300 µm

Tableau1

Dans un premier temps, nous allons présenter une modélisation hydrodynamique du caloduc plat à rainures rectangulaires fonctionnant en mode répartiteur et en mode extracteur de chaleur. Dans la deuxième partie, un modèle thermique sera présenté. Enfin plusieurs études expérimentales seront décrites.

4 Modèle hydrodynamique du caloduc

4.1 Caloduc en mode répartiteur de chaleur

Afin de déterminer les dimensions du réseau capillaire, il est nécessaire d'estimer la limite capillaire pour notre dispositif en fonction de sa géométrie interne.

Dans le cas d'un répartiteur de chaleur, les trajets de la phase vapeur et de la phase liquide ne sont pas toujours dans deux directions opposées. Au niveau du condenseur, les deux phases se déplacent dans le même sens alors que, sur la face côté évaporateur, elles se déplacent dans le sens contraire. Les forces d'interaction entre la vapeur et le liquide prennent en considération les mouvements relatifs de ces deux phases. Pour intégrer cette spécificité, nous avons fait un modèle monodimensionnel basé sur la méthode analytique présentée dans le cadre des caloducs utilisés de manière classique, qui nous permet de prendre en compte la variation des forces d'interaction. La *Figure 21* présente le repère utilisé pour les calculs ainsi que les trajectoires des deux phases.

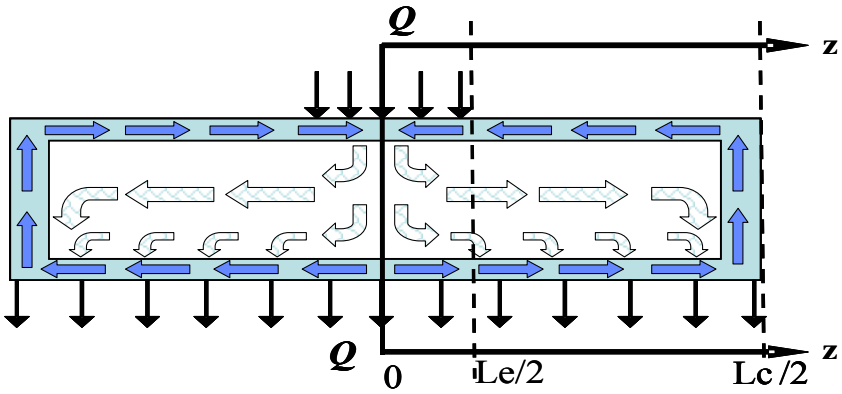


Figure 21 : Repère géométrique utilisé dans le modèle hydraulique

Dans nos études nous avons utilisé le modèle proposé par Faghri [18] obtenu à partir d'un système d'équations constitué par des équations :

- de conservation de la quantité de mouvement respectivement pour un flux incompressible de la vapeur et pour le liquide dans la rainure (1), (2) ;
- de conservation de l'énergie (3), (4) ;
- de Laplace-Young qui relie le rayon de courbure du ménisque à la différence de pression de la vapeur et du liquide (5) ;
- de conservation de la masse (loi de Newton) pour la section de l'enceinte (6).

$$\frac{d}{dz}\left(p_v + \rho_v gz\sin\phi + \rho_v \beta_v \overline{w}_v^{\,2}\right) = -f_v \frac{2\rho_v \overline{w}_v^{\,2}}{D_{h,v}} \tag{1}$$

$$\frac{dp_l}{dz} + \rho_l g\sin\phi = f_l \frac{2\rho_l \overline{w}_l^{\,2}}{D_{h,l}} \tag{2}$$

$$\frac{d}{dz}\left(\rho_v \overline{w}_v A_v\right) = \frac{1}{h_{fg}} \frac{dQ_v(z)}{dz} \tag{3}$$

$$\frac{d}{dz}\left(\rho_l \overline{w}_l A_l\right) = \frac{1}{Nh_{fg}} \frac{dQ_l(z)}{dz} \tag{4}$$

$$\frac{dp_l}{dz} = \frac{dp_v}{dz} - \frac{d}{dz}\left(\frac{\sigma}{R_{men}}\right) \tag{5}$$

$$\overline{w}_v \rho_v A_v = N \overline{w}_l \rho_l A_l \tag{6}$$

Avec $\overline{w}_l$ et $\overline{w}_v$ les vitesses moyennes axiales du liquide et de la vapeur, A_l et A_v les sections du passage du liquide et de la vapeur, N le nombre de rainures, g la constante de gravitation, L la longueur totale du caloduc, σ la tension de surface, μ_l et μ_v la viscosité dynamique du liquide et de la vapeur, ρ_l et ρ_v la masse volumique du liquide et de la vapeur et R_{men} le rayon de courbure du ménisque. Le coefficient β_v dépend des conditions d'écoulement (laminaire ou turbulent) et de la forme du conduit. Pour notre application et la suite aux travaux de [14][16], nous retiendrons la valeur numérique β_v = 1.44 pour un passage rectangulaire et un écoulement laminaire.

Les conditions initiales des écoulements de la vapeur et du liquide sont les suivantes :

$$\overline{w_l}\big|_{z=0} = \overline{w_v}\big|_{z=0} = 0 \tag{7}$$

$$\overline{w_l}\Big|_{z=L_c/2} = \overline{w_v}\Big|_{z=L_c/2} = 0 \tag{8}$$

$$p_v\big|_{z=0} = p_{v,0}, \quad p_l\Big|_{z=0} = p_{v,0} - \frac{\sigma}{R_{men,0}} \tag{9}$$

$$P_{cap} = P_v - P_l = \frac{\sigma\cos\theta}{R_{men}} \tag{10}$$

Ce modèle est simplifié avec les hypothèses suivantes :

- La section du liquide et de la vapeur est constante

- Le ménisque est attaché en haut de la rainure sur toute la longueur du caloduc
- La masse volumique de la vapeur est très inférieure à celle du liquide et la vitesse du liquide peut être négligée par rapport à celle de la vapeur

Le système d'équations différentielles a été résolu en appliquant la méthode de Runge-Kutta.

4.1.1 Modélisation de la phase vapeur

Le conduit de vapeur est supposé de forme rectangulaire. Pour z compris entre 0 et $L_e/2$, il y a simultanément évaporation et condensation. Le flux de chaleur axial dans la phase vapeur $Q_{ax,v}$ qui est, le flux de chaleur transporté par la matière, comprend donc un terme dû à l'évaporation et un autre dû à la condensation. Il est calculé en faisant l'intégrale de la densité de flux au niveau de l'évaporateur moins la densité de flux au niveau du condenseur. Pour z compris entre $L_e/2$ et $L_c/2$, il n'y a plus d'évaporation donc le flux axial est calculé en ne tenant compte que la densité de flux au condenseur. Q_{tot} est le flux total imposé par la source chaude.

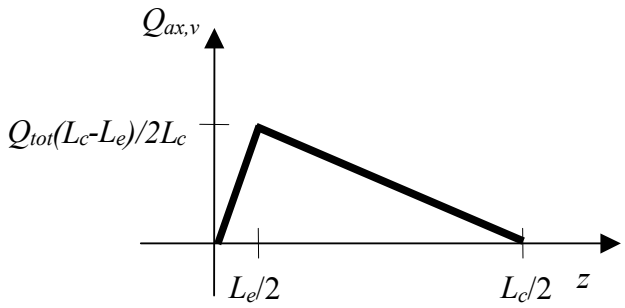


Figure 22 : Evolution du flux axial de chaleur pour la phase vapeur

Comme nous l'avons précisé dans les hypothèses retenues, la densité du liquide est beaucoup plus importante que celle de la vapeur. De ce fait il est possible de considérer que le liquide est immobile pour le calcul des pertes de pression dans la phase vapeur. En négligeant la courbure du ménisque et en plaçant la phase vapeur dans une forme du conduit rectangulaire, nous pouvons calculer le nombre de Poiseuille à partir des travaux de Sha [32]. La formulation ainsi obtenue est :

$$(fRe)_v = 24(1 - 1.3553c + 1.9467c^2 - 1.7012c^3 + 0.9564c^4 - 0.2537c^5) \qquad (11)$$

avec

$$c = \min\left(\frac{t_v}{l_v}, \frac{l_v}{t_v}\right)$$

t_v est la hauteur de l'espace vapeur et l_v sa largeur.

Les dimensions de l'espace vapeur d'un caloduc doivent être déterminées afin d'offrir une section de passage suffisante et ainsi limiter la vitesse de la vapeur dans le caloduc. Dans le cas contraire, une vitesse excessive conduirait à augmenter le nombre de Mach et provoquerait alors une dégradation des performances du caloduc [14]. Le nombre de Mach représente les capacités de compression du gaz considéré. Pour des valeurs très importantes de ce nombre, le gradient de température axial entre l'évaporateur et le condenseur augmente considérablement. Il est donc nécessaire de réaliser un dimensionnement de l'espace vapeur afin de limiter ce nombre à des valeurs inférieures à 0.2. Dans ce cas le flux de vapeur est considéré incompressible et le gradient de température axial le long du caloduc est négligeable. Le nombre de Mach est déterminé en utilisant l'expression présentée dans le chapitre I (éq. 16).

En tenant compte des différentes remarques précédemment effectuées et avec la modélisation ainsi développée, nous avons entrepris une étude de sensibilité des performances du caloduc en fonction de l'épaisseur de l'espace vapeur ; la largeur du démonstrateur ayant été déterminée précédemment. Nous l'avons déterminée pour une puissance maximale dissipée de 100W et une température de fonctionnement de 60°C. Suivant l'évolution de la courbe représentée sur *Figure 23*, la valeur du nombre de Mach est inférieure à 0.2 pour des épaisseurs de l'espace vapeur supérieures à 400 µm. En tenant en compte l'épaisseur des plaques en silicium qui seront utilisée pour la fabrication du caloduc et la limitation imposée par le nombre de Mach, nous avons choisi de prendre 500 µm d'épaisseur pour l'espace de la vapeur.

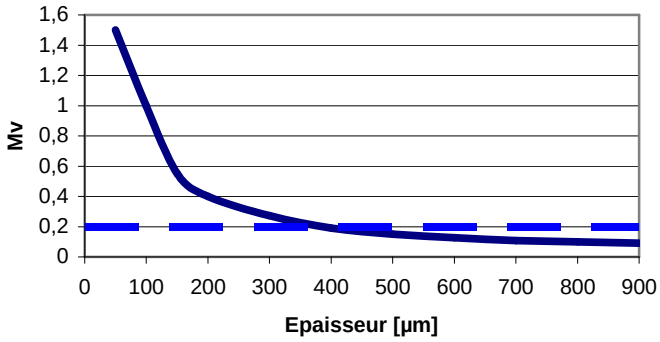


Figure 23: Evolution du nombre de Mach en fonction de l'épaisseur de l'espace vapeur

4.1.2 Modélisation de la phase liquide

Le calcul du flux axial de la phase liquide est conduit de la même manière que celui du flux de chaleur axial de la phase vapeur. La particularité de cette modélisation se situe dans la zone sous l'évaporateur. Pour la phase liquide, le flux de chaleur axial $Q_{ax,l}$ est déterminé de manière identique que pour la vapeur. En effet pour z compris entre 0 et $L_c/2$, la vitesse du liquide est obtenue en faisant la somme de la vitesse côté évaporateur et de la vitesse située côté condenseur. La représentation de l'évolution du flux de chaleur axial dans la phase liquide est représentée sur la *Figure 24*.

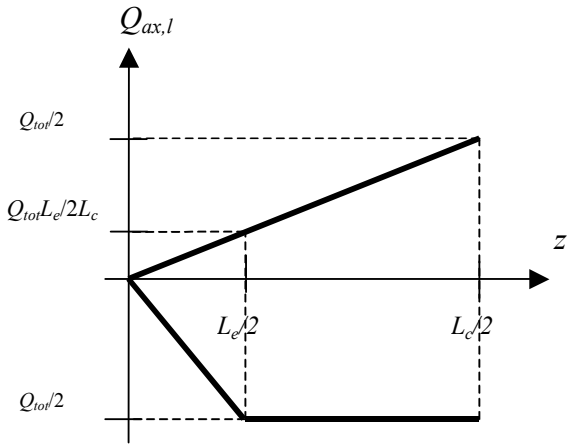


Figure 24 : Evolution du flux de chaleur axial dans la phase liquide

L'interaction entre les phases liquide et vapeur peut être prise en compte grâce à la méthode présentée par Schneider et coll. [33]. Ces auteurs introduisent un nombre de Poiseuille modifié pour la phase liquide faisant intervenir le nombre de Poiseuille pour l'écoulement du liquide sans interaction noté $(fRe)_{lo}$ et un autre terme prenant en compte l'écoulement de la vapeur. Le nombre de Poiseuille modifié est :

$$(fRe)_l = (fRe)_{lo}\left[1+\frac{\tau^*_{\text{int}}}{3\gamma^2}\left(1-1.971e^{-\frac{\pi\gamma}{2}}\right)\right] \qquad (12)$$

avec

$$\gamma = \frac{2D_g}{W}$$

$$(fRe)_{lo} = \frac{8\gamma^2}{(1+\gamma)^2\left(\frac{1}{3} - \frac{64}{\pi^5\gamma}\tanh\left(\frac{\pi\gamma}{2}\right)\right)} \tag{13}$$

L'expression du coefficient τ_{int}^* déterminée par Suh et coll. [34], montre qu'il peut s'écrire de la manière suivante :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{D_g}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v \overline{w}_v}{\mu_l \overline{w}_l} \tag{14}$$

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{D_g}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v \rho_v N A_l}{\mu_l \rho_v A_v} \tag{15}$$

Dans le cas d'un espace vapeur de section circulaire l'expression devient la suivante :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{2ND_g^2 W}{\pi D_v^3} \frac{\mu_v \rho_v}{\mu_l \rho_v} \tag{16}$$

$$\frac{\tau_{\text{int}}^*}{3\gamma^2} = \frac{(fR_e)_v}{3\gamma^2} \frac{D_g}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v u_v}{\mu_l u_l} = \frac{1}{6\pi} N (fR_e)_v \frac{W^3}{D_{h,v}^3} \frac{\mu_v \rho_l}{\mu_l \rho_v} \frac{Q_{ax,v}}{Q_{ax,l}} \tag{17}$$

Pour notre application, la section de passage de la vapeur est rectangulaire. En tenant compte de la forme de ce conduit et en effectuant les mêmes remplacements nous obtenons :

$$\tau_{\text{int}}^* = (fR_e)_v \frac{ND_g^2 W}{2D_{h,v} t_v l_v} \frac{\mu_v \rho_v}{\mu_l \rho_v} \tag{18}$$

avec D_g la hauteur d'une rainure et W sa largeur dans le cas d'une rainure rectangulaire. La valeur de $(fRe)_{lo}$ est une corrélation donnée par Shih [35]. Dans cette expression, nous voyons apparaître le rapport des flux axiaux liquide et vapeur. Dans le cas d'un caloduc classique (extracteur de chaleur), ces deux grandeurs sont identiques. Dans le cas du répartiteur thermique, le nombre de Poiseuille varie donc sur la longueur du caloduc et dépend du rapport des flux axiaux liquide et vapeur.

4.1.3 Calcul de la limite capillaire

Il est possible d'écrire un équilibre de pression entre deux points z_1 et z_2 situés à l'interface liquide-vapeur de la manière suivante :

$$[P_v(z_1) - P_v(z_2)] + [P_v(z_2) - P_l(z_2)] + [P_l(z_2) - P_l(z_1)] + [P_l(z_1) - P_v(z_1)] = 0 \qquad (19)$$

Cette équation peut s'écrire d'une manière différente en faisant intervenir la pression capillaire, notée P_{cap}, qui est la différence de pression entre la phase liquide et la phase vapeur en un point de l'interface. Nous avons donc :

$$P_{cap}(z_2) = P_{cap}(z_1) + \Delta P_v(z_2 - z_1) + \Delta P_l(z_1 - z_2) \qquad (20)$$

où ΔP_v et ΔP_l sont les différences de pression de la vapeur et du liquide dues à l'écoulement du fluide caloporteur entre les points z_1 et z_2.

Pour le calcul de la limite capillaire, nous choisissons les points z_1 et z_2 comme étant respectivement le point mouillé (point où la pression capillaire est minimale) et le point sec (point où la pression capillaire est maximale). Si nous faisons l'hypothèse que $P_{cap}(z_1)$ est égale à zéro (angle de contact θ=90°), nous pouvons alors réécrire l'équation précédente de la manière suivante :

$$P_{cap}(z_2) = \Delta P_v(z_2 - z_1) + \Delta P_l(z_1 - z_2) \qquad (21)$$

Néanmoins, le réseau capillaire à rainures a une pression capillaire maximale $P_{cap,max}$ qui est égale à $2\sigma\cos(\theta+\chi)/W$. Pour que le caloduc puisse fonctionner, il faut que $P_{cap}(z_2)$ soit toujours inférieure à cette valeur. La limite capillaire est donc atteinte lorsque :

$$\frac{2\sigma\cos(\theta+\chi)}{W} = \Delta P_v(z_2 - z_1) + \Delta P_l(z_1 - z_2) \qquad (22)$$

avec χ angle entre la rainure et l'horizontale.

A partir de la modélisation des phases liquide et vapeur et en tenant compte de la limite capillaire, il est désormais possible de déterminer les performances de transfert thermique d'un démonstrateur à partir d'une géométrie de base montrée dans le § 3.

Les capacités de transport de chaleur sont à la fois dépendantes :

- de la profondeur des rainures ;
- de l'angle d'accrochage du ménisque ;
- de la température de fonctionnement du fluide qui est celle de la zone adiabatique ;

La modélisation de l'angle du ménisque demande de connaître avec précision les propriétés de surface du matériau enveloppe et le comportement du fluide sur cette paroi. Plusieurs travaux sont publiés [37][38] sur ce domaine et montrent des disparités de résultats. Pour notre conception, nous considérons ce paramètre comme une variable d'entrée et nous en étudierons sa

sensibilité sur les capacités de transfert thermique. Dans ce contexte, le réseau de caractéristiques traduisant les capacités de transfert de chaleur du caloduc est présenté sur la *Figure 25*.

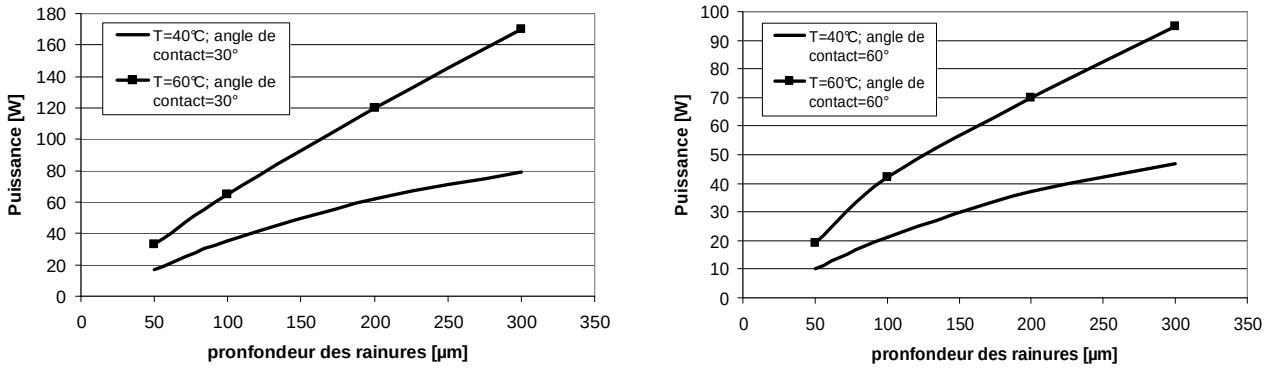
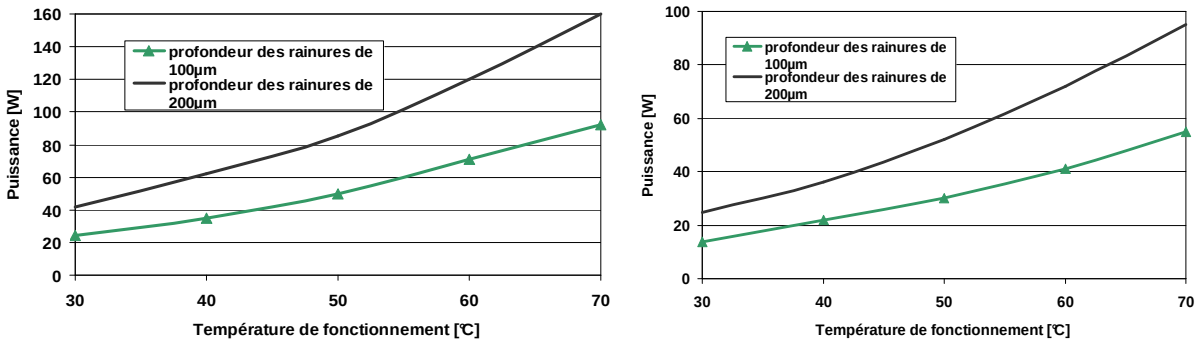


Figure 25 : Limite capillaire de répartiteur

La capacité de transport de la chaleur du répartiteur thermique devient plus élevée avec l'augmentation de la profondeur des rainures. Les pertes de pression dans la phase liquide diminuent et en conséquence la limite capillaire est plus élevée.

La puissance requise par le cahier des charges est P=25W. A partir des résultats de simulation présentés sur la *Figure 25*, nous avons décidé de réaliser deux types de démonstrateurs. Un premier type pour lequel la profondeur de rainures est égale à 100 µm et un second type pour lequel cette profondeur est 200 µm. Avec une limite d'épaisseur de tranches de silicium située à 500 µm et afin de garder une bonne tenue mécanique, nous avons limité la profondeur des rainures à cette valeur pour garder une épaisseur de paroi au fond de rainures de 300 µm minimum. Les capacités du transport de chaleur pour les deux profondeurs en fonction de la température de fonctionnement sont représentées sur la *Figure 26*



(a) (b)

Figure 26 : Limite capillaire du répartiteur pour de profondeurs de rainures de 100µm et 200µm et un angle de contact de 30° (a) et de 60° (b)

4.2 Caloduc en mode extracteur de chaleur

Dans ce type de fonctionnement, la limite capillaire est fortement modifiée puisque les écoulements liquide et vapeur sont tout le temps à contre courant. Ceci implique une augmentation des pertes de pression par rapport à un fonctionnement en mode répartiteur thermique. En conséquence une chute des performances hydrauliques est observée. Pour la réalisation du modèle hydrodynamique d'un extracteur de chaleur nous avons utilisé le système d'équations qui a été déjà présenté dans le paragraphe 4.1.

On suppose que la densité de flux de chaleur est uniforme au condenseur et à l'évaporateur. Le flux axial est dû à la convection dans le fluide caloporteur et il est transféré par le mouvement des molécules de vapeur et liquide. Comme la vitesse du fluide est nulle aux extrémités de l'évaporateur et du condenseur, son profil de distribution à la forme exposée sur la Figure 27. L'abscisse nulle pour la répartition du flux axial pour la phase liquide est prise au début du condenseur et pour la phase vapeur au début de l'évaporateur. Cette répartition des flux axiaux des deux phases est obtenue en intégrant la densité de flux radial. Ce flux radial est la chaleur dissipée par le composant et transférée par conduction thermique entre le boîtier du composant électronique et la surface du caloduc.

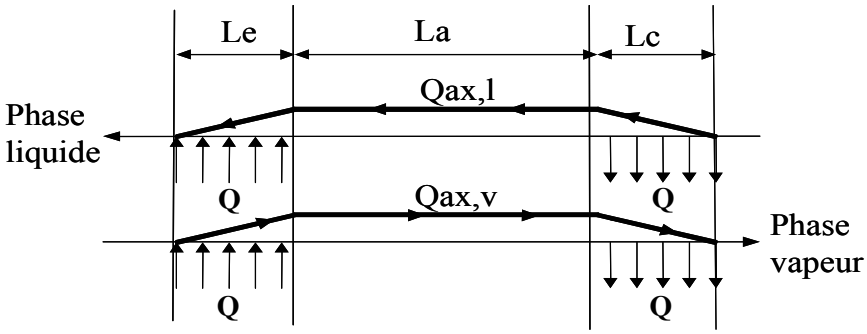
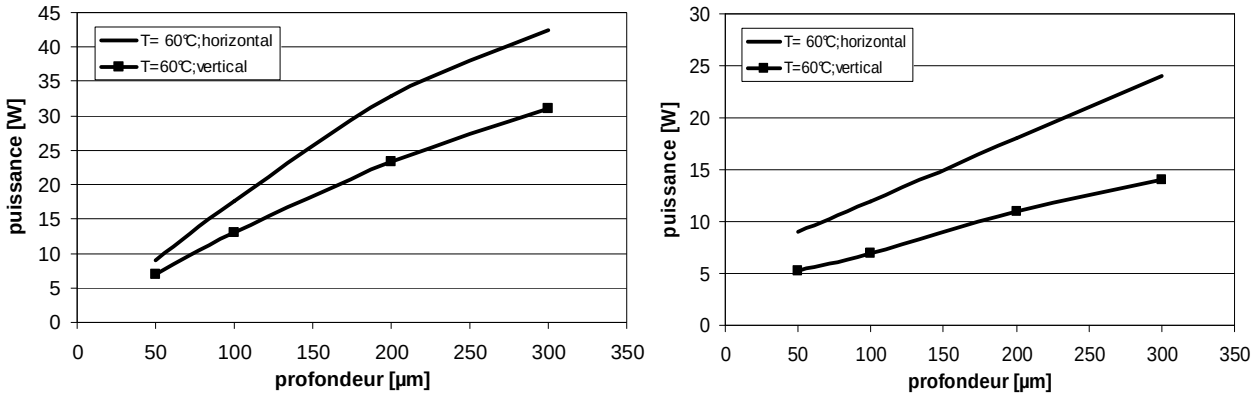


Figure 27 : Evolution du flux axial de chaleur pour la phase liquide et la phase vapeur

Comme pour le mode répartiteur, nous avons utilisé la modélisation définie précédemment avec de nouvelles conditions de fonctionnement. Les graphes correspondants aux capacités de transport de chaleur en fonction de l'angle d'accrochage et de la température de fonctionnement sont représentés sur la Figure 28. La limite capillaire diminue sensiblement pour un fonctionnement en mode extracteur de chaleur. Dans ce cas le nombre de Poiseuille pour la phase liquide reste constant sur toute la longueur du caloduc. La performance du caloduc en position verticale (l'évaporateur au-dessus du condenseur) diminue presque de 30%. Cela est dû à la faible pression capillaire du réseau capillaire, qui est constitué des rainures rectangulaires.



(a) (b)

Figure 28 : Limite capillaire du caloduc en fonction de la profondeur des rainures pour un angle d'accrochage de 30° (a) et de 60° (b)

Comme nous avons mentionné dans la partie précédente, l'épaisseur de tranches de silicium qui vont être utilisées pour la fabrication du caloduc est limitée à 500 µm. Afin de garder une bonne tenue mécanique, nous avons décidé de garder une épaisseur de paroi au fond des rainures de 300 µm minimum. La valeur de la densité de flux de chaleur évacuée, imposée par le cahier de charge, étant de 25 W/cm^2, nous avons choisi donc, une profondeur des rainures de 200µm. L'évolution de la limite capillaire du dispositif dont le réseau capillaire est constitué des rainures de profondeur de 200µm est présentée sur la *Figure 29*

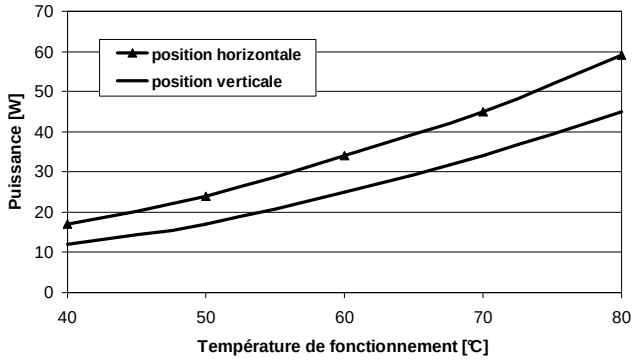


Figure 29 : Limite capillaire du caloduc pour une profondeur des rainures de 200µm pour un angle d'accrochage de 30°

5 Modèle thermique du caloduc

Pour réaliser une modélisation thermique du caloduc on doit connaître les échanges thermiques dans toutes les parties du dispositif étudié. Le mécanisme de transfert de la chaleur dans un caloduc à rainures est le suivant :

- transfert de chaleur par conduction au travers de la paroi enveloppe et du réseau capillaire, accompagné d'une vaporisation au niveau de l'interface liquide vapeur dans la zone de l'évaporateur ;
- transfert convectif de chaleur latente de vaporisation de l'évaporateur vers le condenseur ;
- conduction de la chaleur au travers du réseau capillaire, saturé de liquide, et de la paroi, accompagnée d'une condensation au niveau de l'interface liquide vapeur ;

D'après Chi [14] l'échange thermique n'est pas identique au niveau de l'évaporateur et du condenseur. Au niveau du condenseur, la vapeur se condense sur tous les points froids du réseau capillaire ce qui provoque une formation d'un film de liquide au sommet de chaque rainure (*Figure 31*). Le flux de chaleur passe principalement par le film liquide et ensuite traverse l'ailette pour enfin rejoindre le matériau enveloppe.

Au niveau de l'évaporateur, l'échange s'effectue différemment puisque le sommet de la rainure est sec (*Figure 30*).

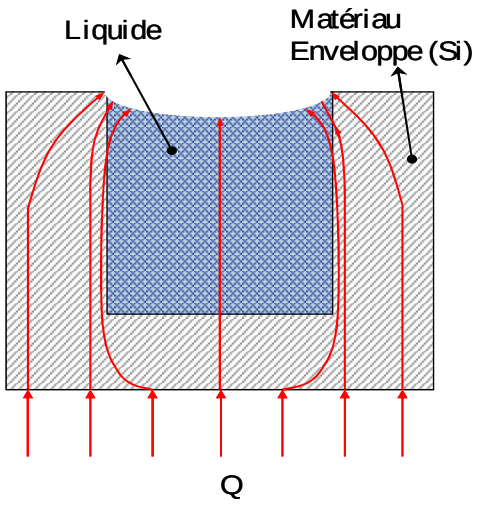


Figure 30 : Distribution du liquide au niveau de l'évaporateur

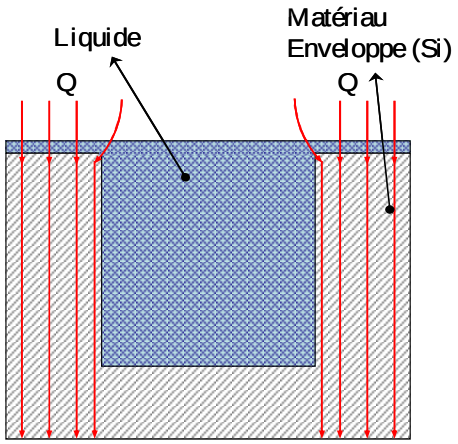


Figure 31 : Distribution du liquide au niveau du condenseur

Le flux de chaleur passe par l'ailette puis se dirige vers la vapeur en traversant la zone où la couche du liquide est la moins épaisse. Cela est dû au fait que la conductivité thermique du matériau enveloppe est beaucoup plus élevée que celle du liquide. Le flux de chaleur passe donc principalement par la zone d'accrochage du ménisque sur la paroi.

Pour modéliser l'échange au niveau du condenseur, l'épaisseur du film liquide au sommet des ailettes sera négligée. La conductance du réseau capillaire à ce niveau est constituée de deux conductances en parallèle, celle du liquide dans la rainure et celle des ailettes. La conductivité équivalente de la zone du condenseur pour un caloduc à rainures rectangulaires peut alors s'exprimer de la sorte (Chi [14]) :

$$k_{eff,c} = \frac{Wk_l + L_l k_w}{W + L_l} \tag{23}$$

Le modèle utilisé pour déterminer la conductivité thermique du réseau capillaire au niveau de l'évaporateur est celui présenté par Chi. Le chemin parcouru par le flux de chaleur est séparé en deux : le chemin passant par le liquide dans la rainure et l'autre passant par l'ailette. Ce dernier passe tout d'abord par l'ailette et ensuite au travers du film du liquide dans la zone d'accrochage du ménisque. Le coefficient d'échange dans le film, évalué expérimentalement par Chi [14], est estimé à $k_l/0.185L_l$. La conductivité thermique équivalente est donnée par l'expression suivante :

$$k_{eff,e} = \frac{L_l k_l k_w D_g + k_l W(0.185 L_l k_w + D_g k_l)}{(W + L_l)(0.185 L_l k_w + D_g k_l)} \tag{24}$$

Des simulations thermiques avec le logiciel Flotherm© ont été ensuite effectuées. Ce logiciel est basé sur la méthode des volumes finis. Pour ces simulations numériques, le caloduc est modélisé par un ensemble de plusieurs zones de conductivités thermiques différentes. Ces zones représentent le silicium, le réseau capillaire au niveau du condenseur, le réseau capillaire au niveau de l'évaporateur et la zone de la vapeur. La conductivité thermique de la source de chaleur est identique à celle du silicium. Plusieurs auteurs montrent que la conductivité thermique du silicium dépend de plusieurs paramètres. Nous pouvons citer un exemple d'influence du dopage du matériau silicium et de sa température de fonctionnement. Asheghi and Goodson [40] montrent que la conductivité thermique du silicium varie de manière significative avec le dopage du matériau pour atteindre, à des dopages élevés, des valeurs inférieures à 80 W/m/K. Pour ce qui est de l'influence de la température Leturk et al. [39] présentent des variations très importantes pouvant aller jusqu'à 50% de variation pour un écart de température de 20 °C.

Le matériau utilisé pour réaliser les prototypes étant proche du matériau silicium intrinsèque, nous avons retenu comme conductivité thermique équivalente celle donnée par Glassbrenner and Slack [41], à savoir 115 W/m/K.

Dans la littérature, plusieurs auteurs ont étudié la conductivité thermique équivalente de la zone vapeur. Les valeurs trouvées sont encadrées par une borne inférieure de quelques milles W/m/K et une borne supérieure de 50000 W/m/K [12][23] .Dans notre modèle thermique, afin de ne pas surestimer les performances thermiques de nos prototypes, nous avons utilisé une valeur de la conductivité équivalente du passage de la vapeur de 20000 W/m/K.

La colle, utilisée pour le report de la source chaude sur le caloduc, est modélisée par une résistance thermique d'interface. Avec une conductivité thermique de la colle de 10 W/m/K et une épaisseur de 50 µm, la valeur de cette résistance est de 5.10^{-6} K/m^2/W.

Une couche de laque d'argent représentant l'interface thermique entre la source froide et le répartiteur est représentée par une résistance thermique d'interface de 15.10^{-6} W/m^2/K. Cette valeur est obtenue avec une conductivité thermique de 0.7 W/m/K et une épaisseur de 10 µm. Le refroidissement par circulation d'eau est modélisé par un coefficient de transfert thermique égale à 5000 W/m^2/K.

5.1 Répartiteur de chaleur

Nous présentons sur la *Figure 32*, la géométrie du caloduc. Avec les symétries de celle-ci, nous réaliserons un modèle représentant le quart du caloduc. Les parcours en pointillés définissent le domaine d'étude.

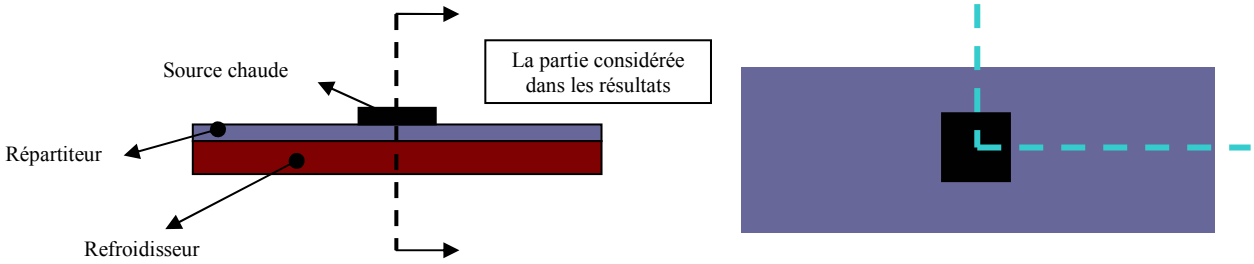


Figure 32 : La partie du répartiteur étudiée

Sur la Figure 33 sont montrés les champs de températures surfaciques côté composant sur le quart de la surface totale du répartiteur lorsque celui-ci est vide (a) et rempli (b).

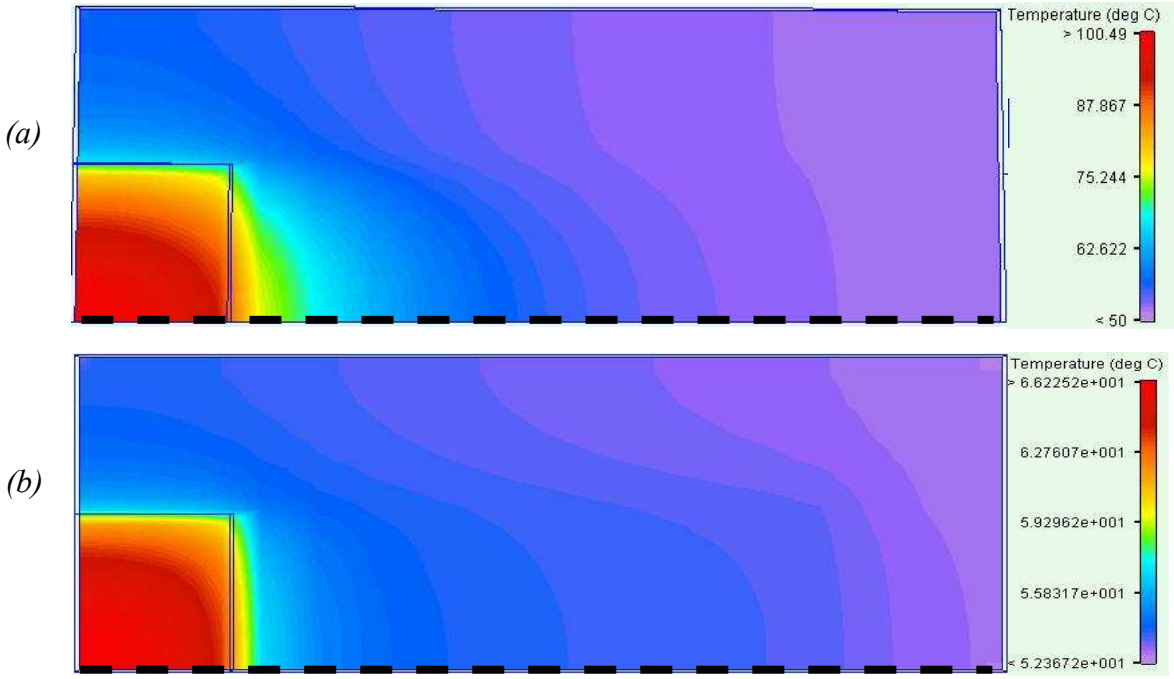


Figure 33 : Champs de température d'un répartiteur de chaleur vide (a) et rempli (b) avec une profondeur des rainures de 100µm

Une comparaison entre les profils de température sur la ligne pointillée de la figure 31 des deux cas est représentée sur la *Figure 34*. Pour le dispositif avec 100µm de profondeur des rainures, la puissance imposée est de 24W et la température au niveau du refroidisseur est de 50°C.

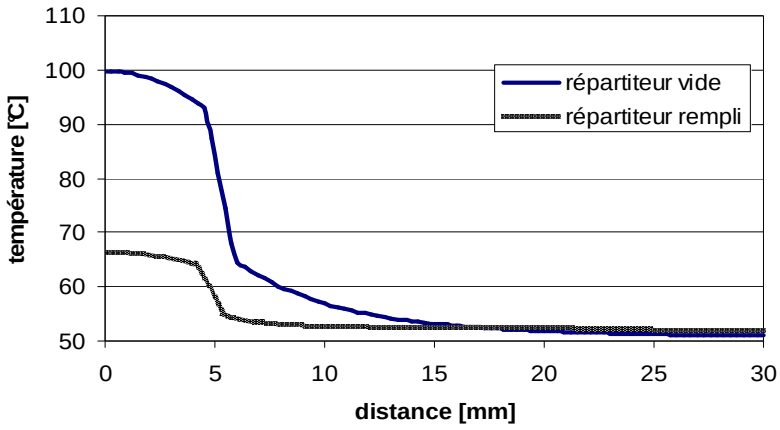


Figure 34 : Profils de température d'un répartiteur de chaleur vide et rempli avec une profondeur des rainures de 100µm

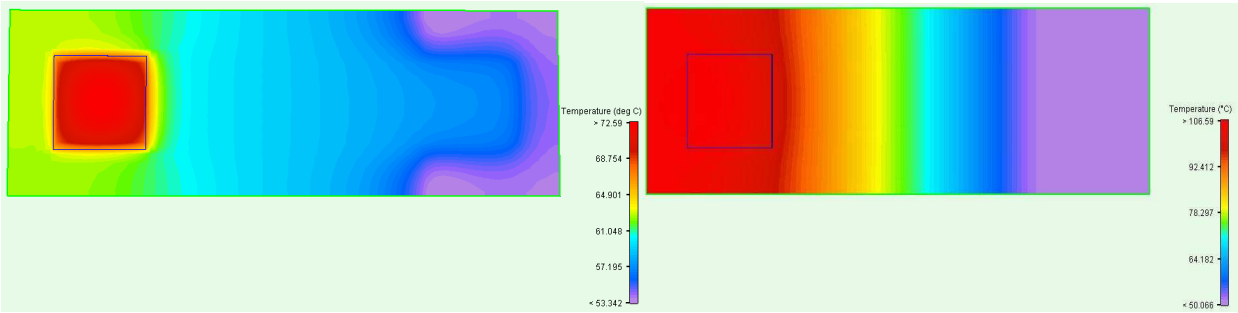
Dans le cas d'un répartiteur vide, nous avons défini une zone non conductrice pour représenter l'espace vapeur. L'échange thermique entre évaporateur et condenseur s'effectue uniquement par conduction à travers les parois du dispositif.

Afin de déterminer les performances thermique du dispositif nous calculons sa résistance thermique à partir de la différence entre la température maximale au niveau de l'évaporateur et de la température minimale au niveau du condenseur divisée par la puissance dissipée dans la résistance.
Nous calculons alors une résistance thermique du répartiteur non fonctionnel de 2.05 °C/W. Avec l'introduction du fluide, la température au niveau de la source de chaleur diminue sensiblement. En conséquence, la résistance thermique décroît plus de trois fois et prend une valeur de 0.58 °C/W. Nous avons réalisé des simulations dans les mêmes conditions afin de calculer la résistance thermique d'une tranche de silicium massif avec les mêmes dimensions géométriques que le caloduc. La valeur de cette résistance thermique obtenue est 0.54 °C/W. D'après le modèle thermique le comportement thermique du répartiteur est identique à celui d'une tranche de silicium massif. L'intérêt de ce type de dispositif paraît donc limité. Pour cette raison, nous nous intéressons aussi au fonctionnement en mode extracteur de chaleur.

5.2 Extracteur de chaleur

Le modèle thermique développé afin de déterminer le comportement thermique d'un extracteur de chaleur est le même que celui utilisé pour le répartiteur. Seules les conditions aux limites changent pour modéliser cette configuration. Grâce à la modélisation hydraulique, nous avons déduit que la capacité du transfert thermique en mode extracteur de chaleur avec une profondeur des rainures de 200 µm est suffisamment élevée pour satisfaire aux valeurs imposées par le cahier des charges. La surface de la source chaude est 1 cm^2 et celle de la source froide est 2 cm^2. Nous avons réalisé, alors, des simulations numériques en mode extracteur de chaleur dont les rainures ont une profondeur de 200µm. Le résultat de la modélisation thermique dans le cas d'un caloduc avec un fonctionnement en mode extracteur de chaleur est représenté sur les *Figure 35* et *Figure 36*. Nous avons comparé le comportement thermique d'un extracteur thermique et d'un support massif en silicium avec les mêmes dimensions. La puissance injectée dans le cas d'une tranche de silicium est 4 W et dans le cas d'un extracteur de chaleur elle prend une valeur de 22 W. La température au niveau du refroidisseur est fixée à 50°C. Dans le cas d'un caloduc opérationnel la résistance thermique d'après le modèle numérique est de 0.9°C/W, comparée à celle du silicium massif égale à 16.5 °C/W. Grâce à plusieurs simulations, nous avons constaté que le caloduc a les

mêmes performances thermiques qu'un matériau massif d'une conductivité thermique proche de 560 W/m/K.



(a) P=22 W *(b) P=4 W*

Figure 35: Champs de température du caloduc (a) et d'un support massif en silicium (b) pour une température de la source froide de 50 °C

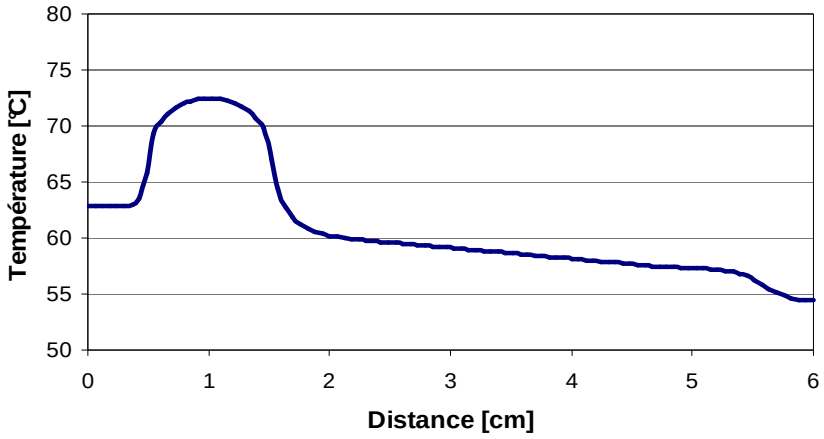


Figure 36 : Evolution du profil de température obtenue avec le modèle le long du caloduc

6 Réalisation du prototype en silicium

Des prototypes de caloducs à rainures en silicium ont été développés dans le cadre d'un contrat CNES auquel ont participé le CEA/LETI pour la réalisation et l'expérimentation, le LEG pour l'expérimentation et la modélisation et le CEThIL pour la modélisation. Les premiers travaux conduits dans ce domaine sont ceux présentés dans la thèse de Y. Avenas [42]. A la lumière des résultats obtenus une seconde phase d'études et de réalisation a été demandée par le CNES. La partie procédé d'élaboration des démonstrateurs et réalisation technologique ont été confiés au

CEA/LETI et font l'objet de la thèse de A. Laï. Comme pour le précédent programme, le LEG a eu la charge des phases de mise en œuvre des caloducs, de leurs évaluations expérimentales et de la modélisation thermique du système.

Le caloduc doit pouvoir être utilisé aussi bien comme répartiteur de chaleur que de manière classique (source chaude et source froide aux deux extrémités). Le prototype comporte une structure capillaire à rainures. Le caloduc a été réalisé par collage de trois plaques de silicium entre elles (*Figure 37*). Les rainures sont gravées dans la plaque A et la plaque C (*Figure 38*).

L'espace vapeur est réalisé par une cavité dans la plaque B. Des encoches aux extrémités de cette cavité ont été également faites pour relier hydrauliquement les rainures de la plaque A aux rainures de la plaque C.

Pour cette réalisation, nous avons utilisé la ligne 100 mm (4 pouces) du CEA/LETI. Chaque plaque de silicium est d'une épaisseur standard de 500 µm. La longueur des rainures est de 5 cm et la largeur de l'espace vapeur est 1 cm. Nous avons laissé un espace de 5 mm autour de l'espace vapeur pour être sûr que le collage effectué entre les différentes plaques ne fuit pas.

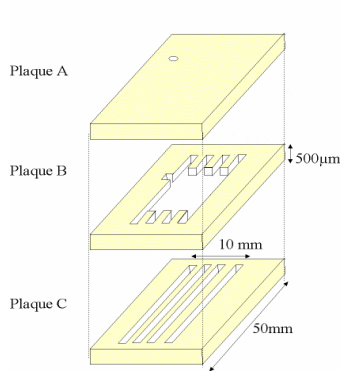


Figure 37 : Principe de réalisation du caloduc à rainures en silicium

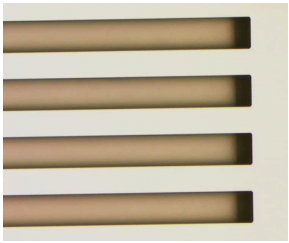


Figure 38 : Vue de dessus des rainures

Le diagramme de cheminement technologique, qui a permis de réaliser les caloducs en silicium, nécessite le développement de trois étapes primordiales qui sont :

- réalisation des plaques de type A, B et C,
- scellement des plaques,
- oxydation des parois internes,
- lien avec le système de remplissage.

Les rainures rectangulaires sont obtenues par gravure du silicium. La méthode utilisée est une gravure sèche par plasma. Un trou pour le remplissage est ensuite réalisé dans la plaque A à

l'aide d'un laser. Des cavités ayant des encoches sur chaque extrémité sont réalisées sur la plaque intermédiaire (plaque B). Le collage des plaques entre elles est réalisé grâce à un scellement direct silicium/silicium (SDB : Silicon Direct Bonding). Nous commençons par sceller la plaque B et la plaque C puis la plaque A à l'ensemble B/C. L'étape de scellement se divise en trois étapes :

- nettoyage chimique des plaques, permettant d'enlever les contaminants et de rendre les surfaces hydrophiles.
- alignement et mise en contact des plaques. Ce contact permet la formation de liaisons d'hydrogène. Les plaques sont alors scellées. Le procédé est encore réversible.
- recuit à haute température permettant de rendre irréversible le scellement par la création de liaisons Si-Si.

Une fois les deux scellements effectués, les plaques sont métallisées autour du trou (afin de pouvoir braser un tuyau de remplissage) et sur la surface du caloduc contenant ce trou (pour pouvoir braser un composant). La grande surface de métallisation permet de placer le composant soit au milieu, si nous désirons utiliser le caloduc comme répartiteur, soit à une extrémité, si nous voulons l'utiliser de manière classique (*Figure 39*). Des caloducs avec des profondeurs de rainures de 115 µm et 210 µm et une largeur de 90 µm ont été réalisés.

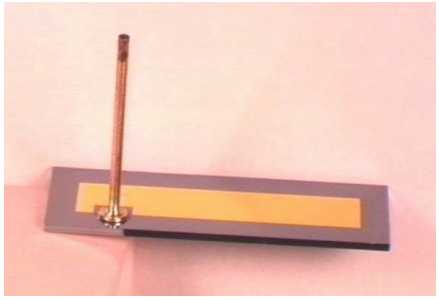


Figure 39 Caloduc en Silicium

7 Mise en œuvre d'un caloduc

Pour qu'il puisse fonctionner, le caloduc doit être rempli avec un fluide caloporteur. La procédure de remplissage est très importante pour le fonctionnement et la fiabilité des caloducs.

Le dégazage et le remplissage ont une grande influence sur les performances. Le fluide caloporteur doit être dégazé très soigneusement et le remplissage doit être fait avec une grande

précision pour éliminer toute trace de gaz incondensable. Dans le cas des micro caloducs la présence de gaz incondensables est un problème majeur, qui affecte sévèrement leurs performances. Les sources de gaz incondensables sont les molécules adsorbées dans les parois internes du caloduc et aussi les gaz dissous dans le fluide injecté. La formation des gaz incondensables dans le caloduc peut provoquer la formation d'un bouchon gazeux qui empêche le passage de la vapeur et diminue la zone de condensation.

Afin d'assurer le dégazage des parois et d'avoir un vide à l'intérieur du caloduc, on utilise deux pompes à vide – primaire et secondaire (*Figure 40*).

Figure 40 Pompe à vide

La pompe primaire permet d'obtenir un vide de l'ordre de 10^{-3} mbar. La pompe secondaire permet d'obtenir des valeurs jusqu'à 10^{-6} mbar. Afin d'avoir un bon dégazage de l'enveloppe, la mise sous vide dure plusieurs jours. Lors de la mise sous vide, le dispositif est chauffé soit à travers la plaque à eau (Teau=80°C), soit par le composant (T=150°C). Cette montée en température permet aux parois internes du micro caloduc de dégazer plus rapidement.

Le fluide caloporteur, qui dans notre cas est de l'eau, doit être le plus pur possible. Il y a différentes méthodes pour le dégazage du fluide. Nous utilisons une procédure simple et facile à mettre en oeuvre. Nous avons utilisé une méthode de dégazage par ébullition. A partir d'un ballon chauffant et d'une colonne de distillation, nous avons séparé l'eau des gaz incondensables et évacué ces derniers à l'extérieur de l'enceinte (*Figure 41*). Le fluide caloporteur est de l'eau déminéralisée avec une résistivité de 18 MΩ.cm. Cette étape, dans les conditions retenues, arrive à prendre plusieurs heures.

La quantité de fluide est déterminée à partir des dimensions géométriques du micro caloduc et de sa structure capillaire. Elle doit être suffisante pour la saturation du réseau capillaire et des volumes morts.

Figure 41 : Dispositif pour le dégazage de l'eau

Dans notre cas, le remplissage est effectué en injectant la quantité de fluide requise par une micro seringue graduée (*Figure 42*).

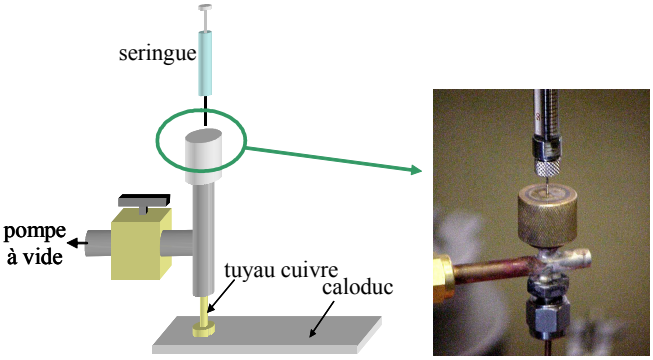


Figure 42 : Système de remplissage du caloduc

Une fois le prototype rempli, celui-ci doit être séparé du système de remplissage. Cette séparation est réalisée en coupant le tuyau de remplissage. Pour éviter l'apparition des fuites au niveau du caloduc, la fermeture de tuyau de remplissage doit être parfaitement étanche. La dégradation de l'étanchéité provoque une destruction du fonctionnement du caloduc. La méthode utilisée pour fermer le tuyau de remplissage est le queusotage (*Figure 43*).

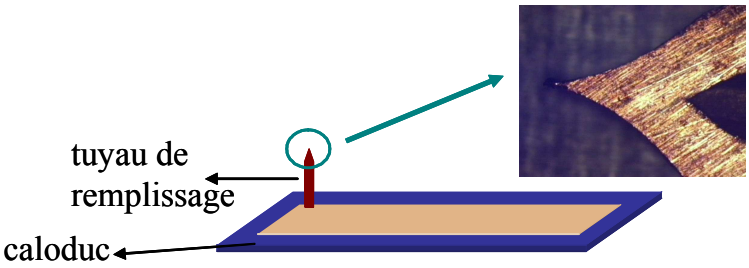


Figure 43 : Caloduc queusoté

En résumé, la procédure de remplissage d'un caloduc est constituée de 4 étapes fondamentales :

- dégazage des parois internes,
- dégazage du fluide caloporteur,

– injection de la quantité nécessaire de fluide dans le caloduc,
– fermeture du tuyau de remplissage.

8 Banc de tests thermiques

Le banc de test utilisé est constitué d'un échangeur en cuivre avec une circulation forcée d'eau dont la température est réglable et sert de source froide au niveau du condenseur du caloduc. Une résistance (réalisée au CEA LETI), constituée d'un dépôt de cuivre sur un substrat de silicium de 130Ω pour une température de 30°C, est collée au niveau de l'évaporateur.

Deux types de banc de tests sont réalisés – un pour étudier le fonctionnement en mode répartiteur de chaleur (*Figure 44*) et un en mode extracteur de chaleur (*Figure 45*). Le fonctionnement en mode répartiteur nécessite que la partie condenseur occupe toute la face arrière du caloduc. Pour cette raison, la surface inférieure du caloduc est collée sur la plaque à eau. Le collage est réalisé par une couche de laque d'argent.

Les mesures de températures surfaciques du prototype sont effectuées à l'aide d'une caméra infra rouge. Nous mesurons l'évolution de la température le long du caloduc.

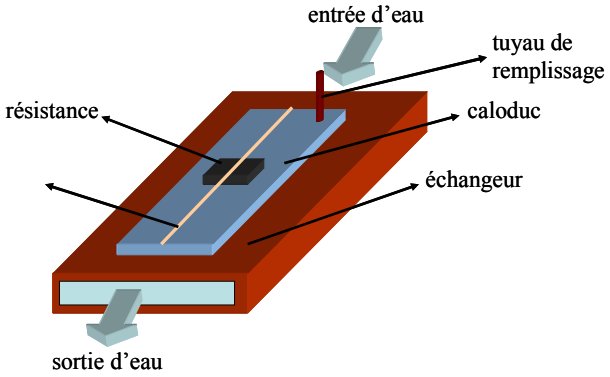


Figure 44 : Banc de test avec la ligne d'observation de températures

Des études de fonctionnement en mode extracteur sont également réalisées. Dans ce cas, les sources sont situées aux extrémités du caloduc. Le composant est placé sur la surface supérieure et le refroidisseur, réalisé grâce à une plaque à eau, est placé sur la surface inférieure à l'autre extrémité.

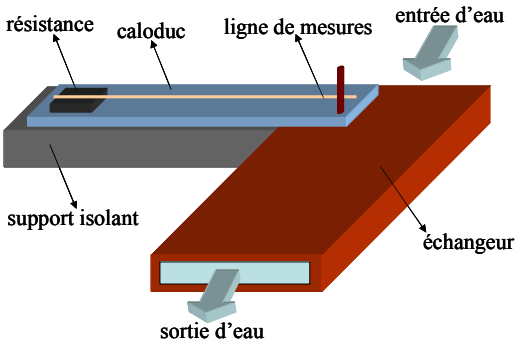


Figure 45 : Banc de test pour étudier le fonctionnement en mode caloduc

Une étude de la sensibilité de la quantité de fluide injecté est également réalisée. Pour pouvoir remplir et vider plusieurs fois le caloduc, une micro vanne supplémentaire, fabriquée par Bruno Mallet au LEG, est ajoutée au système de remplissage (*Figure 46*).

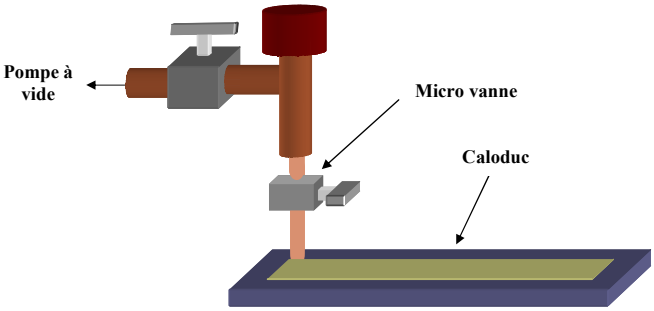


Figure 46 : Système de remplissage avec une micro vanne

Avec la fermeture de cette vanne nous pouvons séparer le caloduc du système de remplissage sans apparition de fuites. De cette façon on évite le queusotage du tuyau de remplissage (qui revient à une fermeture définitive du prototype) et le caloduc peut être vidé et rempli plusieurs fois. La procédure d'étude de la sensibilité de fluide injecté consiste à déterminer la quantité optimale de fluide caloporteur injectée nécessaire pour avoir le meilleur fonctionnement du caloduc.

Afin d'avoir une étude complète du caloduc, après avoir déterminé la quantité optimale de fluide injectée, il faut effectuer une étude de ses limites de fonctionnement. Cela consiste à mener des études expérimentales pour évaluer la capacité de transfert thermique du caloduc, c'est-à-dire la puissance maximale évacuée.

La Figure 47 représente les étapes fondamentales de la mise en œuvre et de la caractérisation thermique d'un caloduc.

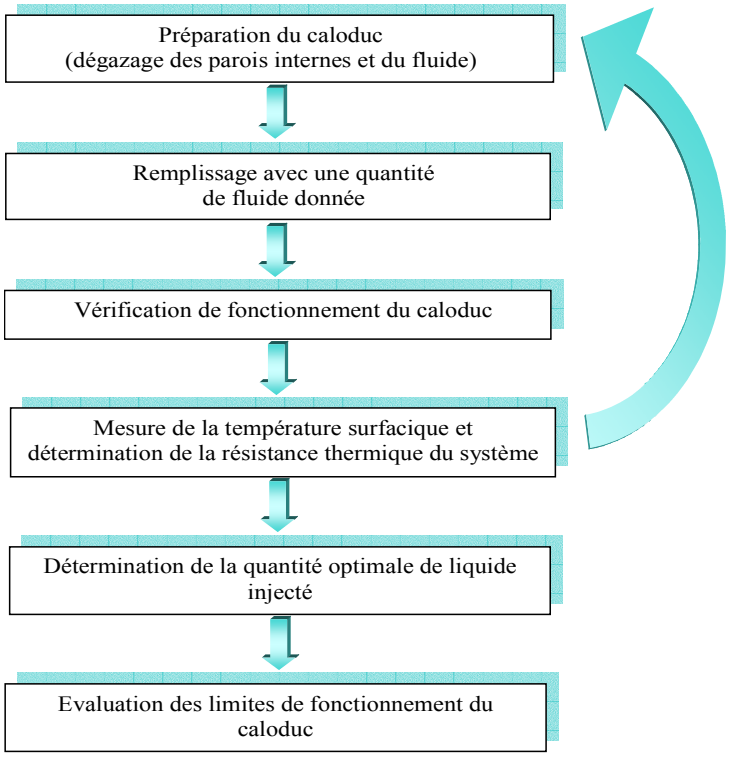


Figure 47 : Différentes étapes de la mise en œuvre et la caractérisation thermique d'un caloduc

Après avoir dégazé les parois internes du caloduc et purifié le fluide caloporteur, la première étape consiste à vérifier si le caloduc fonctionne. Pour cela, nous testons chaque caloduc vide et rempli. Si la résistance thermique à vide est nettement supérieure à celle du caloduc rempli, nous concluons que le caloduc fonctionne correctement. Lors de la deuxième étape de caractérisation, nous déterminons la quantité optimale de fluide à injecter. Nous réalisons plusieurs remplissages avec différentes quantités de fluide et mesurons la température surfacique afin d'en déduire la résistance thermique du caloduc et ainsi déterminer le volume optimal de fluide correspondant à la valeur minimale de cette résistance.

La *Figure 48* montre la variation de la résistance thermique du caloduc en fonction de cette quantité. Il apparaît clairement la sensibilité de cette résistance en fonction de la quantité de fluide injectée, d'où l'importance de faire ce type d'investigations.

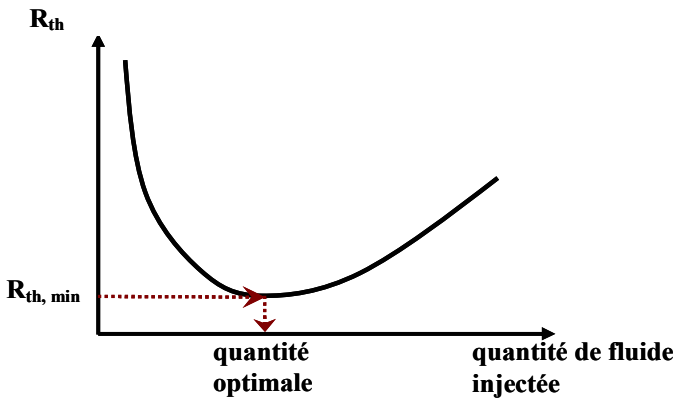


Figure 48 : Détermination de le quantité optimale de fluide caloporteur

La dernière étape consiste à déterminer ses limites de fonctionnement. Afin de trouver la limite de transfert thermique du caloduc, nous nous intéressons à sa résistance thermique en fonction de la puissance injectée (*Figure 49*).

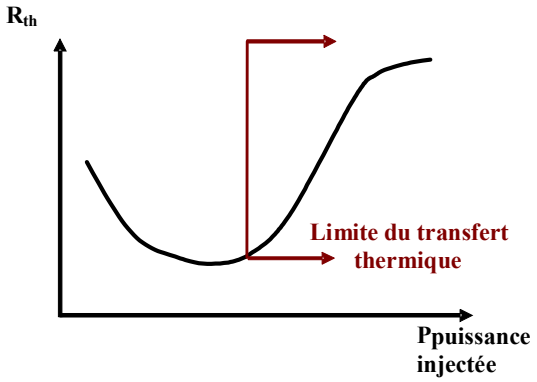


Figure 49 : Détermination des limites de transfert thermique du caloduc

Pour un fonctionnement normal, la résistance thermique diminue lorsque la puissance augmente. Ceci, jusqu'à ce que la tendance s'inverse. On considère, qu'à partir de ce niveau de puissance la limite de la capacité du transfert thermique du caloduc est atteinte. Le caloduc atteint une limite de fonctionnement.

9 Résultats des tests expérimentaux

Plusieurs essais ont été réalisés afin d'étudier le fonctionnement du caloduc en mode répartiteur thermique et en mode extracteur de chaleur. Nous avons réalisé les études

thermiques suivant les étapes de la mise en œuvre du dispositif décrites dans le paragraphe précédent.

9.1 Fonctionnement du caloduc en mode répartiteur de chaleur

9.1.1 Répartiteur avec une profondeur des rainures de 115µm

Il s'agit d'un répartiteur de chaleur dont le réseau capillaire est constitué de rainures dont la profondeur est de 115 µm.

La première étape de l'étude consistait à démontrer le fonctionnement du caloduc comme répartiteur de chaleur. A partir des dimensions du caloduc, nous avons déterminé la quantité d'eau pure nécessaire pour la saturation du réseau capillaire plus les espaces morts (tuyau de remplissage). On obtient une valeur de la quantité d'eau injectée de 70 µl pour la saturation des rainures du répartiteur et une quantité de 8 µl pour la saturation des espaces morts. La valeur de référence sera donc prise à 78 µl.

Une observation avec la caméra infra rouge du caloduc est présentée sur la *Figure 50*. Sur la *Figure 51* nous voyons l'évolution de la température le long du répartiteur vide et rempli de 85 µl pour une température de l'eau circulant dans l'échangeur de 50°C et une puissance appliquée au niveau du composant électronique de 24W.

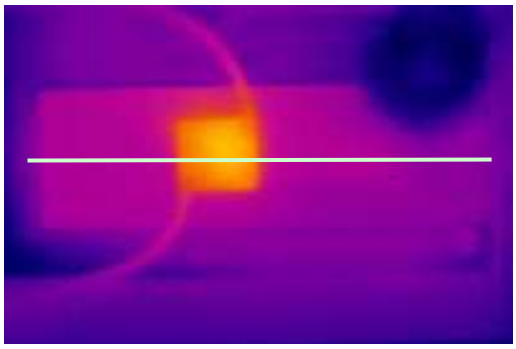


Figure 50 : Image infra rouge avec la ligne de mesure

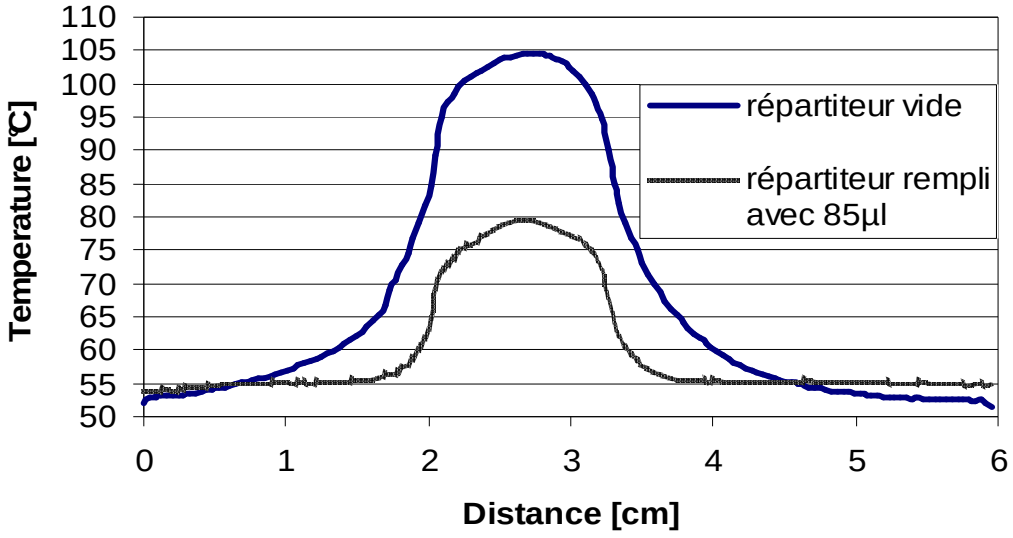


Figure 51 : Evolution de la température le long du répartiteur pour T_{eau}=50°C et P=24W

On remarque que la température au niveau de l'évaporateur diminue de 50% dans le cas du fonctionnement en mode répartiteur. La résistance thermique obtenue, dans le cas d'un dispositif non rempli, est 2,4 °C/W et dans le cas de répartiteur rempli avec 85 µl d'eau déminéralisée elle prend une valeur de 1,04 °C/W. Dans le cas du dispositif non rempli, le transfert thermique s'effectue grâce à la conduction dans les parois. Avec le fonctionnement caloduc, la résistance thermique entre l'évaporateur (composant) et le condenseur diminue de 56,7%. Cela est dû à une conductivité thermique équivalente très élevée de la vapeur. En observant l'évolution de la température dans la zone adiabatique, nous remarquons que le gradient de température est presque 0, ceci implique une conductivité thermique de cette zone très élevée.

9.1.1.1 Etude de la sensibilité à la charge injectée

Le but de ces tests thermiques est d'étudier la sensibilité du fonctionnement en répartiteur de chaleur en fonction de la quantité de fluide injectée. Pendant cette étude, le caloduc étudié est mis sous vide et rempli plusieurs fois avec différentes quantités d'eau déminéralisée. Les tests, réalisés avec une certaine quantité de fluide caloporteur, sont répétés plusieurs fois pour obtenir des résultats confirmés et fiables.

Nous avons étudié cette sensibilité pour une quantité de fluide injectée, variant de 75 µl à 110 µl par pas de 5 µl. Pour vérifier la reproductibilité du remplissage et des mesures, plusieurs remplissages successifs avec la même quantité d'eau sont effectués.

Sur la *Figure 52*, nous présentons l'évolution de la résistance thermique en fonction de la puissance dissipée dans la résistance pour différentes quantités d'eau injectées et pour une température d'eau circulant dans l'échangeur de 50°C.

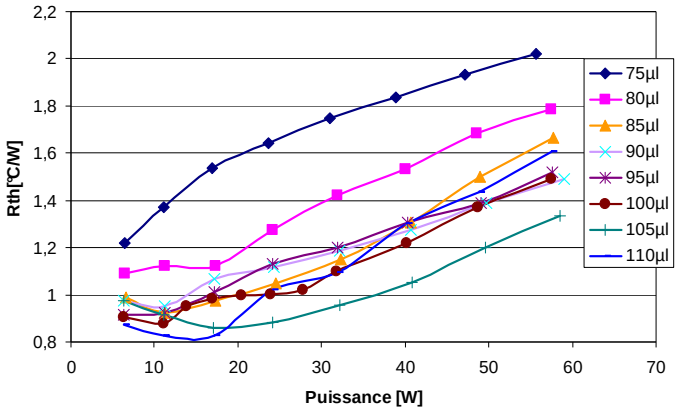


Figure 52 : Résistance thermique pour des différentes quantités du fluide pour une T_{eau}=50°C

La résistance thermique est calculée à partir de la différence entre la température maximale mesurée par la caméra IR au niveau de l'évaporateur et de la température minimale au niveau du condenseur divisée par la puissance dissipée dans la résistance.

$$R_{th} = \frac{(T_{\max} - T_{\min})}{P} \tag{25}$$

Après une série de mesures du profil de température effectuées pour différentes quantités de fluide (eau) injectées, nous concluons que le meilleur fonctionnement du caloduc est obtenu pour 105 µl d'eau injectée. La résistance thermique obtenue pour cette quantité du fluide est la plus faible pour toutes les températures au niveau du condenseur et pour toutes les densités de puissance appliquées à la résistance. La *Figure 53* montre un exemple de l'évolution de la résistance thermique du répartiteur en fonction de la quantité de fluide injectée.

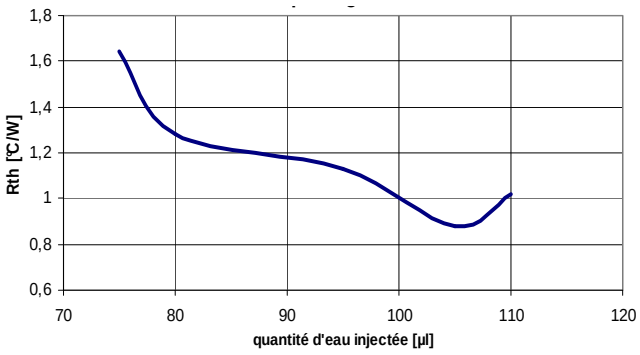


Figure 53 : Résistance thermique du répartiteur en fonction des différentes quantités de fluide

La température d'eau circulant dans l'échangeur est 50°C et la puissance dissipée dans la source chaude est 24W. La résistance thermique diminue de 65% par rapport à celle du caloduc vide. En conclusion, on peut affirmer que 105 µl est la quantité optimale d'eau pure injectée dans le prototype pour le fonctionnement en mode répartiteur.

Afin de confirmer les valeurs de la résistance thermique obtenues, plusieurs tests ont été faits avec cette quantité. Les résultats montrés sur les deux figures mettent en évidence l'importance de cette étude. Le fonctionnement du répartiteur thermique varie sensiblement en fonction de la charge d'eau injectée. Les valeurs de la résistance thermique varient de 50% suivant les remplissages, liées à une forte variation de la température au niveau de l'évaporateur. Afin de réaliser une conception et une évaluation du fonctionnement d'un caloduc, une des étapes la plus importante est la détermination de la quantité optimale de fluide caloporteur.

9.1.1.2 Etude des limites de fonctionnement du répartiteur

En observant la distribution de température surfacique le long du caloduc vide et rempli, on constate que le gradient de température entre la source chaude et la source froide est fortement diminué dans le cas d'un remplissage avec 105µl d'eau pure. La différence entre les paliers des courbes exprimant les températures du répartiteur rempli de 85 µl et de 105 µl démontre l'influence importante de la charge introduite dans le caloduc (*Figure 54*).

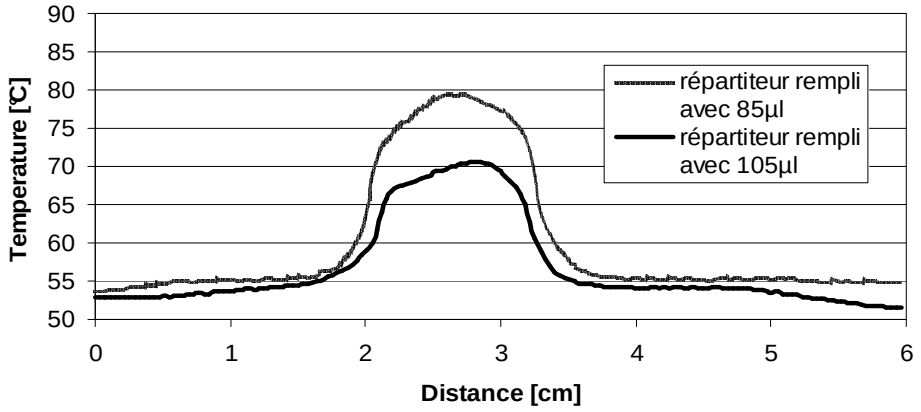


Figure 54 : Evolution de la température le long du répartiteur pour T_{eau}=50°C et P=24W

La température au niveau de la résistance diminue de 10°C quand le caloduc est rempli avec 105 µl. En conséquence la résistance thermique diminue également. On peut alors conclure qu'il est très important de connaître la quantité optimale du fluide caloporteur pour le meilleur fonctionnement du caloduc. Car, en injectant plus ou moins de fluide, on peut perdre jusqu'à 30%, voir plus, de son efficacité. Par exemple, la résistance thermique obtenue pour une température d'eau de 50°C et pour une puissance appliquée au composant électronique de 24W a comme valeur 0.72°C/W. C'est une amélioration du fonctionnement de 70% par rapport au fonctionnement du prototype vide. Sur la *Figure 55* sont montrés les résultats obtenus pour l'évolution de la résistance thermique du répartiteur rempli avec 105 µl pour différentes températures d'eau dans l'échangeur en fonction de la puissance appliquée à la résistance. D'après l'évolution des courbes, les valeurs de la résistance thermique sont relativement constantes pour des faibles puissances (jusqu'à 25W - 35W), puis elles augmentent progressivement. Pour une valeur plus élevée de la puissance, les performances thermique du répartiteur se dégradent jusqu'à atteindre la limite d'assèchement de l'évaporateur. Cette limite de fonctionnement représente la limite capillaire du répartiteur de chaleur. Pour des puissances très élevées il peut y avoir un assèchement de l'évaporateur du répartiteur ce qui provoque sa destruction et celle du composant à refroidir. C'est la raison pour laquelle il est très important de connaître ses limites de fonctionnement.

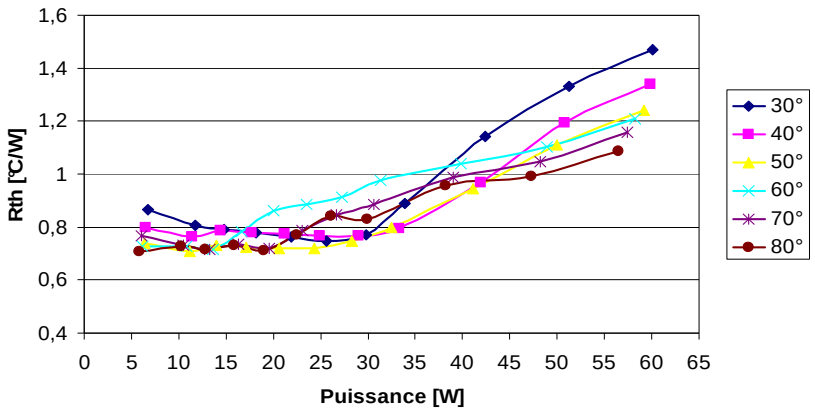


Figure 55 : Evolution de la résistance thermique pour 105 µl d'eau injectée

Pour le prototype étudié la limite capillaire est atteinte autour de la trentaine de Watts. Ce résultat nous permet de conclure qu'après un bon collage du caloduc vers la plaque à eau et un bon dégazage et remplissage, on peut obtenir des résultats assez bons qui répondent aux spécifications demandées dans le cahier de charges.

Des études du fonctionnement du répartiteur dans différentes positions par rapport à l'horizontale ont été également réalisées. Aucun changement du fonctionnement n'est détecté pour différentes températures au niveau du condenseur et pour toute la gamme de puissance présentée. Nous considérons qu'il n'existe aucune influence de la pesanteur sur le fonctionnement du micro caloduc. Ceci est dû au fait que la source chaude est située au milieu du dispositif. De cette façon l'influence de la gravité est pénalisante seulement sur la moitié du parcours du liquide. Les forces capillaires crées dans le réseau capillaire sont donc suffisantes pour faire revenir le liquide vers l'évaporateur, sans aucun changement des performances du répartiteur.

9.1.2 Répartiteur avec une profondeur des rainures de 210µm

Afin de cerner l'influence de la profondeur des rainures du réseau capillaire, nous avons réalisé une étude expérimentale du répartiteur thermique avec une profondeur des rainures rectangulaires de 210µm. En augmentant la profondeur des rainures le comportement hydraulique du répartiteur est amélioré. En conséquence, la capacité de transfert thermique du répartiteur augmente. La *Figure 56* montre l'évolution de la température surfacique mesurée par thermographie infra rouge du répartiteur vide et rempli avec 157,5µl d'eau pure. La puissance dissipée dans la résistance, utilisée pour la source chaude est

respectivement 19 W et 17 W et la température de l'eau circulant dans l'échangeur est de 50°C. La résistance thermique du prototype vide est de 1.47 °C/W et dans le cas du répartiteur opérationnel elle a une valeur de 0.71 °C/W. Avec ces premiers résultats, nous remarquons un comportement thermique du prototype avec 210µm de profondeur des rainures amélioré par rapport au même répartiteur mais avec une profondeur des rainures de 115 µm.

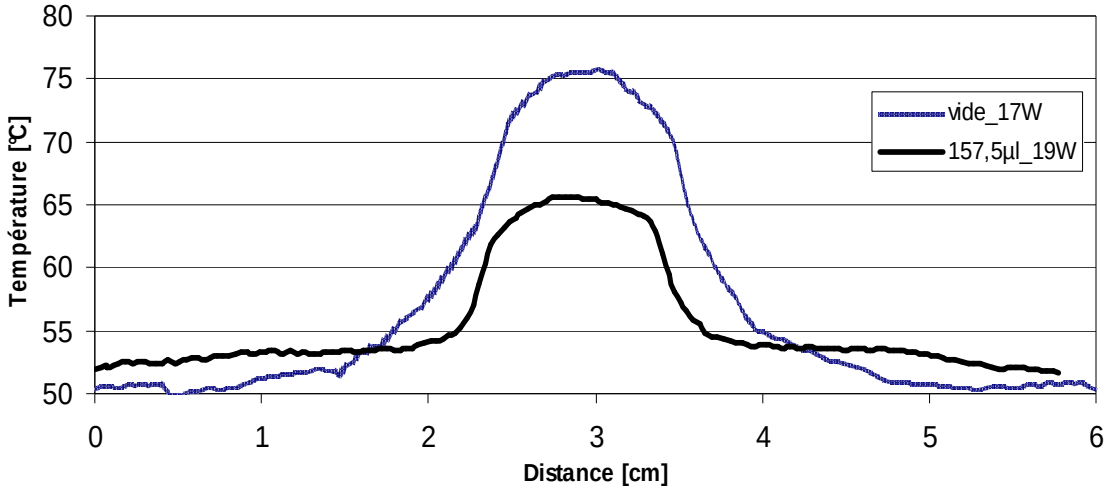


Figure 56 : Evolution de la température surfacique du répartiteur vide et rempli

9.1.2.1 Etude de la sensibilité à la charge injectée et des limites de fonctionnement

Afin de déterminer la quantité optimale pour le meilleur fonctionnement du répartiteur, nous avons effectué des remplissages avec trois quantités d'eau. Après avoir réalisé les mesures de température, nous concluons que la quantité optimale pour ce répartiteur est estimée à 170 µl. Sur la *Figure 57* est présenté un exemple de la résistance thermique pour trois différents remplissages en fonction de la puissance dissipée pour une température du condenseur de 40°C.

Pour une quantité de 170 µl d'eau injectée, les valeurs de la résistance thermique sont les plus faibles pour toute la gamme de puissance et pour toutes les températures du condenseur.

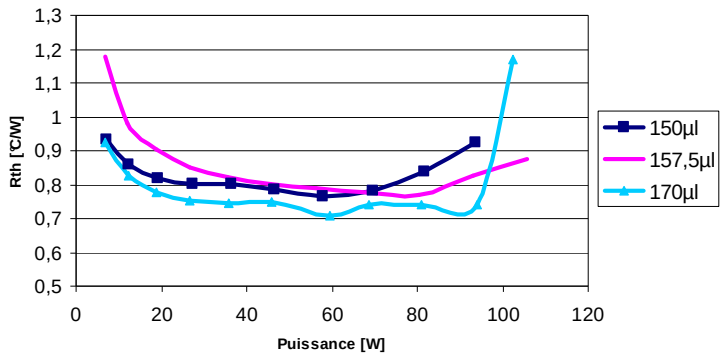


Figure 57 : Résistance thermique pour différents remplissages

Le comportement thermique du répartiteur est un peu amélioré en augmentant la profondeur des rainures. Si on compare la résistance thermique des deux prototypes, dans le cas de 115 µm de profondeur des rainures la résistance thermique est de 0.8 °C/W et dans le cas de 210 µm de profondeur elle est de l'ordre de 0.75 °C/W. Ces valeurs sont prises pour une puissance de 40W et une température de l'eau au niveau du condenseur de 40°C. On observe alors une légère amélioration de performances thermiques du répartiteur avec des rainures plus profondes. En effet en augmentant la profondeur des rainures, la conductivité thermique équivalente de l'évaporateur croît aussi.

Sur la *Figure 58* nous présentons l'évolution de la limite de fonctionnement, expérimentalement déduite, des deux répartiteurs en fonction de la température. Nous observons que la capacité de transport de chaleur est beaucoup plus élevée dans le cas d'un dispositif dont les rainures sont plus profondes. Ceci est dû au fait, qu'en augmentant la profondeur des rainures, les pertes de pression dans la phase liquide diminuent et en conséquence la limite de fonctionnement devient plus élevée.

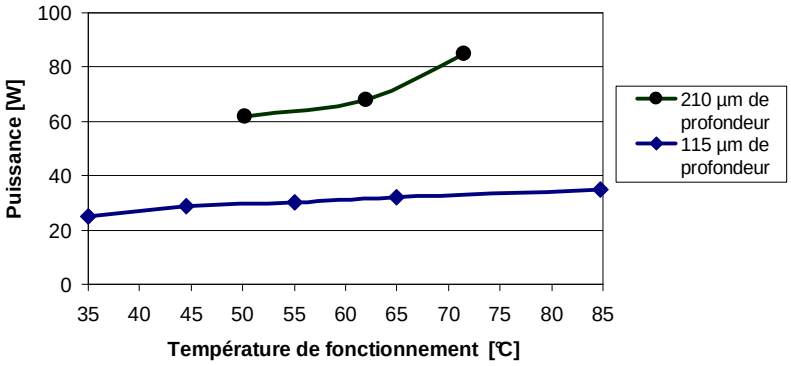


Figure 58 : Limite capillaire du répartiteur

La limite capillaire trouvée à partir des expériences thermiques est donnée entre 20W et 30W pour un répartiteur avec une profondeur des rainures de 115µm. Les résultats analytiques montrent une limite capillaire qui varie en fonction de la température de 30W à 80W (*Figure 26*). Pour une température de 50°C au niveau du condenseur, nous avons trouvé une limite capillaire de 33W, ce qui est confirmé par les résultats expérimentaux. Pour une profondeur des rainures de 210µm, la limite capillaire déterminée à partir des études expérimentales évolue de 40W à 85W pour des températures comprises entre 40°C et 70°C. D'après le modèle cette limite varie en fonction de la température de fonctionnement de 55W à 160W. Le modèle analytique surestime le fonctionnement du répartiteur. D'après ce modèle, il existe une augmentation importante de la limite capillaire avec la température. Par contre, les essais thermiques montrent que la limite est presque constante pour toutes les températures de fonctionnement. Les raisons de ces différences entre les valeurs expérimentales et estimées analytiquement sont diverses. En effet, nous ne connaissons tout d'abord qu'approximativement certains paramètres tels que le rayon effectif de pore, l'angle d'accrochage et les interactions à l'interface liquide-vapeur. Le fonctionnement du répartiteur dépend fortement de la quantité de fluide caloporteur. Et d'un autre côté l'optimum de cette quantité est différent pour les différentes températures. Les tests thermiques montrent qu'avec une augmentation de la température de fonctionnement du répartiteur sa résistance thermique décroît, et par conséquence son efficacité est améliorée. Une comparaison avec le modèle thermique est montrée sur les *Figure 59* et *Figure 60*.

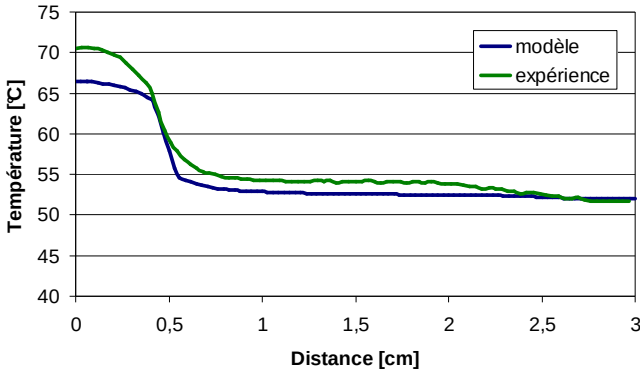


Figure 59 : Profondeur des rainures de 115µm et une puissance injectée de 24W

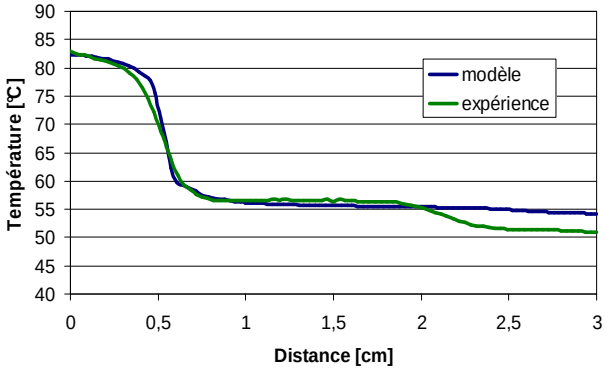


Figure 60 : Profondeur des rainures de 210µm et une puissance injectée de 45W

Dans le cas d'une profondeur de rainures de 210µm, la puissance injectée est de 45W et la température au niveau du condenseur est de 50°C. En comparant les résultats de la modélisation du répartiteur en silicium avec ceux obtenus lors des tests, on peut conclure que le modèle est acceptable et que l'évolution des températures correspond à celle mesurée pendant les tests thermiques. Il existe une différence de température au niveau de la source de chaleur entre le

modèle et les résultats expérimentaux pour le répartiteur avec une profondeur de rainures de 115µm. Cela est dû au fait que l'adhésif entre la source et le caloduc n'est pas uniformément reparti, ce qui provoque l'apparition d'une résistance thermique d'interface plus élevée à ce niveau.

9.1.3 Etude de la duré de vie du répartiteur thermique

Afin d'effectuer une étude complète du fonctionnement du caloduc, nous avons également réalisé une étude de la durée de vie d'un répartiteur. Le dispositif étudié a une profondeur de rainure de 115µm. Le tuyau de remplissage n'est pas queusoté et la fermeture étanche est assurée par un micro robinet. Afin d'observer une formation des gaz incondensables dans le temps un prototype a été rempli et testé régulièrement pendant un an. Pour chaque mesure, nous avons essayé d'être dans les mêmes conditions. La température de l'eau circulant dans la plaque à eau était de 50°C et la puissance injectée dans la résistance était de 24W. Sur la Figure *61* sont présentées les évolutions de la température surfacique du dispositif dans le temps obtenue par thermographie infra rouge.

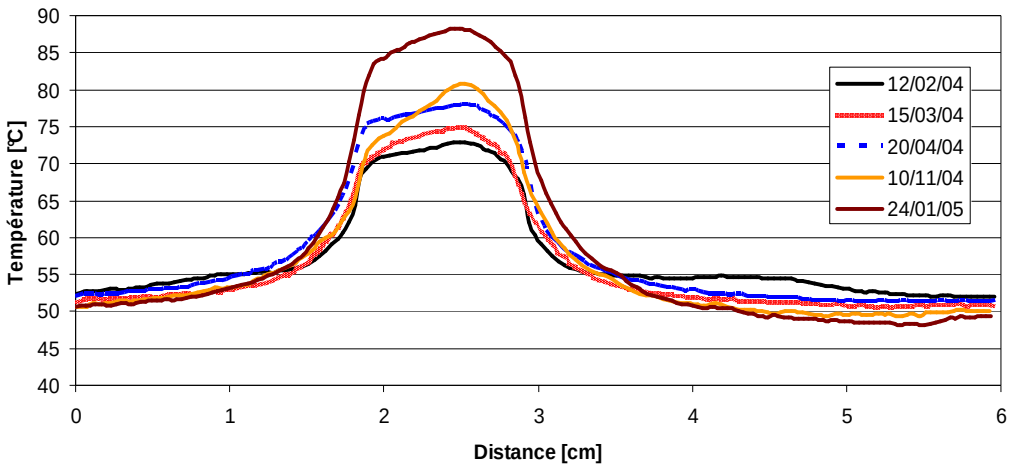


Figure 61 : Evolution de la température surfacique d'un répartiteur thermique dans le temps pour une puissance injectée de 24W

On observant les courbes nous remarquons une dégradation de la température de l'évaporateur de 15°C, entre la première mesure et la dernière, effectuée un an après. Cette diminution des performances thermiques du répartiteur a comme origine une apparition de gaz incondensables. La présence de ces derniers crée une barrière dans la partie condenseur

et diminue la surface de condensation. Les causes qui peuvent provoquer l'apparition de ces gaz sont trois : une réaction entre le fluide caloporteur et la paroi, une fuite au niveau du tuyau de remplissage ou au niveau de la micro vanne, utilisée pour la fermeture de ce dernier, ou un mauvais dégazage du caloduc et du fluide injecté. Une étude plus approfondie est donc nécessaire afin de déterminer l'origine exacte de cette dégradation de fonctionnement du dispositif.

9.2 Fonctionnement en mode extracteur de chaleur

Des études expérimentales des caloducs fonctionnant en mode extracteur de chaleur ont été également effectuées. Plusieurs dispositifs avec différentes géométries internes on été fabriqués :

- un dispositif classique, avec une structure interne identique à celle présentée dans le paragraphe précédent (N°15B) ;
- un dispositif avec des renforts mécaniques intégrés dans la plaque centrale (N°15M) ;
- un dispositif sans les encoches dans la cavité centrale (N°15H) ;

Nous avons réalisé plusieurs tests afin d'étudier l'influence de la quantité d'eau injectée et l'influence de la géométrie interne du caloduc sur son fonctionnement.

Tout d'abord nous allons présenter les études expérimentales du caloduc classique, identique aux caloducs précédemment présentés.

Le prototype (15B) est constitué de rainures dont la profondeur est de 210µm.

Après le dégazage du caloduc, nous avons effectué une mesure de déformation de l'enveloppe à l'aide d'un laser. Nous observons une déformation des parois de 10µm (*Figure 62*). Cette déformation est pénalisante pour le transfert thermique car il n'y a pas un bon contact entre le composant dissipatif et le caloduc suite à la formation d'une interface supplémentaire. Cette déformation est la plus significative au centre du dispositif, et ceci représente un point très pénalisant pour un fonctionnement en mode répartiteur de chaleur. Dans ce cas le composant est brasé au centre de caloduc, et c'est à cet endroit que l'interface due à la dégradation mécanique de l'enveloppe est la plus importante. Une amélioration à la tenue mécanique du caloduc est alors nécessaire afin d'éviter des déformations au niveau des parois.

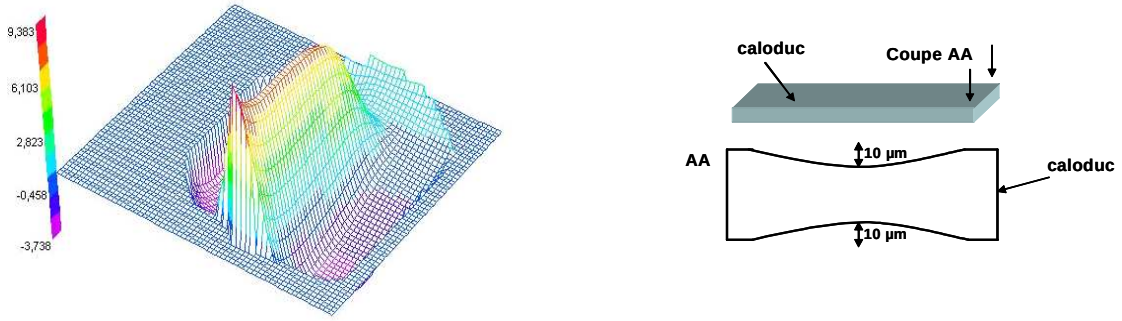


Figure 62 : Déformation des parois du caloduc

La première étape de l'étude consiste à démontrer le fonctionnement du caloduc. Le réseau capillaire du prototype doit être saturé de liquide caloporteur en prenant en compte du volume des rainures des trois plaques et les volumes morts. La quantité de remplissage initiale est de 135µl. Sur la *Figure 63*, nous présentons l'évolution de la température surfacique du caloduc vide et rempli, mesurée avec une caméra IR.

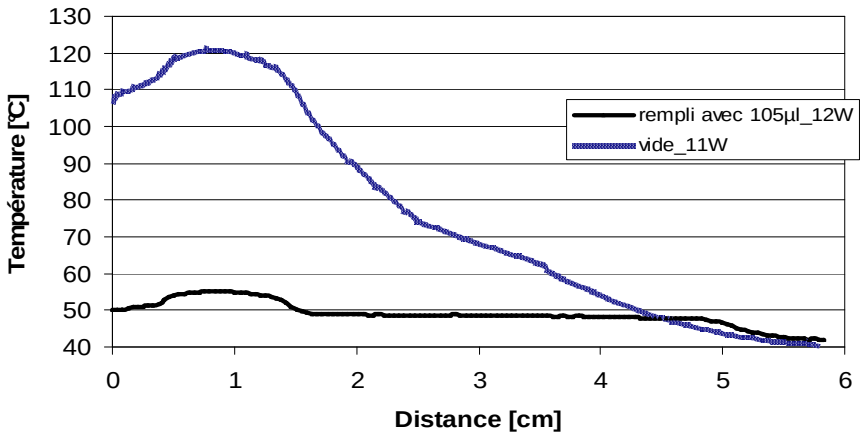


Figure 63 : Evolution de la température le long du caloduc pour T_{eau}=40°C

Quand le caloduc n'est pas opérationnel- non rempli avec du fluide, la température maximale au niveau de la résistance est de 120°C. Avec le remplissage du caloduc, on peut observer l'effet caloduc et la température au niveau de la résistance diminue sensiblement et devient égale à 55°C. La résistance thermique du système complet (caloduc + résistance) non rempli est de 6,7°C/W. La même résistance thermique dans le cas du caloduc opérationnel diminue de 75% avec une valeur de 1,6°C/W.

9.2.1 Etude de la sensibilité de la quantité de fluide injectée et des limites de fonctionnement

La quantité de fluide injectée dans le caloduc est déterminante pour son fonctionnement. Pour cela nous avons réalisé une étude expérimentale pour plusieurs remplissages avec différentes quantités d'eau. Les caractérisations thermiques sont effectuées pour :

- Une quantité d'eau de 135µl à 150µl ;
- Une température de la source froide de 40°C à 60°C ;
- Une puissance de 30 W à 60 W ;

La dépendance de la résistance thermique du système en fonction de la puissance injectée pour les quatre remplissages est donnée sur la *Figure 64*.

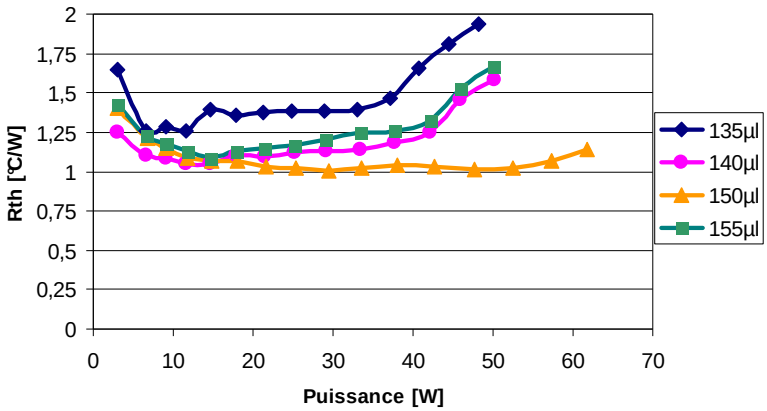


Figure 64 : Résistance thermique du caloduc pour différents remplissages

Pour plusieurs températures de l'eau circulant dans la plaque en cuivre et différentes puissances au niveau de la résistance électrique, la résistance thermique du caloduc 15B est la plus faible pour une quantité d'eau pure injectée dans le prototype de 150µl. Cependant, on observe que le comportement du caloduc n'est pas très sensible à la variation de la quantité injectée. Cela facilite la mise en œuvre de ce prototype. D'après l'évolution de la résistance thermique du caloduc en fonction de la densité de puissance on peut faire la conclusion que sa limite de transfert de chaleur varie de 30W à 55W suivant la température de la source froide (Figure 65). Sur cette figure nous présentons également la limite théorique obtenue grâce au modèle hydrodynamique pour un angle d'accrochage de 30 °.

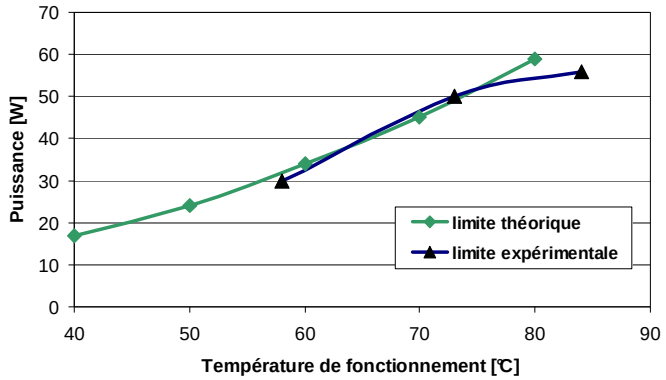


Figure 65 : Limite capillaire du caloduc

Les résultats expérimentaux confirment les valeurs de la limite capillaire du caloduc obtenues avec la modélisation hydraulique.

Une comparaison entre la température surfacique mesurée à l'aide de la caméra infra rouge est montrée sur la *Figure 66*.

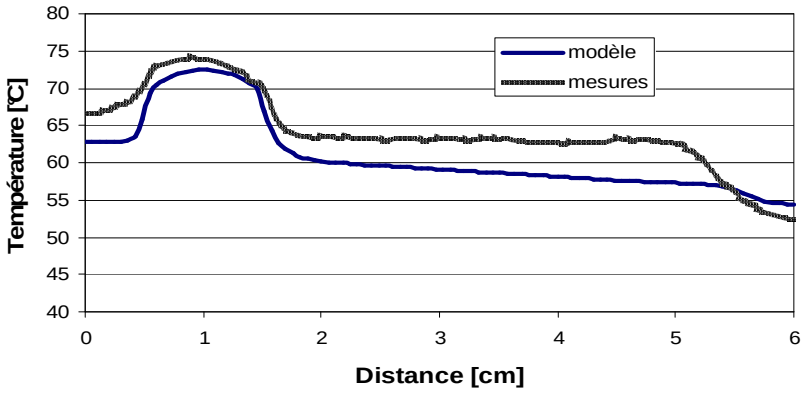


Figure 66 : Comparaison entre l'évolution de la température surfacique mesurée et théorique

En observant l'évolution des températures au niveau de l'évaporateur, nous remarquons que la différence entre la température maximale de la source chaude et la température au début de la zone adiabatique dans les cas du modèle et dans le cas des résultats expérimentaux est presque identique. Ceci veut dire que le modèle au niveau de l'évaporateur correspond au cas réel. Par contre la plus grande non correspondance ce trouve au niveau da la zone adiabatique et au niveau du condenseur. Ceci est dû à une modélisation du condenseur qui n'est pas correcte. Dans ces simulations nous avons négligé le film liquide au haut des rainures, ainsi qu'une présence éventuelle des gaz incondensables. Cette non correspondance peut être due aussi à l'interface qui

représente le collage du caloduc vers la plaque à eau. Dans le modèle nous considérons que l'épaisseur de la laque d'argent, utilisée pour coller le caloduc vers la plaque à eau, est de 10 µm. En réalité nous ne connaissons pas avec certitude l'ordre de grandeur de ce paramètre. Un autre facteur que nous ne prenons pas en compte dans la modélisation thermique, c'est le contact entre le dispositif et le refroidisseur. Pour un mauvais contact entre le caloduc et la source froide, l'échange entre les deux est pénalisé et la conséquence est une augmentation de la température dans la zone adiabatique apparaît.

Dans un second temps le caloduc a été testé dans différentes positions. La Figure 67 montre l'évolution de la température surfacique le long du caloduc en position horizontale et puis verticale (l'évaporateur est au-dessus du condenseur) pour une puissance de 24W et une température du condenseur de 50°C.

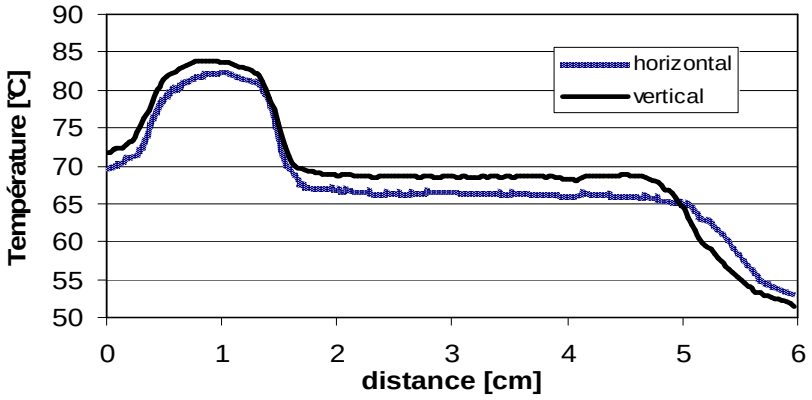


Figure 67 : Evolution de la température surfacique en positions horizontale et verticale

Nous remarquons que l'influence de la pesanteur est très faible sur le fonctionnement du caloduc. La force capillaire créée dans les rainures rectangulaires, est suffisante pour faire remonter le liquide de condenseur vers l'évaporateur.

9.2.2 Etude de l'influence de la géométrie interne du caloduc

Dans cette étude nous allons présenter l'influence de la géométrie interne de l'enveloppe du caloduc sur son fonctionnement. L'objectif de cette étude est l'amélioration de la tenue mécanique du dispositif en simplifiant les procédés de fabrication et en gardant les mêmes performances thermiques du système.

9.2.2.1 Les renforts mécaniques

Le dispositif étudié (15M) a une profondeur de rainures de 210µm. Il contient des renforts réalisés dans la plaque centrale afin de diminuer la déformation mécanique des parois lors du pompage pour l'obtention du vide secondaire à l'intérieur du caloduc. Les renforts ont une forme trapézoïdale et ils entrent dans la cavité centrale pour le passage de la vapeur (*Figure 68*). La différence entre le prototype 15B et 15M est l'existence de ces renforts dans la plaque centrale.

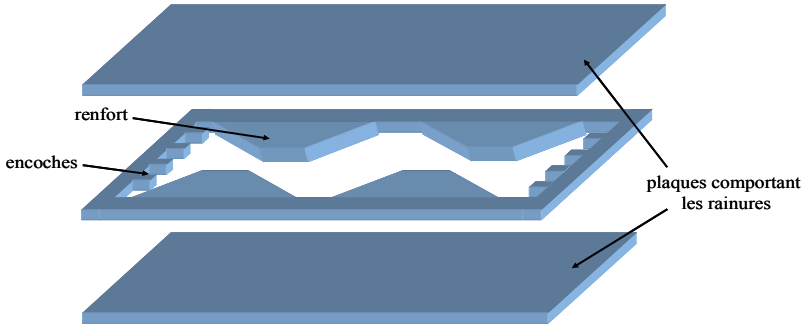


Figure 68 : La structure du caloduc 15M

Ce prototype est testé en mode caloduc et en mode répartiteur de chaleur. Après avoir obtenu le vide dans le caloduc une mesure de déformation de la paroi est effectuée et on observe une formation de flèche de 2µm (Figure 69). Avec la fabrication des renforts nous avons obtenu une amélioration à la tenue mécanique des parois. La question qu'on peut se poser est de savoir si ces renforts mécaniques ont une influence sur le fonctionnement du caloduc car ils occupent une partie de l'espace dédiée au passage vapeur. En diminuant le passage de la vapeur nous pouvons augmenter l'interaction entre la phase vapeur et la phase liquide, et ceci peut provoquer une baisse des limites du fonctionnement du caloduc.

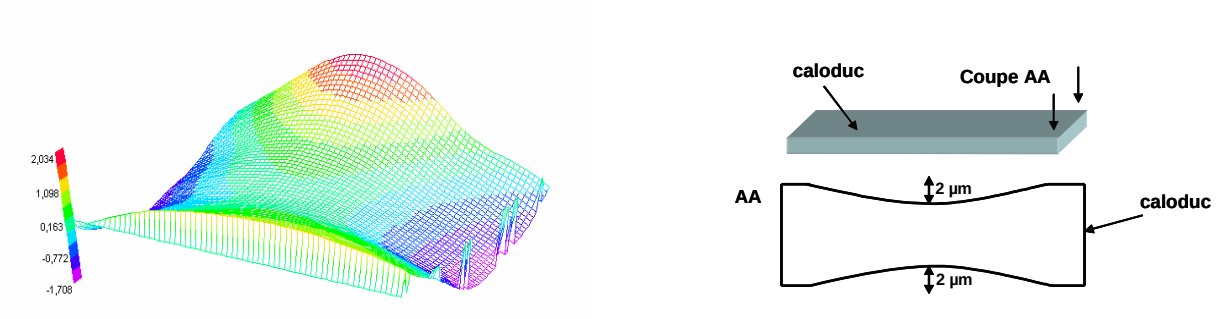


Figure 69 : Déformation des parois du caloduc

Pour cela nous avons réalisé une étude expérimentale complète en commençant par l'optimisation de la quantité d'eau à injecter. Pour trouver le remplissage optimal du caloduc 15M, nous avons effectué la même démarche que dans le cas du caloduc 15B. La résistance thermique du caloduc est la plus faible pour un remplissage de 157µl d'eau pure. Dans ce cas, le tuyau de remplissage est plus long d'un centimètre. Le volume mort est par conséquence plus élevé par rapport au caloduc 15B. En enlevant la quantité nécessaire pour la saturation de cette partie d'un centimètre de tuyau, on obtient que le meilleur fonctionnement du caloduc 15M est obtenu pour un remplissage de 150µl. Ceci confirme les résultats obtenus pour le prototype 15B et montre la répétitivité de cette étude pour plusieurs prototypes. Les limites de transfert thermique de ce prototype (Figure 70) sont les mêmes par rapport au prototype 15B.

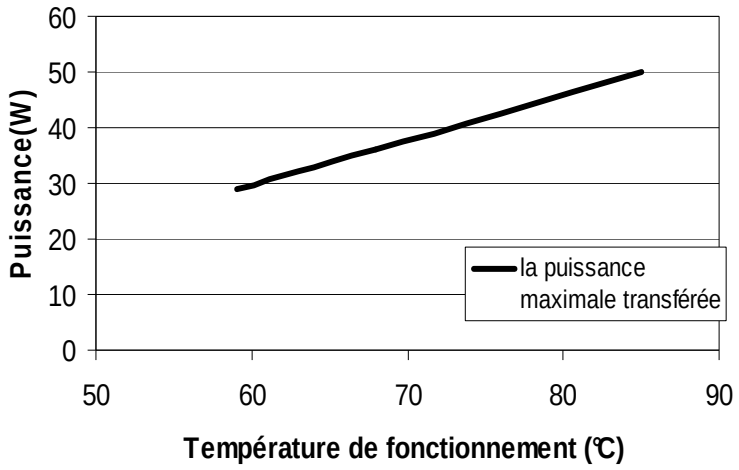


Figure 70 : Limite capillaire du caloduc

Les pertes de pression vapeur interviennent peu dans le calcul de la limite capillaire. En conséquence la diminution du passage de la vapeur dans la partie centrale du caloduc par les renforts mécaniques n'est pas pénalisante pour son fonctionnement.

9.2.2.2 Absence des encoches dans la cavité centrale

Le prototype 15H a la même géométrie et dimensions que les caloducs étudiés précédemment. La différence est l'absence des encoches aux extrémités de la cavité centrale (voir Figure 71). Le but, en réalisant ces encoches, était de relier hydrauliquement les rainures de

la plaque A aux rainures de la plaque C. Avec cette étude nous voulons évaluer l'influence de l'absence de ces encoches sur la remontée capillaire entre ces deux plaques..

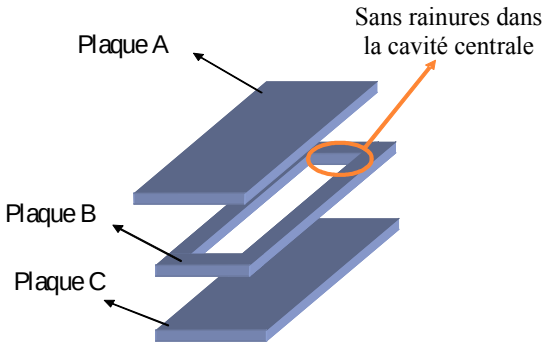


Figure 71 : La structure du caloduc

Nous avons réalisé une étude avec deux différents remplissages, un de 157µl et un autre avec 170µl. Dans les deux cas la résistance thermique du caloduc (Figure 72) est presque identique. Mais pour une quantité injectée de 170µl la résistance thermique a des valeurs plus basses pour les puissances élevées. On considère alors que cette quantité est optimale pour le meilleur fonctionnement du caloduc. Ce résultat peut être expliqué par l'absence des remontés dans la cavité centrale. En effet le caloduc fonctionne avec les deux remplissages, mais pour les puissances plus élevées, la quantité d'eau devient insuffisante pour que le fluide caloporteur revienne vers l'évaporateur. Ceci explique l'augmentation de la résistance thermique pour un remplissage avec 157 µl.

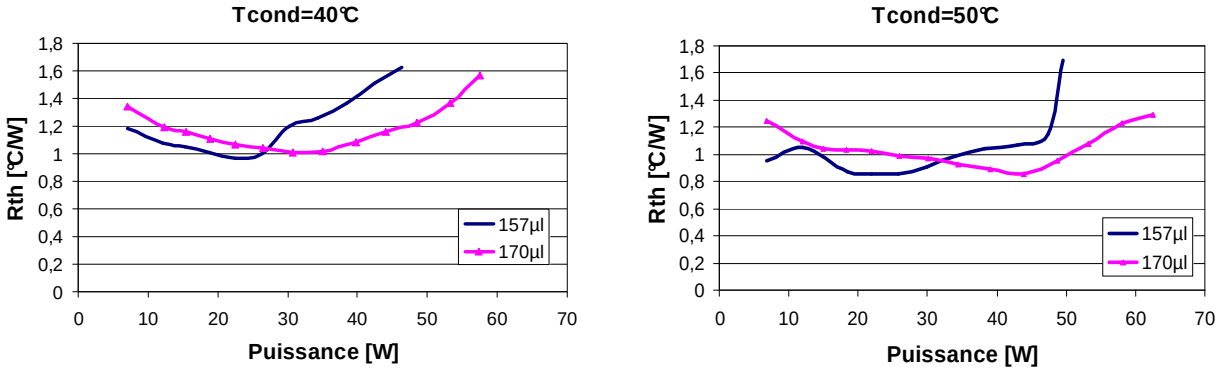


Figure 72 : Résistance thermique du caloduc pour différents remplissages

La limite capillaire du caloduc ne change pas par rapport à celle du prototype étudié dans le paragraphe précédent. Elle est comprise entre 35 W et 55W. Sur la *Figure 73* est présentée une comparaison des limite de fonctionnement déterminées grâce aux tests effectués des trois prototypes 15B, 15M et 15H.

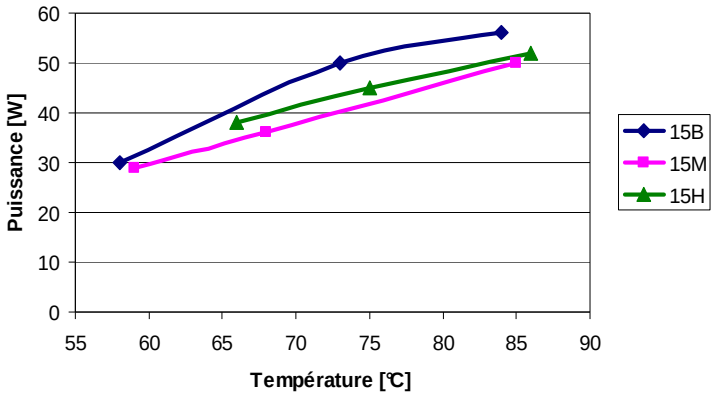


Figure 73 : Limite capillaire du caloduc

Ceci nous permet de conclure qu'avec un remplissage plus élevé, il est possible de compenser l'absence des encoches aux extrémités de la plaque centrale et le passage du liquide entre la face inférieure du caloduc plaque A vers la face supérieure – plaque C s'effectue sans contraintes. C'est une conclusion importante pour la simplification de la conception et la réalisation de ce caloduc. Ceci nous permet d'éliminer une étape technologique de la fabrication. Cette étape est la gravure des rainures sur la plaque intermédiaire (plaque B). Cette réduction des étapes technologiques simplifie l'alignement et le scellement des trois plaques. Afin de finaliser l'étude de ce prototype, des tests thermiques dans différentes positions, sont effectués. L'évolution de la température surfacique du caloduc en position horizontale et verticale est présentée sur la Figure 74.

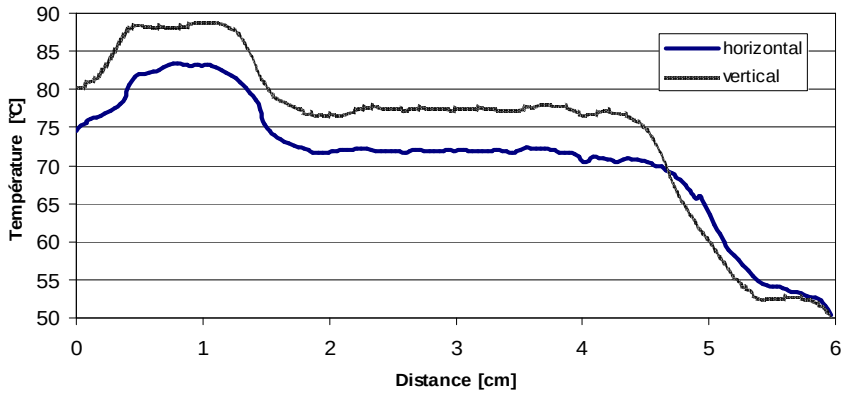


Figure 74 : Evolution de la température surfacique en positions horizontale et verticale pour P=24W

Pour une puissance de 24 W appliquée à la résistance et une température au niveau de la plaque à eau de 50°C, la température surfacique est plus élevée de 5°C dans le cas du

fonctionnement en position verticale. Cette valeur est plus élevée de 2°C par rapport à la même mesure de température du caloduc avec des encoches. L'influence de la pesanteur sur le fonctionnement de ce prototype est un peu plus significative. Ceci est dû à l'absence des rainures intermédiaires qui servent à relier le réseau capillaire dans la plaque A avec celui dans la plaque C.

Le fonctionnement du même prototype est étudié en mode répartiteur thermique. La limite capillaire est comprise entre 55W et 80W, comme dans le cas des autres dispositifs étudiés précédemment.

10 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une modélisation hydrodynamique du fonctionnement du caloduc en mode répartiteur thermique et extracteur de chaleur qui nous permet de déterminer la limite capillaire en fonction de la géométrie. Une modélisation numérique 3D a été également développée afin de prévoir le comportement thermique du dispositif.

Nous avons montré l'utilisation de silicium pour la fabrication des micro caloducs L'avantage de ce type de matériau est sa faible masse volumique et sa bonne conductivité thermique, ce qui permet la réalisation des dispositifs performants et de très faible poids. Le poids d'un dispositif rempli avec le système de remplissage (tuyau + micro vanne) est de 13g.

Ce chapitre concerne principalement l'étude complète du fonctionnement d'un caloduc en silicium. Nous avons présenté les différentes étapes de la mise en œuvre d'un micro caloduc. Les deux modes de fonctionnement du dispositif ont été représentés, le premier fonctionnement en mode répartiteur de chaleur et le deuxième, en mode extracteur de chaleur.

Dans un premier temps, des nombreuses études ont été réalisées afin d'optimiser la quantité de fluide caloporteur. Les tests thermiques montrent qu'avec une quantité d'eau optimale, la résistance thermique du caloduc peut être diminuée jusqu'à 40%.

Dans un deuxième temps, nous avons montré l'influence de la géométrie interne du dispositif sur son fonctionnement. Suivant les études expérimentales, la limite capillaire d'un répartiteur avec une profondeur de rainures de 210µm atteint une valeur trois fois plus élevée en comparaison de celle d'un dispositif dont les rainures ont une profondeur de 115µm. Nous avons montré que la fabrication des renforts dans la cavité centrale du dispositif, diminue sensiblement la déformation mécanique des parois du prototype et son fonctionnement reste inchangé. Nous avons mesuré une

flèche de déformation de 2µm au lieu de 10µm dans le cas d'un caloduc sans renforts. Nous avons également réalisé une étude expérimentale du fonctionnement des extracteurs de chaleur avec et sans encoches aux deux extrémités de la cavité centrale. Les tests thermiques ont alors montré une limite capillaire des dispositifs fonctionnant en mode extracteur de chaleur comprise entre 30W et 55W, et en mode répartiteur thermique entre 55W et 85W.

Cette étude thermique nous a permis de démontrer la faisabilité et le bon fonctionnement des fonctions thermiques 1D en silicium. Dans le chapitre suivant nous allons présenter la réalisation des caloducs 2D.

CHAPITRE III

Caloducs en silicium à structure capillaire 2D

1 Introduction

Comme nous l'avons précédemment évoqué, un des avantages du silicium est qu'il permet de réaliser des structures capillaires plus complexes que celles obtenues avec les moyens d'usinage classiques des métaux.

Dans ce chapitre, nous allons présenter la réalisation et la mise en œuvre de caloducs en silicium ayant une structure capillaire constituée des rainures rectangulaires radiales. Cette étude a été conçue afin de satisfaire les exigences imposées par le cahier des charges créé dans le cadre du projet cité dans le chapitre précédent entre le CNES, le CEA/LETI, le CEThIL et le LEG.

L'objectif visé à travers la réalisation de caloducs à réseaux capillaires 2D est de rendre possible la circulation du fluide suivant deux directions. Cette circulation doit se traduire par une augmentation des surfaces d'échange au condenseur, tout en limitant la longueur de parcours du fluide. Cette stratégie du transfert d'énergie fournit une solution de refroidissement des cartes électroniques pour les systèmes embarqués, pour lesquels le critère de poids est souvent essentiel, comme pour des applications spatiales. L'avantage du caloduc 2D en silicium pour ce type d'application réside dans son très faible poids et sa faible épaisseur qui peut être inférieure à 1mm.

Nous allons donc, dans la suite de ce travail, montrer que, grâce aux techniques de la microélectronique, le silicium est un très bon candidat pour la réalisation de caloducs à structures capillaires complexes 2D. Nous verrons également, grâce à des études théoriques et expérimentales, que ce type de caloducs permet d'avoir des performances thermiques très intéressantes.

2 Avantage des structures 2D pour les systèmes embarqués

Dans un système embarqué, les cartes électroniques sont fixées entre deux armatures métalliques qui servent à évacuer le flux de chaleur créé par les composants (*Figure 75*).

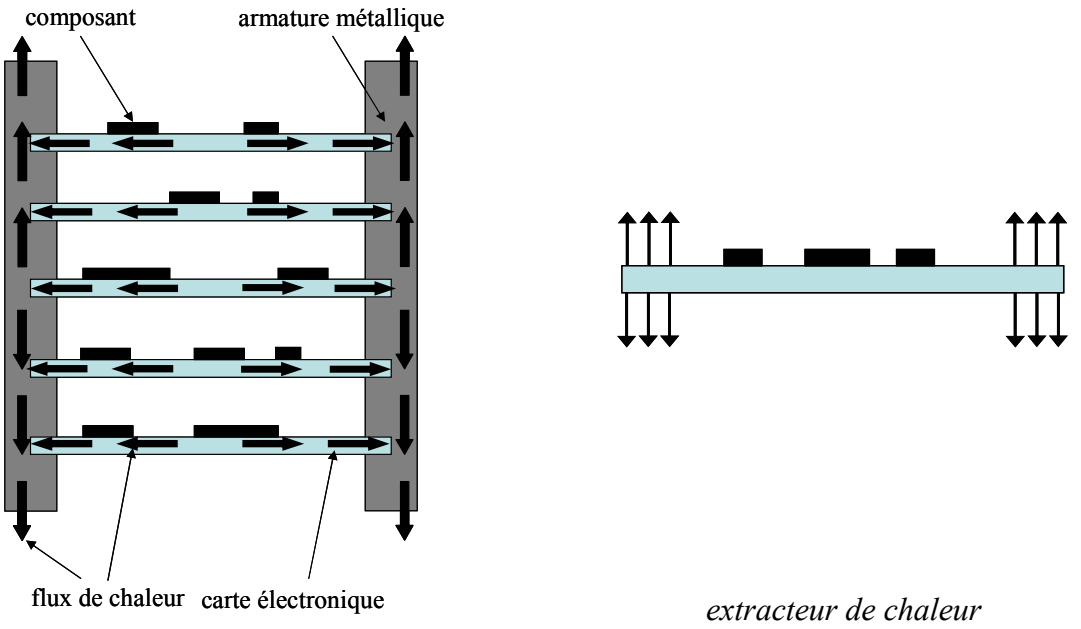


Figure 75 : Exemple d'un système électronique embarquée

Il est possible d'améliorer l'échange thermique en insérant un caloduc directement dans la carte électronique, ce qui peut permettre de diminuer fortement les gradients thermiques entre les sources de chaleur et les armatures métalliques. Une structure capillaire 2D est alors nécessaire pour pouvoir ramener le liquide vers chaque composant électronique. Les caloducs utilisés pour ce type d'applications embarquées sont des dispositifs dont le fonctionnement est en mode extracteur de chaleur.

Afin d'illustrer l'intérêt de ce type de dispositifs en terme de surface de condensation et de longueur du caloduc, nous allons prendre l'exemple d'un prototype utilisé comme extracteur de chaleur. Sa surface de condensation est alors celle de l'extrémité opposée au composant électronique. Lorsque ce dernier a, par exemple, une taille de 1 cm*1 cm et que nous voulons que la surface de condensation soit 9 fois plus grande que celle de la source chaude et que la distance entre les deux soit de 6 cm, il faut, dans le cas d'un extracteur de chaleur réalisé avec un réseau capillaire à rainures axiales, que la longueur totale du caloduc soit de 16 cm. Alors que si nous utilisons un caloduc à structure 2D, le réseau capillaire présentera une dimension latérale de 5 cm. Ceci représente un gain non négligeable en terme de distance à parcourir par le fluide, et engendre donc des pertes de pression visqueuses moins importantes. De même, le caloduc est beaucoup moins influencé par la pesanteur car la hauteur que le liquide doit remonter est beaucoup plus petite.

3 Etude bibliographique

Afin d'étudier les performances des caloducs à structure rainurée bidimensionnelle, nous avons réalisé une étude bibliographique. Nous allons présenter plusieurs technologies utilisées pour la réalisation des réseaux capillaires 2D à rainures.

Les travaux sur ce thème ont été publiés par les chercheurs du Sandia National Laboratory. Dans un premier article, Adkins et coll. [43] montrent d'une manière qualitative qu'un caloduc comportant un espace vapeur important permet d'avoir une meilleure conductivité thermique qu'un caloduc composé de plusieurs cavités (comme les réseaux de microcaloducs par exemple). En effet, une augmentation de la section de passage de la vapeur implique une réduction des pertes de pression vapeur, et donc une réduction du gradient de température le long du caloduc. Les auteurs proposent également une géométrie pour un caloduc pouvant être utilisé comme répartiteur de chaleur (*Figure 76*). Celui-ci est réalisé par collage de deux plaques dont la première comporte des passages permettant la circulation de la vapeur et dont la deuxième est gravée afin d'obtenir un réseau capillaire à picots carrés. Ces picots, réalisés par sciage, font 50 µm de large, 75 µm de haut et sont espacés de 63 µm. Un des inconvénients de cette structure est qu'elle ne peut pas fonctionner dans toutes les positions. En effet, il faut que le refroidisseur soit au-dessus de la source chaude car la vapeur se condense sur la plaque comportant les passages vapeur et le liquide revient dans le réseau capillaire grâce à la gravité. Une étude expérimentale faite par Shen et coll. [46] montre que la conductivité thermique équivalente de ce prototype est trois fois celle du silicium pour une puissance maximale de 8 W.

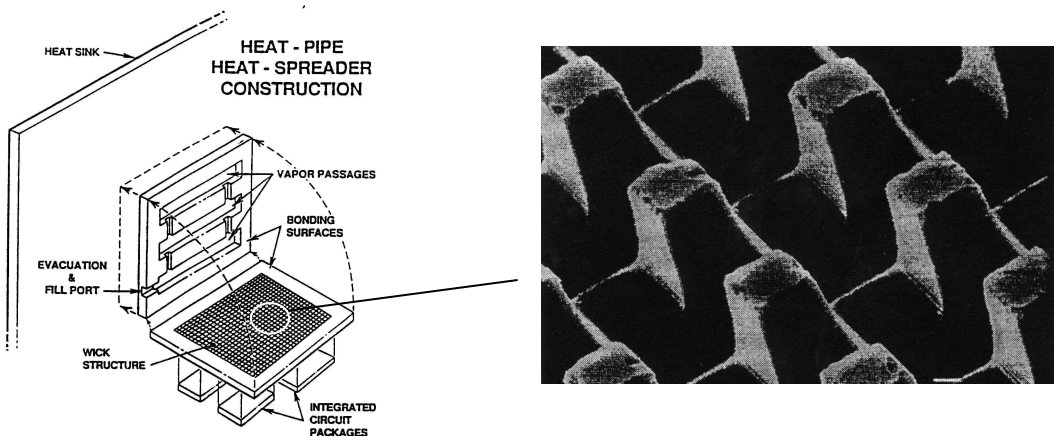
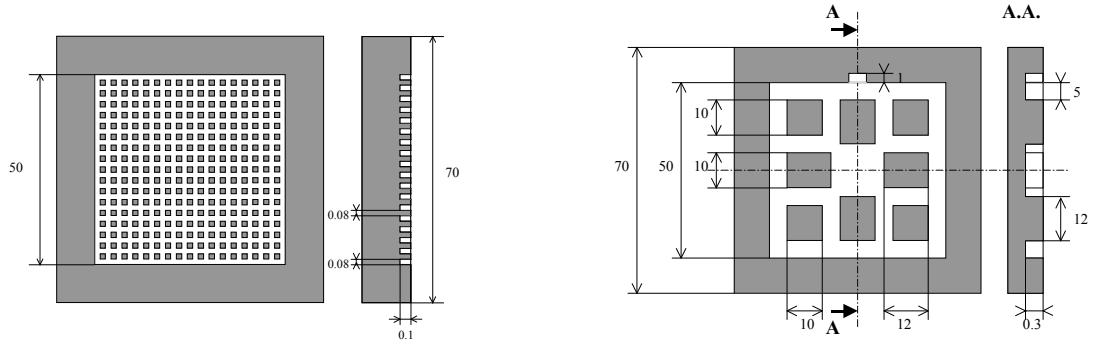


Figure 76 : Réalisation d'un répartiteur de chaleur à partir d'un caloduc en silicium[43]

Des résultats expérimentaux ont déjà été obtenus au LEG sur un caloduc ayant un réseau capillaire à picots, et utilisé comme extracteur de chaleur. Avenas [44] a étudié un caloduc en

silicium (réalisé au LAAS Toulouse) constitué de deux plaques, une contenant le réseau de picots carrés et une autre contenant les cavités pour le passage de la vapeur (*Figure 77*). Les picots faisaient 80 µm de côté sur 100 µm de hauteur et étaient espacés de 80 µm. Le réseau capillaire mesurait 5 cm de côté ; de plus, afin d'assurer une bonne étanchéité après collage des plaques, un espace de 1 cm a été laissé aux extrémités du caloduc. Le prototype mesure donc au total 7cm*7cm. L'épaisseur de la plaque comportant les picots correspondait à une épaisseur standard de wafer, c'est-à-dire 500 µm.



a : plaque comportant les picots b : plaque comportant les cavités vapeur

Figure 77 : Structure interne du caloduc 2D en silicium

Une photographie du réseau capillaire est présentée sur la *Figure 78*.

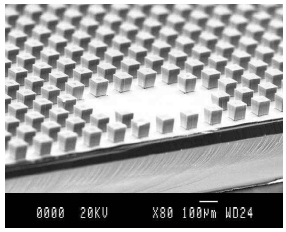


Figure 78 : Réseau capillaire à picots

La puissance dissipée était de 10 W et la température de l'eau de refroidissement était de 50°C. La résistance thermique du caloduc obtenue était 2°C/W, comparée à celle du dispositif non fonctionnel de 4.5°C/W. Ces études montrent que la conductivité équivalente de l'extracteur de chaleur est de l'ordre de 700 W/m/K.

Adkins et coll. [45], Benson et coll [47] et Shen et coll. [46] proposent d'autres géométries de picots permettant d'augmenter les performances hydrauliques sans altérer les performances thermiques (*Figure 79*). Une étude expérimentale d'une structure à étoiles, obtenue par gravure sèche, a été réalisée par Benson et coll. [48]. Elle montre que la conductivité équivalente obtenue par ce prototype est de l'ordre de 800 W/m/K (deux fois celle du cuivre) pour une puissance de

quelques dizaines de Watts. Un article de la même équipe [48] montre que ce type de caloduc pourrait, à terme, avoir une conductivité thermique proche de celle du diamant (entre 1000 et 2000 W/m/K) avec un prix trois cents fois moins important que celui de ce dernier en utilisant les technologies actuelles.

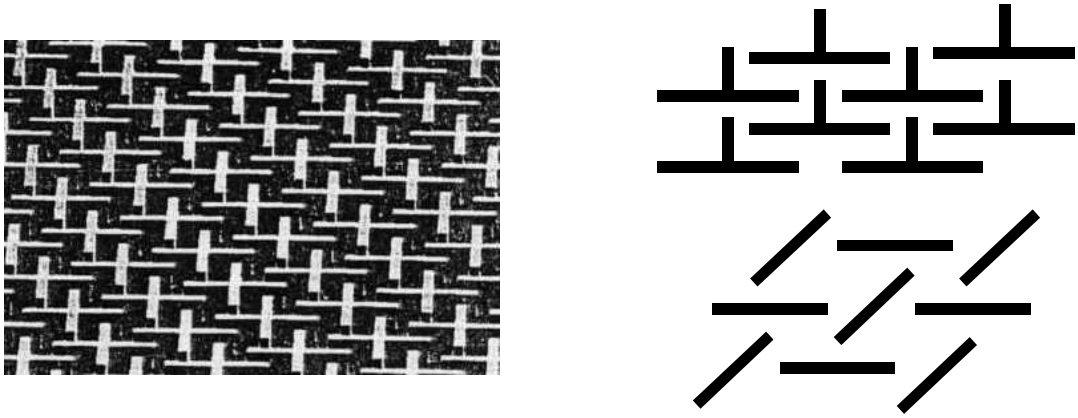


Figure 79 : Différents motifs permettant de réaliser le réseau capillaire

Un autre type de structure rainurée 2D est proposée par Kang et coll. [49] . Les auteurs présentent une réalisation d'un caloduc en silicium à partir de trois plaques. Afin de réaliser ce dispositif ils ont utilisé des techniques de photolithographie, de gravure humide et de scellement eutectique. Les trois plaques et leur assemblage sont présents sur la *Figure 80*.

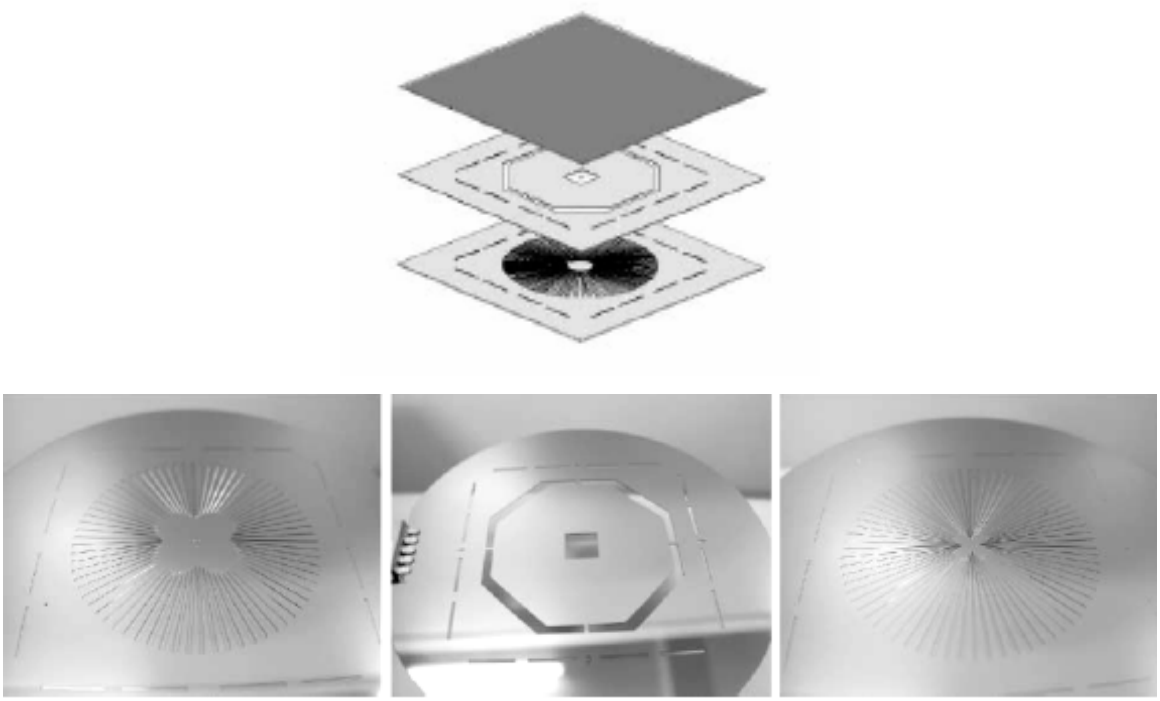


Figure 80 : Structure du caloduc en silicium dont le réseau capillaire est constitué des rainures radiales

La plaque supérieure conçue pour l'écoulement de la vapeur comporte 70 rainures radiales, longues de 23 mm de forme trapézoïdale. Elles ont une largeur variant de 700 µm à 350 µm de la périphérie au centre de la plaque. La plaque inférieure conçue pour l'écoulement du liquide comporte le même nombre et type de rainures, dont la largeur varie de 150 µm à 500 µm du centre de la plaque à sa périphérie. La plaque intermédiaire sert de séparation entre les phases liquide et vapeur afin d'empêcher l'interaction entre les deux phases qui se déplacent en contre courant. Au niveau de l'évaporateur et du condenseur, la plaque intermédiaire est trouée. Le fluide caloporteur introduit dans le caloduc est de l'eau. La zone d'évaporation mesure 1.1 cm*1.1 cm et celle de condensation 5.5 cm*5.5cm. Le résultat le plus performant est pour une puissance dissipée de 27 W, une diminution de 27 % de la température maximale de l'évaporateur par rapport à un wafer en silicium est observée. Les auteurs montrent que la conductivité thermique équivalente du prototype est de l'ordre de 550 W/m/K.

Grâce à cette étude bibliographique, nous avons pu constater que les potentialités des caloducs en silicium à structure 2D pour des applications électroniques s'avèrent très intéressantes, puisque ce matériau permet de réaliser des caloducs ayant des conductivités thermiques équivalentes plus importantes que celle du cuivre massif. Afin d'augmenter respectivement la valeur de cette conductivité équivalente et les performances du dispositif, une structure capillaire adaptée est nécessaire. Cette dernière doit être conçue d'une telle manière que l'échange au niveau de l'évaporateur soit meilleur tout en gardant les performances hydrauliques du caloduc. Nous allons donc, maintenant montrer les potentialités d'un caloduc en silicium à réseau capillaire constitué de rainures radiales.

4 Réalisation du dispositif

4.1 Objectifs et cahier des charges

L'objectif de cette étude est de concevoir un caloduc 2D, fonctionnant en mode extracteur de chaleur pour l'électronique embarquée dans des applications spatiales. Les dimensions géométriques du caloduc ainsi que l'emplacement de l'évaporateur et du condenseur ont été fixés par le cahier des charges qui a été élaboré dans le cadre du projet financé par le CNES (*Figure 81*). La surface de l'évaporateur doit être 1 cm*1 cm et celle du condenseur 9 cm^2. L'épaisseur du caloduc doit être inférieure à 2 mm.

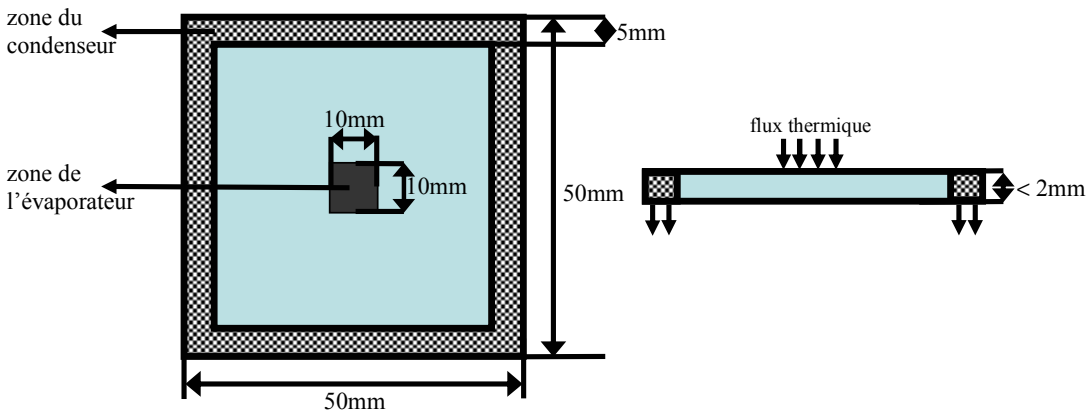


Figure 81 : Extracteur de chaleur 2D avec les dimensions du cahier des charges

Le cahier des charges est le même que celui présenté dans le paragraphe 2 du chapitre II, puisque la conception d'un dispositif 2D était l'objectif initial des études menées dans le cadre de ce projet.

4.2 Présentation générale du dispositif réalisé

La conception et réalisation technologique du dispositif a été effectuée pendant les travaux de thèse de Aymeric Laï dans le cadre de collaboration entre le CNES le LEG et le LETI.

Le caloduc est constitué de deux plaques collées entre elles (*Figure 82*). Ces dernières comportent un réseau capillaire identique. Le prototype mesure au total 5 cm*5 cm. L'épaisseur des plaques est 500 µm. Une couche de métallisation est également déposée au milieux du prototype, pour permettre l'assemblage éventuel d'un composant électronique et autour de trou de remplissage, pour la brasure du tuyau. Afin d'avoir en même temps un bon comportement hydraulique et de bonnes performances thermiques, nous avons conçu le dispositif avec différentes structures capillaires dans les trois zones du caloduc (l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur). L'évaporateur est situé au milieu du caloduc avec un diamètre de 1 cm et le condenseur est situé sur la périphérie du dispositif avec une largeur de 5 mm. La *Figure 82* représente la géométrie interne du dispositif.

Le réseau capillaire à l'évaporateur est constitué de picots de forme hexagonale, dans la zone adiabatique de rainures rectangulaires radiales, et au condenseur de rainures rectangulaires parallèles. Un trou de remplissage de 1,7 mm de diamètre est réalisé par laser afin d'assurer le remplissage du caloduc (*Figure 83*).

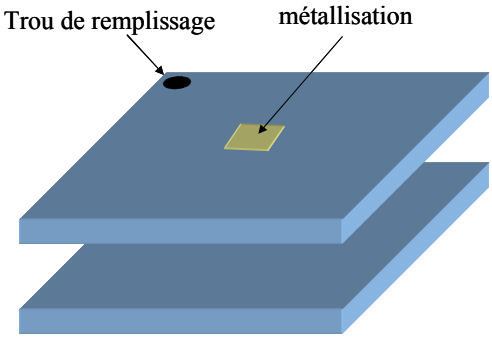


Figure 82 : Principe de réalisation du caloduc

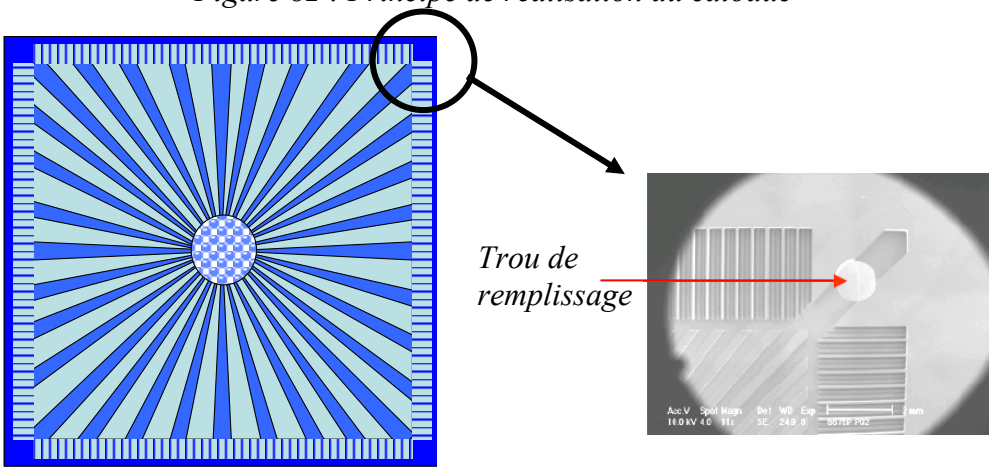


Figure 83 : Structure capillaire du caloduc

Sur la *Figure 84* est représentée la photographie d'un wafer en silicium, sur lequel est gravée la géométrie interne du caloduc d'une des deux plaques constituant le caloduc 2D.

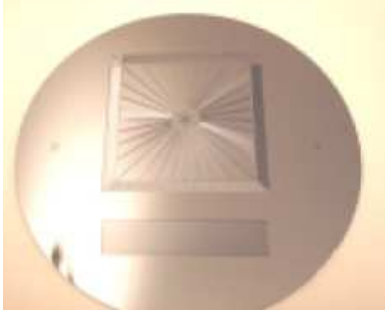


Figure 84 : Photographie d'une plaque constituant le caloduc gravé sur un wafer en silicium

Le collage de deux plaques constituant l'enveloppe du caloduc est réalisé grâce à un scellement direct silicium/silicium (Silicon Direct Bonding). Le scellement est rendu irréversible en faisant un recuit à haute température. Ceci permet la création de liaisons Si – Si. Le contrôle de la qualité du scellement est réalisé après le recuit, en utilisant une caméra infra rouge.

Les dimensions du réseau capillaire obtenu après assemblage des deux plaques en silicium sont présentées sur la *Figure 85*. L'épaisseur de l'espace vapeur dans le caloduc 2D est 500 µm. Nous obtenons ainsi, une épaisseur totale du dispositif 2D de 1 mm.

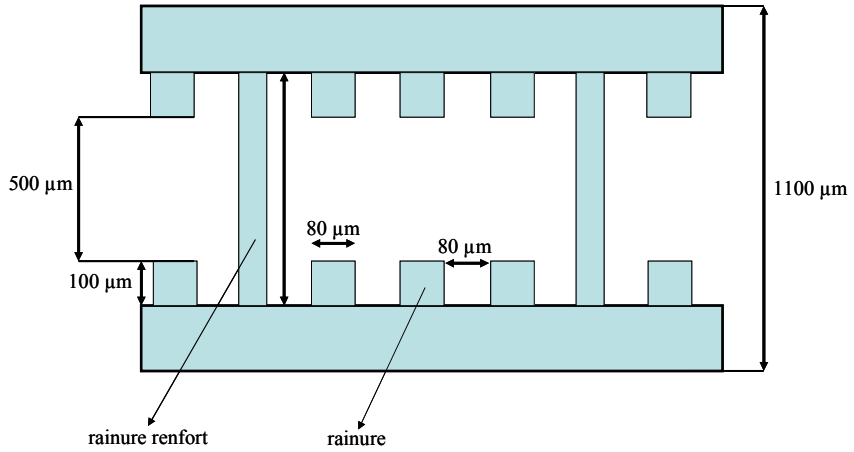


Figure 85 : Coupe transversale du caloduc dans la zone adibatique

4.3 Le réseau capillaire

Les structures capillaires du caloduc sont différentes au niveau de l'évaporateur, du condenseur et de la zone adiabatique. Dans ce paragraphe nous allons présenter séparément la géométrie de la structure capillaire pour chaque zone.

4.3.1 L'évaporateur

Lorsque le flux de chaleur produit par la source de chaleur se dirige vers la source froide, il doit traverser le réseau capillaire au niveau de l'évaporateur et ensuite au niveau du condenseur. En conséquence, si l'on souhaite avoir de bonnes performances thermiques, il faut que le coefficient d'échange du réseau soit le meilleur possible. Le transport de la chaleur est principalement effectué à travers des picots dans la zone d'évaporateur, et à travers les rainures dans la zone du condenseur. Ensuite ce flux de chaleur est transféré du réseau capillaire dans l'espace vapeur en passant par la zone d'accrochage du ménisque entre le liquide et le réseau. En effet, les performances thermiques sont initialement liées à cette région qui présente les performances les plus faibles. Plus particulièrement, nous pouvons dire que plus la zone d'accrochage du ménisque est grande pour une même surface du réseau capillaire, plus l'échange thermique est bon. C'est la

raison pour laquelle nous avons choisi un réseau capillaire constitué de picots de forme hexagonale. Sur la *Figure 86*, nous présentons la géométrie au niveau de l'évaporateur.

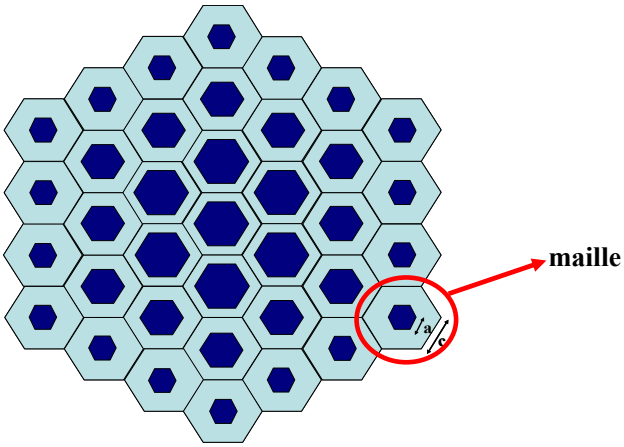


Figure 86 : Structure capillaire au niveau de l'évaporateur

La taille des picots décroît du centre vers le bord de l'évaporateur. De cette façon nous obtenons une grande région d'accrochage du ménisque au centre. La circulation du fluide caloporteur est améliorée en diminuant les dimensions des picots dans la périphérie de l'évaporateur. Ceci nous permet d'avoir un bon échange de chaleur à travers les picots au milieu, et un bon comportement hydraulique dans la zone d'interconnexion entre l'évaporateur et la zone adiabatique.

Nous avons réalisé 33 rangs de picots hexagonaux. Le rang 1 est représenté par le picot central et le rang 33 est constitué des picots à la périphérie. Les paramètres géométriques des picots varient avec le rang de sorte que leur taille dans la maille décroît du centre de l'évaporateur vers la périphérie. La valeur de côté d'une maille *c* est constant et prend la valeur de 86.2 µm.

Le côté du picot hexagonal varie en fonction de son rang, de 78 µm pour le rang 0, à 40 µm pour le rang 33. La hauteur de chaque picot est 100 µm. Une photographie de la zone de l'évaporateur est présentée sur la *Figure 87*.

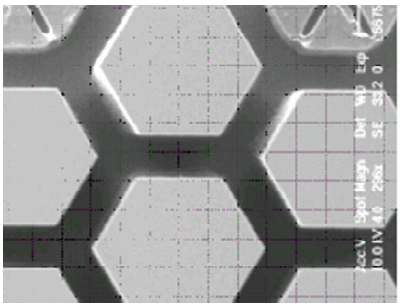


Figure 87 : Picots constituant le réseau capillaire de l'évaporateur

4.3.2 La zone adiabatique

Le réseau capillaire dans la zone adiabatique s'inscrit dans un carré de 39.2 mm de côté. Il contient 192 rainures rectangulaires radiales, délimitées par 192 ailettes. Dans le chapitre précédent nous avons montré que la tenue mécanique du caloduc est améliorée en réalisant des renforts mécaniques dans l'enveloppe du dispositif. Pour cette raison, une ailette sur six, au sein du réseau capillaire de la zone adiabatique, est plus haute par rapport aux autres afin de permettre la constitution de renforts mécaniques. Sur la *Figure 88*, nous présentons le quart de la zone adiabatique. La largeur des rainures à la frontière entre l'évaporateur et la zone adiabatique est de 81.8 µm. La profondeur des rainures est 100 µm. La structure du réseau capillaire dans la zone adiabatique est représentée sur la *Figure 89*.

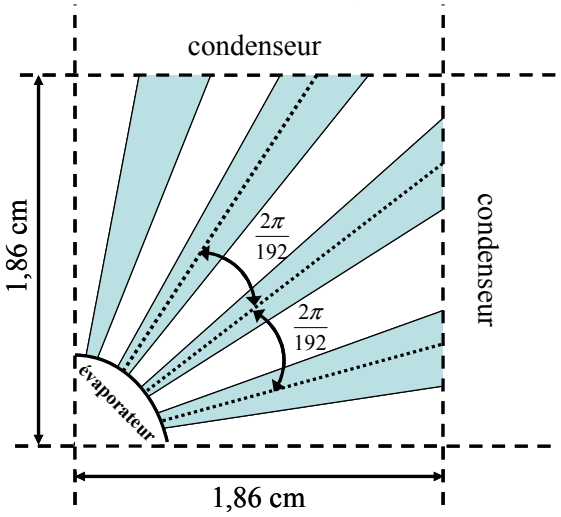


Figure 88 : Structure capillaire dans la zone adiabatique

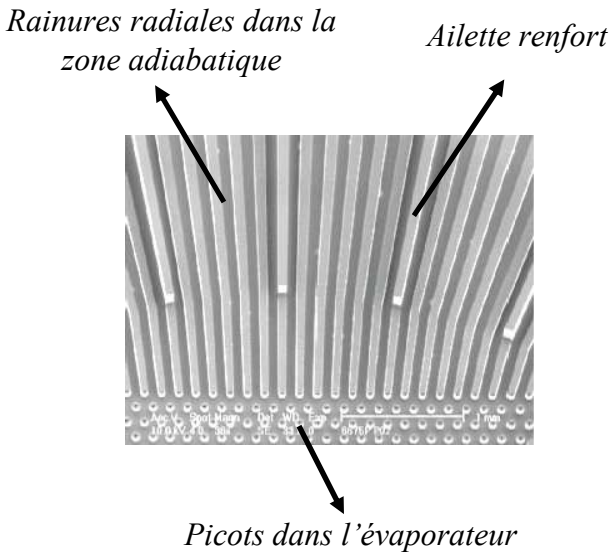


Figure 89 : Photographie du réseau capillaire dans la zone adiabatique

4.3.3 Le condenseur

Un espace de 400 µm sépare le carré dans lequel est inscrit le réseau rainuré de la zone adiabatique, de la couronne rectangulaire d'une largeur de 5 mm qui contient le condenseur.

Le réseau capillaire du condenseur est constitué d'un peigne d'ailettes de 3 mm de long. Les largeurs d'ailettes et de rainures sont de 100 µm, et la profondeur est de 100 µm également. Sur

la *Figure 90* est représentée la géométrie du condenseur, et sur la *Figure 91*, une photographie de cette dernière.

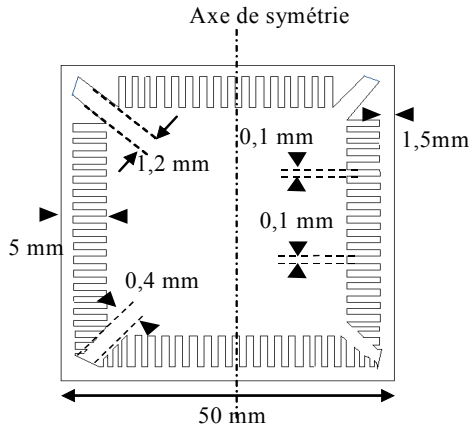


Figure 90 : Dimensions du réseau capillaire au niveau du condenseur

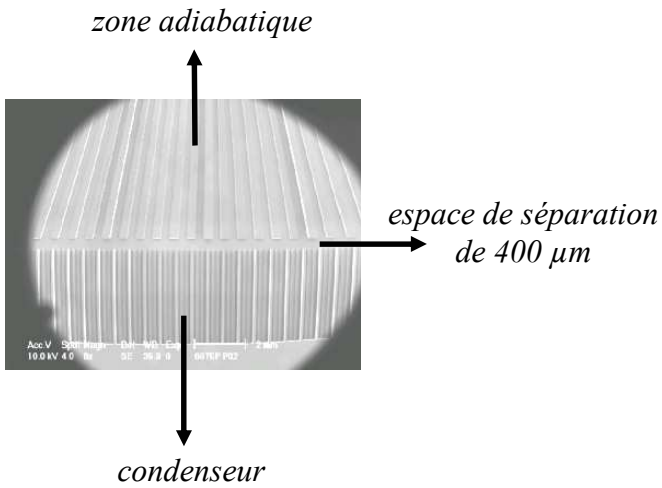


Figure 91 : Photographie du condenseur

La procédure finale de réalisation du caloduc est la brasure du tuyau de remplissage, suivie du collage de la source de chaleur.

Après avoir décrit la réalisation du caloduc en silicium, nous allons maintenant présenter l'étude thermique effectuée afin d'estimer les performances thermiques du caloduc en silicium à structure capillaire à rainures 2D

5 Performances thermiques attendues

Nous avons effectué une estimation analytique des performances thermiques du caloduc 2D grâce aux méthodes présentées dans le paragraphe 5 du chapitre II. D'après Pandraut et coll. [50], la modélisation de la conductivité thermique de l'évaporateur peut être faite à partir du modèle de Chi [14]. Ce modèle repose sur l'hypothèse que le flux de chaleur, lorsqu'il va de la paroi du caloduc vers l'espace vapeur, parcourt parallèlement deux chemins différents.

Les paramètres géométriques du réseau capillaire au niveau de l'évaporateur sont rappelés sur la *Figure 92*. Le côté d'un picot hexagonal est désigné par la variable *a* et le côté d'une maille par la constante *c*.

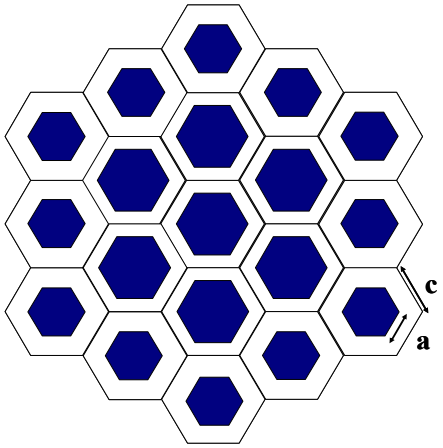


Figure 92 : Paramètres géométriques du réseau capillaire au niveau de l'évaporateur

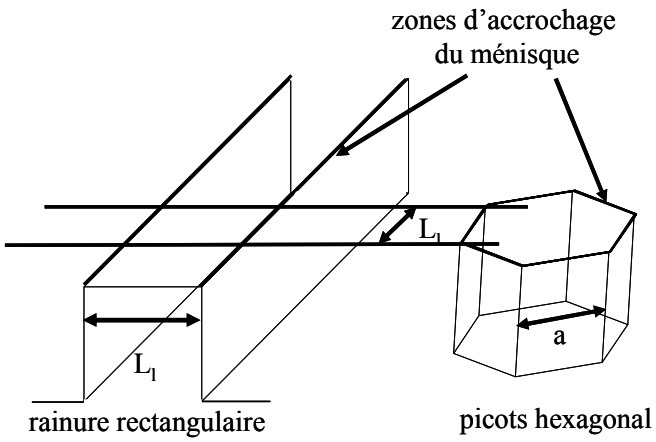


Figure 93 : Zones d'accrochage du ménisque dans le cas de rainures axiales et de picots hexagonaux

Dans sa méthode, Chi propose une valeur du coefficient d'échange de la zone d'accrochage du ménisque égal à $k_l / 0.185 L_l$. Ceci est valable dans le cas d'une ailette rectangulaire de largeur L_l. La résistance thermique correspondant à une ailette de longueur L_l vaut alors $0.185_l / L_l k_l$. Cette valeur surestime la valeur de la résistance thermique d'un picot car, dans ce cas, le ménisque d'accrochage entoure complètement celui-ci et est donc 3 fois plus long que le ménisque accroché sur une rainure (*Figure 93*). En conséquence, la résistance thermique de la zone d'accrochage du ménisque autour d'un picot hexagonal vaut $0.185/3ak_l$. Afin de trouver la valeur de la résistance thermique totale du picot, il suffit d'ajouter à cette dernière la résistance thermique due à la conduction thermique. Si on suppose que le flux de chaleur est uniforme sur toute la surface du picot hexagonal, cette résistance thermique prend une valeur égale à $t_g /(k_w 2.6a^2)$. La résistance thermique totale est ensuite calculée en faisant la somme de celle de l'accrochage du ménisque et de celle due à la conduction thermique dans le picot.

Comme dans le cas des rainures axiales, le flux de chaleur passe également par le liquide. En supposant que le flux de chaleur est uniforme sur toute la surface du liquide, nous calculons cette résistance thermique due au liquide par l'expression $t_g /[k_l 2.6(c^2 - a^2)]$. Après avoir mis en parallèle les résistances thermiques dues au passage du flux de chaleur dans les picots et dans l'eau, nous trouvons une conductivité thermique équivalente du réseau capillaire dans la zone d'évaporateur qui est définie par l'expression suivante (en considérant que $k_l << k_p$) :

$$k_{eff,e} = k_l \frac{6.237 a_n t_g + (c^2 - a_n^{\ 2})}{c^2} \qquad (1)$$

avec a_n étant la longueur du côté du picot du rang n.

Nous obtenons une valeur de la conductivité thermique équivalente de l'évaporateur qui varie en se déplaçant du centre vers l'extrémité de 3.9 W/m/K à 2.4 W/m/K. Nous présentons, sur la *Figure 94*, l'évolution de la conductivité thermique équivalente de l'évaporateur en fonction du rang des picots.

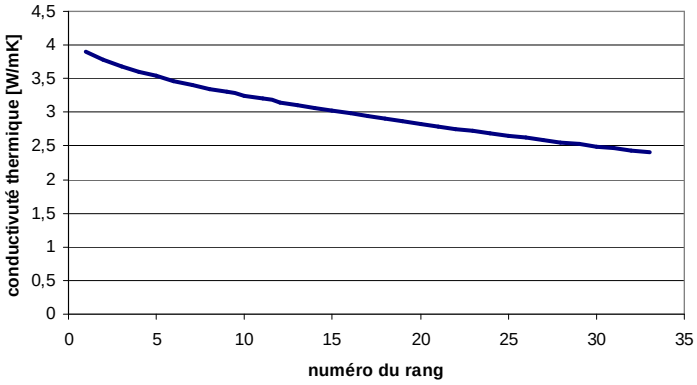


Figure 94 : Evolution de la conductivité thermique équivalente dans l'évaporateur

La valeur de celle-ci est plus élevée au centre de la zone d'évaporation parce que les picots sont plus larges au centre de l'évaporateur qu'aux extrémités. Cela signifie qu'au centre de cette zone, nous avons une longueur maximale du ménisque d'accrochage, et en conséquence un meilleur échange de chaleur. En se déplaçant vers la zone adiabatique, les dimensions des picots diminuent, et la longueur du ménisque d'accrochage décroît consécutivement.

Le réseau capillaire au niveau du condenseur est constitué des rainures axiales rectangulaires. Pour le calcul de la conductivité thermique équivalente au condenseur $k_{eff,c}$ nous prenons la formule déjà déterminée par Chi :

$$k_{eff,c} = \frac{Wk_l + L_l k_w}{W + L_l} \tag{2}$$

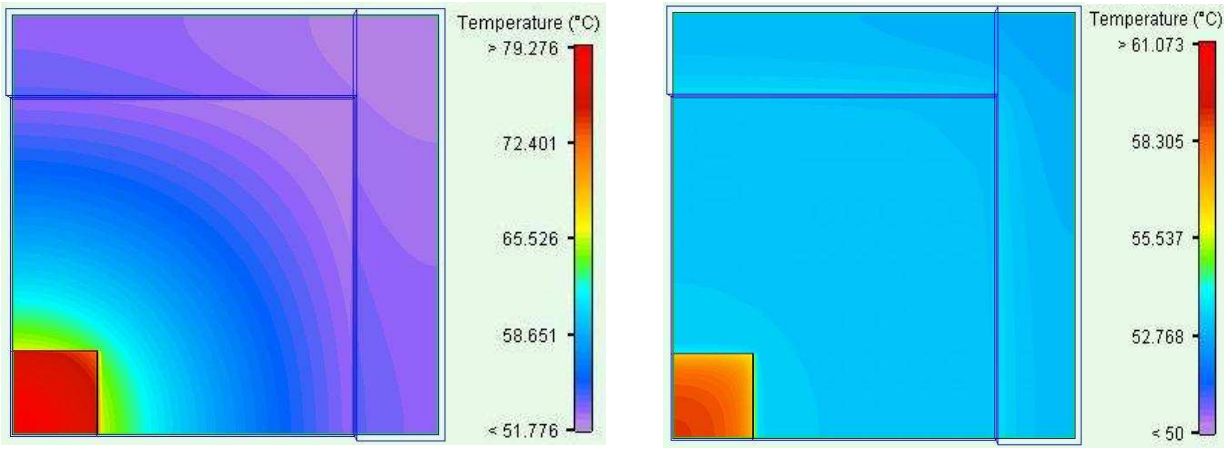
avec W la largeur d'une rainure et L_l la largeur d'une ailette.

Pour réaliser les simulations thermiques 3D, nous avons pris la valeur moyenne de la conductivité thermique équivalente au niveau de l'évaporateur.

Nous avons effectué des simulations avec le logiciel Flotherm afin d'estimer les performances thermiques du caloduc 2D. Le modèle thermique 3D est le même que celui décrit dans le chapitre II. La source chaude est placée au centre du dispositif, et la zone de condensation est représentée par une couronne sur les extrémités du caloduc. La surface de l'évaporateur est de 1 cm*1 cm et la largeur du condenseur est de 0.5 cm. Pour des raisons de symétrie, nous considérons seulement un quart du dispositif. Sur la *Figure 95*, nous présentons une comparaison des résultats de simulation du caloduc 2D et ceux du silicium massif ayant les mêmes dimensions géométriques.

Les deux images représentent le champ de température sur la surface du dispositif, en ne prenant pas en compte la résistance thermique du composant électronique.

La puissance injectée est de 12.5 W et la température de la source froide est de 50 °C.



cas du silicium massif *cas d'un caloduc 2D*

Figure 95 : Champ de température surfacique

Nous voyons que l'introduction du caloduc apporte une amélioration du comportement thermique du système de 30 %. Grâce à plusieurs simulations, nous avons pu conclure que le caloduc présente les mêmes performances thermiques qu'un matériau massif de conductivité thermique de l'ordre de 1250 W/m/K.

Nous venons ainsi de montrer par simulations, que le caloduc en silicium avec une structure capillaire 2D peut être très performant au niveau thermique. Nous allons maintenant décrire sa mise en œuvre, et les essais thermiques réalisés.

6 Essais thermiques

6.1 Description du banc de tests thermiques

Le dispositif de tests thermiques est présenté sur la *Figure 96*. La source chaude est constituée d'une résistance en silicium avec un dépôt de cuivre, précédemment utilisée dans les études du caloduc en silicium 1D. La source froide est réalisée par une plaque à eau, usinée de telle sorte que la zone de condensation forme une couronne aux extrémités du caloduc. La liaison entre le caloduc est la plaque à eau est réalisée grâce à de la graisse thermique.

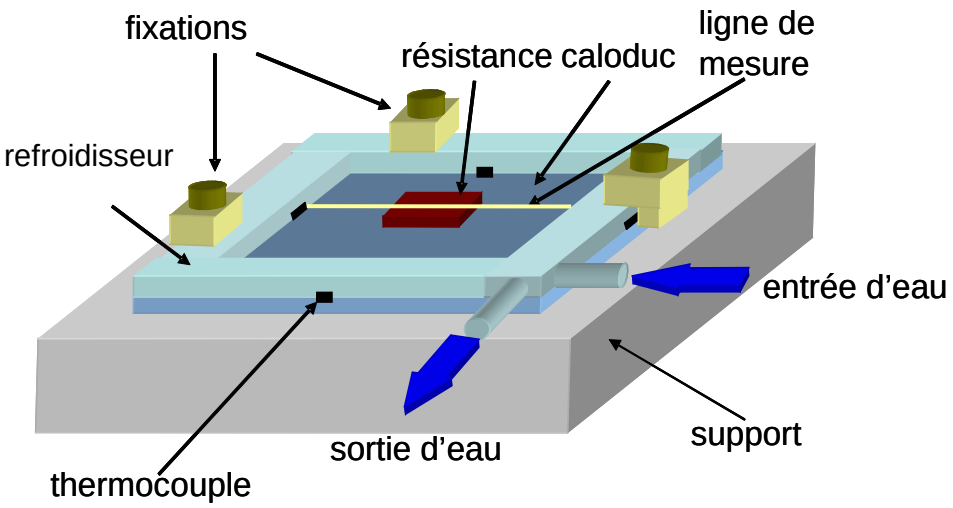


Figure 96 : Banc de tests pour le caloduc 2D

Le remplissage du prototype est effectué suivant les étapes décrites dans le paragraphe 6 du chapitre II. Le système de remplissage, comme dans le cas des caloducs à rainures axiales, est constitué d'un tuyau de remplissage, et d'une micro-vanne qui nous permet d'effectuer plusieurs dégazages et remplissages. Les mesures de température ont été réalisées par thermographie infra rouge pour la zone d'évaporateur et la zone adiabatique, et par thermocouples pour la zone du condenseur. Le système n'est pas isolé thermiquement à cause de la mesure par caméra infra rouge. L'avantage de ce type de mesure réside dans la facilité et la rapidité de visualisation du champ de température. Ceci nous permet de voir immédiatement si le caloduc fonctionne ou non.

6.2 Problèmes rencontrés

Les premiers résultats n'ont pas été très probants puisque le caloduc ne fonctionnait que pendant quelques minutes ; au-delà de cette période, un assèchement de l'évaporateur était observé. Afin de montrer le fonctionnement du caloduc, nous avons réalisé des tests dans deux configurations, une avec le caloduc vide et l'autre avec le caloduc rempli avec 350 µl d'eau pure. Nous avons observé une amélioration importante par rapport à un caloduc vide pour des faibles puissances. En augmentant la valeur de la puissance (7 W), une augmentation de la température au niveau de l'évaporateur apparaissait, ce qui correspondait probablement à un assèchement complet de cette zone. Le caloduc n'était plus fonctionnel et ses performances thermiques sont devenues identiques à celles du caloduc vide. Nous avons alors cherché d'où pouvait venir le problème. Nous avons émis quelques hypothèses :

- la quantité du fluide injectée n'est pas adaptée pour le fonctionnement du caloduc 2D ;
- la mouillabilité de la surface interne des parois n'est pas suffisante pour faire revenir le liquide du condenseur vers l'évaporateur ;
- le liquide reste accroché au réseau capillaire dans la zone du condenseur et son retour est empêché par la zone de 400 µm entre le condenseur et la zone adiabatique ;
- une limite du fonctionnement est atteinte ;

Nous avons ensuite réalisé des tests avec des quantités injectées variant de 300 µl à 500 µl. Le même phénomène a été observé. La seule différence entre les remplissages était la durée du fonctionnement. Plus la quantité injectée était élevée, plus la durée du fonctionnement était grande, mais le retour du liquide vers l'évaporateur n'était toujours pas assuré.

Contrairement aux caloducs à rainures axiales présentés dans le chapitre précédent, les dispositifs 2D n'ont pas subi une oxydation du réseau capillaire afin d'améliorer la mouillabilité de la surface. Williams et coll [51] ont réalisé une étude de l'angle de contact de l'eau sur le silicium. Ils ont montré la dépendance de cet angle du contact en fonction de l'épaisseur d'oxyde déposé sur la plaque en silicium. La *Figure 97* représente les résultats qu'ils ont obtenus.

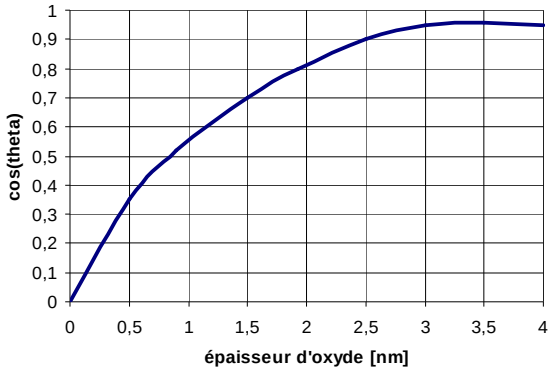


Figure 97 : Dépendance du cosinus de l'angle d'accrochage de l'épaisseur du dépôt d'oxyde sur le silicium

Un traitement de la surface interne du caloduc est donc nécessaire. Cette étape était réalisée au CEA/LETI par un processus d'oxydation à haute température

Nous allons présenter dans le paragraphe suivant l'étude expérimentale réalisée sur deux dispositifs. Le premier prototype est celui qui, pendant le processus de fabrication, n'a pas subi une phase d'oxydation ; le second est celui, qui a été traité afin d'améliorer la mouillabilité du réseau capillaire.

7 Résultats

7.1 Prototype non oxydé

Nous avons continué les essais thermiques sur le dispositif dont le réseau capillaire n'a pas été oxydé. Les tests thermiques sur ce dernier vont nous permettre de déterminer la quantité optimale d'eau injectée dans le caloduc, et d'étudier l'influence de la phase d'oxydation du réseau capillaire sur ses performances thermiques.

Comme nous l'avons mentionné, un assèchement de l'évaporateur du caloduc apparaît pour des quantités de fluide injecté entre 300 µl et 500 µl. Nous avons donc effectué deux remplissages avec des quantités différentes, un premier avec 650 µl, et un second avec 1000 µl d'eau. L'évolution de la température maximale au niveau de l'évaporateur, en fonction de la puissance injectée est représentée sur la *Figure 98*. La dépendance de la résistance thermique du système en fonction de la puissance dissipée, est également présentée sur la *Figure 99*.

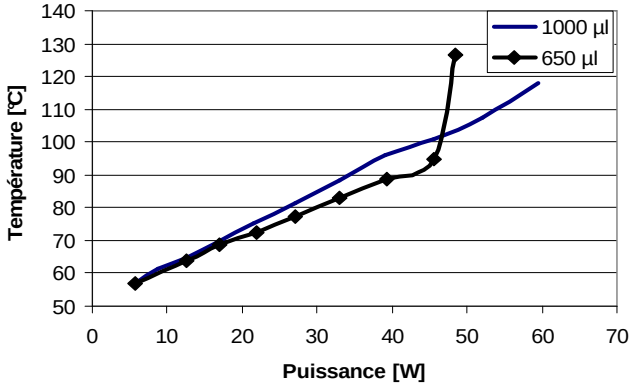


Figure 98 : La température maximale à l'évaporateur pour deux remplissages

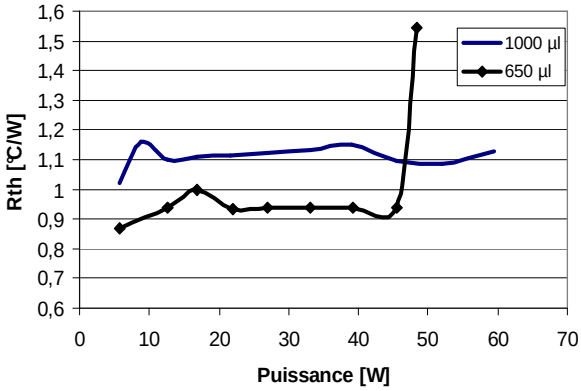


Figure 99 : La résistance thermique du caloduc en fonction de la puissance dissipée

Tout d'abord, en observant l'évolution de la résistance thermique du caloduc non oxydé, nous voyons que la valeur de celle-ci augmente brusquement lorsque la puissance injectée dépasse 45 W. Nous concluons alors qu'une limite du fonctionnement apparaît pour ce remplissage. Pour le remplissage avec 1000 µl, la limite de fonctionnement du caloduc apparaît pour un niveau de puissance supérieur à 50 W. Ceci nous permet de conclure que le fonctionnement du caloduc et plus particulièrement sa capacité de transport de chaleur dépendent du niveau de remplissage.

Nous remarquons un meilleur comportement thermique du caloduc pour un remplissage de 650 µl. La résistance thermique, dans ce cas, est de 20 % plus faible que celle d'un remplissage avec 1000 µl. En réalisant un remplissage avec une quantité d'eau très élevée, les performances thermiques du caloduc décroissent. Le condenseur est saturé avec du fluide et l'échange

thermique à ce niveau est dégradé. En réalisant les essais, nous avons observé un mouvement du liquide à l'intérieur du dispositif. Ce dernier a été traduit par une apparition de températures plus basses dans la zone adiabatique. Une image infra rouge avec les zones du liquide est présentée sur la *Figure 100*.

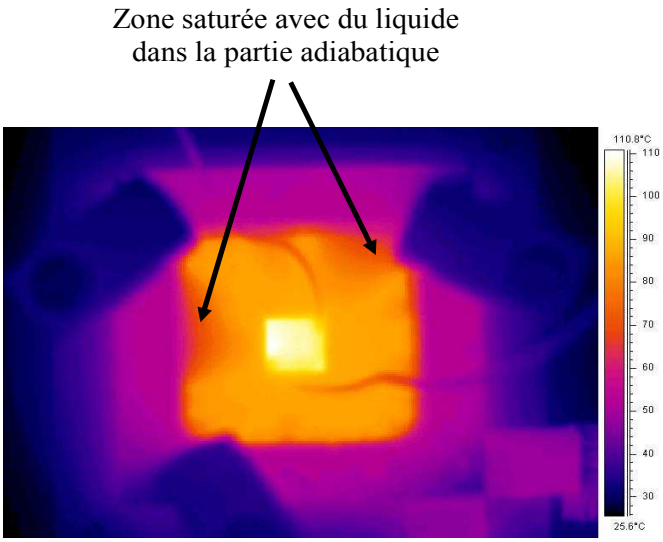


Figure 100 : Image infra rouge du caloduc 2D

Pour cette quantité d'eau injectée, non seulement le condenseur du caloduc est complètement saturé avec du liquide, mais aussi une partie de la zone adiabatique. Cette présence d'eau implique une diminution de la surface effective du caloduc, et empêche la circulation de la vapeur. Ceci est à l'origine des performances thermiques plus faibles du caloduc.

7.2 Prototype oxydé

Un caloduc ayant subi un traitement de surface a été ensuite testé. La *Figure 101* représente l'évolution de la température le long de la ligne de mesure, dans le cas où le caloduc est vide, et dans le cas où nous avons injecté une quantité d'eau de 650 µl à l'intérieur. Aucun phénomène d'assèchement du dispositif n'a été observé, le caloduc étant en position horizontale, avec la source chaude et la source froide se trouvant sur la surface supérieure.

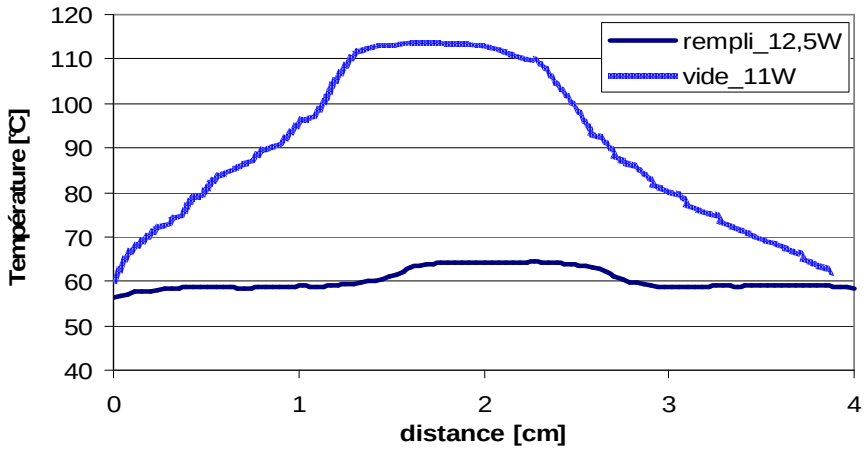


Figure 101 : Evolution de la température surfacique d'un caloduc vide et rempli

La puissance dans le cas du caloduc vide est de 11 W, et, dans le cas du caloduc rempli de 12.5 W. La température de l'eau de refroidissement est de 50°C. La résistance thermique du caloduc 2D est 5 fois plus faible que celle du caloduc vide (qui est égale à 5.5 °C/W). Ceci confirme le bon fonctionnement du dispositif étudié.

Nous avons réalisé ensuite une étude de l'évolution de la résistance thermique du prototype en fonction de la puissance injectée, afin de déterminer la capacité de transport de chaleur du caloduc. Nous avons également comparé le fonctionnement du dispositif avec une plaque en silicium massif avec les mêmes dimensions. La *Figure 102* représente la température maximale au niveau de la résistance chauffante en fonction de la puissance dissipée dans le cas du caloduc 2D fonctionnel, du même prototype vide et du silicium massif.

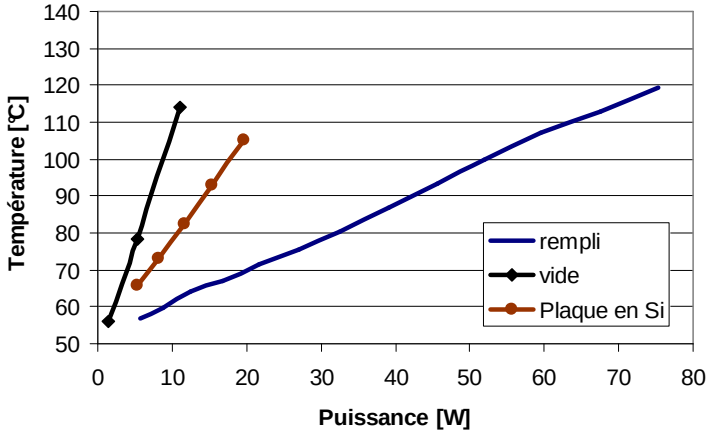


Figure 102 : La température maximale au niveau du composant électronique pour une température de refroidissement de 50 °C

Sur la *Figure 103*, nous présentons également l'évolution de la valeur de la résistance thermique du système pour les trois cas déjà mentionnés.

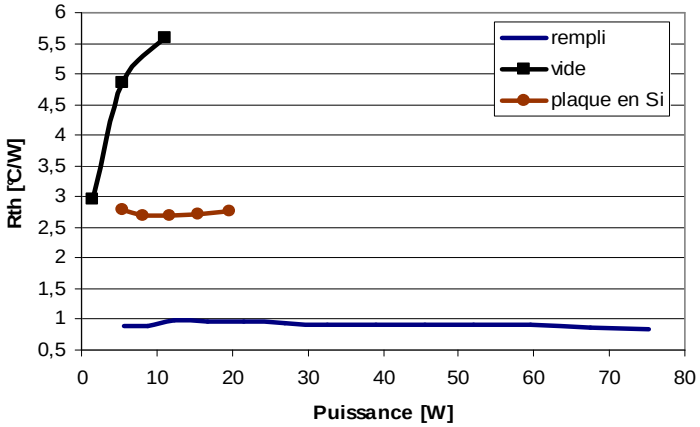


Figure 103 : Evolution de la résistance thermique pour une température de refroidissement de 50°C

Nous pouvons remarquer, grâce aux deux figures précédentes, que l'introduction du caloduc dans le système, apporte une diminution de la résistance thermique supérieure à 60 % par rapport au système avec une plaque pleine en silicium massif. La résistance thermique du caloduc en silicium est de l'ordre de 0.9 °C/W, comparé à celle calculée grâce au modèle thermique qui est de 0.88 °C/W. Ces résultats expérimentaux confirment donc les performances thermiques obtenues grâce au modèle thermique. Le niveau de la puissance dissipée est supérieur à 70 W. Pour toute la gamme de puissances injectées, la résistance thermique du caloduc reste quasiment constante. Ceci nous permet de conclure qu'aucune limite de fonctionnement n'est observée.

Des tests sur l'influence de la gravité ont été également menés. Dans ce cadre, nous avons pu voir que le caloduc fonctionnait correctement, et sans changement de comportement thermique dans toutes les positions, aucune variation du champ de température sur ses faces n'a été observée. Nous pouvons ainsi conclure que le traitement de la surface interne du caloduc afin d'améliorer la mouillabilité du réseau capillaire et respectivement de diminuer l'angle d'accrochage du liquide avec la paroi, est primordial pour son fonctionnement.

8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons montré qu'un caloduc plat à structure capillaire rainurée pouvait être utilisé comme extracteur de chaleur 2D. La structure capillaire, contrairement aux différentes études bibliographiques menées, est différente au niveau du condenseur, de l'évaporateur et de la zone adiabatique.

Un modèle thermique utilisant les valeurs de conductivités équivalentes du réseau capillaire au niveau de l'évaporateur et au niveau du condenseur, calculées par la méthode de Chi , a été réalisé et semble vérifié par les mesures thermiques obtenues dans notre expérimentation.

Nous avons ainsi, dans un deuxième temps, présenté la réalisation et l'étude expérimentale de caloducs à une structure capillaire 2D. Grâce aux essais expérimentaux menés sur les caloducs à réseau capillaire 2D, l'importance de la mouillabilité de celui-ci a été également démontrée. Des tests thermiques ont montré que les dispositifs réalisés fonctionnaient correctement. Grâce à cette étude, nous avons pu voir que la sensibilité du fonctionnement du caloduc à la quantité d'eau injectée est très importante. Afin d'avoir un prototype fonctionnel, une étude pour déterminer l'optimum du remplissage est nécessaire. Comme nous l'avons vu dans le chapitre II, la quantité d'eau dans le dispositif 1D dépasse de plus de 30% la quantité calculée pour la saturation du réseau capillaire. Dans le cas d'un prototype 2D, cette valeur est de plus de 50%. Ceci peut être expliqué par la surface du condenseur qui est bien plus importante que celle d'un caloduc 1D. Un autre paramètre est le volume des espaces morts dans le caloduc 2D. Il existe une formation d'une courbure du ménisque sur chaque rainure qui forme un renfort dans le caloduc, ainsi qu'un accrochage du liquide dans les quatre coins de l'enveloppe. Ce volume représente une partie importante de la quantité d'eau présente dans le caloduc 2D. Ce phénomène est encore plus influent pour le fonctionnement d'un caloduc dont le réseau capillaire n'a pas une mouillabilité élevée. Nous avons montré qu'afin de compenser cette perte de liquide, il est nécessaire de surcharger le caloduc de fluide caloporteur. Le point pénalisant de cette démarche est la décroissance très importante de l'échange thermique au niveau du condenseur qui est complètement saturé d'eau.

Enfin, les tests thermiques montrent que le caloduc, dont le réseau capillaire a subi une oxydation afin d'améliorer sa mouillabilité, fonctionne pour des puissances supérieures à 70 W. Dans le cas d'une absence de cette étape d'oxydation lors de la fabrication du caloduc, les puissances maximales transférées par le prototype chutent à 45 W. La conductivité thermique équivalente du caloduc en silicium à structure capillaire 2D, obtenue expérimentalement, est de l'ordre de 1200 W/m/K. Un autre avantage de ces prototypes est leur poids puisqu'ils pèsent moins de 6 g.

CHAPITRE IV

Caloducs intégrés dans des substrats en DBC

1 Introduction

L'utilisation des caloducs dans l'industrie spatiale répond aux exigences de performances et de fiabilité des systèmes de refroidissement. Le fonctionnement autonome sans organe mécanique en mouvement permet d'atteindre les exigences requises. L'amélioration des performances d'un composant électronique ou d'un système électrique peut être obtenue en réalisant une zone à conductivité thermique élevée. Son insertion dans la chaîne thermique existant entre le composant et le dissipateur induit généralement deux interfaces qui dégradent les performances thermiques de l'assemblage. L'intégration de cette fonction thermique dans une partie massive existante élimine cet inconvénient. L'objectif du quatrième chapitre de ce mémoire vise à concevoir, réaliser et tester l'intégration de caloducs plats au sein d'un support classique pour les composants de l'électronique de puissance : la structure DBC (Direct Bonded Copper). Celle ci est très utilisée pour l'intégration hybride, à partir du moment où une tenue en tension d'isolement importante est requise, et où des performances thermiques élevées sont nécessaires. Ses caractéristiques électriques et mécaniques conviennent généralement pour la qualité finale du circuit. Dans des applications à forte contrainte thermique, les performances intrinsèques de ce support sont limitantes et nécessitent d'études de solutions alternatives. L'intégration d'un caloduc dans le DBC consiste une solution innovante et efficace pour résoudre le problème thermique lié aux technologies de l'électronique, réaliser la connectique électrique et assurer les fixations mécaniques.

2 Refroidissement de l'électronique embarquée pour des applications spatiales

Pour des raisons de fiabilité, les systèmes électroniques des applications spatiales embarquées sont montés dans des boîtiers hermétiquement fermés. Dans ce type d'encapsulation, l'évacuation de la chaleur dissipée par les composants électroniques est assurée par conduction. L'intégration de la gestion thermique de ces équipements électriques est devenue un vrai challenge pour les concepteurs. Le principe est montré sur les *Figure 104* et *Figure 105*. Les cartes électroniques

sont fixées sur des supports, qui à leur tour sont placés dans un module. Le refroidissement à l'intérieur du support, qui généralement est fabriqué en aluminium, utilise un seul mode de transfert de chaleur qui est la conduction. La chaleur dissipée dans les composants est transférée par conduction à travers le substrat vers le support. Le point le plus sensible dans le système est le comportement physique du substrat, il doit remplir la tache d'un isolant électrique tout en ayant une bonne conductivité thermique pour faire passer la chaleur des composants vers le module sur lequel il est fixé.

Figure 104: Cartes électroniques placées dans un module

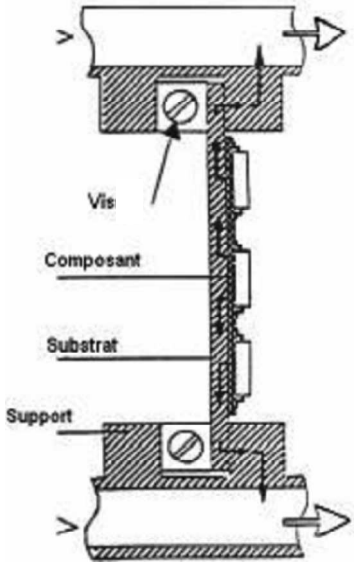


Figure 105: Trajet du flux de chaleur dans le substrat

En fonction des besoins de l'application étudiée, nous avons décidé d'utiliser un substrat de type DBC. Ce support, largement répandu dans le développement des modules de puissance, est constitué d'une superposition de trois couches. L'empilement « conducteur / isolant / conducteur » utilise l'association :

- Cuivre / Alumine Al_2O_3 / Cuivre pour les applications à faibles contraintes thermiques ;
- Cuivre / Nitrure d'aluminium AlN / Cuivre pour les applications à fortes contraintes thermiques ;

Le coût élevé de ce dernier support confirme son application au cas de fortes contraintes thermiques.

La couche supérieure de cuivre assure le passage du courant entre les composants électroniques [57]. Son épaisseur est variable mais généralement de l'ordre de 300 µm. Ces différentes couches sont solidarisées par une technique d'accrochage chimique établie par le procédé de liaison directe décrit sur la *Figure 106*.

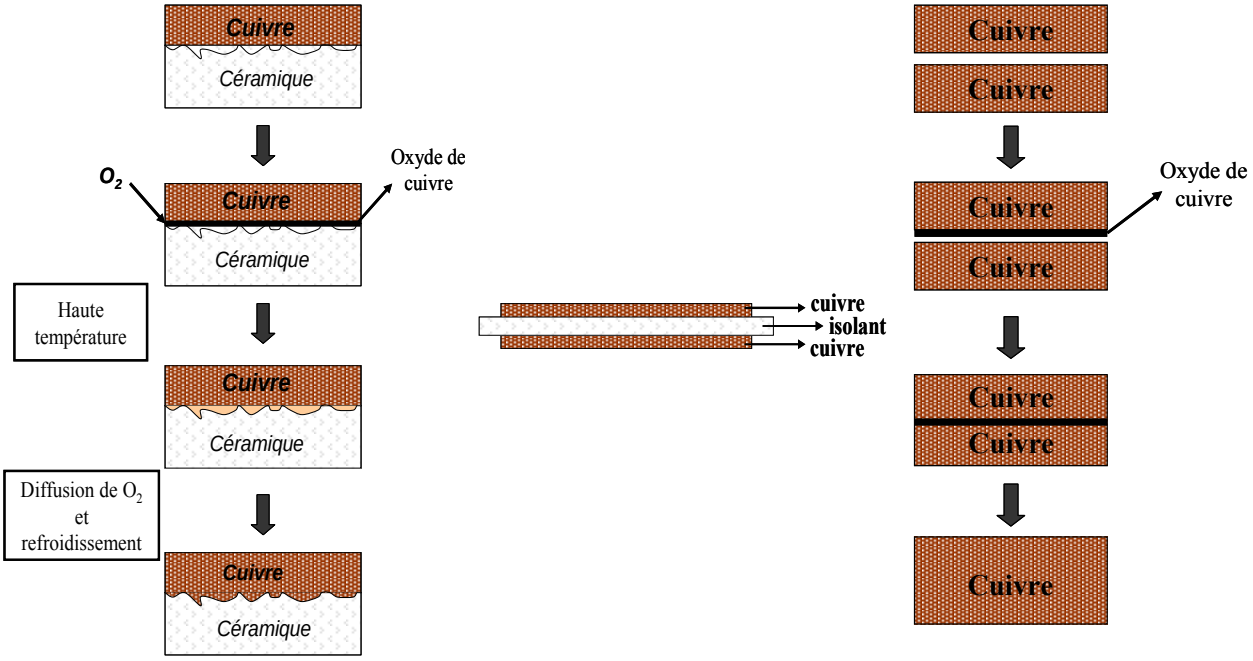


Figure 106: Principe de fabrication du DBC

Ce procédé consiste à oxyder une couche de cuivre afin d'obtenir une couche superficielle d'oxyde de cuivre. Le cuivre oxydé et la céramique sont en contact et leur assemblage est réalisé sous très haute température (de 1065°C à 1085°C), inférieure à celle de la fusion du cuivre et sous très forte pression de serrage. Après la formation de la liaison entre la céramique et le cuivre oxydé le substrat est refroidi. Le résultat est un substrat constitué d'un sandwich de céramique avec deux couches de cuivre d'épaisseur identique. Le même procédé peut être également effectué pour l'assemblage de plusieurs couches en cuivre. Les avantages de ce type de substrat pour des applications en électronique de puissance sont les suivants :

- isolation électrique élevée > 20 kV
- bonne conductivité thermique moyenne (24 W/m/K pour Al_2O_3 et 100 W/m/K pour AlN) ;
- coefficient d'expansion thermique faible (7 à 8 ppm/°C) ;

La *Figure 107* illustre un exemple typique d'utilisation d'un substrat DBC. Les composants de puissance sont soudés au substrat DBC sur la couche supérieure de cuivre et le DBC est soudé via la couche inférieure de cuivre sur un socle.

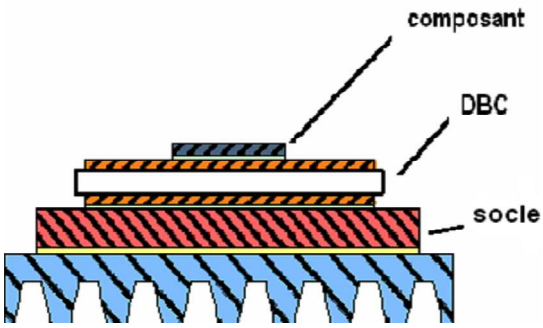


Figure 107: Utilisation du substrat DBC dans un module de puissance

La technologie DBC permet aussi de réaliser des boîtiers hermétiquement fermés et isolés. Ce type de structure est souvent utilisé dans des applications spatiales (*Figure 108*) [56].

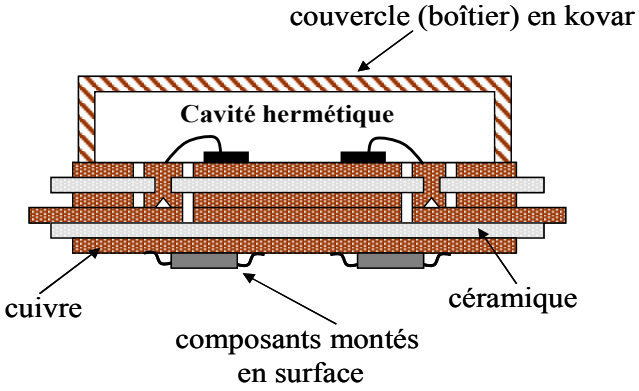
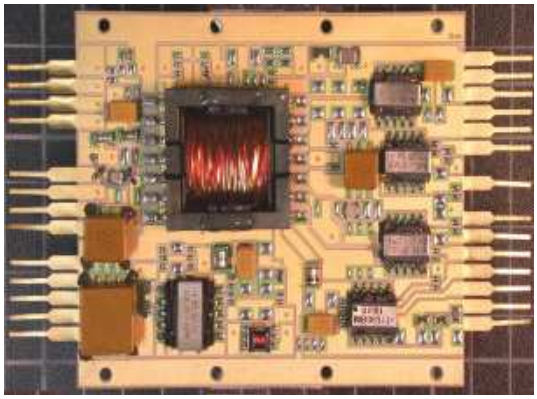


Figure 108: Exemple de boîtier hermétiquement fermé

Un exemple d'utilisation de boîtiers hermétiques est représenté ci-après (*Figure 109*). Cet ensemble, développé sur les deux faces du support, représente un convertisseur DC/DC 40 W.



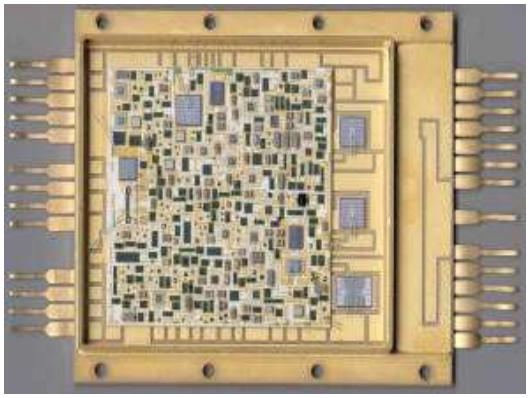


Figure 109: Carte électronique d'un convertisseur DC/DC de satellite (Alcatel Space Valence)

C'est cette application qui fixera le cahier des charges du développement thermique qui nous intéresse.

Sur une face sont reportés les éléments passifs du convertisseur, alors que sur l'autre face, enfermée dans un boîtier hermétique, est monté l'ensemble des composants électroniques y

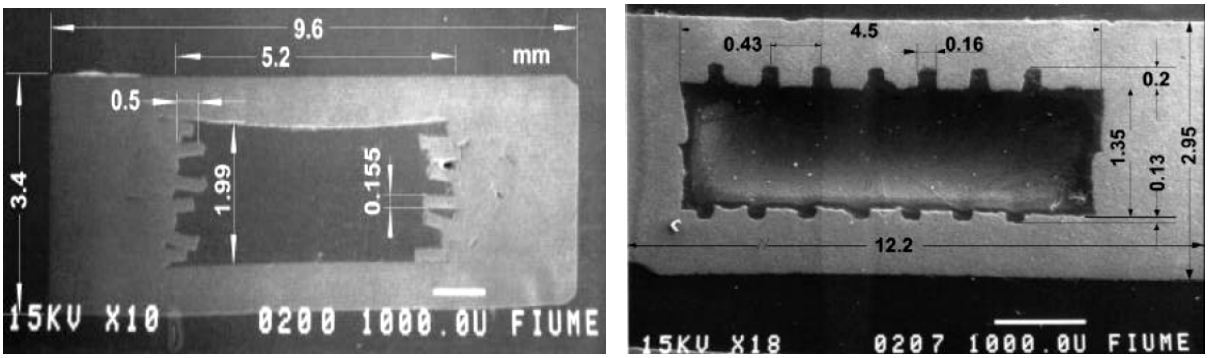
compris les composants de puissance. Les composants de puissance constitueront la source de chaleur à refroidir.

Afin de garantir un bon équilibre thermique des cartes électroniques, le substrat DBC est vissé par le biais des trous sur une armature en aluminium. Le transfert thermique de chaleur se fait par conduction profitant de la bonne conductivité thermique du DBC et de la proximité des sources de chaleur de l'armature. Pour des pertes supérieures à 30 W, la conductivité thermique du substrat devient insuffisante pour évacuer la chaleur dissipée par les composants. D'où le besoin d'améliorer le refroidissement du module pour augmenter l'aire de fonctionnement du convertisseur. L'idée directe que nous avons suivie est l'intégration d'un caloduc dans ce substrat afin d'augmenter la conductivité thermique effective.

2.1 Les caloducs en céramique

La solution consiste à fabriquer le caloduc dans le matériau céramique isolant électrique. Pour cela, les matériaux céramiques semblent être des candidats potentiels intéressants.

Des recherches sur ce thème ont été menées à l'Université Internationale de Floride. Zampino et coll. [52] [53] proposent un caloduc réalisé par laminage de plusieurs couches de céramique. La photographie de la *Figure 110* présente les prototypes obtenus par cette méthode.



a b

Figure 110: Dispositifs en céramique

La longueur des dispositifs est de 81 mm. Le réseau capillaire est constitué de rainures rectangulaires. Les tests thermiques, effectués avec une puissance injectée de 12 W, font apparaître des performances limitées. Ces performances s'expliquent par un nombre limité de rainures. La céramique étant un matériau très dur et très cassant, les techniques d'usinage sont délicates à maîtriser. Leurs résultats montrent également des chutes de température très

importantes dans les parois et le réseau capillaire. La principale raison de ces modestes performances est que la céramique utilisée dans cette étude a une conductivité thermique faible (de 0.55 $W.m^{-1}.K^{-1}$ à 2.6 $W.m^{-1}.K^{-1}$). Cette caractéristique altère les performances thermiques du caloduc car les résistances thermiques dues aux parois et au réseau capillaire sont importantes. Pour résoudre ce problème, Kinzy Jones et coll. [54][55] proposent d'intégrer des vias thermiques en argent dans la céramique au niveau des sources chaudes et sources froides (*Figure 111*). Ils montrent ainsi que, grâce à cette technique, la conductivité thermique du substrat dans ces zones passe de 2.6 $W.m^{-1}.K^{-1}$ (conductivité de la céramique) à 250 $W.m^{-1}.K^{-1}$. Les performances hydrauliques sont également augmentées par l'intégration d'un réseau capillaire constitué de poudre d'argent frittée. Des densités de puissance évacuées supérieures à 90 $W.cm^{-2}$ sont alors obtenues avec un dispositif de dimensions proches de celles du caloduc réalisé par laminage. Il est tout de même à noter que l'isolation électrique n'est alors plus assurée.

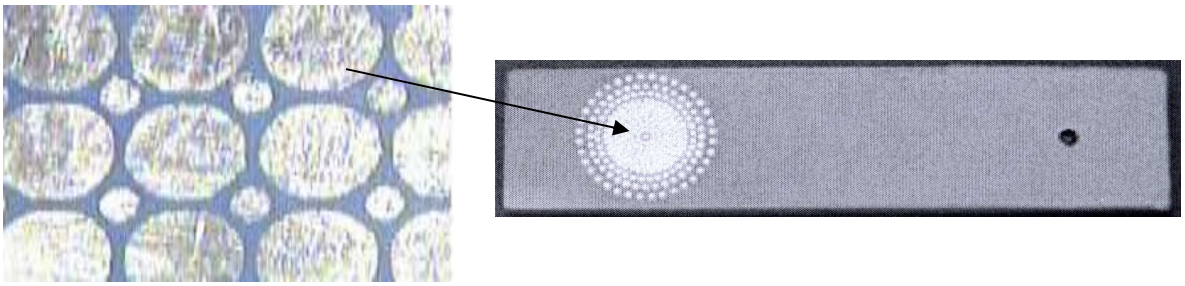


Figure 111: Caloduc en céramique avec des vias en argent

Des caloducs peuvent donc être réalisés à partir de matériaux isolants électriques et très peu conducteurs de la chaleur. Afin d'effectuer la conception et la réalisation d'un caloduc permettant d'assurer en même temps l'évacuation de la chaleur dissipée par les composants et l'isolation électrique, un projet a été mis en place.

3 Cahier des charges

Ce projet, appelé Microcool a été financé par l'Agence Spatiale Européenne et le Centre National d'Etudes Spatiales. Le cahier des charges a été fixé par Alcatel Space Valence; la réalisation technologique a été confiée à une entreprise allemande, Curamik, ; spécialisée dans les substrats DBC, et l'étude de conception et la caractérisation thermique au LEG.

Une alternative intéressante pour l'amélioration du refroidissement par conduction est l'utilisation de caloducs plats. Les avantages de ce type de gestion thermique sont :

- un système passif, sans aucun besoin de source d'énergie extérieure ;
- une capacité de transfert thermique très élevée ;
- une insertion relativement facile dans le boîtier de puissance proche des composants électroniques.

Les caloduc traditionnels sont souvent des dispositifs métalliques. L'utilisation de métaux engendre des contraintes de masse et rend souvent délicate l'isolation électrique entre deux parties du caloduc. Ces réalisations nécessitent la fabrication de couches supplémentaires pour la connectique électrique des composants et les fixations mécaniques du module entier. Comme nous l'avons présenté dans le paragraphe précédent, plusieurs auteurs ont réalisé des caloducs en matériaux isolants. Leurs performances thermiques étant très faibles, des vias en argents ont été intégrés dans la céramique afin d'améliorer l'échange thermique. L'inconvénient de ce type de systèmes, est que l'isolation électrique n'est plus assurée. Afin d'obtenir un système d'évacuation de la chaleur, dissipée par les composants, ayant des performances thermiques assez élevées et assurant l'isolation électrique, nous proposons l'intégration d'un caloduc dans des substrats en DBC. Un tel dispositif nous permet d'avoir les connexions électriques directement intégrées sur le caloduc. Le refroidisseur est fixé directement sur le support qui va jouer le rôle d'une source froide. L'intégration d'un caloduc en DBC permet d'avoir un transfert thermique entre les composants dissipatifs et le boîtier du module avec un gradient minimal de température et ainsi de réduire la résistance thermique entre les composants de puissance et la source froide (couvercle, boîtier). Un schéma du dispositif intégré dans des substrats en DBC est présenté sur la *Figure 112*.

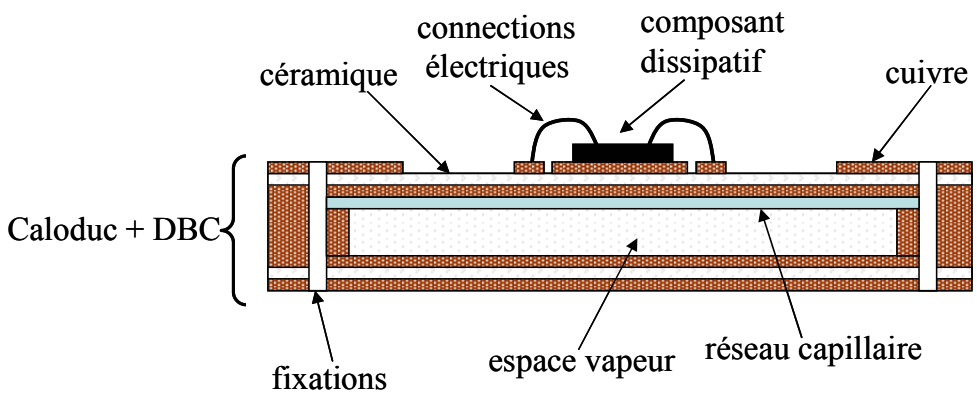


Figure 112: Principe du caloduc intégré dans des substrats en DBC

3.1 Spécification des dimensions

Le convertisseur à refroidir a une largeur de 80 mm et une longueur de 96 mm. Etant donné l'emplacement des sources de chaleur (composants de puissance) nous avons choisi d'utiliser un caloduc de longueur 80 mm, de largeur 30 mm (*Figure 113*).

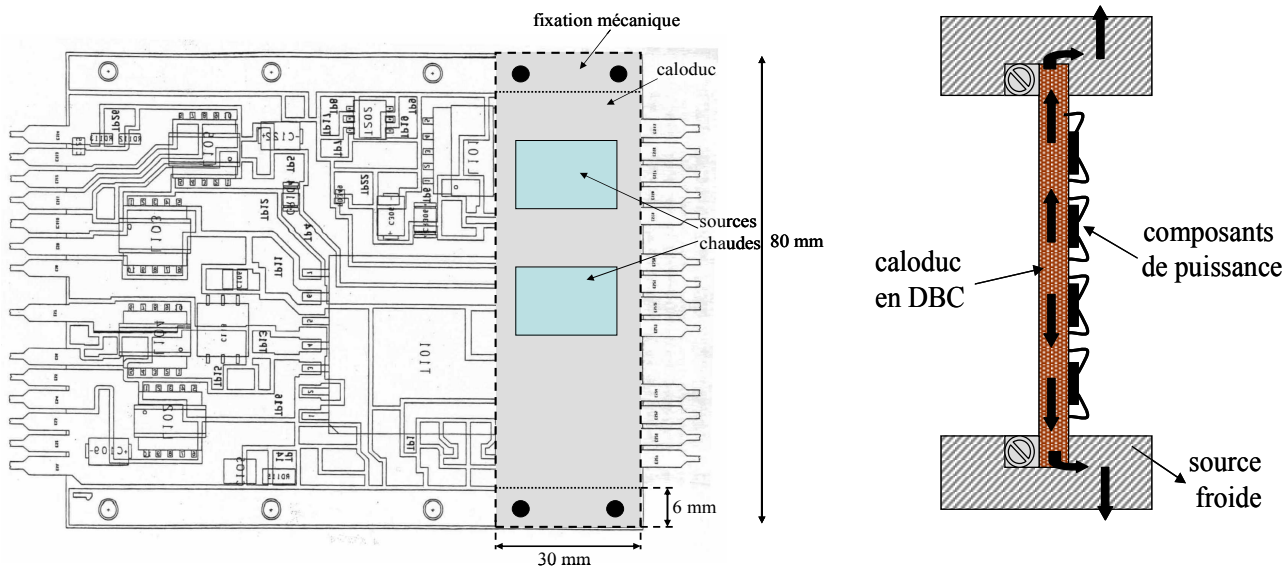


Figure 113:Application du caloduc intégré dans des substrats en DBC

L'épaisseur totale du prototype (caloduc + isolation) est évaluée à 3 mm, avec, à l'avenir, une tendance pour réduire cette valeur à 1 mm. Le dispositif à concevoir doit être le plus léger possible. Sa masse ne doit pas dépasser 35 g.

3.2 Spécification des performances

Les spécifications préliminaires du dispositif à réaliser sont les suivantes :

- fluide caloporteur : l'eau ou alcool ;
- la conductivité thermique du dispositif doit être 5 fois celle de l'aluminium ;
- transfert thermique : le prototype doit avoir la capacité de transférer une puissance de 30 W ;
- densité de flux de chaleur : 15 W/cm^2 ;
- température de fonctionnement : de -40°C à +75°C ;

- pression interne : le dispositif doit supporter, sans dégradation mécanique, une pression interne de quatre fois la pression de saturation interne maximale pour une température de 125°C (pour l'eau P_{sat} (125°C)=2.32 bars) ;
- durée de vie supérieure à 5 ans.

4 Présentation du prototype

L'application finale comprendra trois sources de chaleur. Les sources froides sont les surfaces par lesquelles le caloduc est vissé sur l'armature et les sources chaudes sont les composants de puissance. Les composants dissipatifs et les sources froides étant placés sur le même côté du caloduc, nous avons limité le réseau capillaire à une seule face.

Le problème majeur pour la réalisation des caloducs en DBC consiste à trouver une structure capillaire qui soit simultanément compatible avec le procédé de fabrication DBC et efficace pour le fonctionnement des prototypes ; cette structure doit par ailleurs être résistante aux hautes températures (1100°C). Nous devons obtenir, au sein du réseau capillaire, des forces capillaires importantes donc réaliser ce dernier avec des caractéristiques de porosité et de mouillabilité élevées. Après avoir étudié plusieurs structures capillaires nous avons choisi de retenir la fibre de Silicate d'Alumine (Al_2O_3 et SiO_2). Cette structure présente des propriétés intéressantes comme une force capillaire très élevée et une porosité de 80%. L'épaisseur de la fibre est de 500 µm et elle peut être fabriquée en série. Sur la *Figure 114* est présentée une photographie de cette structure capillaire.

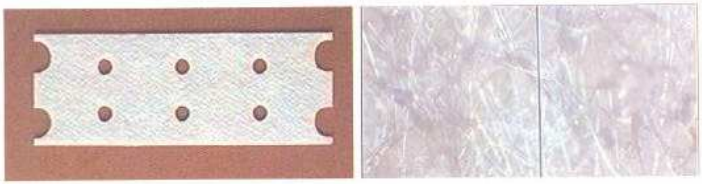


Figure 114: Fibre en Silicate d'Aluminium (Al_2O_3 et SiO_2)

Le substrat DBC est constitué de trois couches : deux couches de cuivre d'épaisseur de 300 µm et une couche de céramique (Al_2O_3) d'une épaisseur de 630 µm. Afin de diminuer la résistance thermique du dispositif, des prototypes avec une couche de céramique d'épaisseur de 320 µm ont également été fabriqués. Entre les deux substrats DBC, la fibre de Silicate d'Alumine, d'une épaisseur de 500 µm, est insérée. La fibre est attachée à l'un des DBC par une ou deux plaques de séparation en cuivre grillagé. Ces plaques de séparation servent aussi pour la formation d'un

passage pour la vapeur. L'épaisseur de ce passage est de 700 µm. La structure de ce caloduc, appelé type 3, est présentée sur la *Figure 115*.

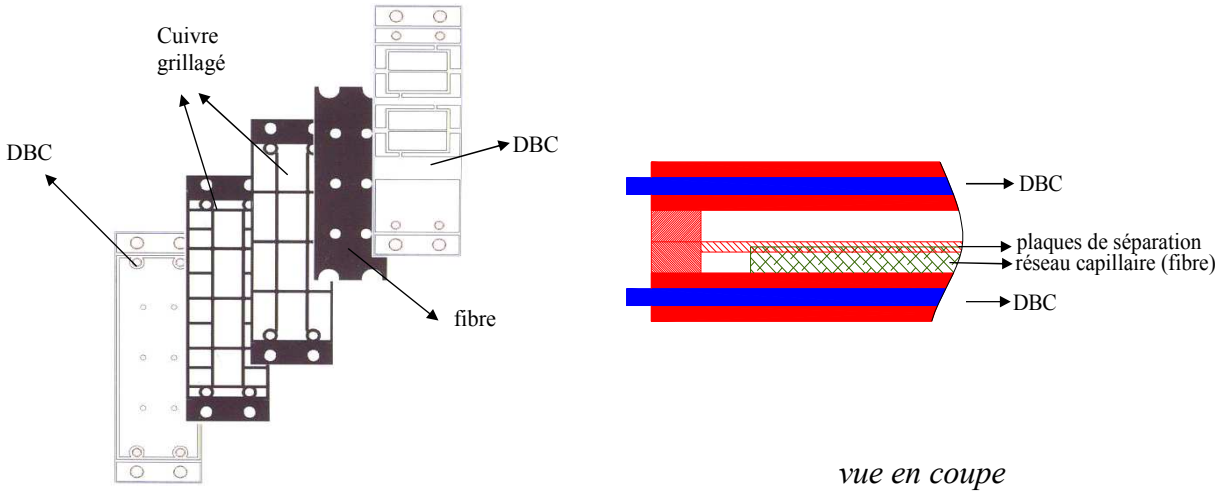


Figure 115: Structure du dispositif type 3

Un autre type de dispositifs est réalisé, et dénommé type 4. Pour cette seconde famille, les prototypes ne contiennent pas de plaque de séparation, mais seulement une plaque cadre pour former l'enveloppe latérale du caloduc et l'espace vapeur. Cette technique permet la diminution de l'épaisseur du caloduc. Une partie de la fibre est éliminée afin de permettre le passage de la vapeur (*Figure 116*).

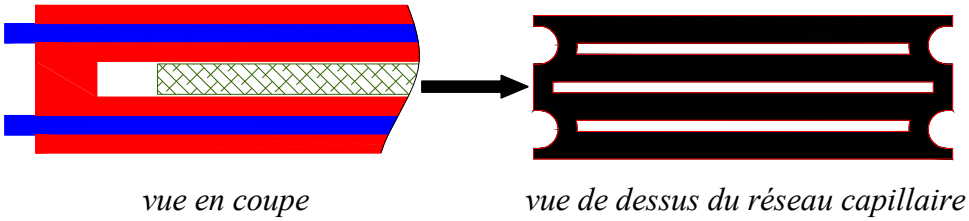


Figure 116: La structure du dispositif type 4

Dans le tableau 1 sont présentées les caractéristiques des deux types de dispositif. L'élimination des plaques de cuivre grillagées à l'intérieur du prototype 4 se traduit par une diminution du poids de 2 g et par une réduction d'épaisseur de 0.6 mm. Pour ce second type de caloducs les dimensions du passage de la vapeur sont sensiblement réduites ce qui devrait conduire à une limitation des performances. L'épaisseur de l'espace vapeur est de 100 µm.

Une photographie du caloduc intégré dans des substrats DBC est présentée sur la *Figure 117*. Dans le layout en cuivre, des rainures sont réalisées, afin de pouvoir intégrer des thermocouples pour effectuer la mesure de température au niveau de la source de chaleur [58].

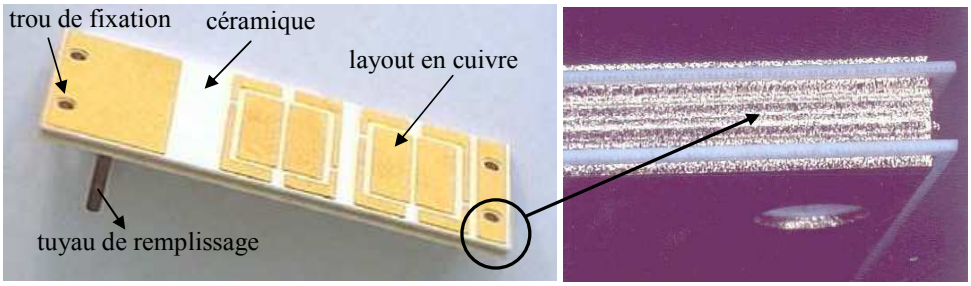


Figure 117: Photographie du caloduc en DBC

Le tableau 1 représente une comparaison géométrique générale entre les deux types de caloduc.

	Type 3	**Type 4**
Epaisseur du prototype [mm]	3.0	2.4
Masse [g]	33	31
Volume du réseau capillaire [cm^3]	1.0	0.75
Volume du passage vapeur [cm^3]	1.3	0.45

Tableau 1

5 Modélisation thermique

Nous avons réalisé un modèle en trois dimensions avec le logiciel Flotherm. Ce logiciel nous permet de respecter les dimensions du dispositif ainsi que celles des sources de chaleur. Le principe de ce modèle numérique est le même que celui décrit dans le chapitre 2.

Dans le modèle, la source chaude est représentée par un composant de puissance (IGBT), avec la puce en silicium et son boîtier. La circulation d'eau au niveau de la source froide est modélisée par un matériau de température constante ayant un coefficient d'échange de 5000 W/K/m^2 avec la plaque en cuivre. L'espace vapeur, dont l'épaisseur est de 700 µm, est modélisé avec une conductivité thermique équivalente égale à 25000 W/m/K. L'épaisseur des couches de cuivre est 300 µm. La technologie DBC permet de fabriquer des layouts des couches de céramique avec des épaisseurs de 320 µm ou de 630 µm.

L'échange par convection avec l'air ambiant est pris en compte pendant les simulations. La conductivité thermique de la fibre du réseau capillaire est très faible. Les pores de la fibre étant occupées par de l'eau, nous considérons dans le modèle que sa conductivité thermique prend une

valeur un peu plus élevée que celle de l'eau. L'influence de la conductivité thermique du réseau capillaire est présentée sur la *Figure 118*. Dans notre modèle nous avons pris la valeur de 1 W/m/K.

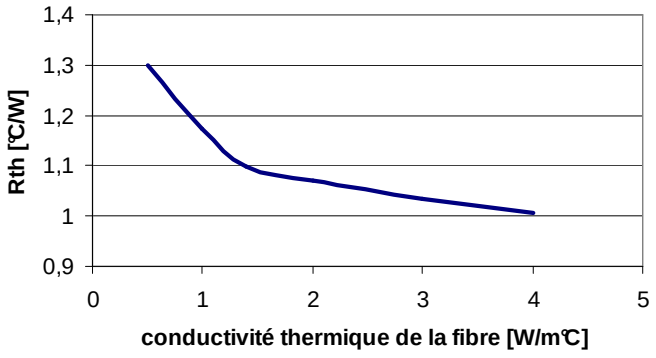


Figure 118: Influence de la conductivité thermique de la fibre sur la résistance thermique du caloduc

La première étape des simulations était de modéliser le dispositif, non fonctionnel et non rempli. Dans ce cas l'espace de la vapeur est imposé non conducteur de la chaleur et la conductivité thermique de la fibre est très faible (0.3 W/m/K). Les pores de la fibre ne sont pas occupées par de l'eau, et la conductivité thermique devient plus faible que celle de l'eau. Dans le tableau 2 nous présentons les conductivités thermiques prises en compte dans le modèle thermique.

Matériau	Conductivité thermique
cuivre	380 W/m/K
céramique	24 W/m/K
fibre	0.3-1 W/m/K
silicium	140 W/m/K
brasure	6 W/m/K
graisse thermique	0.7 W/m/K

Tableau 2

Pour analyser le fonctionnement du caloduc, nous allons comparer ci-après des résultats de simulation d'un dispositif sans fluide caloporteur (et donc non opérationnel) avec ceux d'un dispositif avec fluide caloporteur fonctionnel. Pour tous ces résultats, nous avons effectué une injection uniforme de puissance de 10 W dans la source chaude de 1.2 cm^2 de surface et nous avons imposé au niveau de la source froide une température de 50 °C. Nous présentons successivement les cartes de température en coupe des deux configurations du caloduc

fonctionnel (*Figure 120*) et non fonctionnel (vide) (*Figure 119*), ainsi que le profil de température obtenu sur la ligne de mesure définie sur la *Figure 121*.

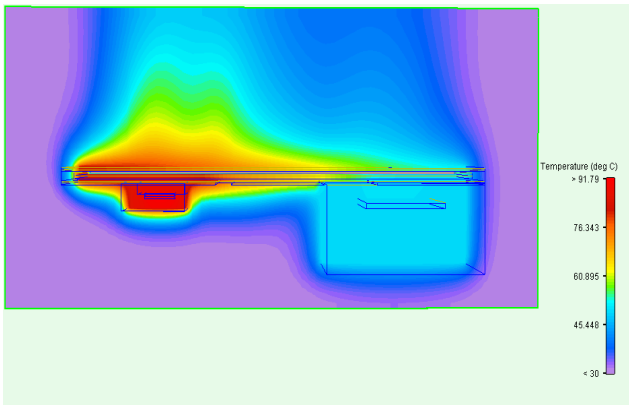


Figure 119: Carte de température d'un caloduc vide pour une température ambiante de 30°C

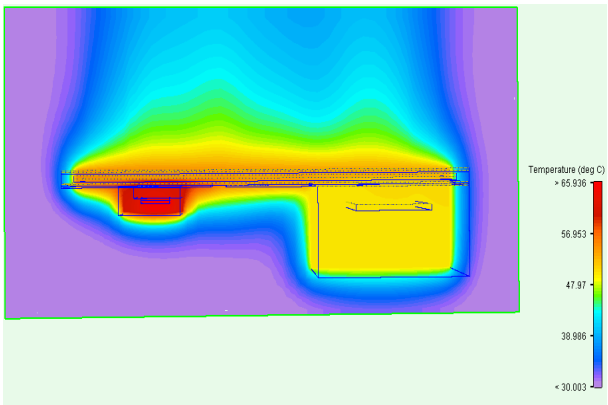


Figure 120: Carte de température d'un caloduc rempli pour une température ambiante de 30°C

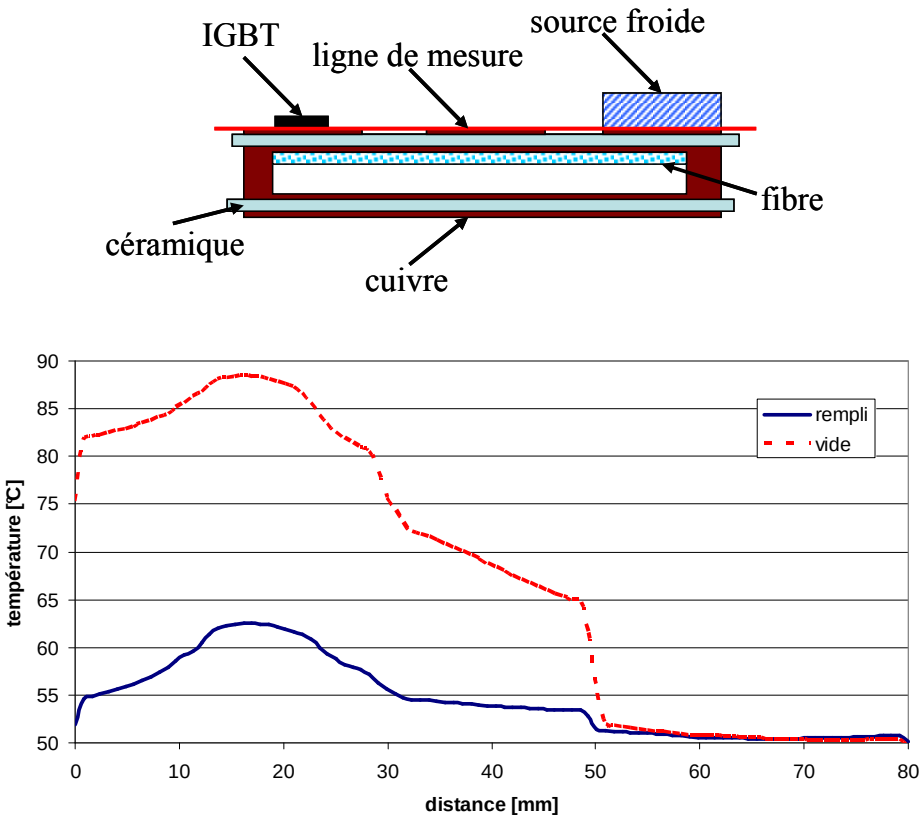


Figure 121: Evolution de la température le long du dispositif

Dans la configuration caloduc non opérationnel nous pouvons observer que la température maximale calculée se situe autour de 90°C et que le gradient de température, existant entre la source de chaleur et la source froide, est principalement réparti entre les deux interfaces de report

et le long du corps du caloduc. Pour ce dispositif non fonctionnel, le transfert de chaleur s'effectue exclusivement par conduction au travers de l'enveloppe ce qui se traduit par une résistance thermique élevée de 3.8 °C/W lorsque l'épaisseur de la céramique est de 320 µm.

Dans la configuration caloduc opérationnel, nous voyons sur le profil de température (*Figure 121*) que le gradient de température est essentiellement reparti au niveau des deux interfaces et qu'une zone adiabatique est apparue entre la source chaude et la source froide. La conductivité thermique équivalente de la vapeur implique un gradient de température négligeable entre la zone de la source de chaleur et celle du refroidisseur. Pour des substrats DBC réalisés à partir de céramique d'épaisseur 320 µm, la résistance thermique ainsi obtenue est de 1.2 °C/W et atteint 1.5 °C/W pour des céramiques d'épaisseur 630 µm. Nous voyons ainsi que pour les applications haute tension nécessitant l'utilisation de céramique épaisse, la résistance thermique augmente d'environ 25 %.

Afin de montrer l'intérêt d'intégrer un caloduc dans le substrat de report des composants de puissance, nous avons établi un comparatif de différents supports avec deux critères essentiels pour le domaine, à savoir le poids et la résistance thermique. En affectant à ces deux grandeurs la même pondération, on peut établir un classement de ces supports (Tableau 3).

	Aluminium	Cuivre	Caloduc en DBC
masse [g]	20	64	32
R_{th} [°C/W]	6	2.3	1.2
Masse*R_{th} [g°C/W]	120	147.2	38.4

Tableau 3

Comme nous l'avions prévu, c'est le substrat DBC avec un caloduc intégré qui présente un minimum vis-à-vis du critère défini (à la fois une masse faible et une résistance thermique faible). La résistance thermique est environ deux fois plus faible que celle du substrat en cuivre, et cinq fois plus faible que celle du substrat en aluminium. De plus, ce substrat assure une isolation qui peut atteindre quelques dizaines de kV entre ses deux faces métalliques.

6 Mise en œuvre

6.1 Choix du fluide caloporteur

Les fluides les plus communément utilisés dans les caloducs sont l'eau et le méthanol. L'eau est d'une mise en œuvre plus aisée. Elle est de plus thermodynamiquement supérieure au méthanol. Par ailleurs la pression de saturation des alcools est supérieure à celle de l'eau. Sachant que le caloduc doit supporter une pression interne d'éclatement quatre fois supérieure à celle de la pression de saturation du fluide caloporteur nous avons choisi l'eau comme fluide caloporteur pour notre dispositif. En effet, pour une température de 125 °C, le prototype doit supporter une pression de 4.72 bars au lieu de 12 bars en cas d'utilisation du méthanol. La gamme d'utilisation de l'eau est généralement comprise entre 50 et 200°C. De plus, l'expérience acquise au laboratoire dans le domaine de la mise en œuvre de caloducs est principalement centrée sur l'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur.

6.2 Remplissage et dégazage du caloduc

La procédure utilisée pour réaliser le dégazage de l'enveloppe interne du caloduc et le remplissage avec de l'eau pure est celle décrite dans le chapitre 2.
Le remplissage avec le fluide caloporteur est effectué en injectant à l'aide d'une micro seringue la quantité de liquide requise.
Cette procédure conduit dans la majorité des cas à l'obtention d'un vide secondaire. Dans le cas contraire, nous engagerons une procédure de détection de fuites, afin de localiser les zones de défauts.

6.3 Banc de tests

L'objectif de l'étude thermique est de montrer le bon fonctionnement du caloduc intégré au substrat DBC et de quantifier les performances thermiques atteintes. Nous avons choisi d'utiliser, pour ces tests, le mode extracteur de chaleur afin de déterminer au mieux les différentes résistances thermiques existant entre la source de chaleur et la source froide. Par ailleurs, cette

configuration correspond à celle utilisée en simulation ce qui facilitera la comparaison entre l'expérimentation et la modélisation.

6.3.1 Source de chaleur et source froide

A partir du cahier des charges et en tenant compte de la densité de puissance à dissiper (20W/cm^2) pendant les tests, nous avons choisi comme source de chaleur un composant IGBT monté en boîtier TO 218. La résistance thermique de ce composant est de l'ordre de 0.42 °C/W, pour une surface de 1.2 cm^2. Le report de ce composant sur le substrat a été effectué à l'aide d'une colle époxy conductrice.

Comme la majorité des composants électroniques réalisés en silicium, la température maximale de jonction est de 125 °C. Cette limitation intrinsèque au matériau restreint le domaine d'étude du caloduc et empêche, dans de nombreuses configurations, d'atteindre les limites de fonctionnement de ce dernier. Pour cette raison, afin d'évaluer la capacité de transport de chaleur du caloduc nous avons choisi d'utiliser, pour certains tests, une résistance chauffante obtenue par un dépôt de cuivre sur un substrat en silicium. Nous avons réalisé cette résistance chauffante en collaboration avec nos partenaires du CEA/LETI. En fonction des besoins de l'application et des sources d'alimentation disponibles, nous avons choisi une résistance de 100 ohms sur une surface de 1.2 cm*1.2 cm. La résistance thermique de cette dernière est de l'ordre de 0.1 °C/W et sa température maximale de fonctionnement est située aux alentours de 200°C.

Pour ces essais, la source froide, dont la surface est 3 cm*3 cm, est réalisée à l'aide d'une plaque en cuivre, dans laquelle circule de l'eau en convection forcée. La température de l'eau circulant dans l'échangeur est réglable à l'aide d'un bain thermostaté. Cette fonctionnalité nous permet de tester le caloduc pour différentes valeurs de température au niveau du condenseur.

6.3.2 Mesures de température

Pour évaluer les performances thermiques des caloducs, nous avons choisi de retenir, comme grandeurs caractéristiques, la température du substrat sous la source de chaleur (IGBT) et la température du liquide circulant dans l'échangeur au condenseur. Le choix se justifie par le fait que de nombreuses études montrent que les contraintes thermiques d'interface masquent les

performances intrinsèques du substrat et permettent difficilement de quantifier leurs performances.

Afin de s'affranchir des résistances thermiques, au niveau de l'évaporateur, nous avons usiné dans la couche de céramique de la face supérieure du caloduc une rainure pour pouvoir placer côté évaporateur un thermocouple de type E. Le second thermocouple se trouve dans l'échangeur. Nous considérons ainsi que ces deux capteurs fournissent respectivement la température du caloduc à l'évaporateur et la température de la source froide. Le schéma de principe de l'emplacement du thermocouple côté évaporateur est présenté sur la *Figure 122*.

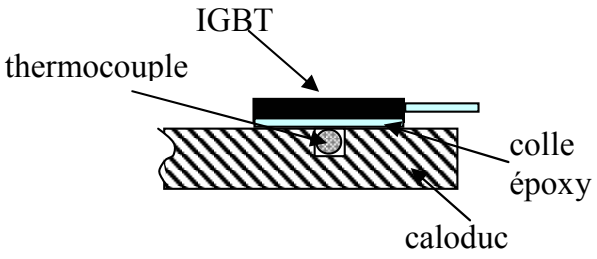


Figure 122: Emplacement du thermocouple au niveau de l'évaporateur

Afin d'étudier le fonctionnement du caloduc DBC nous avons réalisé le banc de test présenté sur la *Figure 123*. Une des extrémités du caloduc est fixée sur une plaque à eau, par l'intermédiaire de deux vis. Cette plaque à eau est alimentée par un bain thermostaté muni d'une pompe. Elle constitue ainsi un refroidisseur à température variable et permet de tester le caloduc à plusieurs niveaux de température côté condenseur. A l'autre extrémité, nous avons installé, suivant les tests, un composant IGBT ou une résistance sur silicium. Nous avons eu recours à la résistance sur silicium dès que les caractéristiques thermiques du composant IGBT devenaient limitantes. De ce fait, c'est en utilisant la résistance, comme source de chaleur, que les limites de fonctionnement du caloduc ont été déterminées expérimentalement.

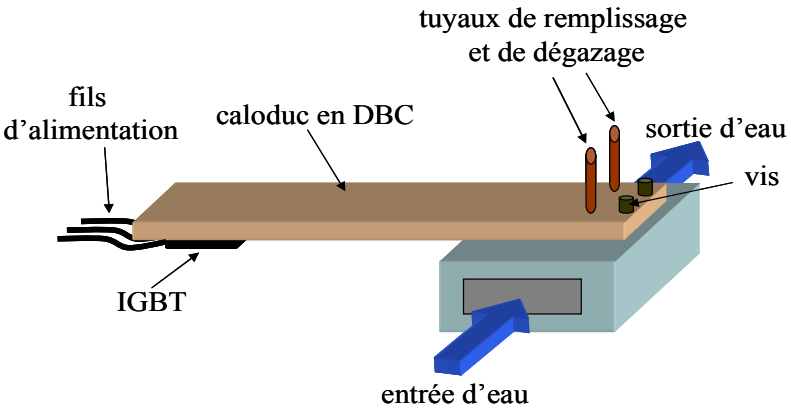


Figure 123: Banc de tests

Nous avons réalisé l'étude thermique du caloduc pour différentes températures au niveau du condenseur, à savoir : 40, 50, 60 et 75 °C.

7 Résultats expérimentaux

Comme nous l'avons présenté précédemment, nous avons élaboré deux types de caloducs. La première famille, appelée type 3 dans le programme Microcool est réalisée avec deux plaques intermédiaires qui plaquent le réseau capillaire sur une face du DBC et réalisent l'espace vapeur. La seconde famille, appelée type 4 n'a pas de plaque intermédiaire et possède un réseau capillaire maintenu par adhésion capillaire lors du remplissage du caloduc. Nous allons successivement tester ces deux familles.

7.1 Type 3

Ce prototype est réalisé à partir de couches de cuivre de 300 µm et de couches de céramique de 630 µm. Une vue éclatée du dispositif est présentée sur *Figure 124*.

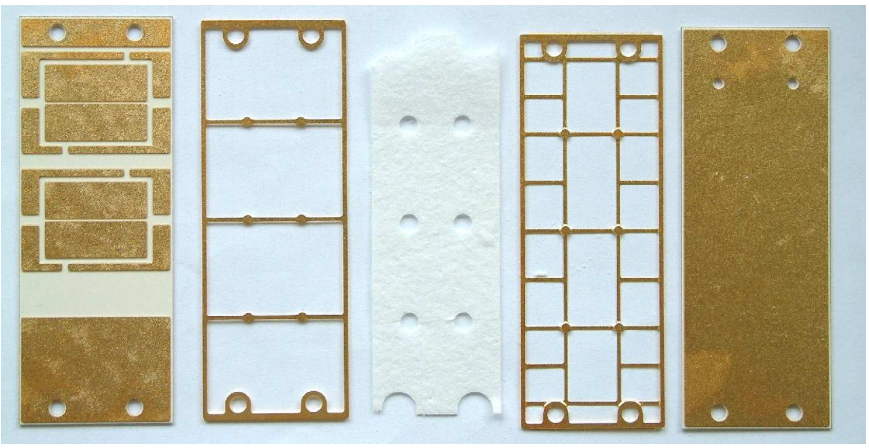


Figure 124: Structure du caloduc type 3

En partant de la gauche, on trouve :

- le DBC support de composants électroniques,
- une première plaque intermédiaire,
- le réseau capillaire constitué par la fibre,
- une deuxième plaque intermédiaire,

– le DBC support constituant la face arrière du caloduc.

7.1.1 Tests préliminaires

Comme pour la phase de modélisation, nous avons pris comme référence la configuration caloduc vide pour mener nos expérimentations. Pour ce faire, dans une première série d'essais, nous avons fixé la température au condenseur à 50°C et fait varier la puissance injectée dans une plage allant de 2 à 10 W. Nous avons ensuite mis en œuvre le caloduc, en effectuant successivement une étape de dégazage, de remplissage et nous l'avons testé en faisant varier la puissance injectée. Cette seconde courbe correspond au remplissage avec 1000 µl. Les courbes de température au niveau de l'évaporateur pour les deux configurations sont tracées sur la *Figure 125*.

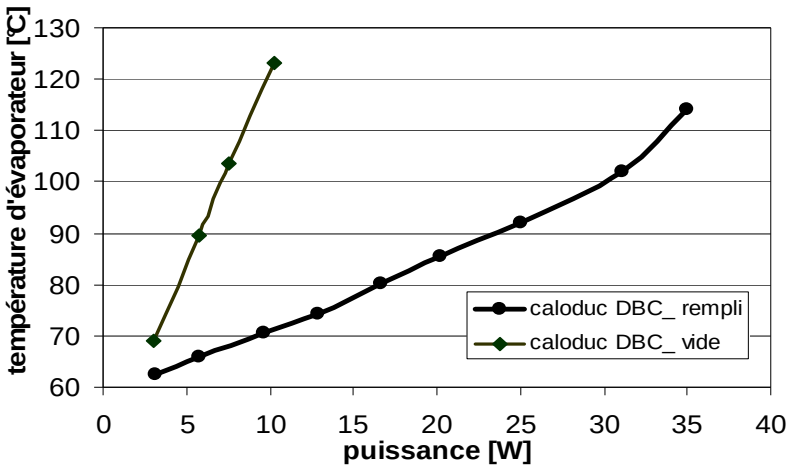


Figure 125: Température au niveau du composant électronique d'un caloduc vide et rempli

Nous voyons que, lorsque le caloduc est vide, la température au niveau de l'évaporateur est de l'ordre de 125 °C pour une puissance dissipée de 10W, alors que, quand il est rempli avec 1000 µl, la température chute vers 70 °C. Nous observons donc bien une amélioration des échanges thermiques par rapport au caloduc vide.

Le volume de fluide à injecter dans un caloduc est généralement proche du volume requis pour saturer le réseau capillaire de liquide et les différents volumes morts. Si nous considérons que la porosité du réseau capillaire est de 0.8, la quantité d'eau à injecter pour saturer le réseau capillaire et les tuyaux de remplissage est de l'ordre de 830 µl. Nous avons donc procédé à plusieurs essais de remplissage avec des volumes proches de celui-ci et nous avons ainsi déterminé quelle

quantité était optimale. La *Figure 126* représente la dépendance de la résistance thermique du caloduc en fonction des différentes quantités d'eau pure injectées.

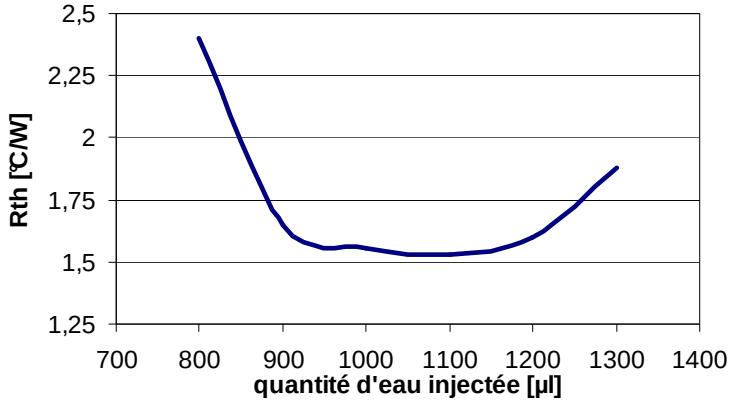


Figure 126: Dépendance de la résistance thermique du dispositif en fonction du remplissage

Nous voyons sur ce graphe, que la résistance thermique mesurée atteint un palier minimal lorsque la quantité de fluide dépasse 900 µl. Jusqu'à un volume de 1200 µl la variation de la résistance thermique n'est pas significative. Au delà de cette valeur le phénomène d'engorgement apparaît et la résistance thermique du caloduc se met à augmenter. La valeur minimale de la résistance thermique pour les caloducs de type 3 se situe aux alentours de 1.5 °C/W. Cette valeur est atteinte sur une plage de remplissage comprise entre 900 et 1200 µl. Sur la *Figure 127* est présentée une comparaison entre la résistance thermique du caloduc vide et celle du prototype rempli avec 1000 µl pour une température de l'eau circulant dans l'échangeur de 50 °C. La valeur de la résistance thermique du dispositif fonctionnel décroît presque d'un facteur 4 par rapport à celle du caloduc non rempli.

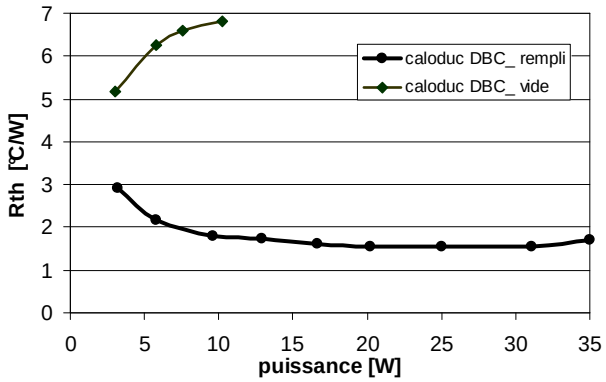


Figure 127: Résistance thermique du caloduc en DBC vide et remplis avec 1000 µl et Tc=50°C

Trois prototypes de cette série ont été réalisés, remplis et testés. Nous avons remarqué une excellente reproductibilité des performances thermiques pour chaque dispositif. Les faibles

variations constatées sur la résistance thermique sont de l'ordre de grandeur des précisions de mesure.

Pour répondre à des besoins de tenue en tension moins important, une variante du caloduc type 3 a été réalisée. La seule différence existant entre la variante et le prototype de base est l'épaisseur des couches de céramique qui passe de 630 µm à 320 µm.

Sur le plan thermique, cette évolution sera bénéfique et les performances de la variante meilleures que celles du prototype de base. Cette amélioration a été quantifiée par l'étude de modélisation que nous avons menée précédemment.

Lorsque le caloduc est non rempli et non fonctionnel, la résistance thermique mesurée se situe au alentours de 4 °C/W. Lorsque le caloduc est rempli et opérationnel, la résistance thermique de la variante est de l'ordre de 1 °C/W. Cette valeur est obtenue pour un remplissage optimal identique au caloduc de type 3 de base.

Nous avons ensuite effectué une campagne d'essais expérimentaux pour tester le fonctionnement du caloduc pour différentes températures du condenseur (40, 50, 60 et 75 °C).

Grâce à sa résistance thermique plus faible, nous avons pu mener des essais jusqu'à une puissance dissipée de 80 W, soit 65 W/cm^2, sans détruire le composant IGBT. Nous pouvons constater une légère décroissance de la résistance thermique qui s'explique principalement par la diminution de l'épaisseur des couches en céramique et par une amélioration des transferts thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur.

Malgré la faible résistance thermique du dispositif, nous n'avons pas pu atteindre la limite de fonctionnement du caloduc. En effet, comme nous pouvons le voir sur les graphes des *Figure 128* et *Figure 129*, le phénomène d'assèchement n'est pas atteint, puisque la résistance thermique n'augmente pas jusqu'à 80 W.

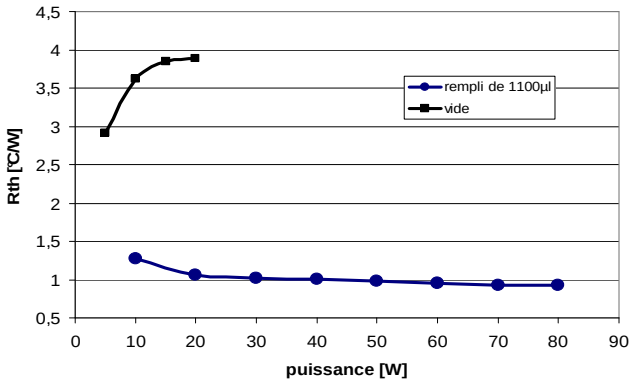


Figure 128: Résistance thermique du caloduc vide et rempli

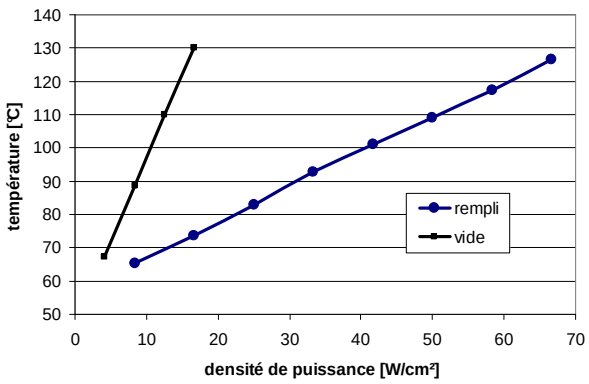


Figure 129: Température au niveau du composant du caloduc vide et rempli

Comme précédemment, ces tests ont été menés sur trois autres prototypes identiques et les résultats ont été répétitifs.

7.1.2 Etude des limites de fonctionnement

Comme nous l'avons évoqué précédemment, les caractéristiques thermiques du boîtier de l'IGBT utilisé comme source de chaleur, ne permettent pas d'atteindre des dissipations de puissance supérieure à 80 W. A ce niveau de puissance, la température de jonction du composant est maximale. Nous avons donc utilisé des résistances réalisées sur support silicium par dépôt de cuivre. Avec ces sources de chaleur, dont la température maximale de fonctionnement atteint 200 °C, nous pouvons atteindre des niveaux de puissance dissipée de 140W, et donc arriver à mettre en évidence les limitations de capacités de transport de chaleur du caloduc.

Avec un remplissage donnant des performances thermiques optimales, à savoir 1000 µl d'eau pure, nous avons fait varier la température du condenseur entre 50 et 60 °C. Les courbes sur la *Figure 130* présentent l'évolution de la résistance thermique en fonction du niveau de puissance injectée.

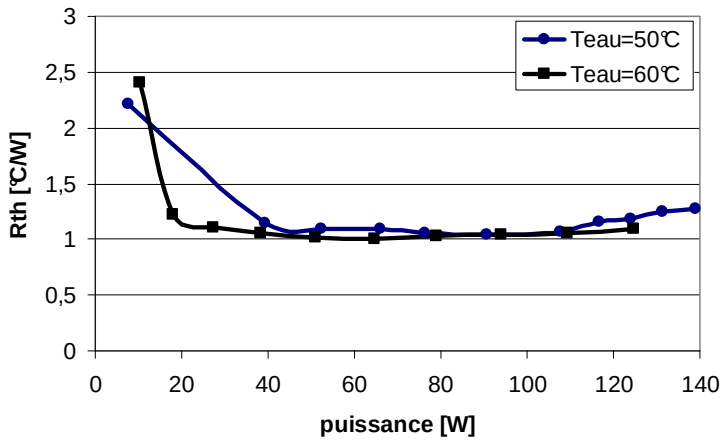


Figure 130: Evolution de la résistance thermique du caloduc en fonction de la puissance injectée

En observant les courbes, nous remarquons une évolution de la résistance thermique en trois phases. Pour des faibles puissances la résistance thermique est assez élevée, ensuite elle devient quasiment constante à une valeur minimale et pour des valeurs de puissance supérieures à 115 W, la résistance thermique commence à croître. A partir de ce niveau de puissance dissipée, nous observons une limitation de la capacité du transport de chaleur du caloduc en DBC. La

conclusion de cette étude thermique est que le caloduc possède une capacité de transport de 115 W, soit une densité de puissance de 80 W/cm².

7.2 Type 4

Le second type de caloducs, que nous allons évaluer dans cette partie a une structure centrale sensiblement différente. L'une des couches de séparation étant retirée, l'espace vapeur a une épaisseur plus petite. L'épaisseur de la fibre est toujours de 500 µm mais des rainures sont réalisées dans cette couche pour créer un espace vapeur supplémentaire. La *Figure 131* présente une vue éclatée du caloduc de type 4. L'intérêt de ce type de caloduc réside dans la réduction de l'épaisseur totale du dispositif, qui passe de 3 mm pour le type 3, à 2.4 mm pour le type 4.

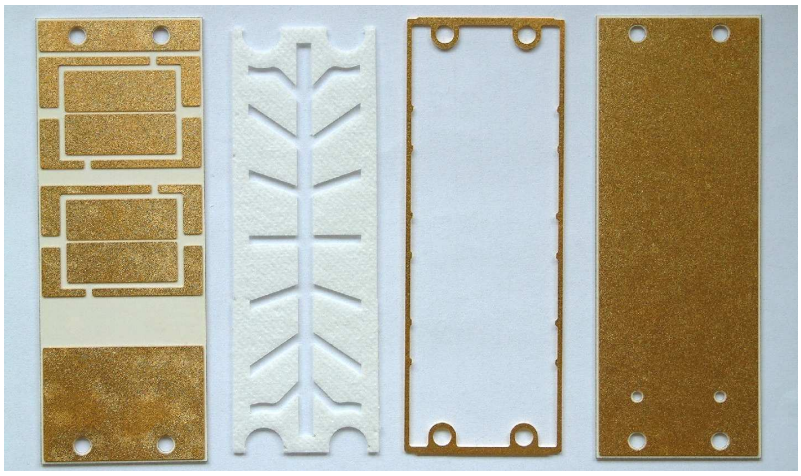


Figure 131: Structure du caloduc type 4

7.2.1 Tests préliminaires

Comme pour le caloduc de type 3, nous avons effectué des premiers essais afin de quantifier le volume du liquide optimal. Pour ce faire, en fonction du volume intérieur du caloduc et de la porosité de la fibre, trois quantités de fluide ont été retenues, à savoir 700, 800, et 850 µl. Le fluide utilisé est là encore l'eau pure. La température côté condenseur utilisée pour ces essais est de 50 °C. Nous présentons sur la *Figure 132*, l'évolution de la résistance thermique du caloduc type 4 en fonction du niveau de puissance dissipée. Comme nous le constatons, c'est le remplissage de 700 µl qui donne les meilleures performances thermiques. C'est aussi ce remplissage qui fait apparaître le plus rapidement la limite de fonctionnement avec un

phénomène d'assèchement qui se situe autour de 40 W. Pour les deux autres remplissages, un phénomène d'engorgement dégrade les performances thermiques bien que ces dernières s'améliorent au fur et au mesure de l'augmentation du niveau de puissance. Pour ce caloduc de type 4, la valeur de la résistance thermique est inférieure à 1 °C/W.

Pendant ces essais, nous avons remarqué que le caloduc faisait du bruit et vibrait quand le niveau de puissance injectée dépassait 40 W. Nous expliquons ces phénomènes par un niveau d'ébullition sans doute élevé à l'évaporateur ce qui aurait pour effet un dégagement de bulles important au niveau de la fibre et provoquerait un déplacement intermittent de cette dernière.

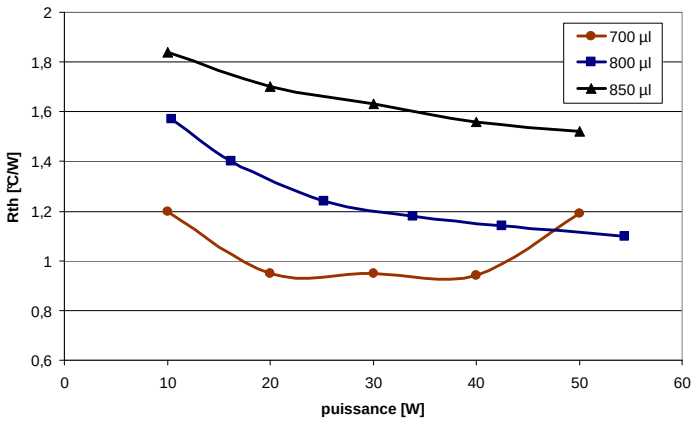


Figure 132: Résistance thermique du dispositif type 4 pour différents remplissages

7.2.2 Etude des limites de fonctionnement

Comme nous l'avons mentionné dans le paragraphe précédent, nous avons constaté, pour les essais dont la puissance dissipée dépassait 40 W, que des bruits étaient émis par le caloduc et que des vibrations étaient produites.

L'évolution de la résistance thermique du caloduc a été étudiée pour un remplissage optimal de 700 µl et différentes températures du condenseur (40, 50 et 60 °C). Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés sur les graphes de la *Figure 133*.

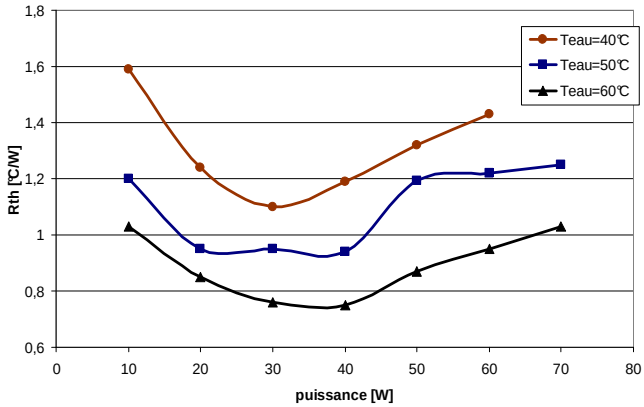


Figure 133: Résistance thermique du caloduc pour différentes températures au niveau du condenseur

Nous pouvons constater, suivant le niveau de la température du condenseur, la limite de fonctionnement est atteinte autour d'une gamme de puissance dissipée située entre 30 et 40 W. En prenant en compte les vibrations à ce niveau de la puissance on peut conclure que le limite d'ébullition est atteinte. Lorsque le flux radial de chaleur au niveau de l'évaporateur augmente, des petites bulles apparaissent au fond du réseau capillaire. Ce phénomène d'ébullition est intéressant dans la mesure où ces bulles restent petites car il permet d'améliorer localement l'échange de chaleur. Mais lorsque la différence de température entre le haut et le bas du réseau capillaire devient trop importante, les bulles grossissent et viennent éclater au niveau de la zone d'accrochage du ménisque, ce qui dégrade la pression capillaire au niveau de l'évaporateur et perturbe fortement le fonctionnement du caloduc.

7.3 Etude de fonctionnement en position verticale

Afin de connaître les limites de fonctionnement de nos caloducs dans des configurations extrêmes nous avons entrepris des essais de ces derniers en position verticale avec l'évaporateur situé au dessus du condenseur. Plusieurs séries de tests ont été effectuées afin de préciser la sensibilité des performances thermiques obtenues en fonction du volume de remplissage, de la température du condenseur, du niveau de puissance et de la géométrie du caloduc. Nous présentons ici une configuration représentative de l'ensemble de ces essais. Les tests présentés sur la *Figure 134* ont été conduits sur un caloduc de type 3, dont l'épaisseur de la couche en céramique est de 630 µm, avec un remplissage de 1000 µl et pour plusieurs niveaux de température du condenseur. Afin de réduire les pertes par convection, nous avons isolé le dispositif étudié. L'évolution de la

résistance thermique pour les positions verticale et horizontale est présentée sur la *Figure 134* suivant le niveau de puissance dissipée.

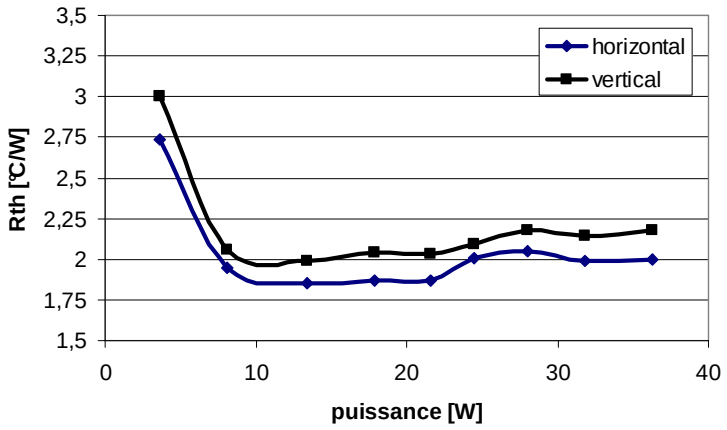


Figure 134: Evolution de la résistance thermique du caloduc en DBC en position horizontale et verticale

Nous pouvons constater que la position verticale défavorable induit une dégradation de la résistance thermique de 0.12 °C/W et ce quelle que soit la valeur de puissance injectée. Cette dégradation est indépendante du niveau de température du condenseur.Cette performance en position verticale accrédite l'idée qu'avec les géométries utilisées, les forces de gravité sont négligeables vis-à-vis des forces capillaires, et que la fibre utilisée possède une bonne capillarité.

8 Etudes thermiques réalisées au CNES

Les caloducs en DBC ont été conçus pour des applications spatiales qui nécessitent de réaliser des tests spécifiques [59]. Ces essais, qui visent à évaluer la robustesse des produits destinés à fonctionner en orbite, sont généralement menés jusqu'à la rupture ou la casse du produit afin de connaître avec précision leurs limites d'utilisation.

Les premiers tests consistent à vérifier le fonctionnement de deux prototypes remplis et fermés après trois mois de non fonctionnement. Les résultats obtenus confirment les résultats que nous avons obtenus au laboratoire pendant la caractérisation thermique des prototypes. Les dispositifs opérationnels fournis au CNES ont conservé au bout de trois mois les mêmes caractéristiques thermiques. Ce constat confirme que les procédés de tirage de vide, de remplissage et de queusotage sont bien maîtrisés au laboratoire et que la technologie DBC permet d'obtenir une très bonne étanchéité.

La seconde partie des essais consiste à réaliser des études de vieillissement d'un caloduc. Le but est d'observer la résistance du dispositif à des contraintes comme des cycles gel dégel et cyclage thermique.

A la fin des tests d'éclatement sont effectués afin d'étudier à quelle pression interne l'enveloppe du caloduc est détruite.

8.1 Tests de vieillissement

Les tests de vieillissement d'un caloduc consistent à mettre le dispositif dans des conditions extrêmes afin d'étudier son comportement thermique et mécanique. Premièrement, un caloduc en DBC a été placé dans un four à une température constante de 70°C pendant 340 heures (*Figure 135*). Pendant cette période, la puissance dissipée dans le composant électronique est de 30 W. A la fin de cette expérience, après un état opérationnel continu du dispositif, ses performances thermiques sont restées inchangées.

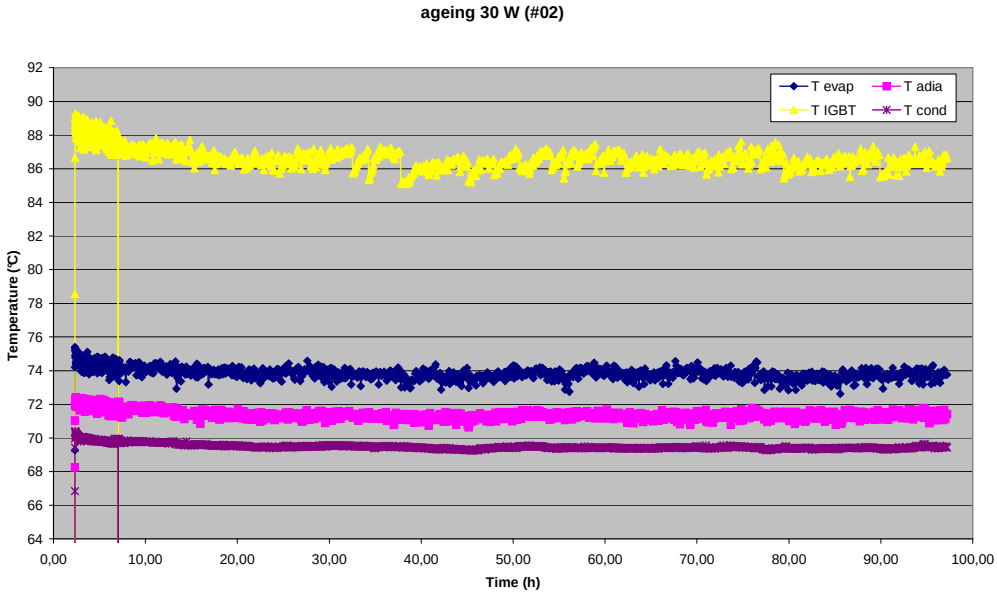


Figure 135: Evolution des températures dans différentes zones du caloduc en fonction du temps

La seconde étape de cette étude a été l'observation du fonctionnement du prototype pendant plusieurs cycles de gel / dégel (*Figure 136*).

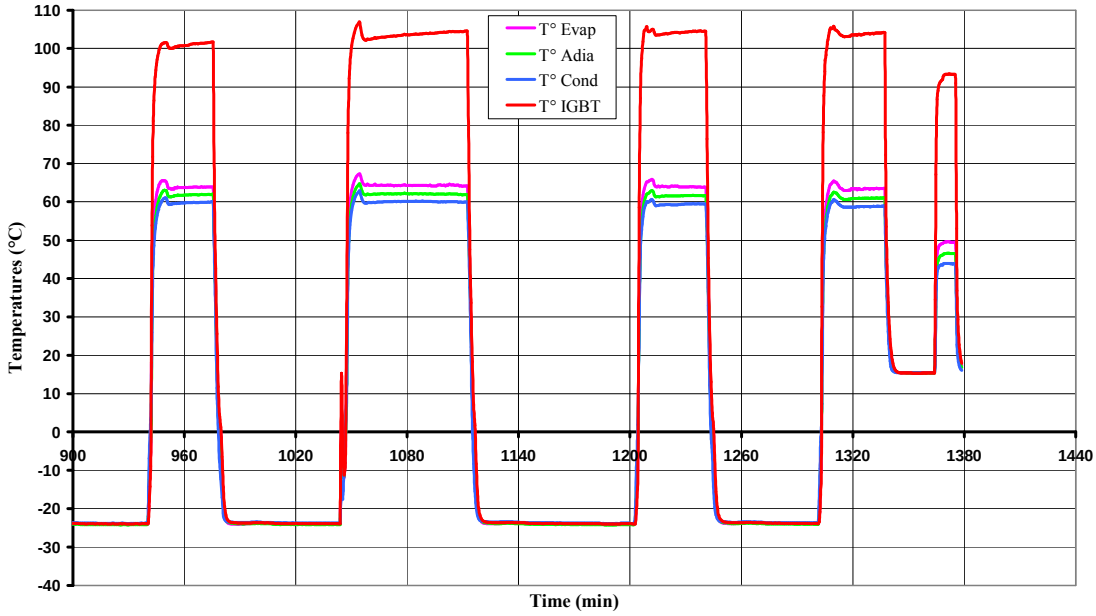


Figure 136: Cycles de gel dégel du caloduc en DBC

L'essai est réalisé dans une enceinte sous vide. La puissance dissipée au niveau de l'évaporateur est toujours 30 W. Quatre cycles de température -25°C / +60°C ont été effectués. Les performances thermiques du caloduc sont là aussi restées inchangées après ces cycles gel / dégel.

8.2 Tests d'éclatement

Des tests d'éclatement ont ensuite été conduits pour éprouver la tenue des liaisons existantes entre les différentes couches du caloduc. Pour ce faire, des pressions élevées ont été appliquées à l'intérieur du caloduc. Deux niveaux de pression ont été appliqués dans le caloduc : un premier niveau de pression, appelé pression d'étanchéité, correspondant à 2 fois la valeur de la pression interne de saturation du fluide caloporteur et un second niveau de pression, appelée pression d'éclatement correspondant à 4 fois la pression de saturation. Les valeurs de ces différentes pressions appliquées au caloduc pendant cette étude sont présentées dans le tableau 4.

Pression	Valeurs de la pression de l'eau
P_{sat} à 125°C	2.32 atm = 2.36 bar
P_e (d'étanchéité) = 2* P_{sat} à 125°C	4.64 atm = 4.72 bar
P_c (d'éclatement) = 4* P_{sat} à 125°C	9.28 atm = 9.44 bar

Tableau 4

Un chronogramme représentant l'évolution de la pression interne du caloduc est présenté sur la *Figure 137*.

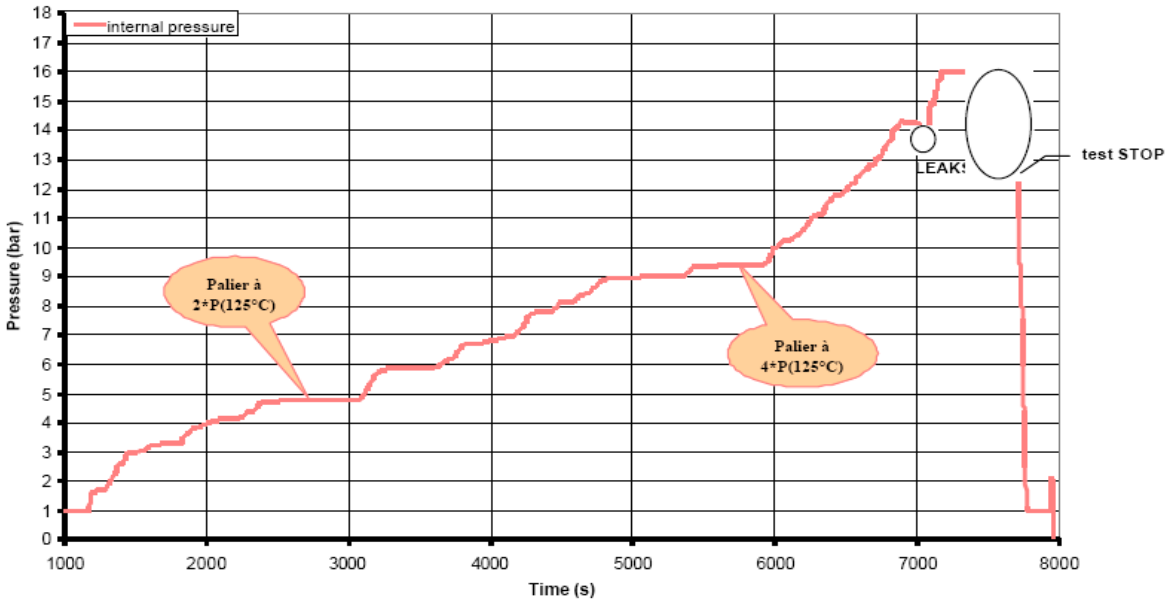


Figure 137: Pression interne du dispositif dans le temps

Aucune déformation du caloduc n'a été détectée pour une pression interne égale à 4.7 bar. A partir des valeurs supérieures à 6 bars nous observons une formation de fissures au niveau de la céramique. Le caloduc reste cependant étanche quand la pression de claquage est atteinte, malgré les déformations et les fissures dans les plaques en céramique. L'étanchéité est dégradée avec l'apparition de fuites au niveau du caloduc pour une pression de 14 bars. La *Figure 138* représente les photographies du caloduc testé, avec une pression interne de 14 bars. Nous remarquons une déformation non négligeable. Malgré la pression interne très élevée, l'enveloppe du caloduc en DBC n'a pas été détruite. Ceci montre la robustesse et la fiabilité mécanique du corps en DBC du dispositif.

Figure 138: Déformation du caloduc dont la pression interne est 14 bars

Le caloduc intégré dans des substrats en DBC a subi avec succès tous les tests spécifiques nécessaires pour son fonctionnement dans l'espace. Les résultats obtenus ont montré la fiabilité du prototype dans le temps, ce qui confirme la maîtrise de l'ensemble du processus de remplissage et de queusotage.

Les très bons résultats techniques obtenus ont finalement mené à l'intégration d'un caloduc dans une expérience scientifique en orbite à bord d'une capsule (Foton M2) qui sera lancée le 31 Mai 2005 depuis Baïkonour. Cette dernière expérience nous permettra de finaliser les études sur le fonctionnement du caloduc en DBC.

9 Conclusion

L'objectif de ce chapitre était d'évaluer l'intérêt que représentait l'intégration de caloduc dans des substrats DBC pour les applications spatiales.

Pour ce faire, une étude de conception, de réalisation et de caractérisation a été menée pour intégrer un caloduc dans un substrat DBC. En prenant en compte les performances hydrauliques requises par le fonctionnement caloduc, et au regard du procédé de fabrication des substrats DBC, une fibre en Silicate d'Alumine a été utilisée pour réaliser le réseau capillaire de ces prototypes afin de ne pas contraindre le procédé de fabrication, tout en conservant un réseau capillaire avec une bonne porosité et des forces capillaires élevées.

Nous avons, dans un premier temps conduit une modélisation avec le logiciel Flotherm afin d'estimer le comportement thermique des différents prototypes envisagés. Deux grands types de caloduc avec des variantes pour chacun d'eux ont été fabriqués. Au total une quinzaine de prototypes a été réalisée.

Sur le plan expérimental, l'évaluation des performances thermiques de chacun d'eux a été entreprise avec des conditions de fonctionnement variables. L'optimisation de la quantité de fluide injecté dans le caloduc a permis de trouver les valeurs minimales de résistances thermiques pour chacun d'eux, mais aussi de déterminer leur capacité de transport de chaleur dans les positions horizontale et verticale.

Pour compléter ces essais, des évaluations spécifiques ont été menées au CNES pour répondre aux exigences des applications spatiales. L'ensemble de ces tests a montré l'intérêt de la solution innovante, que représente l'intégration de caloducs dans des substrats DBC, pour la gestion thermique des systèmes électroniques reportés sur ce type de support.

Pour terminer cette validation, une expérience scientifique en orbite est programmée afin de conclure quant à l'utilisation de ce concept innovant pour les applications spatiales.

Conclusions et perspectives

Les systèmes électroniques, qui gagnent en discrétion par une meilleure compacité, améliorent leurs performances grâce à des vitesses de fonctionnement accrues. Ces deux évolutions conduisent conjointement à augmenter les niveaux de puissances dissipées et les densités de flux. Dans ce contexte, les organes de refroidissement se doivent de gagner à la fois en efficacité et compacité. Pour conduire une conception optimale d'un système électronique, il est devenu impératif avec ces évolutions, de prendre en compte dés le départ, les contraintes électriques et thermiques de l'ensemble. Dans cette réflexion, l'apport des systèmes de refroidissement à changement de phase en milieu confiné peut s'avérer intéressante. Au sein de cette famille de fonctions thermiques regroupant différents concepts, les caloducs plats présentent un intérêt certain lorsque les applications visées intéressent le domaine spatial où les critères de masse, d'encombrement et d'isolation électrique sont primordiaux.

Le premier objectif fixé dans ce travail vise à concevoir, réaliser et tester des caloducs en silicium. Le silicium est un matériau très intéressant, grâce à ses propriétés physiques. Il est à la fois un bon conducteur de chaleur avec, une conductivité thermique comprise entre 100 et 150 W/m/K, un module d'Young de 150-190 GPa et une masse volumique de 2300 $kg.m^{-3}$ (4 fois moins que celle de cuivre). Pour des applications spatiales et pour des systèmes électroniques embarqués le critère masse est souvent essentiel. Ainsi, une étude expérimentale sur un caloduc à rainures axiales rectangulaires a été menée dans le cadre d'une collaboration avec le CNES, le CEA/LETI et le Cethil. Les caloducs en silicium peuvent atteindre des performances thermiques intéressantes grâce à une géométrie du réseau capillaire fine et complexe, obtenue grâce aux propriétés mécaniques du matériau silicium, et au développement des techniques de micro usinage issues de la microélectronique. Dans ce cadre, nous avons réalisé une modélisation hydrodynamique du fonctionnement du caloduc en mode répartiteur thermique et en mode extracteur de chaleur. Cette modélisation nous a permis de déterminer la limite capillaire du caloduc en fonction de sa géométrie interne. Une modélisation numérique a également été développée avec le logiciel Flotherm afin d'estimer le comportement thermique du dispositif. Une fois le travail de conception réalisé, nous avons collaboré à la réalisation de ces dispositifs

avec Aymeric Laï qui effectue son doctorat sur ce sujet au CEA/LETI. Nous avons présenté les différentes étapes de réalisation et de mise en œuvre de ces micro caloducs. Des bancs de tests spécifiques ont été développés afin de réaliser les études thermiques des dispositifs. Cette partie a également montré l'importance du dégazage du fluide et de l'enveloppe afin de limiter au maximum la présence de gaz incondensables et d'améliorer le fonctionnement du caloduc. De nombreuses études ont été réalisées afin d'optimiser la quantité de fluide caloporteur. Les tests thermiques montrent que, avec une quantité d'eau optimale, la résistance thermique du caloduc peut être diminuée de 40%. Nous avons ensuite démontré l'influence de la géométrie interne du dispositif sur son fonctionnement. Suivant les études expérimentales, la limite capillaire d'un répartiteur avec une profondeur de rainures de 210µm atteint une valeur 3 fois plus élevée comparée à celle d'un dispositif dont les rainures ont une profondeur de 115µm. Nous avons pu mettre en évidence que la fabrication des renforts dans la cavité centrale du dispositif diminue sensiblement la déformation mécanique des parois du prototype, et son fonctionnement reste inchangé. Grâce aux tests thermiques menés, nous avons évalué une capacité du transport de chaleur des dispositifs fonctionnant en mode extracteur de chaleur qui prend une valeur entre 30W et 55W, et en mode répartiteur thermique entre 55W et 85W. Cette étude thermique nous a permis de démontrer la faisabilité et le bon fonctionnement des fonctions thermiques 1D en silicium. Ceci nous a permis de concevoir une structure 2D. Une modélisation thermique a été conduite pour concevoir et réaliser ces prototypes en silicium à structure capillaire à rainures 2D. La conception et la réalisation ont été effectuées au CEA/LETI lors de la thèse d'Aymeric Laï. Un banc expérimental a été conçu pour caractériser les performances thermiques du dispositif en mode extracteur de chaleur. Grâce à cette étude nous avons évalué l'influence de la mouillabilité du réseau capillaire sur le fonctionnement du caloduc. Les tests thermiques montrent que le caloduc, dont le réseau capillaire a subi une oxydation afin d'améliorer sa mouillabilité, fonctionne pour des puissances supérieures à 70 W. Dans le cas d'une absence de cette étape d'oxydation lors de la fabrication du caloduc, les puissances maximales transférées par le prototype diminuent à 45 W. La conductivité thermique équivalente du caloduc en silicium à structure capillaire à rainures 2D, obtenue expérimentalement, est de l'ordre de 1200 W/m/K.

La seconde partie de nos travaux s'est orientée sur l'utilisation des substrats DBC (Direct Bonded Copper) comme matériau support. Ce programme s'est effectué dans le cadre d'une collaboration avec l'ESA, le CNES, Alcatel Space et Curamik Allemagne. Ce développement s'est traduit par des concepts de gestion thermique innovants pour le domaine des moyenne et forte puissances.

L'ensemble de ces études montre tout l'apport de ces technologies pour concevoir des drains thermiques et des répartiteurs uni et bidimensionnels intégrés dans les substrats de puissance. L'intégration d'un caloduc dans le substrat DBC est une solution innovante et efficace pour améliorer les performances thermiques des substrats de puissance, et pour simultanément assurer les connectiques électriques des composants et les fixations mécaniques de l'ensemble. Une étude de conception, de réalisation et de caractérisation a été menée pour intégrer un caloduc dans un substrat DBC. Le réseau capillaire de ce caloduc est constitué d'une fibre (Silicate d'Alumine), dont la porosité et la force capillaire sont très élevées. Une modélisation thermique a été réalisée afin de prévoir le comportement thermique du dispositif en DBC. Ensuite, nous avons effectué la mise en œuvre et l'optimisation de la quantité de fluide caloporteur injectée dans le caloduc. Grâce aux études thermiques réalisées, nous avons déterminé que l'utilisation de ce type de caloduc permet de transférer une puissance dissipée par un composant électronique de plus de 100 W en positions horizontale et verticale. Des tests en cyclage thermique et en pression interne élevée ont également été effectués au CNES, pour évaluer la durée de vie du caloduc. Pour terminer cette validation, une expérience scientifique en orbite est programmée afin de conclure quant à l'utilisation de ce concept innovant pour les applications spatiales.

L'ensemble de ces travaux a montré tout l'apport des mini et micro caloducs dans la gestion thermique des systèmes électroniques. Grâce aux études menées dans ce doctorat, nous avons conforté le savoir-faire du laboratoire dans les domaines de la conception, la réalisation et la mise en œuvre de ces dispositifs. La partie expérimentale de ce travail a permis de valider les procédés de réalisation de caloducs en silicium et des dispositifs intégrés dans un substrat DBC, utilisés comme répartiteur thermique et comme extracteur de chaleur, ainsi que les modèles thermiques et hydrauliques. Les résultats obtenus sont très encourageants, mais il reste des études importantes à réaliser sur le traitement du réseau capillaire en silicium, ainsi que l'optimisation et la fiabilité du remplissage. Ces développements permettront d'obtenir de meilleures performances thermiques des caloducs, et d'augmenter la durée de vie de ces dispositifs. Pour poursuivre la démarche d'intégration de caloducs dans l'électronique embarquée, des études sur l'amélioration du refroidissement dans des packagings 3D ont débuté au LEG. Ces travaux font l'objet de la thèse de Nataliya Popova. Pour des valeurs de densité de flux de chaleurs élevées, de l'ordre de 200 W/cm^2, les capacités d'évacuation de la chaleur des micro caloducs deviennent insuffisantes. Le caloduc pulsé répond à ce type d'applications. La thèse de Maxime Vassilev, débutée en octobre 2004, traite quant à elle de la conception et la réalisation de ce type de systèmes thermiques.

Bibliographie

[1] **Gillot C.,** “Etude et réalisation d’une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration”, Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2000

[2] **Tanaka A., Mori M., Inoue H.,** “3300 High power IGBT modules with high reliability for traction applications”, Power Conversion, pp. 191-199, 1997.

[3] **Merle P.,** “Une politique pour les composants de puissance…celle de Gircep ”, lettre du club CRIN Electronique de Puissance, novembre 2000.

[4] **Perret C.,** “Réalisation et optimisation de refroidisseurs à microcanaux en technologie silicium”, Thèse de doctorat de l’INPG, mai 2001.

[5] **Meysenc L.,** “Etude des micro-echangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance”, Thèse de doctorat de l’INPG, février 1998.

[6] **Raël S.,** “Conception de micro-échangeurs dédiés au refroidissement des composants d’électronique de puissance ”, Rapport post- doctorat de LEG, 1997.

[7] **Tuckerman D.B., Pease R .F.W.,**“High-Performance Heat Sinking for VLSI,” IEEE Electron Devices Letters, Vol. EDL-2, pp. 126-129, 1981.

[8] **Sacadura J.F.,** “Initiation aux transferts thermiques”, Tech. et doc., 1993.

[9] **Eyglunent B.,** “Manuel de thermique : théorie et pratique”, Hermès, 1997.

[10] **Gillot C.,** “Etude et réalisation d’une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration”, Thèse de doctorat de l’INPG, septembre 2000.

[11] **Hopkins R., Faghri A., Khrustalev D.,** “Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves”, Journal of Heat Transfers, vol. 121, pp. 102-109, February 1999.

[12] **Cao Y., Gao M., Beam J.E., Donovan B.,** “Experiments and Analyses of Flat Miniature Heat Pipes”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 11, Apr-Jun 1997, pp. 158-164.

[13] **Cotter T.P.**, “Principles and Prospects of Micro Heat Pipes”, Proc. 5th International Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, pp 328-335, 1984

[14] **Chi S.W.,** “Heat Pipe Theory and Practice”, McGraw-Hill, 1976

[15] **Bricard A., Chaudourne S.,** “Caloducs”, Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique, B 9 54 -1 à 24, B9 54 -1 à 2.

[16] **Faghri A., Khrustalev D.**, “Thermal analysis of Micro Heat Pipe”, ASME HTD., vol. 236, heat pipe and capillary pumped lopp, pp. 19-30, 1993

[17] **Peterson G.P., Duncan A.B., Ahmed A.S., Mallik A.K., Weichold M.H.,** “Experimental investigations of micro heat pipes in silicon wafers”, Micromechanical Sensors, Actuators and Systems, ASME-DSC, vol. 32, pp. 341-348, 1991.**loop**Tsukuba, Japan, pp 328-335, 1984

[18] **Faghri A.**, “Heat Pipe Science and Technology”, Taylor and Francis, 1995

[19] **Dunn P.D., Reay D.A.,** “Heat pipes”, Pergamon, 1994.

[20] **Suh J.S., Greif R., Grigoropoulos C.P.,** “Friction in micro-channel flows of a liquid and vapor in trapezoidal and sinusoidal grooves”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, pp. 3103-3109, 2001.

[21] **Schneider G.E., Devos R.,** “Nondimensional analysis for the heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction”, AIAA 18th aerospace sciences meeting, Pasadena, California, USA, January 14-16, 1980.

[22] **Sartre V., Zaghdoudi M.C., Lallemand M.,** "Effect of interfacial phenomena on evaporative heat transfer in micro feat pipes", International Journal of Thermal Sciences, vol. 39, pp. 498-504, 2000.

[23] **Hopkins R., Faghri A., Khrustalev D.,** "Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves", Journal of Heat Transfers, vol. 121, pp. 102-109, February 1999.

[24] **Longtin J.P., Badran B., Gerner F.M.,** "A one-dimensional model of a micro heat pipe during steady-state operation", Journal of Heat Transfer, vol. 116, pp. 709-715, August 1994.

[25] **Collier J.P.,** "Convective boiling and condensation", Second Edition, McGraw-Hill, 1972.

[26] **Schneider H., Yoshida M., Groll M.,** "Investigation of intercinnected mini heat pipe arrays for micro electronics cooling", 11th International Heat Pipe Conference, vol. 1, pp. 1-6, 1999.

[27] **Gao M., Cao Y., Kinzi Jones W., Zampino M.A.,** "Ceramic miniature heat pipes and liquid charging methods", HTD-Vol. 366-4, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, pp. 429-434, 2000.

[28] **Launay S.,** " Performances thermqiues de microaloducs usinés dans du silicium. Modélisation et étude expérimentale", Thèse de doctorat de l'INSA Lyon, janvier 2002.

[29] **Peterson G.P., Duncan A.B., Ahmed A.S., Mallik A.K., Weichold M.H.,** "Experimental investigations of micro heat pipes in silicon wafers", Micromechanical Sensors, Actuators and Systems, ASME-DSC, vol. 32, pp. 341-348, 1991.

[30] **Peterson G.P., Duncan A.B., Weichold M.H.,** "Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers", Journal of Heat Transfer, vol. 115, pp. 751-756, 1993.

[31] **Mallik A.K., Peterson G.P., Weichold M.H.,** “Fabrication of vapor-deposited micro heat pipe arrays as an integral part of semiconductor devices”, Journal of Microelectromechanical Systems, vol. 4, n° 3, 1995.

[32] **Shah R.K., Bhatti M.S.,** “Laminar convective heat transfer in ducts”, Handbook of single-phase convective heat transfer, Wiley, 1987

[33] **Schneider G.E., Devos R.,** “Nondimensional analysis for the heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction”, AIAA 18th aerospace sciences meeting, Pasadena, California, USA, January 14-16, 1980.

[34] **Suh J.S., Greif R., Grigoropoulos C.P.,** “Friction in micro-channel flows of a liquid and vapor in trapezoidal and sinusoidal grooves”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, pp. 3103-3109, 2001.

[35] **Shih F.S.,** “Laminar flow in axisymmetric conduits bya rationnal approach”, Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 145, pp. 285-845, 1967.

[36] **Schneider G.E., Yovanovich M.M., Wehrle V.A.,** “Thermal analysis of trapezoidal grooved heat pipe evaporator walls”, AIAA paper n° 76-481, 11th thermophysics conference, Vol. 56, pp. 69-83, 1977.

[37] **Hopkins R., Faghri A., Khrustalev D.,** “Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves”, Journal of Heat Transfers, vol. 121, pp. 102-109, February 1999.

[38] **Gao M., Cao Y., Beam J.E., Donovan B.,** “Structural optimization of axially grooved flat miniature heat pipes”, AIChE Symposium, pp. 153-157, 1997

[39] **Leturk P.,** “A new Approach to Thermal Analysis of Power Devices”, *IEEE Trans. Electron Devices,* vol. ED24, pp. 1147-1156, 1987.

[40] **Ashegi M., Goodson K.E.,** "Thermal Conductivity Model for Nearly Pure and Doped Thin Silicon Layers at High Temperature", ASME International Mechanical Engineering Congress and R&D Exposition, pp. 1-7, Washington DC, USA, nov. 15-21, 2003.

[41] **Glassbrenner C.J., Slack G.A**., Physical Review, vol. 134, 1964.

[42] **Avenas Y.,** "Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l'intégration en électronique de puissance", Thèse de doctorat de l'INPG,décembre 2002

[43] **Adkins D.R., Shen D.S., Palmer D.W., Tuck M.R.,** "Silicon heat pipes for cooling electronics", 1st Annual Spacecraft Thermal Control Symposium, 1994.

[44] **Avenas Y., Ivanova M., Schaeffer C., Perret R., Sanchez J.L,** "Étude et réalisation de caloducs à réseau capillaire à picots carrés pour le refroidissement en électronique", , SFT 3-6 juin 2003 Grenoble

[45] **Adkins D.R., Shen D.S., Palmer D.W., Tuck M.R., Grafe G.,** "Heat pipe with embedded wick structure", Sandia Corporation, US Patent, n° 5 947 193, 1999.

[46] **Shen D.S., Mitchell R.T., Dobranich D., Adkins D.R., Tuck M.R.,** "Micro heat spreader enhanced heat transfer in MCMs", IEEE MCMC'95 Conference, 1995, pp. 189-194.

[47] **Benson D.A., Mitchell R.T., Tuck M.R., Adkins D.R., Palmer D.W.,** "Micro-machined heat pipes in silicon MCM substrates", IEEE MCMC'96 Conference, pp. 127-129, 1996.

[48] **Benson D.A., Mitchell R.T., Tuck M.R., Palmer D.W., Peterson G.P.** "Ultrahigh-capacity micromachined heat spreaders" Microscale Thermophysical Engineering 2, pp. 21-30, 1998.

[49] **Kang S.W., Tsai S.H, Chen H.C.,** " Fabrication and test of radial grooved micro heat pipes",Applied Thermal Engineering 22, pp. 1559-1568, 2002

[50] **Pandraud G., Sartre V., Michard F., Lallemand M.,** "Modelling of heat spreaders micromachined in silicon substrates for electronic cooling", 7th THERMINIC Workshop, pp. 130-135, 2001.

[51] **Williams R., Goodman A. M.,** "Wetting of thin layers of SiO_2 by water", Applied Physics Letters, vol 25, N° 10, 15 November 1974

[52] **Zampino, M.A., Kinzy Jones W.,** "Substrate embedded heat pipe compatible with cofire processing", Proc. Int. Symp. Of Microelectronics, IMAPS.

[53] **Zampino, M.A.,** "Embedded heat pipes in cofired ceramic substrates for enhanced thermal management of electronics", Dissertation FIU, Maiami Florida, USA, 2002

[54] **Kinzy J. W. ,Liu Y., Gao M.,** "Micro heat pipes in low temperature cofire ceramic (LTCC) substrates", IEEE Transaction on Components and Packaging Technologies, Vol. 26, N° 1, march 2003

[55] **Kinzy J. W. ,Liu Y., Gao M.,** "Micro heat pipes in low temperature cofire ceramic (LTCC) substrates", Inter Society Conference on Thermal Phenomena, 2002

[56] **Exel K., Schulz-Harder J.**, "Water cooled DBC direct bonded copper substrates", *www.curamik.com*.

[57] **Schulz-Harder J.,** "Direct bonded copper substrates for semiconductor power devices", *www.curamik.com*

[58] **Ivanova M., Schaeffer Ch., Avenas Y., Dezord J.B., Rogg A.,** "Heat Pipe Integrated in Direct Bonded Copper (DBC) Technology for the Cooling of Power Electronics Packaging", IEEE PESC, Bresil, 12-16 juin 2005

[59] **Fournier E., Dezord JB., Michard F., Laï A., Ivanova M., Lefèvre F.,** "On-ground evaluation and preparation of in-orbit experiments of 3 different miniature heat pipe technologies for space applications", Inernational Two Phase Thermal Control Technologiy, Los Angeles, 7-8 march, 2005