



HAL
open science

ETUDE DES MICRO-ECHANGEURS INTEGRES POUR LE REFROIDISSEMENT DES SEMI-CONDUCTEURS DE PUISSANCE

Luc Meysenc

► **To cite this version:**

Luc Meysenc. ETUDE DES MICRO-ECHANGEURS INTEGRES POUR LE REFROIDISSEMENT DES SEMI-CONDUCTEURS DE PUISSANCE. Energie électrique. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 1998. Français. NNT: . tel-00821096

HAL Id: tel-00821096

<https://theses.hal.science/tel-00821096>

Submitted on 7 May 2013

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.

THESE

Présentée par

Luc MEYSENC

Pour l'obtention du titre de

Docteur de l'Institut National Polytechnique de Grenoble

(Arrêté ministériel du 30 Mars 1992)

Spécialité : Génie Electrique

ETUDE DES MICRO-ECHANGEURS INTEGRES POUR LE REFROIDISSEMENT DES SEMI-CONDUCTEURS DE PUISSANCE

Soutenue le 16 Février 1998

Devant le jury composé de

Président :	M.	D. ROYE
Rapporteurs :	M.	L. TADRIST
	M.	J.M. DORKEL
Directeur :	M.	C. SCHAEFFER
Examineurs :	M.	A. BRICARD
	M.	M. MERMET-GUYENNET

Thèse préparée au
Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble



**ETUDE DES MICRO-ECHANGEURS INTEGRES
POUR LE REFROIDISSEMENT DES
COMPOSANTS DE PUISSANCE**

SOMMAIRE GENERAL

1. CONTEXTE GENERAL DE L'ETUDE
2. LES SEMI-CONDUCTEURS DE PUISSANCE
3. LA CONVECTION FORCEE MONOPHASIQUE
4. LES ECHANGEURS DOUBLE PHASE
5. CONCLUSIONS GENERALES

CONTEXTE GENERAL DE L'ETUDE

<u>I.1) LA THERMIQUE EN ÉLECTRONIQUE DE PUISSANCE</u>	5
<u>I.2) PARTENARIAT INDUSTRIEL ET SCIENTIFIQUE</u>	7
<u>I.3) PRÉSENTATION DE LA THÈSE</u>	8
<u>I.4) RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u>	9

I.1) La thermique en électronique de puissance

Les électrotechniciens et plus particulièrement les électroniciens de puissance ont, par culture, pour habitude de traiter les problèmes de thermique qu'ils rencontrent par analogie avec les circuits électriques. La loi d'Ohm thermique

$$\Delta T = R_{th} P \quad (I.1)$$

reste l'outil principal et ce, pas seulement pour les utilisateurs de composants, mais également pour les fabricants qui fournissent comme unique donnée de type thermique la résistance thermique entre la jonction et le boîtier - la température n'étant par ailleurs nullement définie (nous y reviendrons chapitre II). Dernièrement, avec la prise en compte des phénomènes dus aux cyclages thermiques et à la réalisation de modules hybrides ayant des inerties thermiques importantes, on trouve aussi quelquefois l'évolution dans le temps de cette même résistance thermique en réponse à un échelon de puissance, valeur temporelle dénommée, (par abus de langage à mon goût) impédance thermique.

Cette approche monodimensionnelle, simple et efficace, donne entière satisfaction lorsque le radiateur associé et le composant sont aisément caractérisables. Mais, avec l'apparition des modules hybrides pouvant rassembler sur le même substrat plusieurs puces du même type ou de types différents (diodes et IGBT), cette approche s'avère insuffisante. La température de jonction, notion déjà floue par définition, ne peut s'appliquer qu'à un système monopuce car rien ne garantit que l'ensemble des puces d'un module s'échauffe uniformément (E. CLAVEL (1994)). Confronté à ce nouveau type de structures l'électronicien de puissance doit alors approfondir sa connaissance des phénomènes thermiques ainsi que la caractérisation électrothermique des composants (P. EMERALD (1995)).

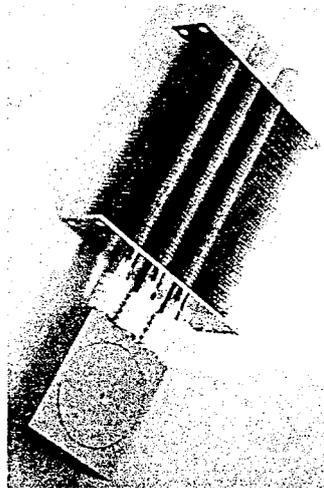
Prenons pour exemple le transistor IGBT, composant apparu dans les années 80 qui a remplacé les transistors bipolaires et qui empiète déjà sur le domaine des thyristors GTO pour probablement les supplanter dans les années à venir. Ce composant, à ses débuts, de par sa structure quatre couches présentait le risque de perdre son pouvoir de blocage si le courant contrôlé devenait trop important (latch-up). La maîtrise technologique des fabricants fait qu'aujourd'hui ce risque a disparu et qu'il est désormais possible d'augmenter fortement le courant commuté pour peu que l'environnement thermique soit apte à évacuer les pertes dissipées en limitant suffisamment la température. Un environnement thermique performant permettant d'augmenter le courant contrôlé, il est alors possible de :

- diminuer le nombre de puces associées en parallèle dans un module,

- limiter l'élévation de température des puces, donc d'augmenter leur durée de vie.

Ces aspects intéressent aujourd'hui fortement les industriels, la thermique des systèmes d'électronique de puissance prenant une part prépondérante dans leur coût - le coût global d'un équipement peut être relié directement avec la surface de silicium installé. Cette approche technico-scientifique ne s'applique qu'aux systèmes de forte puissance tels que la traction ferroviaire ou certaines alimentations de sécurité.

A cet effet, les classiques radiateurs à air ont été progressivement remplacés par de nouveaux principes tels que les caloducs et les thermosiphons (BRICARD (1997)), les boîtes à eau, voire des substrats céramiques ayant un système de refroidissement intégré (Fig.I.1).



*Figures I.1 : Refroidissement d'un module de puissance
à l'aide d'un caloduc
(documentation Ferraz)*

Les systèmes à caloducs et thermosiphons sont particulièrement prisés car ils permettent de capter la chaleur dissipée par le composant sur une petite surface et de l'évacuer à l'aide d'ailettes dont les dimensions peuvent être ajustées, le tout sans action mécanique externe, et avec une conductibilité thermique équivalente interne largement supérieure à celle des métaux (le transfert de chaleur est remplacé par un transfert de matière - évaporation / condensation).

I.2) Partenariat industriel et scientifique

Ces travaux de thèse résultent d'un accord entre le CNRS (L.E.G) et la société GEC ALSTHOM Transport. A la fois utilisateur et concepteur de modules hybrides de puissance destinés à la traction ferroviaire, GEC ALSTHOM, mieux que quiconque, est confronté à la thermique des composants de puissance. Disposant d'une grande expérience dans ce domaine puisqu'ayant déjà mis en œuvre la majeure partie des solutions existantes (radiateurs à air, cuves à immersion, plaques à eau, caloducs et thermosiphons...), sa connaissance des problèmes électrothermiques des composants et leurs aspects pratiques nous a permis tout au long de cette thèse de cadrer notre travail à partir de problèmes et de besoins industriels.

Ainsi l'utilisation d'échangeurs à canaux microscopiques apparaît comme une solution prometteuse puisqu'elle offre des performances élevées et un encombrement réduit. Aux vues des études réalisées dans le cadre du refroidissement des gros microprocesseurs, l'application aux composants de puissance paraît judicieuse et fait donc l'objet de cette thèse.

Désirant étudier à la fois les micro-échangeurs simple phase ainsi que les échangeurs double phase, ce travail est co-encadré par le C.E.A Grenoble et plus particulièrement le GRETh qui apporte tout son savoir et son expérience des transferts de chaleur. Cette collaboration tri-partite s'est matérialisée pleinement par la réalisation de prototypes, usinés et conçus au L.E.G, dimensionnés à partir des connaissances du C.E.A, avec des puces de silicium brasées au laboratoire d'hybridation de GEC ALSTHOM (Figure I.2).

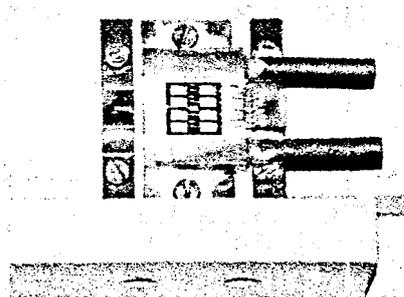


Figure I.2 : Exemple de prototype issu de la collaboration entre GEC ALSTHOM, le C.E.A et le CNRS (L.E.G)

1.3) Présentation de la thèse

Le chapitre suivant présente brièvement les principaux composants d'électronique de puissance, les diodes PIN et les IGBT. La bonne compréhension du fonctionnement et des caractéristiques des composants est nécessaire pour appréhender à la fois la justification de cette thèse ainsi que les orientations choisies. En particulier, ce chapitre permet également de définir la notion de température de jonction ainsi que les méthodes de mesure qui lui sont associées, plus spécialement la mesure infra-rouge et l'extrapolation à partir de paramètres thermosensibles.

Deux catégories de micro-échangeurs sont analysées dans cette thèse, les micro-échangeurs simple phase sont décrits au chapitre III et les micro-échangeurs double phase sont décrits au chapitre IV. Un micro-échangeur simple phase peut se décrire rapidement en un réseau de microcanaux, de section rectangulaire dans notre cas, sur lequel est rapporté le silicium. La chaleur dissipée par le composant est évacuée par le fluide circulant dans les canaux. Ce fluide ne subit pas de transformation d'état sous l'effet de la chaleur, et il s'agit généralement d'un liquide pour des raisons de performances. A l'inverse, on utilise la transformation liquide vapeur pour améliorer le transfert de chaleur avec les échangeurs diphasiques.

Dans chacun de ces deux cas, la procédure d'investigation est la même. Dans un premier temps, le fonctionnement de l'échangeur est rappelé sans tenir compte des particularités propres au caractère microscopique des canaux. Puis à partir d'une revue bibliographique relative cette fois aux microcanaux, les corrélations et les modèles les plus adéquats sont retenus. A partir de ces modèles, une méthodologie de conception est présentée. Cette même méthodologie est finalement utilisée pour réaliser un ou plusieurs prototypes selon le nombre de critères de validation. Enfin, ils sont testés dans les conditions de fonctionnement grâce au brasage d'une puce d'IGBT sur le réseau de microcanaux.

Les aspects pratiques ne sont pas négligés, tous les travaux effectués sont conditionnés par des critères de faisabilité, en particulier en ce qui concerne les micro-échangeurs monophasiques. Leurs performances étant directement liées à la largeur des canaux, il convient alors de tenir compte des possibilités technologiques de réalisation afin de borner le domaine d'étude.

I.4) Références bibliographiques

A. BRICARD, F. DAVRIEUX, S. LANGLOIS, F. TERNAY (1997)

Transient modeling of heat pipes heat sink for IGBT cooling

International Heat Pipe conference, September 21-25, Stuttgart, 1997

E. CLAVEL, C. SCHAEFFER, Y. MARECHAL, R. PERRET (1994)

*Etude et conception d'une fonction interrupteur de puissance réalisée en technologie hybride
: application à la traction*

Revue Générale de Thermique, N°. 395, pp 669 - 677

P. EMERALD, P. GREENLAND (1995)

Power multi-chip modules

PCIM, Power Electronics, October 1995

LES SEMI-CONDUCTEURS DE PUISSANCE

<u>LISTE DES FIGURES</u>	12
<u>LISTE DES TABLEAUX</u>	12
<u>NOMENCLATURE</u>	13
<u>II.1) INTRODUCTION</u>	14
<u>II.2) LES COMPOSANTS DE PUISSANCE</u>	15
II.2.1) INTRODUCTION.....	15
II.2.2) LA DIODE DE PUISSANCE.....	15
II.2.3) LE TRANSISTOR IGBT.....	17
<u>II.3) SPÉCIFICITÉS DU REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS DE PUISSANCE</u>	19
II.3.1) ISOLATION ÉLECTRIQUE.....	21
II.3.2) DENSITÉ DE FLUX.....	22
II.3.3) TEMPÉRATURE DE JONCTION.....	23
<u>II.4) DÉFINITION ET MESURE DE LA TEMPÉRATURE DE JONCTION</u>	23
II.4.1) NOTION DE TEMPÉRATURE DE JONCTION.....	23
II.4.2) LA THERMOGRAPHIE INFRAROUGE.....	24
II.4.3) LA MESURE INDIRECTE.....	24
<u>II.5) RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u>	26

Liste des figures

FIGURE II. 1 : RÉPARTITION DU CHAMP ÉLECTRIQUE DANS LA DIODE PIN.....	16
FIGURE II. 2: SCHÉMA ÉQUIVALENT D'UN IGBT	17
FIGURE II. 3 : COUPE D'UNE CELLULE D'UN IGBT ÉPITAXIÉ.....	18
FIGURE II. 4 : COUPE D'UNE CELLULE D'UN IGBT HOMOGÈNE.....	18
FIGURE II. 5 : COMPORTEMENT ÉLECTROTHERMIQUE DES DEUX TYPES D'IGBT	19
FIGURE II. 6 : INTÉGRATION DU REFROIDISSEUR DANS LE SOCLE	21
FIGURE II. 7: ECHANGEUR ISOLÉ PAR L'INSERTION D'UN MATÉRIAU.....	22
FIGURE II. 8 : ISOLATION PAR LE FLUIDE	22
FIGURE II. 9 : BANC DE MESURE DU PARAMÈTRE THERMOSENSIBLE ET FORMES D'ONDES	25

Liste des tableaux

TABLEAU II. 1 : RÉCAPITULATIF DES PRINCIPAUX MODES DE REFOIDISSEMENT.....	20
---	----

Nomenclature

a	paramètre de modélisation électrothermique	(V/K)
b	paramètre de modélisation électrothermique	(Ω /K)
C_I	paramètre lié à la physique de base de la zone intrinsèque	(V)
D	coefficient de diffusion	(cm^2/s)
E	champ électrique	(V/m)
I	intensité	(A)
J	densité de courant	(A/m^2)
J_{SI}	paramètre lié à la physique de base de la zone intrinsèque	(A/m^2)
K	constante de Boltzman	(J/K)
n_i	concentration intrinsèque	(atomes/ cm^3)
N_A	dopage type P	(atomes/ cm^3)
N_D	dopage type N	(atomes/ cm^3)
q	charge électronique	(C)
R	résistance électrique	(Ω)
T	température	(K)
V	tension électrique	(V)
V_a	tension appliquée aux bornes d'une jonction	(V)
W_D	largeur de la zone de transition dans un matériau type N	(m)
x	axe longitudinal des semi-conducteurs	(m)

symboles grecs

ε	permittivité relative du silicium	(-)
---------------	-----------------------------------	-----

indices

c	charge
DS	drain - source
e	étalonnage
j	jonction
n	électrons
p	trous
+	zone fortement dopée
-	zone faiblement dopée

II.1) Introduction

Ce chapitre, qui aurait très bien pu s'intituler présentation générale de la thèse, n'est pas le résultat d'un travail de recherche mais plutôt une synthèse des principales caractéristiques des semi-conducteurs de puissance (la diode PIN et les transistors IGBT dans notre cas).

Toutes les informations qu'il contient sont issues d'ouvrages ou de publications de spécialistes de ce domaine. La physique des semi-conducteurs est abordée dans l'unique but de mettre en évidence le comportement électrothermique de la diode de puissance et des transistors IGBT. En particulier, les paramètres thermosensibles de ces composants sont décrits et seront par la suite utilisés tout au long de cette thèse pour la caractérisation thermique des dispositifs réalisés. La température de jonction, notion arbitraire, est également abordée dans ce chapitre.

Ce chapitre a également pour but de présenter le refroidissement des composants de puissance en introduisant toutes les contraintes qui leurs sont propres. Les techniques traditionnelles sont rappelées, puis la réalisation des échangeurs intégrés à microcanaux est brièvement présentée.

II.2) Les composants de puissance

II.2.1) Introduction

Elément de base de toute l'électronique de puissance la jonction PN mérite quelque peu notre attention tant elle permet la compréhension du fonctionnement de nombreux dispositifs. L'étude de la jonction P⁺N abrupte, en raison des hypothèses simplificatrices que l'on peut émettre, permet de mettre en évidence les principaux résultats qui nous intéressent.

A l'équilibre thermodynamique, au niveau de la jonction métallique, il existe une zone de charge d'espace (zone de transition). Dans cet espace, la diffusion des porteurs est compensée par l'apparition d'un champ électrique, et la différence de potentiel électrostatique entre les deux régions peut être calculée par :

$$V_D = \frac{K T}{q} \log\left(\frac{N_A N_D}{ni^2}\right). \quad (\text{Eq.II. 1})$$

Lorsque cette même jonction est polarisée en direct, en négligeant les phénomènes de recombinaison des porteurs, et en utilisant l'approximation de Boltzmann donnant la concentration de porteurs au niveau de la jonction, on détermine la caractéristique courant tension de la diode,

$$J \approx J_p = \frac{q ni^2 D_p}{N_D W_D} \left[\exp\left(\frac{Va}{KT/q}\right) - 1 \right]. \quad (\text{Eq.II. 2})$$

II.2.2) La diode de puissance

En électronique de puissance, les tensions inverses appliquées aux diodes sont très importantes et généralement il ne s'agit plus de jonction P⁺N abrupte mais de jonction P⁺NN⁺. Par abus de langage, on désigne la zone centrale faiblement dopée zone intrinsèque et les diodes de puissance sont communément appelées diodes PIN.

L'insertion d'une zone faiblement dopée augmente la tenue en tension du composant. A partir de l'équation de Poisson, on calcule le champ électrique dans les trois régions,

$$\text{- pour la zone } P^+ : \quad \frac{dE}{dx} = \frac{qN_D}{\epsilon}, \quad (\text{Eq.II. 3})$$

$$\text{- pour la zone } N : \quad \frac{dE}{dx} = -\frac{q N_{A-}}{\epsilon}, \quad (\text{Eq.II. 4})$$

$$\text{- pour la zone } N^+ : \quad \frac{dE}{dx} = -\frac{q N_{A+}}{\epsilon}. \quad (\text{Eq.II. 5})$$

La tension appliquée aux bornes de la diode est obtenue après intégration des trois dernières équations. L'insertion de la zone N permet d'augmenter la tenue en tension tout en limitant la valeur maximale du champ électrique : valeur qui doit être inférieure à la tension de claquage du silicium (200kV/cm).

La répartition du champ dans le composant est représentée figure II.1 (ARNOULD & MERLE - 1992).

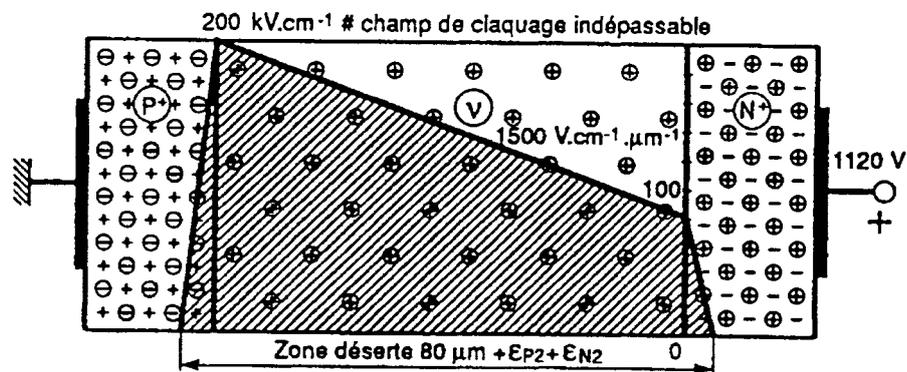


Figure II. 1 : Répartition du champ électrique dans la diode PIN

L'augmentation de la tenue en tension inverse des diodes entraîne également l'augmentation de la résistance ohmique à l'état passant car la résistivité du silicium est proportionnelle au niveau de dopage.

Même si le comportement de ces diodes ne diffère pas fondamentalement de la précédente, l'étude à fort niveau d'injection est beaucoup plus complexe en partie à cause des phénomènes de recombinaison et à la présence d'un courant d'électrons.

Aux faibles niveaux de polarisation, le courant est essentiellement dû à la recombinaison des porteurs dans la zone intrinsèque et la tension aux bornes du dispositif peut être mise sous la forme,

$$V_a = \frac{2 K T}{q} \ln\left(\frac{J}{J_{SI}}\right) + C_I \quad (\text{Eq.II. 6})$$

Cette caractéristique sera très importante pour la suite de nos travaux puisque qu'elle montre la dépendance de la tension aux bornes de la diode en fonction de la température.

II.2.3) Le transistor IGBT

Moins rapide que les transistors MOS (c'est de moins en moins vrai) mais supportant des tensions directes beaucoup plus importantes, l'IGBT devient le composant majeur de l'électronique de puissance (ALOISI) (1994).

Le schéma électrique équivalent fait apparaître un transistor MOSFET commandant un transistor bipolaire PNP. Néanmoins, la structure PNPN inhérente à ces composants laissent également apparaître un thyristor parasite qui risque de faire perdre le contrôle du blocage (Figure II.2).

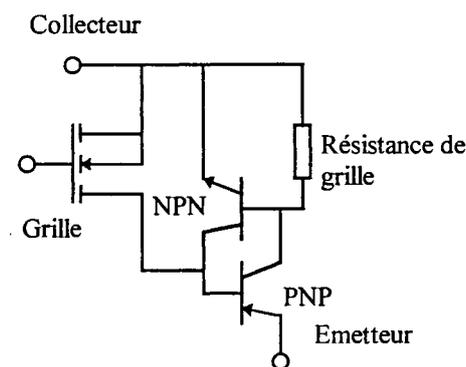


Figure II. 2: Schéma équivalent d'un IGBT

Deux technologies (Figure II.3 et II.4) existent pour réaliser les IGBT : la structure homogène (No Punch Through) et la structure épitaxiée (Punch Through).

L'adjonction de la couche N^+ pour les transistors épitaxiés tend à diminuer le gain du transistor PNP et limite le risque d'amorçage de ce thyristor parasite, tandis que pour les IGBT homogènes, ce gain est limité par un contrôle précis du dopage de la couche P^+ du drain (CHANTE).

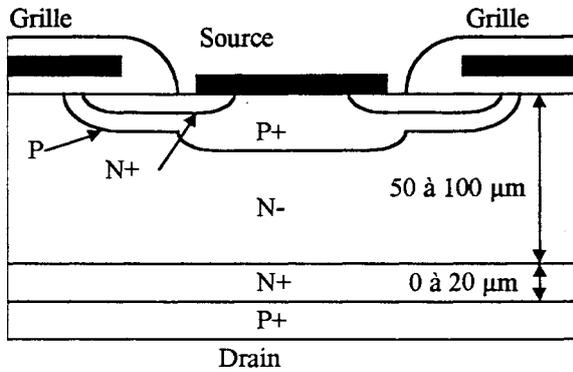


Figure II. 3 : Coupe d'une cellule d'un IGBT épitaxié

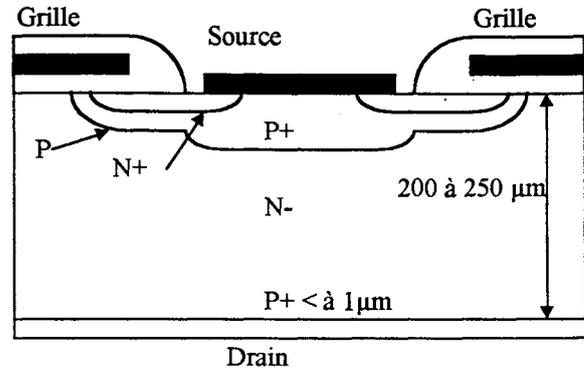


Figure II. 4 : Coupe d'une cellule d'un IGBT homogène

Comme leur nom l'indique, les IGBT à technologie homogène sont réalisés à partir d'une tranche homogène de silicium faiblement dopée. Sur le plan purement mécanique la manipulation de ces tranches nécessite une épaisseur minimale qui est, suivant le diamètre de ces tranches, comprise entre 200 et 250 μm . Cette épaisseur impose, avec les résistivités utilisées, un calibre en tension minimal de l'ordre de 1 kV. De part son principe même, cette technologie est bien adaptée aux domaines de la haute tension ($> 1 \text{ kV}$).

En revanche, pour la technologie épitaxiée, la tranche support du procédé est la couche P^+ du drain. Comme précédemment, cette couche a, pour des raisons mécaniques, une épaisseur minimale de 200 à 250 μm . Sur cette tranche, on fait croître par un procédé épitaxié les couches N^+ et N^- du composant. Cette solution permet ainsi de réaliser des composants de plus basses tensions.

Comme la majeure partie de ces caractéristiques, le coefficient de dérive thermique de l'IGBT résulte d'une compensation entre le coefficient positif d'un MOSFET (résistivité qui augmente avec la température) et le coefficient négatif d'un transistor bipolaire (CALMON) (1995).

Selon la technologie utilisée, le coefficient global est soit positif pour les IGBT de type homogène, et souvent négatif pour les IGBT épitaxiés dans la plage de courant utile (figure

II.5). Un coefficient positif offre l'avantage d'équilibrer les courants dans un ensemble d'IGBT mis en parallèle. : la puce la plus froide déléste du courant au profit de la plus chaude.

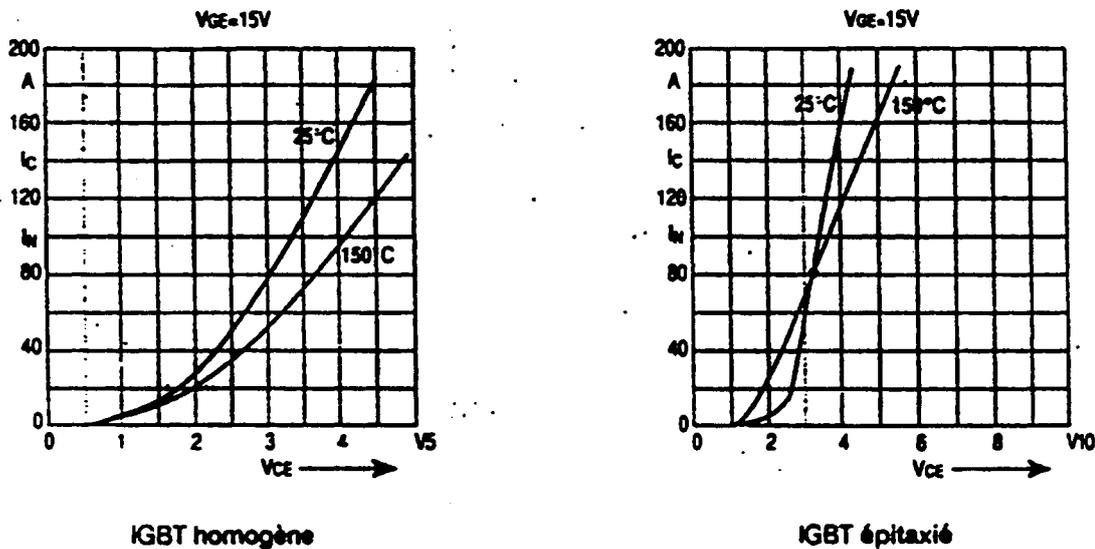


Figure II. 5 : Comportement électrothermique des deux types d'IGBT

On utilise souvent un modèle linéaire pour caractériser l'interaction entre la température et les paramètres électriques de l'IGBT,

$$V_{DS} = (V_{DS_{0^{\circ}C}} + a T_j) + (R_{DS_{0^{\circ}C}} + b T_j) I_{DS}, \quad (\text{Eq.II. 7})$$

formulation utilisée avec toutes les précautions prochainement émises concernant la notion de température de jonction.

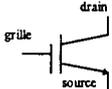
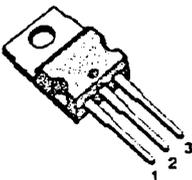
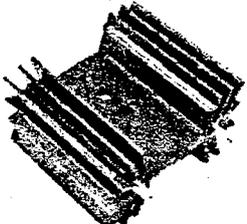
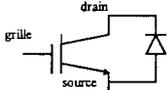
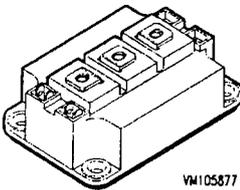
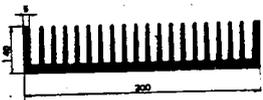
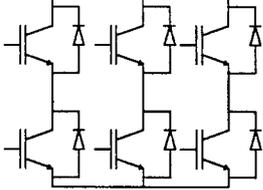
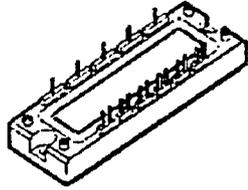
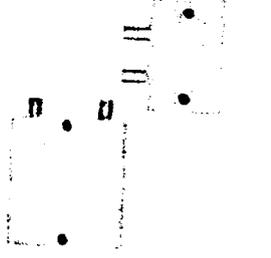
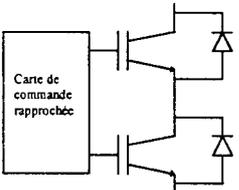
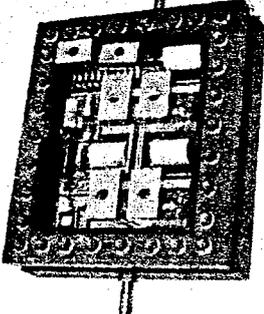
II.3) Spécificités du refroidissement des composants de puissance

Les premiers composants d'électronique de puissance compte-tenu de leurs caractéristiques électriques et des puissances dissipées furent presque toujours refroidis à l'aide de radiateurs à convection naturelle d'air. Les principes qui furent par la suite utilisés sont récapitulés dans le tableau II.1.

Pour l'ensemble des assemblages décrits dans ce tableau, il existe une séparation entre les organes électriques du composant et le refroidisseur. Si cette séparation offre des avantages en ce qui concerne la réalisation, en revanche elle pénalise les performances thermiques de

l'ensemble en éloignant la partie dissipante du fluide de refroidissement et en rajoutant des couches de matériaux ainsi que des interfaces de contact.

Tableau II. 1 : Récapitulatif des principaux modes de refroidissement

 <p>Interrupteur IGBT</p>		<p>1200 V - 15 A Perte : 100 W $R_{thJC} = 0.3 \text{ K/W}$</p>	
 <p>Interrupteur bidirectionnel en courant</p>		<p>1200 V - 430 A Perte : 2500 W $R_{thJC} = 0,05 \text{ K/W}$ (IGBT) $R_{thJC} = 0,125 \text{ K/W}$ (diode)</p>	
 <p>onduleur triphasé</p>		<p>1200 V - 150 A Perte : 680 W / IGBT $R_{thJC} = 0,182 \text{ K/W}$ (IGBT) $R_{thJC} = 0,36 \text{ K/W}$ (diode)</p>	
 <p>bras d'onduleur avec carte de commande rapprochée</p>		<p>module composé de - 32 IGBT - 16 Diodes</p>	<p>Module 1600 V 1200 A Refroidissement par convection forcée. Système de refroidissement intégré dans le module</p>

Le courant nominal, la tension de fonctionnement, les pertes et les résistances thermiques énoncés dans le précédent tableau sont issus des documentations des constructeurs. On se doit

de modérer les performances annoncées et montrer certaines incompatibilités entre les données fournies. Ainsi, dans le cas de l'onduleur triphasé (troisième ligne du tableau), chaque IGBT peut en théorie dissiper 680 W mais présente une résistance thermique de 0,182 K/W entre la puce et le socle. En supposant que ce dernier soit couplé à un radiateur parfait de résistance thermique nulle, il existerait un gradient de température de 124 °C entre ce dernier et la puce. Les IGBT utilisés sont peut être en mesure de dissiper 680 W (c'est l'objet de cette thèse), mais pas dans le cas de tels assemblages. Du reste, tous les électroniciens de puissance avertis savent qu'il est toujours très difficile, voire impossible, de faire fonctionner un IGBT au courant nominal annoncé par le constructeur.

Dans les travaux qui vont suivre, on supprime la séparation entre le silicium et le radiateur en intégrant un micro-échangeur dans le socle servant de support de fixation des puces de silicium. Le refroidisseur n'est donc plus dissociable du silicium et fait également office de support et de boîtier (Fig.II.6).

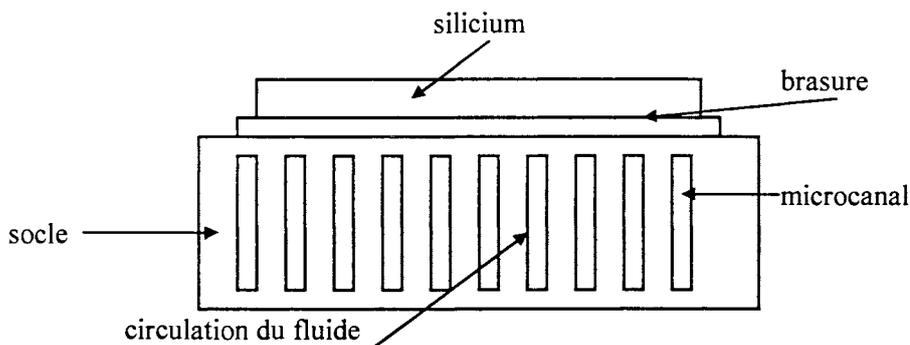


Figure II. 6 : Intégration du refroidisseur dans le socle

II.3.1) Isolation électrique

Cette intégration du micro-échangeur directement sous la puce fait apparaître de nouveaux types de contraintes. En fait, la face inférieure des IGBT servant de support pour le brasage sert également d'électrode de drain, ce qui a pour effet de porter au potentiel électrique l'ensemble du système. Sachant que les IGBT fonctionnent parfois sous des tensions de plusieurs milliers de volts, il est impératif de limiter le volume soumis à ce potentiel. Cette isolation peut être réalisée très simplement en utilisant un fluide caloporteur diélectrique (fluorinert ou autre). Il est quand même bon de savoir que les propriétés thermo-physiques de

ces fluides sont largement inférieures à celles de l'eau. Si l'on désire utiliser cette dernière, il faut alors insérer une couche isolante (céramique, nitrure d'aluminium) entre le silicium et l'échangeur (figure II.7 et II.8).

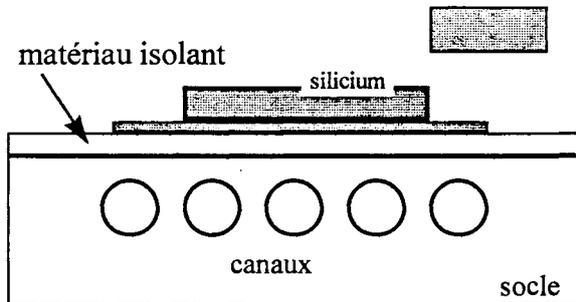


Figure II. 7: Echangeur isolé par l'insertion d'un matériau

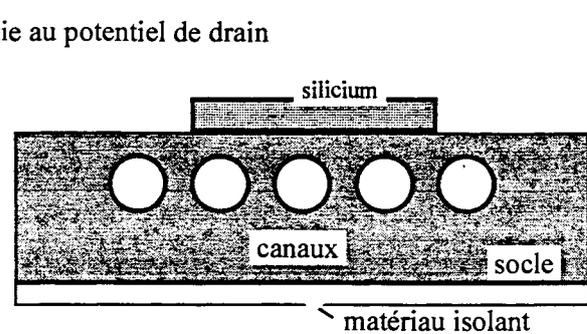


Figure II. 8 : Isolation par le fluide

Il est quand même possible d'utiliser l'eau sans insérer une couche isolante si l'eau employée est désionisée. Ces systèmes basés sur l'utilisation de cartouche de carbone, éléments consommables, nécessitent de contrôler et de réguler la résistivité de l'eau afin d'augmenter leur durée de vie. La désionisation sera présentée plus précisément au deuxième chapitre.

L'électronicien de puissance pourra retenir ce principe si les performances thermiques sont primordiales devant l'encombrement et le coût de l'installation.

II.3.2) Densité de flux

Contrairement à la micro-électronique, les composants d'électronique de puissance dissipent des densités de flux élevées. Elles ne sont limitées, dans un premier temps (SCHAEFFER)(1992), que par la performance thermique des systèmes de refroidissement. Actuellement, les dispositifs permettent d'évacuer des densités de flux de l'ordre de 100 W/cm^2 , avec une élévation de la température de jonction inférieure à 40 °C . Pourtant, intrinsèquement, les IGBT sont capables de dissiper beaucoup plus si le dispositif de refroidissement le permet.

II.3.3) Température de jonction

Même s'ils peuvent fonctionner sous certaines conditions à des températures supérieures à 150°C, les IGBT des applications industrielles ne dépassent jamais 125°C afin de respecter des impératifs de fiabilité. La combinaison de cette dernière limitation avec des densités de flux de chaleur élevées impose implicitement des contraintes importantes sur les coefficients d'échange.

II.4) Définition et mesure de la température de jonction

II.4.1) Notion de température de jonction

Généralement, lorsque l'on évoque la température de jonction d'un composant, il est sous entendu qu'il s'agit d'un scalaire, et que celui-ci est l'image plus ou moins floue de l'état thermique du composant. Or la partie active de la puce pouvant être assimilée à un parallélépipède, on devrait plutôt parler de champs de températures.

Cependant, la connaissance en soi de la température en tout point de la puce ne présente dans la plupart des cas guère d'intérêt. La notion de température de jonction permet à quiconque de savoir très simplement si un composant fonctionne dans des conditions correctes, s'il est possible d'augmenter la puissance qu'il dissipe, si le fonctionnement actuel détériore sa durée de vie. Cette extrapolation est possible à condition d'avoir préalablement établi une fonction permettant de retrouver le comportement thermique réel à partir de la définition.

Le choix d'une définition pour l'expression de la température de jonction dépend alors dans la majorité des cas des moyens utilisés pour la mesurer.

En électronique de puissance, deux méthodes de mesure de la température de jonction sont principalement utilisées :

- la thermographie infrarouge,
- la mesure indirecte par un paramètre thermosensible du composant.

Même s'il ne s'agit pas à proprement parler d'une méthode de mesure, on peut également citer la simulation numérique puisqu'elle permet d'estimer le comportement thermique d'un composant en mettant en évidence les gradients de température.

II.4.2) La thermographie infrarouge

En mesurant le flux de chaleur rayonné par un corps chaud, il est possible, si son émissivité est connue, de déterminer sa température.

Il est d'usage de recouvrir la surface à mesurer d'une fine couche de peinture noire d'émissivité connue afin de pouvoir étalonner les dispositifs de mesure. Les mesures étant généralement réalisées à l'aide d'une caméra infrarouge, on obtient de ce fait des champs surfaciques de température. Dans le cas d'une pastille de silicium, à partir du champ de températures de la face supérieure, on peut extraire plusieurs grandeurs significatives pouvant servir de définition pour la température de jonction :

- la température moyenne sur toute la surface,
- la température maximale,
- la température minimale,
- une combinaison des trois précédentes.

II.4.3) La mesure indirecte

Il existe différentes techniques utilisables pour estimer la température à partir de la mesure d'un paramètre électrique du composant. Dans le cas des IGBT, on utilise généralement trois paramètres :

- la chute de tension directe,
- la tension de seuil de commande,
- la mesure du courant de fuite.

L'utilisation de tels paramètres nécessite une phase préalable d'étalonnage permettant de relier la mesure à une température.

Durant tous les travaux qui vont suivre, on utilise la chute de tension directe comme paramètre thermo-sensible. Cette méthode, comme le montre S. RAËL dans son travail de thèse est celle

qui présente le meilleur compromis entre tous les critères de choix : reproductibilité des mesures, facilité de mise en œuvre.

On a vu que dans le cas de jonction PIN à faible niveau d'injection, la tension aux bornes du composant est proportionnelle à la température. Pour des IGBT, on retrouve cette structure P^+N^- , et cette caractéristique est toujours vraie. Pour les structures homogènes il s'agit en fait de la tension émetteur - base du transistor PNP tandis que pour les structures épitaxiées, il s'agit plutôt de la surface située sous la zone N-. La différence entre les deux cas est notable car pour le premier, la surface représentative est proche de la face supérieure de la puce alors que pour le second elle est proche de la face inférieure.

Généralement, la dynamique de variation pour ce type de paramètre est proche de 2 mV/K.

L'emploi de cette méthode impose un aménagement du circuit de puissance. Le composant testé doit être associé à un composant pilote comme le montre la figure II.9. Pour des mesures de températures en régime permanent, le composant pilote bloquera la circulation du courant principal pendant quelques microsecondes, le composant testé étant toujours commandé, il sera donc traversé uniquement par le courant d'étalonnage. Préalablement étalonné pour ce courant, la mesure de la tension drain - source est l'image de la température. Valable également en régime transitoire, il est possible de mesurer le temps de relaxation thermique en augmentant le temps de blocage du composant pilote.

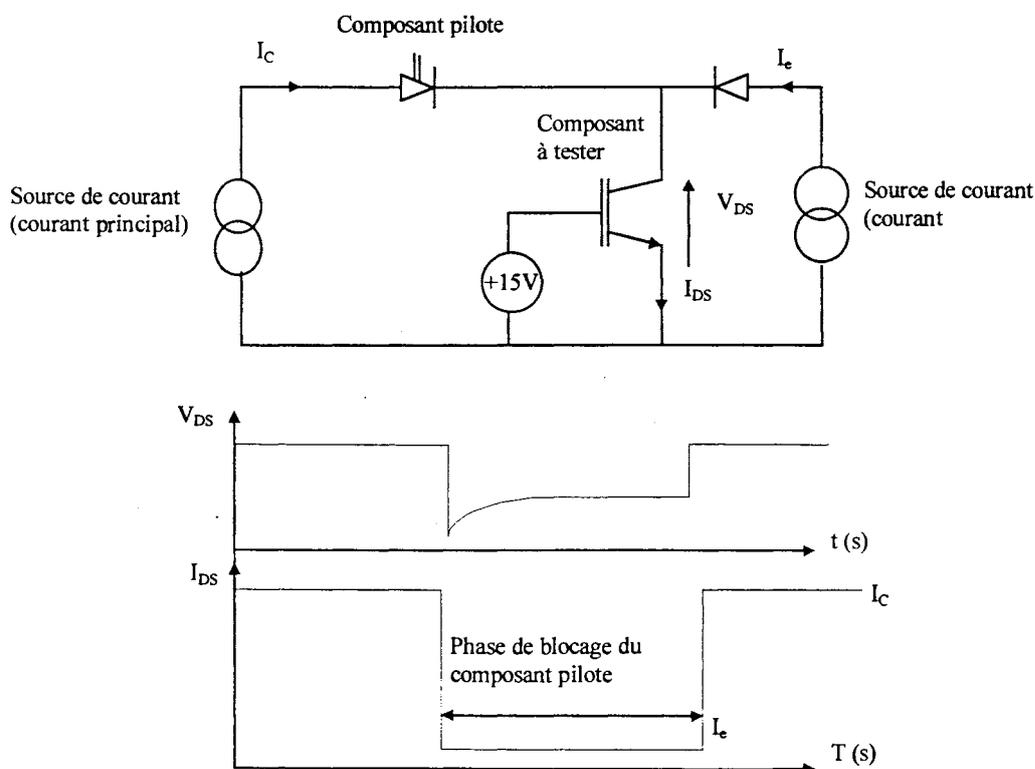


Figure II. 9 : Banc de mesure du paramètre thermosensible et formes d'ondes

II.5) Références bibliographiques**P. ALOISI***Les compromis dans l'IGBT*

Journées électriques du val de Loire (JEVL94), Blois, Novembre 1994

J. ARNOULT, P. MERLE (1992)*Dispositifs de l'électronique de puissance*

Traité des nouvelles technologies, Edition Hermes, Vol. 1 & 2, 1992

F. CALMON (1995)*Participation à l'étude du comportement électrothermique des IGBT*

thèse de l'INSA Lyon, Juillet 1995

J.P. CHANTE (1989)*Eléments de physique sur le composant de puissance IGBT*

Séminaire technique SEE sur le composant IGBT, Septembre 1989

J. PETIT (1994)*IGBT à technologie homogène*

Journées électriques du val de Loire (JEVL94), Blois, Novembre 1994

C. SCHAEFFER (1992)*analyse des comportements électrique et thermique des interrupteurs de puissance IGBT à technologie hybride*

Thèse de l'INP Grenoble - Janvier 1992

S. RAËL (1996)*Méthodologie de conception des modules de puissance : étude électrothermique de l'association en parallèle*

Thèse de l'INP Grenoble, Mai 1996

the first 1000 h of the experiment. The mean values of the parameters are given in Table 1.

Figure 1 shows the mean values of the parameters of the model. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method. The model was fitted to the data using the least squares method.

LA CONVECTION FORCÉE MONOPHASIQUE

<u>LISTE DES FIGURES</u>	29
<u>LISTE DES TABLEAUX</u>	30
<u>NOMENCLATURE</u>	31
<u>III.1) PRINCIPE</u>	33
<u>III.2) REVUE BIBLIOGRAPHIQUE</u>	35
III.2.1) PERFORMANCES RÉALISÉES.....	35
III.2.2) RÉALISATION DES MICROCANAU.....	37
<u>III.3) DÉFINITION DU PROBLÈME</u>	38
III.3.1) INTRODUCTION.....	38
III.3.2) CALCUL DE LA RÉSISTANCE THERMIQUE TOTALE.....	40
<i>III.3.2.1) Nombre de Nusselt en régime laminaire</i>	40
<i>III.3.2.2) Nombre de Nusselt en régime turbulent</i>	43
<i>III.3.2.3) Conduction dans l'ailette - efficacité</i>	45
III.3.3) CALCUL DES CONTRAINTES.....	45
<i>III.3.3.1) Calcul de la perte de pression</i>	45
<i>III.3.3.2) Calcul de la puissance motrice</i>	46
III.3.4) APPLICATION NUMÉRIQUE.....	47
III.3.5) COUPLAGE DE LA PUCE ET DE L'ÉCHANGEUR PAR UN DIFFUSEUR.....	48
<u>III.4) DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR MONOPHASIQUE</u>	51
III.4.1) CHOIX DU FLUIDE DE REFROIDISSEMENT.....	51
III.4.2) DÉSATIONISATION DE L'EAU.....	53
III.4.3) ISOLATION ÉLECTRIQUE PAR INSERTION D'UNE PLAQUE ISOLANTE.....	54
III.4.4) DONNÉES DU PROBLÈME - RECHERCHE DE CONFIGURATIONS OPTIMALES.....	54

<u>III.5) OPTIMISATION DES DIMENSIONS À L'AIDE D'ALGORITHMES GÉNÉTIQUES</u>	55
III.5.1) PRÉAMBULE	55
III.5.2) PRINCIPES DES ALGORITHMES GÉNÉTIQUES	56
III.5.4) APPLICATION AUX MICRO-ÉCHANGEURS	59
III.5.5) COMPARAISON DES RÉSULTATS OBTENUS.....	59
III.5.6) CONCLUSION	60
<u>III.6) RÉALISATION DE PROTOTYPES</u>	61
III.6.1) INTRODUCTION	61
III.6.2) DESCRIPTION GÉNÉRALE DE LA MÉTHODE DE RÉALISATION	61
III.6.3) CONCEPTION DES COLLECTEURS D'ENTRÉE ET DE SORTIE	62
III.6.4) PROTOTYPE À MICROCANAUX PEU PROFONDS.....	67
III.6.5) PROTOTYPE À MICROCANAUX PROFONDS	67
<u>III.7) ESSAIS EXPÉRIMENTAUX</u>	68
III.7.1) DESCRIPTION DE LA BOUCLE DE MESURE.....	68
III.7.2) CAMPAGNE DE MESURES	69
III.7.3) RÉSULTATS OBTENUS AVEC LE PROTOTYPE À MICROCANAUX PEU PROFONDS	71
III.7.5) RÉSULTATS OBTENUS AVEC LE PROTOTYPE À MICROCANAUX PROFONDS	73
<u>III.8) APPLICATIONS AUX TRANSISTORS DE PUISSANCE</u>	76
III.8.1) INTRODUCTION	76
III.8.2) DESCRIPTION DE L'ASSEMBLAGE	76
III.8.3) COUPLAGE ÉLECTROTHERMIQUE	77
III.8.4) ESSAIS ET PERFORMANCES RÉELLES.....	79
III.8.4.1) <i>Caractéristique statique</i>	80
III.8.4.2) <i>Réponse transitoire</i>	81
<u>III.9) CONCLUSIONS</u>	82
<u>RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u>	83

Liste des figures

FIGURE III.1 : ECHANGEUR MONOPHASIQUE.....	33
FIGURE III. 2 : PROFILS DE TEMPÉRATURE	33
FIGURE III. 3 : PUCE D'IGBT SIEMENS 1600V - 50 A	38
FIGURE III. 4 : DESCRIPTION DE L'ENSEMBLE PUCE, MICRO-ÉCHANGEUR.....	39
FIGURE III. 5 : NOMBRE DE NUSSELT EN RÉGIME ÉTABLI POUR DES CANAUX DE SECTION RECTANGULAIRE.....	41
FIGURE III. 6 : DESCRIPTION DU MODÈLE DE DIFFUSEUR	48
FIGURE III. 7: RÉSISTANCE THERMIQUE D'UN DISPOSITIF MONOCOUCHE EN FONCTION DE L'ÉPAISSEUR DU DIFFUSEUR.....	50
FIGURE III. 8 : DESCRIPTION DE LA BOUCLE DE DÉSIONISATION	53
FIGURE III. 9 : CONVERGENCE DES ALGORITHMES GÉNÉTIQUES	56
FIGURE III. 10 : FONCTIONNEMENT DES ALGORITHMES GÉNÉTIQUES	57
FIGURE III. 11 : OPÉRATEUR DE CROISEMENT DES ALGORITHMES GÉNÉTIQUES	57
FIGURE III. 12: RÉSEAU DE CANAUX DISSOCIÉ DE SON SUPPORT	61
FIGURE III. 13 : RÉSEAU DE MICROCANAUX DU PROTOTYPE 1 (LARGEUR DES CANAUX 275 μm).....	62
FIGURE III. 14 : DISTRIBUTION EN 'U'	63
FIGURE III. 15 : DISTRIBUTION EN 'Z'	63
FIGURE III. 16 : MODÉLISATION DE LA DISTRIBUTION EN 'Z'.....	64
FIGURE III. 17 : MODÉLISATION DE LA DISTRIBUTION EN 'U'.....	64
FIGURE III. 18 : PROFIL DE VITESSE AU MILIEU DE L'ÉCHANGEUR - CONFIGURATION EN 'Z'.....	65
FIGURE III. 19 : VECTEUR DE VITESSE DE L'ÉCHANGEUR - CONFIGURATION EN 'U'.....	65
FIGURE III. 20 : PROFIL DE VITESSE AU MILIEU DE L'ÉCHANGEUR - CONFIGURATION EN 'U'.....	65
FIGURE III. 21 : VECTEUR DE VITESSE DE L'ÉCHANGEUR - CONFIGURATION EN 'Z'.....	65
FIGURE III. 22 : POINT DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE	66
FIGURE III. 23 : CHAMP DE TEMPÉRATURE DE L'ÉCHANGEUR - CONFIGURATION EN 'Z'.....	66
FIGURE III. 24 : CHAMP DE TEMPÉRATURE DE L'ÉCHANGEUR - CONFIGURATION EN 'U'.....	66
FIGURE III. 25 : VUE AU MICROSCOPE DU RÉSEAU DE CANAUX DU PROTOTYPE 1 (G = 93,75).....	67
FIGURE III. 26 : RÉSEAU DE CANAUX DU PROTOTYPE 2 (G = 57,75).....	68
FIGURE III. 27 : SCHÉMA DE LA BOUCLE DE MESURE DES CARACTÉRISTIQUES DES MICRO-ÉCHANGEURS MONOPHASIQUES	69
FIGURE III. 28 : RÉSISTANCE THERMIQUE EN FONCTION DE LA PUISSANCE $Q = 502$ ML/M.....	72
FIGURE III. 29 : RÉSISTANCE THERMIQUE EN FONCTION DE LA PUISSANCE $Q = 775$ ML/MIN.....	72
FIGURE III. 30 : RÉSISTANCE THERMIQUE EN FONCTION DE LA PUISSANCE $Q = 1055$ ML/M.....	72
FIGURE III. 31 : RÉSISTANCE THERMIQUE EN FONCTION DE LA PUISSANCE $Q = 1337$ ML/MIN.....	72
FIGURE III. 32 : COMPARAISON DES MESURES AVEC LES VALEURS THÉORIQUES.....	73
FIGURE III. 33 : DIMENSIONS DES CANAUX	74
FIGURE III. 34 : COMPARAISON ENTRE LES MESURES ET LES PRÉDICTIONS THÉORIQUES.....	75
FIGURE III. 35 : PHOTOGRAPHIE DU PROTOTYPE RÉALISÉ	77

FIGURE III. 36 : COURANT NOMINAL D'UNE PUCE D'IGBT SIEMENS 50A -1600V EN FONCTION DE LA RÉSISTANCE THERMIQUE TOTALE DE L'ASSEMBLAGE	79
FIGURE III. 37 : ESSAI DU PROTOTYPE – CIRCUIT ÉLECTRIQUE	79
FIGURE III. 38 : SIGNAUX ASSOCIÉS À L'EXTRAPOLATION DE LA TEMPÉRATURE DE JONCTION	80
FIGURE III. 39 : CARACTÉRISTIQUE ÉLECTROTHERMIQUE STATIQUE DE L'ASSEMBLAGE	80
FIGURE III. 40 : CARACTÉRISTIQUE TEMPÉRATURE DE JONCTION - COURANT DE L'ASSEMBLAGE	80
FIGURE III. 41 : RÉPONSE TRANSITOIRE DU PROTOTYPE À CANAUX PROFONDS - ECHELON DE PUISSANCE NÉGATIF DE 250 W - Q = 2 L/MIN	81

Liste des tableaux

TABLEAU III. 1 : CLASSIFICATION DES GRANDEURS DU PROBLÈME	39
TABLEAU III. 2 : NOMBRE DE NUSSELT DANS DES CANAUX DE SECTION RECTANGULAIRE EN RÉGIME ÉTABLI.....	41
TABLEAU III. 3 : LONGUEURS D'ÉTABLISSEMENT THERMIQUE ET HYDRAULIQUE	42
TABLEAU III. 4 : LONGUEURS D'ÉTABLISSEMENT HYDRAULIQUE ET THERMIQUE	42
TABLEAU III. 5 : CALCUL ET PERFORMANCES DE MICRO-ÉCHANGEURS MONOPHASIQUES	47
TABLEAU III. 6 : CARACTÉRISTIQUES DES FLUIDES	51
TABLEAU III. 7 : NOMBRE DE MÉRITE DES FLUIDES	52
TABLEAU III. 8 : CARACTÉRISTIQUES DES SUBSTRATS UTILISÉS EN ÉLECTRONIQUE DE PUISSANCE.....	54
TABLEAU III. 9 : COMPARAISON DE LA SOLUTION PROPOSÉE PAR LES ALGORITHMES GÉNÉTIQUES AVEC CELLE DE KNIGHT.....	60
TABLEAU III. 10 : COMPARAISON DE LA SOLUTION PROPOSÉE PAR LES ALGORITHMES GÉNÉTIQUES AVEC CELLE DE TUCKERMAN.....	60
TABLEAU III. 11 : CALIBRES ET CLASSE DE PRÉCISION DES APPAREILS DE MESURE	71
TABLEAU III. 12 : NOMBRES DE NUSSELT EN RÉGIME NON ÉTABLI	71
TABLEAU III. 13 : SYNTHÈSES DES MESURES DE RÉSISTANCES THERMIQUES.....	73
TABLEAU III. 14 : NOMBRES DE NUSSELT ET RÉSISTANCES THERMIQUES THÉORIQUES DU SECOND PROTOTYPE.....	74

Nomenclature

A	section de passage du fluide	(m/s)
C_f	coefficient de frottement	(-)
C_p	chaleur spécifique	(J/kg K)
D	profondeur des canaux	(m)
e	largeur d'une ailette	(m)
ed	épaisseur du bloc diffuseur	(m)
G	coefficient géométrique	(-)
H	hauteur de l'échangeur	(m)
h	coefficient d'échange	(W/K m ²)
I	courant	(A)
k	conductivité thermique	(W/K m ²)
L	longueur totale de l'échangeur	(m)
L_p	largeur d'une puce	(m)
L_d	largeur du bloc diffuseur	(m)
l_c	largeur d'un canal	(m)
M_p	nombre de Merite relatif à la puissance motrice	(-)
$M_{\Delta p}$	nombre de Merite relatif à la pression	(-)
m	débit massique	(kg/s)
Nu	nombre de Nusselt	(-)
P	puissance dissipée par le composant	(W)
P_m	puissance de la pompe	(W)
ΔP	perte de pression	(Pa)
Q	débit volumique	(m ³ /s)
R	résistance électrique	(Ω)
Re	nombre de Reynolds	(-)
R_{th}	résistance thermique	(K/W)
S	surface d'échange	(m ²)
T	température	(K)
V	vitesse	(m/s)
V	tension	(V)
W	largeur de l'échangeur	(m)

Symboles grecs

ϕ	densité de flux de puissance	(W/m ²)
μ	viscosité dynamique	(N s/m ²)
ρ	masse volumique	(kg/m ³)

Indices

cap	résistance thermique capacitive
conv	résistance thermique due à la convection
DS	drain source
e	entrée
eth	établissement thermique
etm	établissement hydraulique
f	fluide
h	hydraulique
j	jonction
s	sortie
tot	total

III.1) Principe

La convection forcée monophasique est déjà largement utilisée en électronique de puissance, elle fut même la première évolution lorsque les radiateurs à air ne furent plus en mesure de répondre aux besoins croissants de refroidissement des composants. Simple de mise en œuvre, présentant des performances thermiques élevées, l'eau est sans conteste le fluide le plus employé actuellement en électronique de puissance, avec l'air bien évidemment.

En utilisant des microcanaux placés directement sous le composant, on cherche à répondre à plusieurs objectifs : obtenir un ensemble présentant des caractéristiques thermiques élevées et limiter l'encombrement. Sans anticiper sur l'étude à venir, on peut énoncer les principes et les lois générales décrivant ces échangeurs.

Le corps dissipant la chaleur (en l'occurrence le composant) est fixé sur un échangeur constitué d'un ou plusieurs canaux. Le fluide parcourant ces canaux évacue alors la puissance dissipée par le dispositif. Plus l'échangeur est efficace, plus l'écart entre la température du fluide en entrée et le composant est faible (Fig. III.1).

L'analyse du transfert de chaleur (Fig. III.2) permet de mettre en évidence deux résistances thermiques majeures : la première ($R_{th_{conv}}$) modélise l'écart de température entre le fluide et la paroi des canaux, la seconde ($R_{th_{cap}}$) est simplement due à l'élévation de température du fluide à mesure qu'il absorbe l'énergie dissipée par le composant.

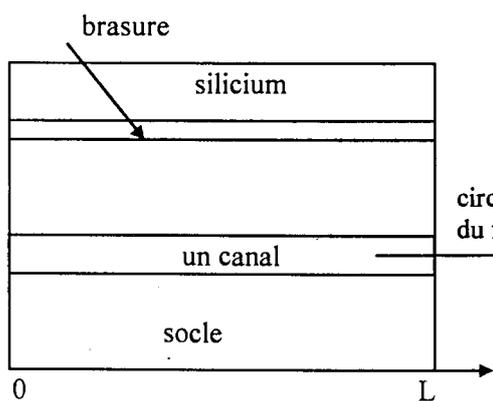


Figure III.1 : Echangeur monophasique

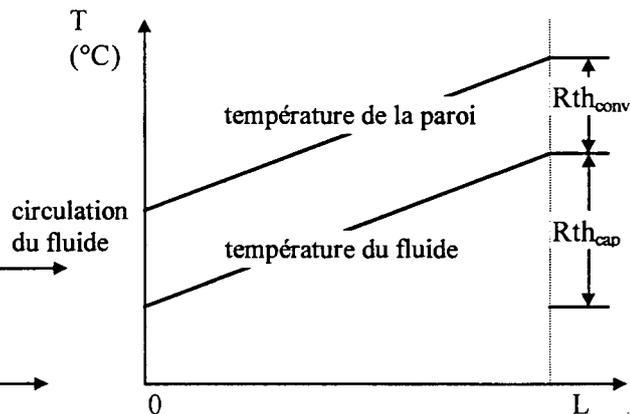


Figure III.2 : Profils de température

En supposant que le flux de chaleur est uniforme sur les parois, hypothèse la plus probable concernant la dissipation des composants de puissance, le profil de la température du fluide et

le profil de la température de paroi sont linéaires et on exprime ces deux résistances thermiques par :

$$Rth_{conv} = \frac{l}{h S}, \quad (\text{Eq.III. 1})$$

$$Rth_{cap} = \frac{l}{m C_p} \quad (\text{Eq.III. 2})$$

La résistance thermique totale est égale à la somme des deux précédentes et elle modélise l'écart entre la température de paroi en sortie des canaux et la température du fluide à l'entrée.

$$P = \frac{(T_{p,s} - T_{f,e})}{Rth_{conv} + Rth_{cap}} \quad (\text{Eq.III. 3})$$

Dans un premier temps, en négligeant les autres résistances thermiques (résistance de la brasure, du socle, du silicium...) on peut assimiler la température de jonction du composant à la température de paroi en sortie d'un canal.

Dans l'expression de Rth_{conv} , h désigne le coefficient d'échange, notation permettant une formulation globale de l'échange de chaleur entre le fluide et la paroi. Aussi, ce coefficient dépend des conditions expérimentales et tout particulièrement :

- des caractéristiques géométriques des canaux (forme, rugosité),
- des propriétés du fluide,
- du type d'écoulement (laminaire, turbulent, en cours de développement).

Il peut être obtenu de plusieurs façons, mais nous retiendrons en priorité l'analyse dimensionnelle combinée avec des résultats expérimentaux (relations empiriques) pour les régimes turbulents et la recherche de solutions analytiques de l'équation de quantité de mouvement dans le cas du régime laminaire. La première méthode implique de corrélérer des résultats tirés de l'expérimentation avec un ensemble de nombres sans dimension à partir desquels on déduit le coefficient d'échange. Cette méthode nécessite la connaissance des conditions d'établissement des corrélations afin de vérifier que celles-ci peuvent être appliquées aux cas considérés.

Quatre nombres sont principalement utilisés. Il s'agit du nombre de Reynolds,

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}, \quad (\text{Eq.III. 4})$$

représentant le rapport des forces d'inertie aux forces de frottement ; du nombre de Prandtl,

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}, \quad (\text{Eq.III. 5})$$

égal au rapport de la diffusivité de la matière sur la diffusivité thermique ; du nombre de Nusselt,

$$Nu = \frac{h D}{k}, \quad (\text{Eq.III. 6})$$

équivalent au rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction au contact immédiat de la paroi, et enfin du coefficient de frottement,

$$C_f = \frac{\tau_p}{1/2 \rho V^2}, \quad (\text{Eq.III. 7})$$

rapport de la contrainte tangentielle de frottement à la paroi sur la pression dynamique du fluide, coefficient que l'on relie à la perte de pression concédée le long du canal :

$$\Delta P = 4 C_f \frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2}. \quad (\text{Eq.III. 8})$$

Tout comme le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement est déterminé à l'aide de corrélations empiriques en régime turbulent. En plus des conditions d'écoulement, de la géométrie des canaux, il faut également tenir compte de la rugosité de la paroi intérieure des canaux.

Les corrélations expriment le nombre de Nusselt en fonction des nombres de Reynolds et de Prandtl, tandis que le coefficient de frottement dépend lui principalement du premier et de la rugosité en régime turbulent.

Avant d'étudier plus précisément les échangeurs monophasiques, l'étude bibliographique qui suit permet de comparer les différents travaux réalisés dans ce domaine, et donc d'anticiper sur les performances espérées.

III.2) Revue bibliographique

III.2.1) Performances réalisées

On trouve des études traitant le transfert de chaleur dans des systèmes de taille microscopique qui remonte à plus de vingt ans. Néanmoins, c'est depuis le début des années 80 que la convection forcée dans des canaux microscopiques, particulièrement bien adaptée pour le refroidissement des processeurs des calculateurs, a fait l'objet de nombreuses études. A ce jour il est même possible de trouver des bibliographies complètes à ce sujet. On citera celle de DUNCAN et PETERSON (1994) traitant de la microconduction, de la microconvection, des microcaloducs, de l'ébullition en milieu confiné, ainsi que des transferts radiatifs.

On attribue cette vague d'études à plusieurs causes dont, les progrès réalisés en usinage (meulage de précision, usinage traditionnel, attaque chimique...), et également aux lois du marché qui imposent aux fabricants de produire des équipements de plus en plus performants et de moins en moins onéreux, donc de moins en moins volumineux. TUCKERMAN et PEASE (1981) ont montré que des microcanaux usinés directement sous la partie active du silicium d'un microprocesseur permettent d'obtenir des résistances thermiques inférieures à 0,1 K/W. Lors de son travail de thèse, TUCKERMAN (1984) considère comme inadéquat le régime turbulent qui entraîne, selon lui, une chute de pression trop importante. A partir du régime laminaire établi et en considérant que le coefficient d'échange est constant le long des parois des canaux, il propose une méthode de dimensionnement et d'optimisation.

Toujours en 1984, KEYES, reprend l'étude de TUCKERMAN (1984) en n'introduisant plus le coefficient d'échange, mais en résolvant simultanément l'équation de la chaleur dans la paroi et dans le canal correspondant. Pour cela, à partir d'hypothèses simplificatrices concernant la répartition du flux de chaleur et des profils de température, il obtient une formulation monodimensionnelle du problème et propose une solution analytique exacte. Nécessitant le calcul du profil de vitesse dans un canal, cette méthode ne peut pas être appliquée au régime turbulent.

SALAMAN (1989) quant à lui, a également réduit l'analyse du problème en une équation différentielle dans une seule dimension, et il propose une expression simplifiée de la résistance thermique en fonction de la taille des canaux.

Enfin, WEISBERG et BAU (1992) ont étudié numériquement par la méthode des éléments finis cette même configuration. A partir de champs de vitesses et de températures exprimés en grandeurs normalisées, ils se proposent d'optimiser les dimensions des canaux dans le but de minimiser l'énergie nécessaire à l'entraînement du fluide. Si les résultats obtenus, nombre de Nusselt local et champ de température dans le canal contribuent à la compréhension des phénomènes, en revanche la méthode d'optimisation proposée s'avère lourde à utiliser en raison de la modélisation numérique des transferts de chaleur et de l'écoulement.

En 1992, KNIGHT et al étudient une nouvelle fois la convection forcée dans des microcanaux, mais n'effectuent aucun préjugé sur la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent). A partir de corrélations récentes du calcul du coefficient d'échange et particulièrement adaptées aux canaux de section rectangulaire, ils proposent une nouvelle méthode de dimensionnement en montrant que le régime turbulent est dans certains cas plus avantageux que le régime laminaire. Ils obtiennent, en outre, des canaux de section non plus largement rectangulaire mais s'approchant d'un carré. De plus, compte-tenu de cette dernière remarque, les ailettes

sont beaucoup plus fines que les canaux, ce qui augmente le nombre de ces derniers. A perte de pression égale, les auteurs calculent des résistances thermiques inférieures aux précédents travaux, mais considèrent comme négligeable devant la puissance thermique échangée, le fait d'augmenter de un à dix watt la puissance nécessaire pour assurer l'entraînement du fluide.

Dernièrement, RUJANO et RAHMAN (1995) ont réalisé une étude semblable à celle de KEYES (1984), mais pour des canaux de section trapézoïdale. Cette section a été choisie parce que la réalisation de ces canaux a été effectuée dans du silicium <100>. Pour ce qui concerne l'électronique de puissance, il paraît difficile d'usiner les canaux directement dans le silicium car l'intégralité du volume est utilisée. La puce sera plutôt rapportée sur un support intégrant le micro-échangeur.

Si toutes les références citées jusqu'à présent ne traitent que d'échangeurs utilisant l'eau, KLEINER (1995) présente les performances d'un micro-échangeur avec convection forcée d'air. Les résistances thermiques qu'il obtient, ramenées au cm^2 , sont pratiquement cinquante fois plus élevées que celles obtenues avec de l'eau. Notons tout de même que le système de refroidissement est beaucoup moins contraignant à mettre en œuvre, le stockage, la manipulation et le transport de l'air étant plus simples.

III.2.2) Réalisation des microcanaux

Il existe actuellement trois méthodes courantes pour réaliser des microcanaux dans un support.

- *L'usinage traditionnel* à l'aide de fraises scie permet d'obtenir des canaux de section rectangulaire ayant des largeurs pouvant descendre aux alentours de 50 μm . La largeur des canaux est en pratique standardisée par les largeurs des fraises scie disponibles sur le marché. La profondeur des canaux est fonction du diamètre de la fraise et du nombre de dents d'attaque et de ce fait elle est limitée à dix à quinze fois la largeur de la fraise, ce qui dans certains cas peut être insuffisant.

- *L'électroérosion* permet d'usiner directement les canaux et les collecteurs d'entrée et de sortie en une seule opération. Cependant, une phase de mise au point pour le réglage de tous les paramètres machine est nécessaire, et il est de ce fait difficile de prédire précisément la taille définitive des canaux, la précision d'usinage étant fonction de ces réglages. Cette méthode ne peut être appliquée au cuivre, car les électrodes d'usinage sont conçues avec ce même matériau.

- l'attaque chimique d'une surface photosensible constitue la troisième voie. Pour exemple, YOUNGCHEOL et al (1995) proposent une méthode de réalisation d'un réseau de microcanaux. Une couche de nickel d'épaisseur comprise entre 5 et 100 nanomètre est déposée sur le substrat semi-conducteur. Une couche photorésistante est également déposée puis insolée à travers un masque ayant l'emprunte des microcanaux. En utilisant une solution électrolytique, du nickel est déposé entre les empruntes de la couche photorésistante. Une fois ce dépôt effectué, on dissout le matériau photorésistant avec de l'acétone. Par cette méthode, il est possible de réaliser des canaux de largeurs inférieures à dix microns, cependant en pratique, la profondeur des canaux est limitée à une voire deux fois leur largeur.

III.3) Définition du problème

III.3.1) Introduction

Désirant optimiser la taille et les performances thermohydrauliques des micro-échangeurs utilisés pour le refroidissement des composants de puissance, nous avons choisi dans un premier temps de focaliser notre étude sur un système monopuce. Par la suite, on pourra appliquer les solutions retenues aux systèmes multipuces, multicomposants (diodes et IGBT) en les adaptant si cela est nécessaire. En choisissant comme surface de référence la taille d'une puce d'IGBT, l'échangeur doit donc s'intégrer dans un volume inscrit dans la projection verticale de la puce et par une profondeur restant à définir (Fig.III.3).

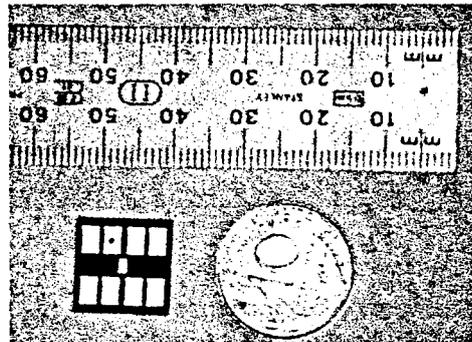


Figure III. 3 : Puce d'IGBT Siemens 1600V - 50 A

Les puces d'IGBT sont de tailles variables, généralement comprises entre 10 x 10 mm² et 14 x 14 mm². Nous utiliserons pour ce travail des IGBT Siemens 1600V - 50A de 14 x 14 mm². Le courant réel commutable par la puce est, nous le verrons plus tard, uniquement imposé par la performance thermique de son refroidisseur. En utilisant des microcanaux, on espère pouvoir évacuer des densités de puissance voisines de 400 W/cm² avec un écart de température

inférieur à 50°C, ce qui autoriserait l'IGBT à contrôler un courant nettement supérieur à celui spécifié par le constructeur.

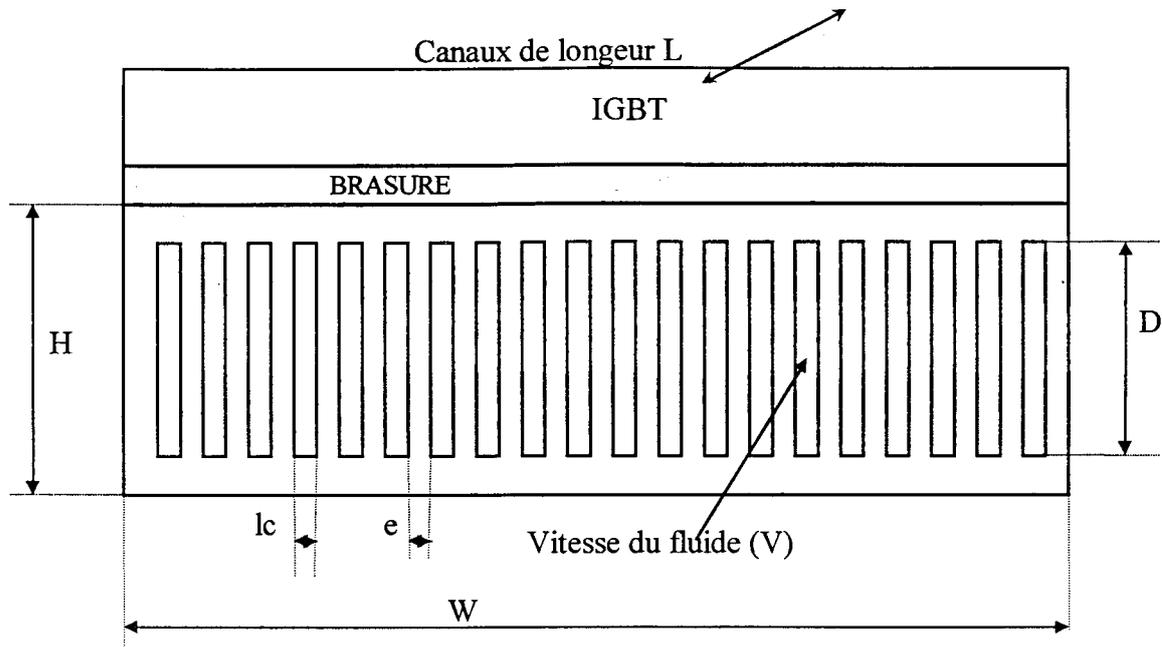


Figure III. 4 : Description de l'ensemble puce, micro-échangeur

L'optimisation d'un système nécessite obligatoirement la définition de contraintes de dimensionnement permettant de faire converger l'étude vers les valeurs optimales. Dans notre cas, les performances des échangeurs seront limitées par :

- la perte de pression totale dans le micro-échangeur,
- la puissance motrice assurant la circulation du fluide.

Ces deux premières grandeurs sont fournies par le concepteur, et sont représentatives du volume et du coût du système de pompage du fluide de refroidissement. A partir de là, on peut classer les grandeurs du système en quatre groupes distincts.

Tableau III. 1 : Classification des grandeurs du problème

LES DONNEES DU PROBLEME	<ul style="list-style-type: none"> • taille de la puce • propriétés thermiques du socle et de l'ensemble des constituants • type de fluide et ses propriétés
LES GRANDEURS A OPTIMISER	<ul style="list-style-type: none"> • la profondeur d'un canal • la largeur d'un canal • la largeur d'une ailette • la vitesse du fluide
LES CONTRAINTES	<ul style="list-style-type: none"> • la perte de pression totale • la puissance motrice utile
LA GRANDEUR A MINIMISER	<ul style="list-style-type: none"> • la résistance thermique totale

La résistance thermique totale doit être reliée à l'ensemble des précédentes par le biais d'une fonction restant à définir, fonction qui devra être minimisée.

III.3.2) Calcul de la résistance thermique totale

Comme nous l'avons vu précédemment, celle-ci peut être décomposée en deux parties :

- la résistance thermique due à l'échange convectif entre le fluide et les parois,
- la résistance thermique due à l'élévation de la température du fluide.

Si l'expression de la deuxième est unique, en revanche on peut obtenir la première à partir d'une multitude de façons conformément à l'étude bibliographique réalisée.

Les méthodes de calculs numériques semblables à celle de WEISBERG (1992) présentent l'inconvénient de n'être valables qu'en régime laminaire et d'être également assez longues à mettre en œuvre et à résoudre. On leur préfère dans cette thèse, les méthodes basées sur le calcul du coefficient d'échange à partir de corrélations tirées de l'expérience, la qualité de l'étude dépendant alors du choix judicieux ou non de telles ou telles corrélations.

III.3.2.1) Nombre de Nusselt en régime laminaire

En régime laminaire, les filets de fluide sont parallèles aux parois, et les échanges qui s'effectuent entre eux sont d'origine moléculaire. Pour des géométries simples, on peut calculer analytiquement le nombre de Nusselt lorsque les régimes hydraulique et thermique sont établis : toute la difficulté de cette méthode réside dans le calcul du profil de vitesse à l'intérieur du canal. Dans le cas d'un canal de section circulaire, le profil de vitesse est parabolique et on peut résoudre l'équation de la chaleur, sachant que la température du fluide augmente linéairement lorsque la densité de flux est uniformément dissipée sur la paroi. On trouve alors après résolution de l'équation de la chaleur une constante $Nu = 4,36$.

Pour les géométries plus complexes telles que les sections rectangulaires, même s'il est possible de déterminer analytiquement le profil de vitesse, la résolution analytique de l'équation de la chaleur devient compliquée et on préfère résoudre le problème numériquement : le nombre de Nusselt étant alors défini à partir du diamètre hydraulique.

KAYS (1955) propose le tableau suivant pour des canaux de section rectangulaire.

Tableau III. 2 : Nombre de Nusselt dans des canaux de section rectangulaire en régime établi

D/lc	Flux sur 4 parois	Flux sur 3 parois
0	8,235	8,235
0.1	6,7	6,939
0.2	5,704	6,072
0.3	4,969	5,393
0.4	4,457	4,885
0.5	4,111	4,505
0.6	3,884	
0.7	3,740	3,991
0.8	3,655	
0.9	3,612	
1	3,599	3,556

Comme le souligne A. BEJAN (1993), il est possible d'interpoler les valeurs de cette table en fonction d'un paramètre géométrique,

$$G = \frac{\left(\frac{D}{lc}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{lc} + 1\right)^{-2}}. \quad (\text{Eq.III. 9})$$

On trouve alors,

$$Nu = -1,047 + 9,326 G \quad (\text{Eq.III. 10})$$

lorsque le flux est uniformément réparti sur les quatre faces des canaux, tandis que lorsque la paroi inférieure est adiabatique, on obtient une forme cubique :

$$Nu = -14,859 + 65,623 G - 71,907 G^2 + 29,384 G^3. \quad (\text{Eq.III. 11})$$

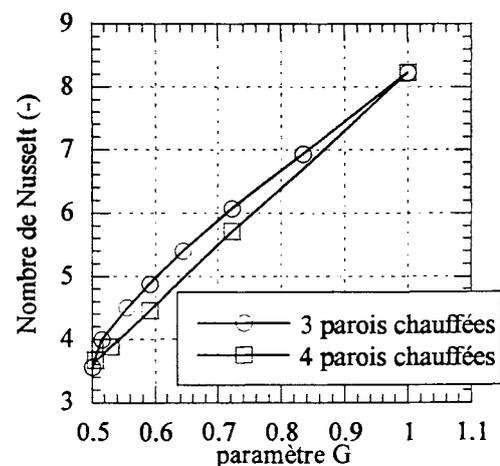
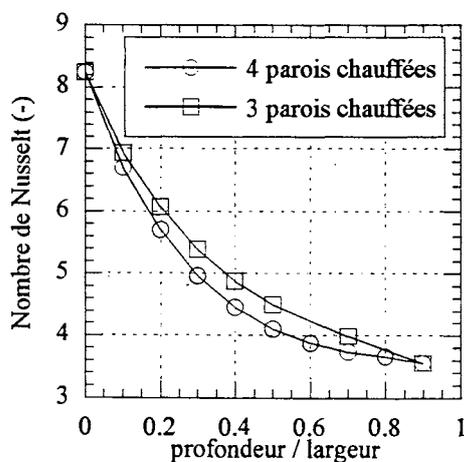


Figure III. 5 : Nombre de Nusselt en régime établi pour des canaux de section rectangulaire

Prise en compte des effets d'entrée - notion de couches limites

On suppose qu'à l'entrée du canal, le champ de vitesse est uniforme. Compte tenu des effets visqueux et de la conservation du débit, la vitesse diminue au voisinage des parois et augmente au centre. Cette évolution du profil de vitesse dépend de la position par rapport à l'entrée du canal et cesse au bout d'une distance L_{etm} dite longueur d'établissement hydraulique. De la même façon, en considérant que la température du fluide est homogène en entrée du tube, au voisinage de l'axe elle conservera sa valeur d'entrée jusqu'à une distance dénommée longueur d'établissement thermique (L_{eth}).

Tableau III. 3 : Longueurs d'établissement thermique et hydraulique

géométrie	$L_{etm}/(D_h Re)$	$L_{eth}/(D_h Re Pr)$	
		$\varphi_p = \text{conste}$	$T_p = \text{conste}$
cylindrique	0,056	0,013	0,043
rectangulaire	0,011	0,008	0,012

Pour des nombres de Prandtl élevés, le profil de vitesse s'établit beaucoup plus rapidement que le profil de température, en revanche, pour des nombres de Prandtl faibles, L_{etm} est beaucoup plus faible que L_{eth} . Les cas limites sont résumés dans le tableau III.4.

Tableau III. 4 : Longueurs d'établissement hydraulique et thermique en fonction du nombre de Prandtl

$Pr \rightarrow 0$	$Pr = 1$	$Pr \rightarrow \infty$
$L_{etm} \rightarrow \infty$	$L_{etm} = L_{eth}$	$L_{eth} \rightarrow \infty$

Il en résulte que selon sa configuration et pour les fluides que nous utilisons (eau, fluorinert™) ayant des nombres de Prandtl inférieurs à 10, l'écoulement pourra être en fonction de la position par rapport à l'entrée :

- soit en cours d'établissement thermique et hydraulique,
- soit établi hydrauliquement mais en cours de développement thermique,
- soit établi hydrauliquement et thermiquement.

Dans les zones d'entrée, du fait que les couches limites ne sont pas encore développées, le transfert de chaleur sera amélioré mais la perte de pression linéique sera également plus élevée.

Pour les canaux de section circulaire il existe des formulations empiriques permettant de calculer les nombres de Nusselt, on retiendra en particulier les corrélations de KAYS (1955) qui donnent pour un écoulement hydrauliquement établi et en cours de développement thermique,

$$Nu = 4,36 + \frac{0,023 \left[Re Pr \frac{D}{L} \right]}{1 + 0,0012 \left[Re Pr \frac{D}{L} \right]} \text{ avec } \begin{cases} 10 < Re Pr \frac{D}{L} < 1000 \\ L : \text{longueur du canal} \end{cases} \quad (\text{Eq.III. 12})$$

et pour un écoulement en cours d'établissement thermique et hydraulique

$$Nu = 4,36 + \frac{0,036 \left[Re Pr \frac{D}{L} \right]}{1 + 0,0011 \left[Re Pr \frac{D}{L} \right]} \text{ avec } \begin{cases} 10 < Re Pr \frac{D}{L} < 1000 \\ L : \text{longueur du canal} \end{cases}, \quad (\text{Eq.III. 13})$$

corrélations valables lorsqu'un flux constant est appliqué sur les parois.

$$\begin{aligned} L_{eth} &= 0,013 Re Pr D \\ L_{em} &= D(0,59 + 0,056 Re) \end{aligned} \quad (\text{Eq.III. 14})$$

Pour des sections rectangulaires, il n'existe pas de corrélations générales, les valeurs des nombres de Nusselt sont présentées dans des tables. On retiendra en particulier les ouvrages de SHAH (1987) et de TAINE et PETIT (1989).

En comparant la longueur totale du canal aux longueurs d'établissement on pourra négliger dans certains cas les effets d'entrée.

III.3.2.2) Nombre de Nusselt en régime turbulent

En régime turbulent, il n'existe plus de filet de fluide, et le mouvement des particules entre elles est aléatoire, les grandeurs de l'écoulement sont permanentes en moyenne. Il en résulte une diffusion transversale importante qui favorise l'échange de chaleur.

Les conditions aux limites (flux de chaleur constant ou température de paroi constante) ont peu d'influence sur les transferts de chaleur. De plus, la longueur hydraulique d'établissement étant beaucoup plus faible que la longueur d'établissement thermique, on considère généralement que l'écoulement est toujours établi hydrauliquement.

La géométrie du canal a moins d'influence qu'en régime laminaire et on remplace dans l'expression du nombre de Nusselt le diamètre par le diamètre hydraulique défini par :

$$D_h = \frac{4 \text{ périmètre mouillé}}{\text{section de passage}} = \frac{\text{section}}{4 \text{ points}} \quad (\text{Eq.III. 15})$$

Il existe une multitude de corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt en régime turbulent. La plupart d'entre elles sont des améliorations de la formulation de COLBURN (1933) qui avait mis en évidence la relation entre les transferts de chaleur et le coefficient de frottement,

$$\frac{Nu}{Re} \frac{Pr}{Pr} Pr^{2/3} \cong f/2. \quad (\text{Eq.III. 16})$$

BEJAN (1993) considère pour sa part que la corrélation la plus adéquate en régime turbulent est celle de GNIELINSKI (1976),

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \text{ avec } \begin{cases} 0,5 < Pr < 10^6 \\ 2300 < Re < 5 \cdot 10^6 \end{cases}, \quad (\text{Eq.III. 17})$$

corrélations reprises par KNIGHT (1992) pour le calcul du transfert dans les micro-échangeurs. Afin de découpler le calcul du nombre de Nusselt du coefficient de frottement, GNIELINSKI (1976) propose également dans la même publication deux versions simplifiées valables quelque soit la condition aux limites sur les parois :

$$Nu = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4} \text{ avec } \begin{cases} 0,5 < Pr \leq 1,5 \\ 10000 < Re < 5 \cdot 10^6 \end{cases}, \quad (\text{Eq.III. 18})$$

$$Nu = 0,012 (Re^{0,87} - 280) Pr^{0,4} \text{ avec } \begin{cases} 1,5 < Pr \leq 500 \\ 3000 < Re < 10^6 \end{cases}. \quad (\text{Eq.III. 19})$$

Au même titre qu'en régime laminaire, le transfert de chaleur est amélioré dans les zones d'entrée par la présence de couches limites. GNIELINSKI (1976) propose la prise en compte de ces effets en modifiant le nombre de Nusselt (Nu) calculé en dehors des longueurs d'établissement,

$$Nu_{\text{entrée}} = \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] Nu, \text{ avec } \begin{cases} \frac{L}{D_h} > 1 \\ 2300 < Re < 10^6 \\ 0,6 < Pr < 2000 \end{cases} \quad (\text{Eq.III. 20})$$

III.3.2.3) Conduction dans l'ailette de section rectangulaire - efficacité

La conductivité du matériau constituant l'ailette n'étant pas infinie, il est clair que les sections de l'ailette éloignées de la source de puissance auront une température se rapprochant de la température du fluide. A partir d'un modèle simplifié, il est possible de corriger l'expression de Rth_{conv} afin de prendre en compte l'influence de la conduction.

En supposant que :

- le coefficient d'échange est constant le long de la périphérie du canal,
- la température du fluide est uniforme,
- la température de l'ailette ne varie qu'en fonction de l'axe normal à la puce,

on peut alors formuler le problème dans une seule dimension, le résoudre analytiquement et en déduire le flux total échangé par l'ailette avec le fluide,

$$P = (T_p - T_f) \sqrt{2 h / (k_p e)} \tanh \sqrt{2 h / (k_p e)} D \quad (\text{Eq.III. 21})$$

En comparant ce flux avec le flux idéal échangé lorsque la conductivité de l'ailette tend vers l'infini,

$$\varphi_{idéal} = h P D (T_p - T_f), \quad (\text{Eq.III. 22})$$

on peut définir l'efficacité de l'ailette comme étant le rapport de ces deux flux,

$$\eta = \frac{\tanh(\sqrt{2 h / k_p e} D)}{\sqrt{2 h / k_p e} D}, \quad (\text{Eq.III. 23})$$

et dans ces conditions, l'expression de Rth_{conv} devient :

$$Rth_{conv} = \frac{1}{h 2 n (2D \eta + lc) L}. \quad (\text{Eq.III. 24})$$

III.3.3) Calcul des contraintes

III.3.3.1) Calcul de la perte de pression

En régime laminaire, il est possible de déterminer analytiquement à l'aide de l'équation de conservation la perte de charge d'un écoulement. Le coefficient de frottement vaut dans le cas de conduite circulaire lisse,

$$C_f = \frac{16}{Re}. \quad (\text{Eq.III. 25})$$

La perte de pression est alors obtenue, dans le cas de canaux de section rectangulaire par l'expression :

$$\Delta P = 4 C_f \frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2}. \quad (\text{Eq.III. 26})$$

A. BEJAN (1993) propose de calculer le coefficient de frottement, dépendant du paramètre G , par :

$$C_f = \frac{4,7 + 19,64 G}{Re}. \quad (\text{Eq.III. 27})$$

En régime turbulent, toujours pour des conduites lisses, le coefficient de frottement est généralement calculé à partir de l'équation de Blasius, utilisée pour les sections cylindriques et rectangulaires.

$$C_f = 0,079 Re^{-0,25} \quad (\text{Eq.III. 28})$$

Dans ces travaux, KNIGHT (1992) préfère utiliser la formulation recommandée par PHILLIPS (1990) qui tient compte des effets d'entrée,

$$C_f = \left(0,0929 + \frac{1,01612}{L/D_h} \right) Re^{-0,268 - 0,3193L/D_h}. \quad (\text{Eq.III. 29})$$

En régime turbulent la longueur d'établissement est en générale plus courte qu'en régime laminaire et peut donc être négligée. En revanche, en régime laminaire non établi, on aura à nouveau recours à des tables afin d'extrapoler le coefficient de frottement, tables fonction du nombre de Reynolds et du ratio D/l_c .

III.3.3.2) Calcul de la puissance motrice

La puissance motrice nécessaire à la circulation du fluide dans le micro-échangeur n'est autre que le produit de la perte de pression concédée par le débit volumique total. Cette deuxième contrainte tient donc compte de la première et sera donc utilisée de préférence.

$$P_m = \Delta P Q \quad (\text{Eq.III. 30})$$

III.3.4) Application numérique

A titre indicatif, les méthodes précédentes de calcul des micro-échangeurs monophasiques sont appliquées à trois configurations. Les dimensions des canaux et des ailettes ne sont pas issues d'une optimisation. Il s'agit uniquement de donner les ordres de grandeur des résistances thermiques pouvant être obtenues avec ce type d'échangeurs. L'échangeur considéré occupe une surface de $1 \times 1 \text{ cm}^2$. Les propriétés des fluides sont choisies à $25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tableau III. 5 : Calcul et performances de micro-échangeurs monophasiques

	D (μm)	e (μm)	lc (μm)	Q (l/min)	Rth (K/W)	Re (-)	ΔP (Bar)	Pm (W)
Eau	100	100	1500	2	0,068	975	0,474	1,58
FC 77				2	0,185	4944	1,483	4,95
Air				50	1,69	1840	0,223	18,6
Eau	50	50	800	1	0,045	439	1,857	3,095
FC 77				1	0,206	1207	1,084	1,807
Air				20	2,51	692	0,667	22,2
Eau	200	150	2000	3	0,128	1780	0,1243	0,621
FC 77				3	0,235	4895	0,923	4,615
Air				80	1,97	3747	0,58	77

L'eau est sans conteste le fluide le plus efficace et permet d'évacuer des densités de puissance élevées. Pour des densités de puissance dissipées plus faibles, il est possible d'utiliser un fluorinert comme fluide caloporteur. Les résistances thermiques obtenues restent compatibles avec certaines applications en électronique de puissance ($\varphi < 200 \text{ W/cm}^2$). Cette solution évite d'insérer une plaque isolante entre la puce et l'échangeur car le fluorinert est un fluide diélectrique. Cependant, on verra plus loin dans cette thèse que la convection forcée simple phase n'est pas la meilleure façon d'utiliser ce fluide, l'ébullition permet d'obtenir des résistances plus faibles avec des contraintes d'entraînement moindres.

L'air, du fait de sa faible masse volumique présente des résistances thermiques trop élevées. En fait, contrairement aux deux autres fluides, la résistance capacitive est prépondérante et pénalise son utilisation ($\varphi < 40 \text{ W/cm}^2$).

III.3.5) Couplage de la puce et de l'échangeur par un diffuseur

L'utilisation de canaux de section rectangulaire accroît considérablement la surface d'échange. Cependant, deux points limitent l'augmentation de la longueur des canaux. En premier lieu, compte tenu de la conductivité thermique non infinie du matériau, le flux de chaleur ne se répartit pas uniformément le long des parois et la partie la plus éloignée de la source de chaleur est très peu sollicitée (introduction de la notion d'efficacité d'ailette pour modéliser simplement le canal). Enfin, une modification de la section de passage du fluide entraîne également une modification du profil de vitesse et des conditions hydrauliques nécessitant alors un nouveau calcul d'optimisation.

Jusqu'à présent, tous les échangeurs décrits occupent une surface utile équivalente à la surface du silicium dissipant la chaleur. Ce choix ne se justifie que par un souci de pouvoir établir des bases de calcul et de comparaison fixes. Les méthodes de calcul et de dimensionnement peuvent sans aucune difficulté être appliquées à des surfaces plus importantes.

En effet, de la même façon qu'une ailette diffuse la chaleur dans la direction normale au plan de dissipation, il est également possible de diffuser cette chaleur dans le plan de dissipation au moyen de couche de matériau que nous appellerons diffuseur (Fig.III.6).

L'origine de l'axe Oz est située sur la face supérieure du diffuseur. La face inférieure du diffuseur est supposée parfaitement couplée à l'échangeur qui occupe toute la surface. Afin de simplifier la résolution de l'équation de la chaleur, on suppose le modèle parfaitement symétrique.

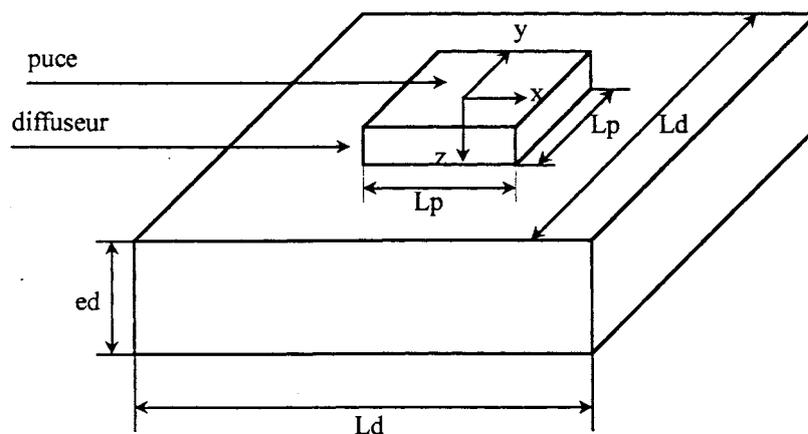


Figure III. 6 : Description du modèle de diffuseur

La méthode de résolution, issue du rapport post doctoral de S. RAËL (1997) suppose que la solution de l'équation de la chaleur peut se mettre sous la forme d'un produit de fonctions monovariabiles.

$$T(x, y, z) = X(x) \cdot Y(y) \cdot Z(z) \quad (\text{Eq.III. 31})$$

La solution peut alors être exprimée par :

(Eq.III. 32)

$$T(x, y, z) = \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \left[A_{ij} \operatorname{sh} \left(\frac{2\pi}{Ld} z \sqrt{i^2 + j^2} \right) + B_{ij} \operatorname{ch} \left(\frac{2\pi}{Ld} z \sqrt{i^2 + j^2} \right) \right] \cos \left(i \frac{2\pi}{Ld} x \right) \cos \left(j \frac{2\pi}{Ld} y \right)$$

Les coefficients A_{ij} et B_{ij} sont alors déterminés en exprimant les densités de flux aux limites du domaine en $z = 0$ et $z = ed$. En supposant que la face inférieure subisse un échange convectif avec un milieu extérieur (coefficient d'échange h), on obtient :

$$B_{ij} = - \frac{k_p \frac{2\pi}{Ld} \sqrt{i^2 + j^2} + h \operatorname{th} \left(\frac{2\pi}{Ld} \sqrt{i^2 + j^2} ed \right)}{h + k_p \frac{2\pi}{Ld} \sqrt{i^2 + j^2} \operatorname{th} \left(\frac{2\pi}{Ld} \sqrt{i^2 + j^2} ed \right)} A_{ij} \quad (\text{Eq.III. 33})$$

Les coefficients A_{ij} sont obtenus après développement en série de Fourier dans les directions Ox et Oy de la dissipation surfacique de puissance de la puce.

$$A_{i,j} = \frac{2 P}{Lp^2 \pi^3} \frac{\sin(\pi i Lp/Ld) \sin(\pi j Lp/Ld)}{i j \sqrt{i^2 + j^2}} \quad (\text{Eq.III. 34})$$

Le terme $A(0,0)$ n'est pas défini, la température en $(0,0,z)$ s'exprime alors en considérant :

$$T(0,0,z) = \frac{P}{Lp^2 k_p} \left(ed + \frac{k_p}{h} - z \right) \quad (\text{Eq.III. 35})$$

Le champ de température étant alors défini sur tout le volume du diffuseur, il est possible de calculer la température moyenne de la surface d'injection, température à partir de laquelle il sera facile de remonter jusqu'à la température de jonction en utilisant le concept 1D des résistances thermiques.

Le développement ci-dessus ne s'applique qu'au cas le plus simple, dispositif monopuce, géométrie parfaitement symétrique et diffuseur monocouche. On trouvera dans l'étude post doctorale de S. RAËL (1997) la solution du cas le plus général, à savoir :

- dispositif multipuces non centrées,
- diffuseur non symétrique,

- diffuseur multicouche.

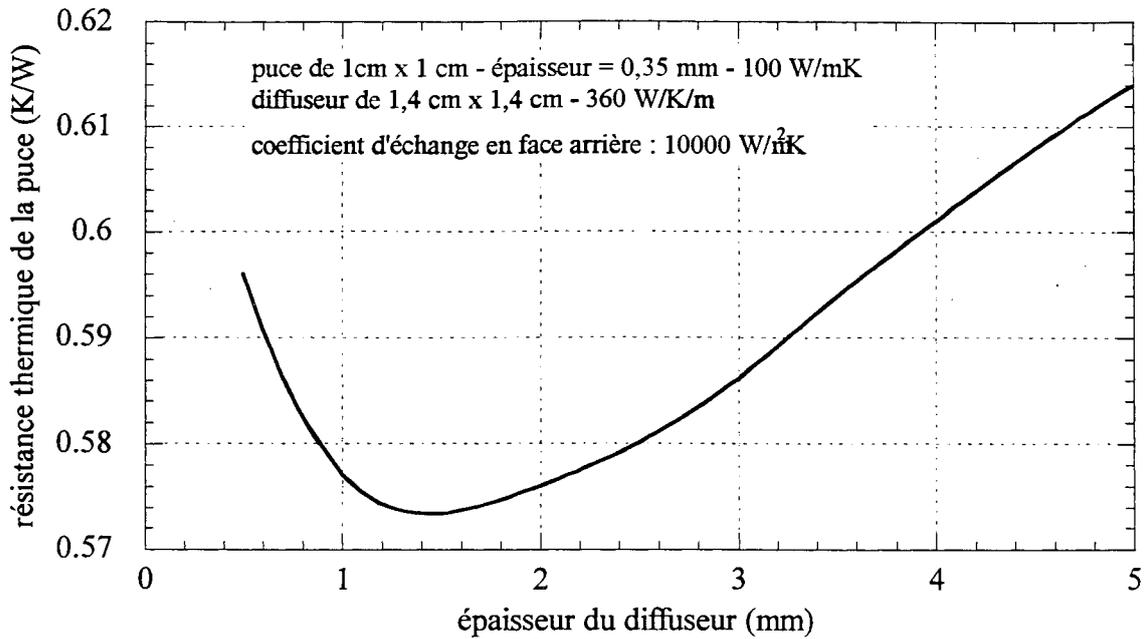


Figure III. 7: Résistance thermique d'un dispositif monocouche en fonction de l'épaisseur du diffuseur

A partir du cas le plus simple décrit ci-dessus, il est possible de modéliser le comportement général d'un bloc diffuseur. On remarque que la résistance thermique d'une puce est une fonction strictement décroissante de la surface du diffuseur, de la conductivité thermique du matériau, du coefficient d'échange, et minimisable en fonction de l'épaisseur du diffuseur. La valeur optimale de ce paramètre, minimisant la résistance thermique, dépend de l'ensemble des caractéristiques géométriques et physiques du problème. D'une manière générale, l'épaisseur optimale augmente avec la conductivité thermique qui a tendance à canaliser verticalement les lignes de flux, limitant ainsi l'épanouissement. Elle augmente également avec la surface du diffuseur, mais diminue en fonction du coefficient d'échange (Fig.III.7).

III.4) Dimensionnement d'un échangeur monophasique

III.4.1) Choix du fluide de refroidissement

Avant de pousser plus loin les investigations concernant l'étude des micro-échangeurs, il convient de se pencher sur le choix du fluide de refroidissement. Pour cela, nous devons définir des critères de choix, critères qui sont dans notre cas, d'ordre :

- thermique,
- électrique,
- économique,
- écologique.

Bien évidemment, même si le critère thermique est le plus important, il doit quand même être pondéré par tous les autres. En effet, un fluide ayant de grandes performances thermiques peut se révéler cher, difficile d'emploi et polluant.

La liste des fluides envisageables n'est pas exhaustive, on se contentera dans notre travail, d'étudier les plus couramment employés. Le tableau ci-dessous présente leurs caractéristiques physiques à 25°C.

Tableau III. 6 : Caractéristiques des fluides

Fluide	Viscosité kg/m/s	Conduct. thermique W/m/K	chaleur spécifique J/kg/K	masse volumique kg/m ³	isolant électrique
Eau	0,000651	0,628	4178	995	NON*
Air	1,85 10 ⁻³	0,0262	1006	1,117	OUI
R 12	0,00024	0,0692	1002	1257	OUI
Fluorinert™	2,14 10 ⁻⁷	0,056	1050	1680	OUI
Huile	0,21	0,144	1964	864	OUI

* L'eau peut devenir diélectrique si elle est désionisée, solution envisagée et décrite par la suite

A ce tableau, on peut également rajouter d'autres critères de comparaison donnés par TUCKERMAN (1984) dans sa thèse. Selon qu'il cherche à minimiser la résistance thermique totale en fonction de la puissance ou de la chute de pression il introduit deux nombres de Mérite, permettant de quantifier comparativement à l'eau les performances des différents fluides.

Lorsque la puissance motrice est constante, on obtient :

$$M_p = \left(\frac{k_l \rho_l^2 C p_l^2}{\mu_l} \right)^{1/5}, \quad (\text{Eq.III. 36})$$

et lorsque la perte de pression est constante, ce même critère est défini par :

$$M_{\Delta P} = \left(\frac{k_l \rho_l C p_l}{\mu_l} \right)^{1/4}. \quad (\text{Eq.III. 37})$$

Tableau III. 7 : Nombre de Mérite des fluides

	Air	Eau	Helium (gaz)	Fluorinert™	Mercure
M_p	0,044	1.	0,054	0,417	1,091
$M_{\Delta P}$	0,154	1.	0,215	0,409	1,361

Le mercure présente des qualités thermiques élevées, mais pour des raisons écologiques il est inconcevable de l'employer dans des systèmes conventionnels.

Aux vues de ces résultats, l'eau est sans aucun conteste le fluide présentant les meilleures performances thermiques, économiques et écologiques. Malheureusement, l'eau est un liquide intrinsèquement conducteur et sa résistivité varie avec sa teneur en ions.

L'air, tout aussi économique, est également très simple d'emploi. Isolant électrique, il présente des qualités thermiques médiocres qui limitent fortement son intérêt. M.B. KLIENER (1995) obtient des résistances thermiques de l'ordre de 0,2 K/W dans des canaux de 250 µm de large, occupant une surface de 25 cm². On verra par la suite que ces valeurs sont largement inférieures à nos besoins.

Les chlorofluorocarbones, appelés par la suite CFC (réfrigérants R), furent souvent utilisés par le passé mais leur utilisation est maintenant limitée par la convention de Montréal et ils ne peuvent plus être considérés comme une solution d'avenir. Pour palier cette nouvelle réglementation, des fluides du même type, les fluorinert™ sont apparus. Ces fluides qualifiés d'inerte, ne se décomposent pas et respectent la couche d'ozone. Il ne sont, pour l'instant, l'objet d'aucune réglementation. Leurs performances sont environ 20% inférieures aux performances des CFC mais ils font encore l'objet de recherches visant à les améliorer. Enfin, les huiles minérales sont des fluides fortement visqueux nécessitant des dispositifs d'entraînement volumineux.

III.4.2) Désionisation de l'eau

Aux vues des résultats précédents, l'eau est le fluide le plus performant. Cependant, sa résistivité électrique fonction de sa teneur en ions étrangers n'est pas stable et, sans aucun organe de contrôle et de désionisation, elle devient conductrice au contact des parois. La teneur en ions de l'eau est augmentée par la corrosion. On distingue deux types de corrosion :

- la corrosion d'origine galvanique,
- la corrosion d'origine électrolytique.

La première résulte à l'association de matériaux différents créant un couple électrochimique. La deuxième est due aux différences de potentiels existant entre les surfaces en contact avec le fluide. L'ionisation est un phénomène divergeant dans le temps : la présence d'un courant de fuite entraîne la circulation d'électrons entraînant l'arrachement d'ions entraînant un débit de matière augmentant le courant de fuite. Il est de ce fait impératif d'insérer un système de désionisation pour limiter les effets des phénomènes précédemment décrits. Généralement il s'agit de cartouches à charbons actif, éléments bien évidemment consommables. Pour augmenter leur durée de vie, il est recommandé d'utiliser un système de régulation de la résistivité de l'eau. En associant aux cartouches une vanne by-pass, on régule la quantité de fluide régénéré en fonction de la résistivité mesurée (Fig.III.8). En termes de coût de revient, de fiabilité, d'encombrement, ces systèmes sont très pénalisants. Si l'un des avantages des microcanaux est de limiter l'encombrement, il semble alors contradictoire de les associer à un système aussi volumineux. On cherchera autant que possible à éviter l'emploi de telles boucles.

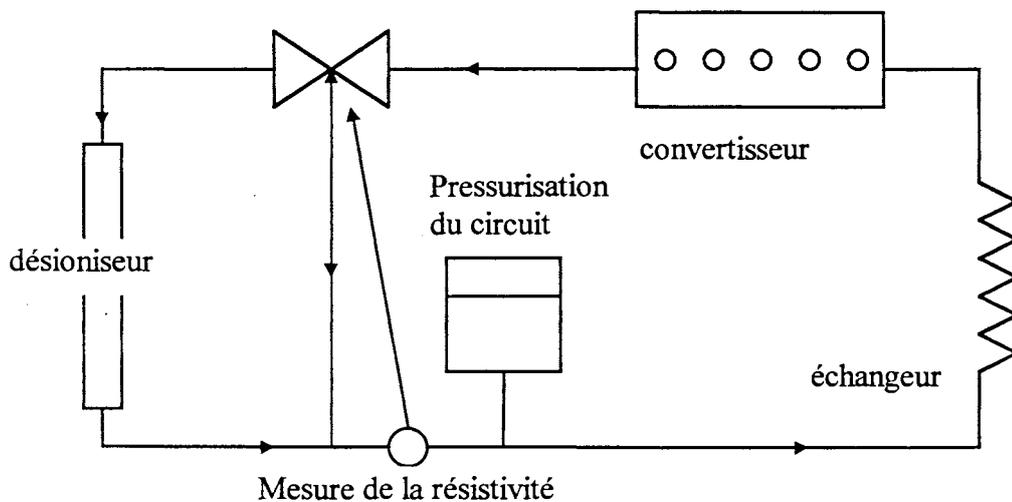


Figure III. 8 : Description de la boucle de désionisation

III.4.3) Isolation électrique par insertion d'une plaque isolante

Comme nous venons de la voir, la désionisation de l'eau présente un certains nombres de contraintes (coût, volume, fiabilité) incompatibles avec les exigences des applications classiques. Jusqu'à présent, l'isolation électrique entre la partie active du composant (puce) et son boîtier est systématiquement obtenue par l'insertion d'une couche isolante. Dans les modules de puissance, cette isolation est obtenue par insertion dans l'architecture du composant d'un substrat céramique. Bon marché, facilement manipulable l'alumine (Al_2O_3) présente cependant une conductivité thermique relativement faible. En terme de performance, on lui préfère le nitrure d'aluminium (AlN) ou les matériaux à base de béryllium. Ces derniers, sont souvent complexes à manipuler et également toxiques. Aussi, le nitrure d'aluminium, bien qu'assez cher, semble être quand même la solution d'avenir, d'autant qu'il présente un coefficient de dilatation proche de celui du silicium limitant par la même la fatigue thermique des différentes brasures.

Tableau III. 8 : Caractéristiques des substrats utilisés en électronique de puissance

Matériau	Conductivité thermique (W/mK)	Observations
Diamant	20000	cher, difficile à manipuler
BeP	350	thermiquement instable
BeO	270	toxique
AlN	entre 110 et 260	difficile à produire
BeS	200	toxique
Al_2O_3	entre 10 et 35	peu performant

III.4.4) Données du problème - Recherche de configurations optimales

On a vu, lors de la formulation de notre problème, que les grandeurs pouvaient être classées en quatre groupes. Nous devons minimiser la résistance thermique totale de l'échangeur en agissant sur les paramètres (D , l_c , e , V) tout en tenant compte des données du problème et en respectant les contraintes. On pourrait exprimer la résistance totale en fonction des contraintes, puis déterminer analytiquement le minimum dépendant alors de (D , l_c , e , V). Cette méthode, à première vue la plus rigoureuse, est cependant difficile voire impossible à mettre en œuvre.

On sait que la résistance thermique, la perte de pression et la puissance motrice peuvent être mises sous les formes,

$$R_{th_{tot}} = f1(D,lc,e,V), \quad (\text{Eq.III. 38})$$

$$\Delta P = f2(D,lc,e,V), \quad (\text{Eq.III. 39})$$

$$Pm = f3(D,lc,e,V). \quad (\text{Eq.III. 40})$$

Pour une valeur du couple $(\Delta P_{max}, Pm_{max})$ déterminé en fonction des besoins de l'application, il convient alors de minimiser $f1$ tout en s'assurant que :

$$\Delta P_{max} - f2(D,lc,e,V) > 0, \quad (\text{Eq.III. 41})$$

$$Pm_{max} - f3(D,lc,e,V) > 0. \quad (\text{Eq.III. 42})$$

L'étendue du domaine de solution, le nombre de variables ainsi que la complexité des expressions des trois fonctions précédentes rendent ce problème difficilement solvable simplement. Aussi, l'utilisation de méthodes numériques est plus adaptée à la détermination des dimensions optimales et fait l'objet du paragraphe suivant.

III.5) Optimisation des dimensions à l'aide d'algorithmes génétiques

III.5.1) Préambule

Les algorithmes génétiques sont des algorithmes d'optimisation qui s'appuient sur des techniques dérivées de la génétique et des mécanismes de sélection naturelle. Introduit initialement par J.H. HOLLAND dans les années soixante dix, ils se distinguent des autres algorithmes d'optimisation car :

- ils travaillent sur une population de points de l'espace de recherche et non sur un point unique,
- les solutions potentielles sont représentées par des chaînes codées manipulées par l'algorithme,
- les règles d'exploration de l'espace de recherche sont probabilistes et non pas déterministes.

Ils possèdent certains avantages par rapport aux méthodes classiques d'optimisation. Ils requièrent comme seule information que la valeur du problème à optimiser. Ils ne nécessitent pas la connaissance du gradient, caractéristique particulièrement appréciable lorsque la fonction à optimiser est discontinue, non dérivable ou discrète.

Une particularité fortement intéressante est qu'ils ne se focalisent pas sur un optimum local mais bien sur l'optimum global (Fig. III.9).

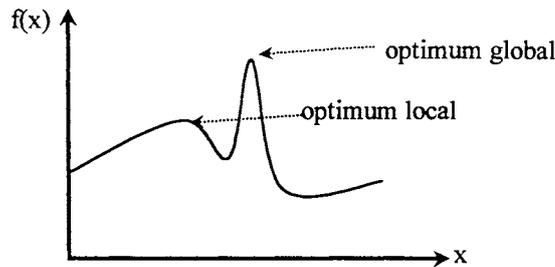


Figure III. 9 : Convergence des algorithmes génétiques

III.5.2) Principes des algorithmes génétiques

Le codage du problème est réalisé par analogie avec la génétique et le processus de sélection naturelle. Ainsi l'espace de solutions est transformé, dans le cas des algorithmes génétiques, en chaînes (ou encore individus). Chacune de ces chaînes est une solution potentielle du problème. Dans le cas d'un problème dépendant de six paramètres, la chaîne est formée par la concaténation de six valeurs réelles (les gènes) $\langle x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6 \rangle$, soit un vecteur nommé x .

Dans la nature, l'adaptation d'un individu reflète sa capacité à survivre dans l'environnement qui l'entoure. Toujours par analogie, la fonction à optimiser joue le rôle de l'environnement. Une chaîne sera d'autant mieux adaptée qu'elle satisfera le critère d'optimisation.

Dans son fonctionnement, l'algorithme génétique débute par l'initialisation aléatoire d'une population P de N individus ou chaînes (Fig.III.10). La population évolue sur plusieurs générations, le passage d'une génération à une autre subissant les critères de l'évolution. A chaque génération t , les individus d'une génération $P(t)$ sont évalués par la fonction d'optimisation et les plus performants se voient allouer un plus grand nombre de descendants (ou copies).

A partir d'une nouvelle population $P'(t)$ de même taille N , formée par des copies des meilleurs individus, on génère la population suivante en appliquant des opérateurs de mutation et de croisement sur certains éléments de $P'(t)$.

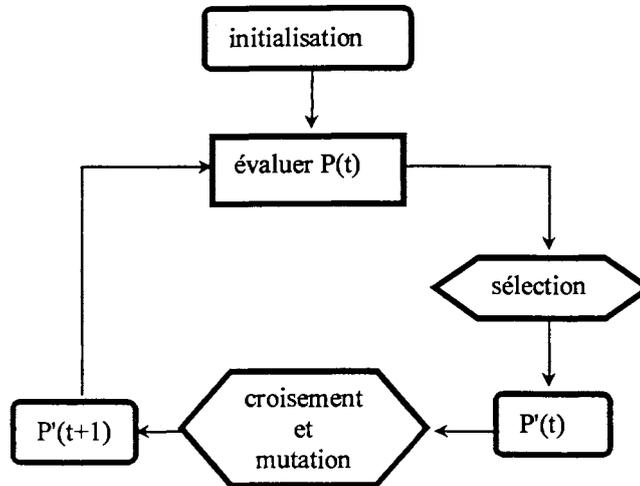


Figure III. 10 : Fonctionnement des algorithmes génétiques

le rôle des opérateurs de croisement consiste à recombinaison ou à échanger des informations entre deux individus. Par exemple, dans le cas de l'opérateur de croisement "1-point", un point de coupe est choisi aléatoirement entre deux composantes (gènes) et les composantes situées à droite de la coupe sont échangées (Fig.III.11). Les deux nouvelles chaînes sont alors placées dans la population $P(t+1)$.

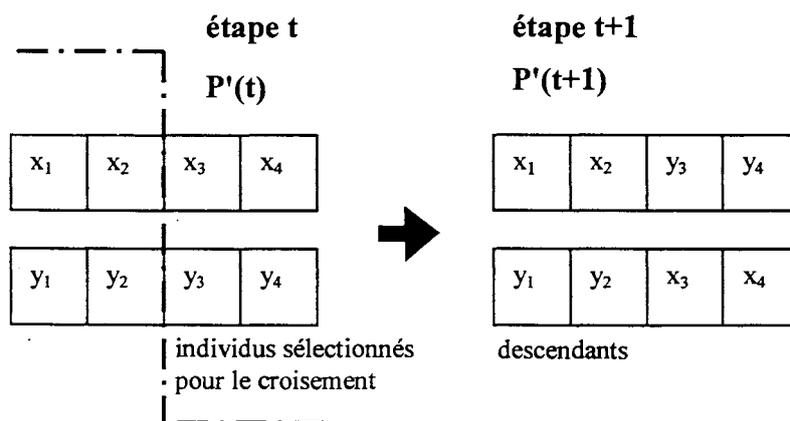


Figure III. 11 : Opérateur de croisement des algorithmes génétiques

Ces opérateurs utilisent également un croisement dit arithmétique qui est légèrement différent. L'échange d'information se fait, dans ce cas à l'aide d'une moyenne arithmétique. A partir de

deux individus de $P'(t)$ $x(t)$ et $y(t)$, deux individus sont générés dans $P(t+1)$ par le biais de la transformation suivante :

$$\begin{aligned}x(t+1) &= a x(t) + (1-a) y(t) \\y(t+1) &= (1-a) x(t) + a y(t)\end{aligned}\quad (\text{Eq.III. 43})$$

le paramètre 'a' étant choisi aléatoirement entre $[0,1]$.

L'utilisation d'opérateurs de croisement permet d'explorer de nouvelles zones de l'espace de recherche lorsque les individus croisés ont des composantes (patrimoine génétique) très différentes. Contrairement aux opérateurs de croisement, les mutations n'opèrent que sur un seul individu. Elles introduisent des variations dans une chaîne de manière aléatoire sur une ou plusieurs composantes. Il est alors possible de relancer l'exploration de l'espace des solutions dans des zones non couvertes par les effets des croisements successifs.

Il existe une multitude de mutations possibles, dans l'algorithme ici utilisé, deux ont été retenues : la mutation dite uniforme, la mutation dite non uniforme.

La mutation uniforme sélectionne une composante k d'un individu et génère un nouvel individu en remplaçant cette composante par une valeur choisie aléatoirement dans l'intervalle des solutions possibles pour cette composante.

$$\begin{aligned}\bar{x} = \langle x_1, x_2, \dots, x_k, \dots, x_n \rangle & \text{ donne } \bar{x}' = \langle x_1, x_2, \dots, x'_k, \dots, x_n \rangle \\ & \text{ avec } x'_k \in [x_k^{\min}, x_k^{\max}]\end{aligned}\quad (\text{Eq.III. 44})$$

La mutation non uniforme remplace elle aussi le gène k d'un individu mais en appliquant cette fois l'opération

$$x'_k = \begin{cases} x_k + \Delta(t, x_k^{\max} - x_k) \\ \text{ou} \\ x_k + \Delta(t, x_k - x_k^{\min}) \end{cases}\quad (\text{Eq.III. 45})$$

$\Delta(t,y)$ est une fonction qui retourne un nombre aléatoire compris entre 0 et y et dont la probabilité de renvoyer un nombre proche de zéro augmente lorsque 't' augmente. Cette propriété permet à l'opérateur de chercher de façon uniforme dans le domaine de solutions lors des premières générations et de chercher plus localement en fin d'exécution.

A chaque opérateur a été affectée une probabilité d'apparition permettant de sélectionner l'opérateur devant agir sur les individus issus de la sélection. Ces poids peuvent être modifiés en cours d'exécution, et généralement on accorde plus d'importance aux croisements en début d'exécution et plus d'importance aux mutations sur la fin car ces opérateurs assurent un peu de diversité permettant de maintenir un semblant d'exploration.

Enfin, l'algorithme génétique se termine lorsque tous les individus ont convergé vers la même région de l'espace des solutions ou lorsqu'un nombre maximum d'évaluations, défini par l'utilisateur est atteint. Au cours de l'exécution, l'opérateur de sélection va donc améliorer la performance moyenne de la population tandis que les opérateurs de croisement et de mutation vont explorer l'espace de recherche. C'est l'équilibre entre l'exploration du domaine et l'exploitation des meilleurs individus qui va donner à l'algorithme génétique sa capacité à localiser l'optimum local. Cependant, cet équilibre ne peut être atteint qu'après un réglage précis de divers paramètres comme la taille de la population de départ ou la fréquence d'apparition des opérateurs de croisement et de mutation (L. SALUDJIAN (1997)).

III.5.4) Application aux micro-échangeurs

En terme d'optimisation, les grandeurs de notre problème ont déjà été classées en quatre catégories. Un individu est représenté par une chaîne à quatre gènes $\langle e, lc, D, V \rangle$ qui peuvent évoluer chacun dans un espace limité par des valeurs minimales et maximales. Ce bornage du domaine d'évolution doit tenir compte des critères de réalisation. Ainsi, si la largeur des canaux est fixée par la taille d'une fraise scie, alors lc pourra varier uniquement autour cette largeur dans la limite des incertitudes d'usinage, de même que la profondeur D dépendra du diamètre et du nombre de dents de la fraise. La largeur de l'ailette e , ne devra pas être inférieure à une certaine valeur qui assure une bonne rigidité, et l'on sait qu'il est pas nécessaire d'explorer l'espace de solution correspondant à une largeur supérieure à la largeur des canaux.

Le choix du domaine d'évolution de la vitesse du fluide n'est pas lié à des critères de réalisation. Il convient simplement de le choisir le judicieusement, ni trop réduit pour ne pas exclure l'optimum, ni trop grand, pour ne pas augmenter considérablement l'espace de recherche et ralentir la résolution. Par un simple calcul préliminaire il est aisé de fixer les limites de ce domaine. La fonction de minimisation est le calcul de la résistance thermique.

III.5.5) Comparaison des résultats obtenus

A titre de comparaison avec les précédentes méthodes de calcul citées dans l'étude bibliographique, on applique les algorithmes génétiques à des configurations semblables à celles proposées par KNIGHT (1992) et par TUCKERMAN (1984).

Tableau III. 9 : Comparaison de la solution proposée par les Algorithmes Génétiques avec celle de KNIGHT

	Algorithmes génétiques	Knight
D (μm)	600	365
lc (μm)	92	81
e (μm)	51	377
V (m/s)	9,6	19,6
ΔP (Bar)	2	2
Pm (W)	11	11
Rth (K/kW)	38,4	56

Tableau III. 10 : Comparaison de la solution proposée par les Algorithmes Génétiques avec celle de TUCKERMAN

	Algorithmes génétiques	Tuckerman
D (μm)	597	365
lc (μm)	50	57
e (μm)	50	57
V (m/s)	4,48	6
ΔP (Bar)	1,5	2
Pm (W)	2	2
Rth (K/kW)	48,4	64

Avec des contraintes de dimensionnement égales ou inférieures, les algorithmes génétiques proposent des résistances thermiques plus faibles tout en conservant des canaux ayant une largeur voisine.

III.5.6) Conclusion

Les algorithmes génétiques, algorithmes probabilistes, s'affranchissent assez bien des problèmes liés à la discontinuité de la fonction à optimiser (passage laminaire - turbulent) et proposent des solutions meilleures que les méthodes semi-analytiques rencontrées dans les publications traitant du dimensionnement des microcanaux.

Le fait qu'ils n'utilisent que la valeur de la fonction à minimiser, et non ses dérivées, leur confèrent une souplesse d'utilisation, particulièrement bien adaptée aux problèmes de thermiques, la fonction à minimiser pouvant être le résultat de simulations numériques, des tables de valeurs ou une suite de nombres.

III.6) Réalisation de prototypes

III.6.1) Introduction

On a vu précédemment que le calcul de la résistance thermique totale d'un échangeur monophasique est basé sur l'utilisation de corrélations empiriques. Même si celles-ci sont reconnues par leurs auteurs valables pour notre domaine d'utilisation, il est nécessaire de les vérifier ou de les infirmer à l'aide d'essais expérimentaux. De plus, cette étape s'avère indispensable car elle permet également de confirmer la faisabilité des micro-échangeurs tout en nous assurant que nous n'avons négligé aucun point important influençant le transfert de chaleur. Afin de pouvoir faire varier l'ensemble des paramètres influençant le transfert de chaleur, il faut réaliser au moins deux prototypes ayant des canaux de dimensions et de géométrie différentes.

III.6.2) Description générale de la méthode de réalisation

Réalisé dans un socle en cuivre, le réseau de microcanaux s'étend sur une surface carrée de $16 \times 16 \text{ mm}^2$, taille approximative d'une puce d'IGBT. Usinés à l'aide de fraises scie, il est aisé de faire varier la profondeur des microcanaux ainsi que la largeur des ailettes alors que leur largeur est fixée par l'épaisseur de la fraise.

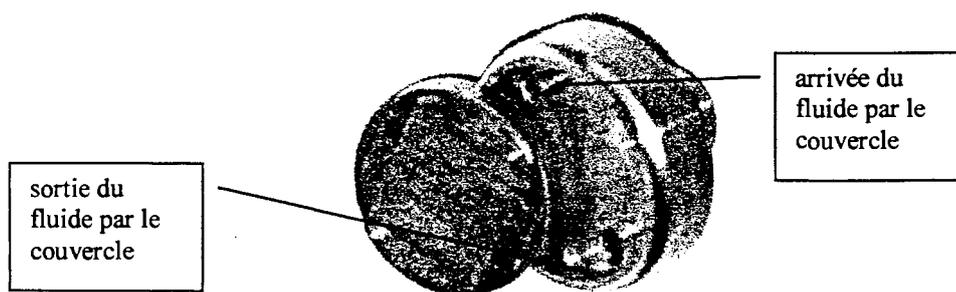


Figure III. 12: Réseau de canaux dissocié de son support

Nous concevons deux prototypes différents afin de valider les corrélations pour plusieurs largeurs de microcanal et plusieurs rapports profondeur sur largeur. A cet effet, il est judicieux de concevoir un prototype avec des canaux profonds, et un autre avec des canaux de profondeur proche de la largeur. Dans le but de faciliter la réalisation du couvercle qui doit

assurer l'étanchéité de l'ensemble, on inscrit le réseau de microcanaux dans un bloc de section cylindrique. Ce bloc viendra alors s'insérer dans un support de même empreinte., Notons qu'il est beaucoup plus facile d'ajuster deux cylindres l'un dans l'autre plutôt que deux parallélépipèdes.

Les collecteurs d'entrée et de sortie du fluide sont réalisés dans le socle, et permettent à l'eau de circuler dans les canaux via les deux décrochements usinés aux deux extrémités de l'échangeur. (Fig.III.13)

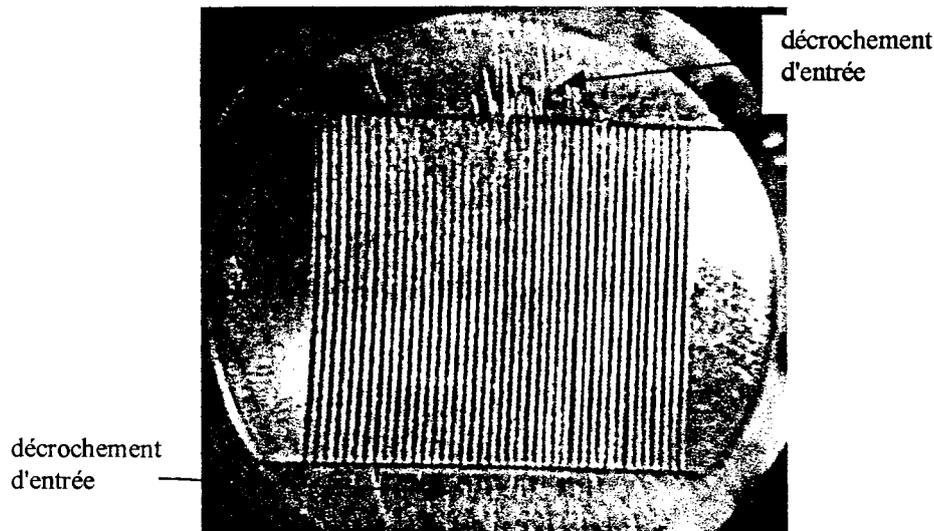


Figure III. 13 : Réseau de microcanaux du prototype 1 (largeur des canaux 275 μm)

D'un point de vue hydraulique, la conception des collecteurs et des canalisations d'entrée et de sortie n'est pas optimale. En effet cette géométrie sinueuse pour le fluide n'est sans doute pas celle qui limite le mieux la perte de pression et assure la meilleure répartition du fluide dans les divers canaux. Nous avons choisi de simplifier la réalisation en sachant que pour l'application définitive il conviendra de soigner ces points. Une analyse de la distribution et de la réalisation des collecteurs est présentée ci-après.

III.6.3) Conception des collecteurs d'entrée et de sortie

L'échangeur est constitué d'une multitude de canaux associés en parallèle. D'un point de vue thermique, les performances sont calculées en supposant que le fluide se répartit uniformément dans tous les canaux. Cette hypothèse, il est vrai simplificatrice, ne peut être levée simplement de manière analytique, et l'on sait qu'une répartition non uniforme du fluide ne peut qu'altérer les performances thermiques de l'échangeur. L'objet de ce paragraphe est, à

la fois de rechercher la meilleure disposition des collecteurs d'arrivée et de sortie du fluide et également de quantifier les écarts de distribution.

En général, deux géométries de distribution du fluide sont retenues pour minimiser la taille des collecteurs : la distribution dite en 'Z' et la distribution dite en 'U'.

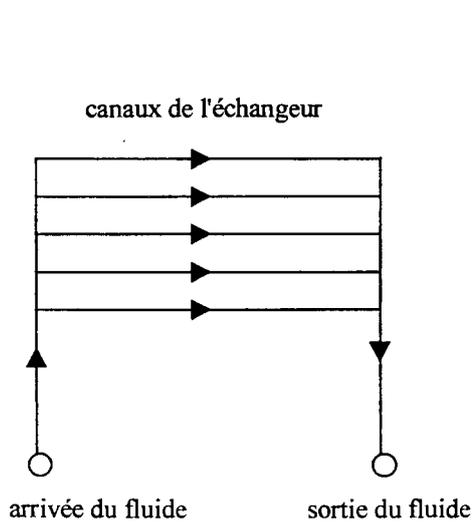


Figure III. 14 : Distribution en 'U'

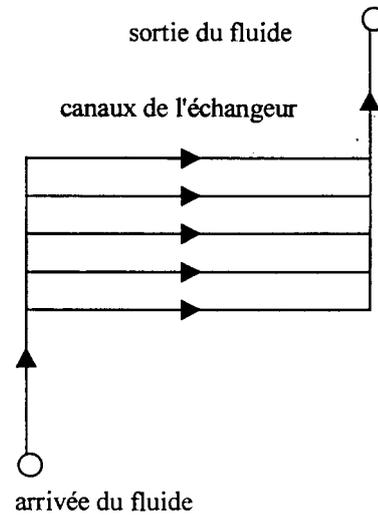


Figure III. 15 : Distribution en 'Z'

Bien évidemment, bon nombre de fabricants proposent déjà des solutions de refroidissement des composants de puissance en utilisant des réseaux de canaux. Force est de constater que la solution retenue est pratiquement toujours de type distribution en 'Z' (Kuramik, Electronic cooling). Il est vrai que par analogie électrique, en vertu de l'équilibrage des longueurs parcourues, cette solution semble meilleure. Une étude comparative de ces deux solutions a été menée au GRETh dans le cadre de la thèse de B. THONON (1991). Les résultats montrent, au contraire, que la distribution en 'U' est meilleure en ce sens qu'elle présente :

- un meilleur équilibrage du débit dans les canaux,
- une perte de pression à débit total identique plus faible.

GEC ALSTHOM, partenaire de cette thèse, utilisateur et concepteur de modules hybrides de puissance, dispose d'un outil de simulation numérique permettant la résolution simultanée et couplée des trois équations fondamentales régissant ce type de problème :

- l'équation de la chaleur (calcul des températures),
- l'équation de continuité (calcul de la pression),
- l'équation de quantité de mouvement (calcul des vitesses).

Le logiciel utilisé, Flotherm de la société Flomerics, est un logiciel de la famille des codes dit 'CFD' permettant une résolution de ces trois équations à partir d'une discrétisation en volumes finis de forme parallélépipédique.

L'échangeur simulé (Fig.III.16 et Fig.III.17) est constitué d'un bloc de cuivre (conductivité thermique égale à 360 W/K/m) dans lequel huit canaux de section 1 mm x 3 mm sont usinés. Une injection surfacique de puissance, que l'on choisit arbitrairement égale à 400 W, placée en face arrière simule la dissipation du composant. L'ensemble est alors modélisé par 11844 volumes élémentaires.

L'eau est utilisée comme fluide caloporteur, ses propriétés sont supposées invariantes avec la température et sont celles correspondantes à une température de 20°C. Le débit volumique total étant alors de 2 l/min, cette valeur justifie l'hypothèse émise au sujet des propriétés physiques de l'eau supposées constantes. Aucun échange de chaleur ne s'effectue avec le milieu ambiant, la totalité de la puissance injectée est évacuée par le fluide. Même s'il ne s'agit pas à proprement parlé de microcanaux, la modélisation et la résolution devenant alors beaucoup plus longue, le système décrit permet toutefois d'appréhender les phénomènes mis en jeu dans ce type d'échangeur.

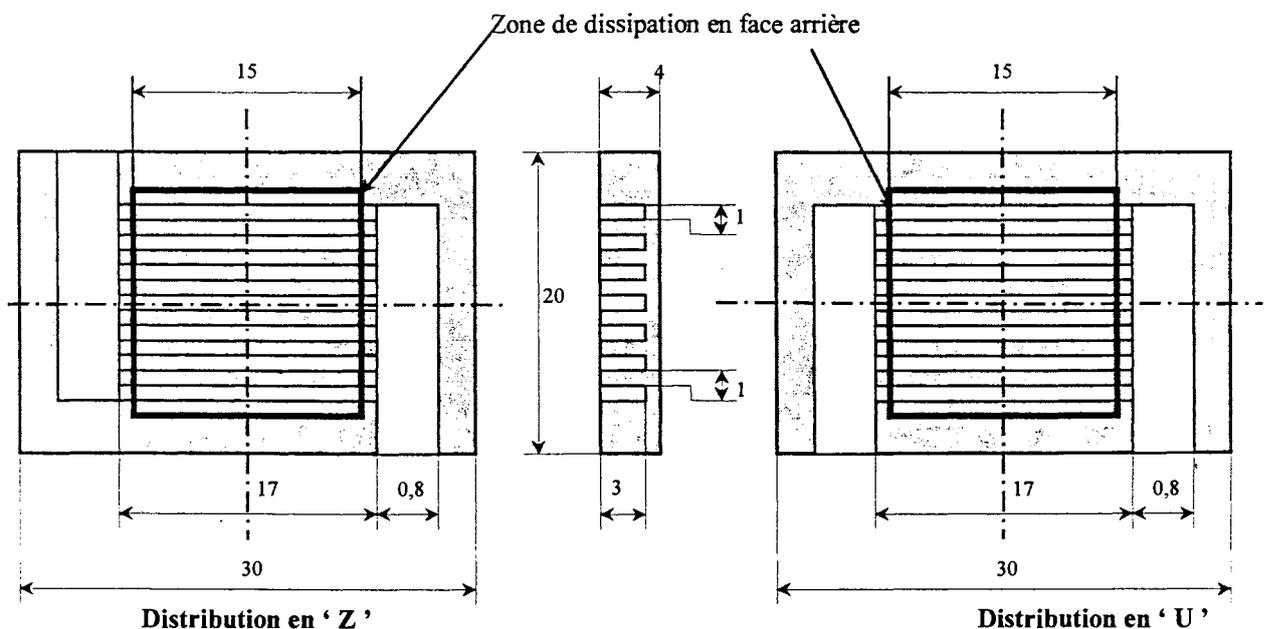


Figure III. 16 : Modélisation de la distribution en 'Z'

Figure III. 17 : Modélisation de la distribution en 'U'

Les résultats des simulations menées sur Flotherm confirment les conclusions rapportées dans les travaux de B. THONON (1991). La distribution du fluide dite en 'U' assure une meilleure répartition du débit dans l'ensemble des canaux (Fig.III.18 à Fig.III.21).

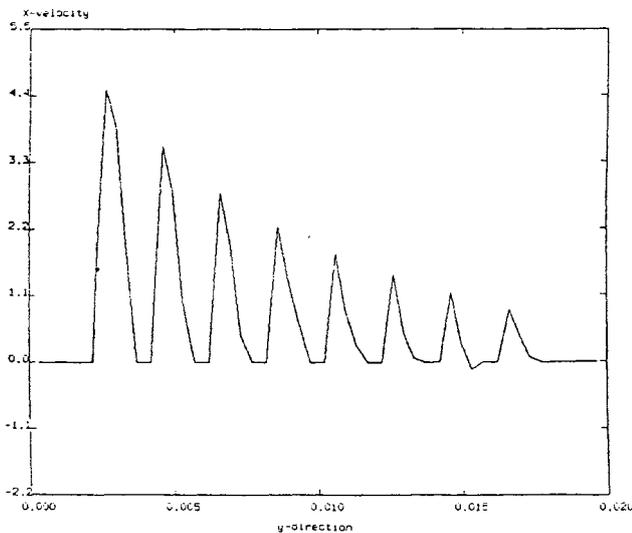


Figure III. 18 : Profil de vitesse au milieu de l'échangeur - configuration en 'Z'

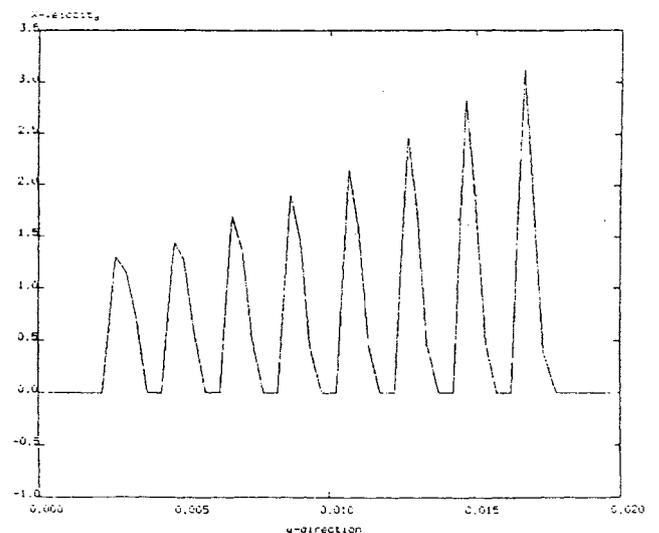


Figure III. 20 : Profil de vitesse au milieu de l'échangeur - configuration en 'U'

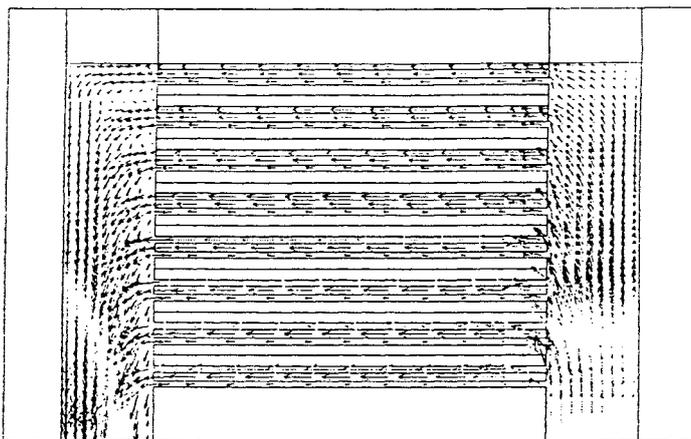


Figure III. 19 : Vecteur de vitesse de l'échangeur - configuration en 'U'

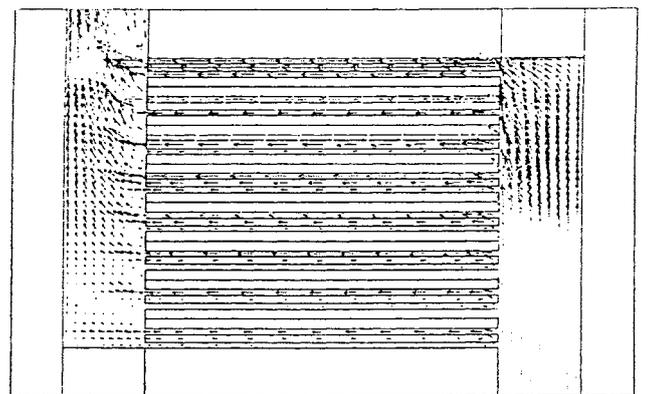


Figure III. 21 : Vecteur de vitesse de l'échangeur - configuration en 'Z'

Les résultats minimisent les différences existantes entre les deux configurations car le débit global est imposé dans les deux cas (2 l/min). En lieu et place de cette condition, si l'on avait placé la courbe de fonctionnement de la pompe assurant la circulation du fluide, les différences seraient encore plus marquées car la perte de pression supérieure de la configuration en 'Z' limiterait le débit global à une valeur plus faible que son homologue en 'U'.

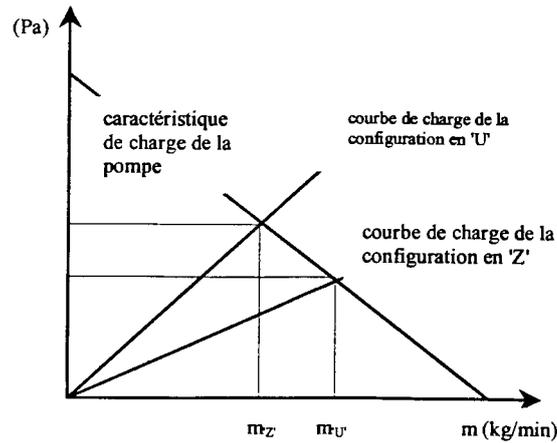


Figure III. 22 : Point de fonctionnement d'une pompe

Bien évidemment, la température de la surface dissipante est fonction du type de distribution. Si le profil du champ surfacique de température est dans les deux cas uniforme (en raison de la très bonne conductivité thermique du cuivre), en revanche l'amplitude maximale est inférieure dans le cas dit en 'U'.

- 127,8°C pour la distribution en 'U'

- 131,4°C pour la distribution en 'Z'

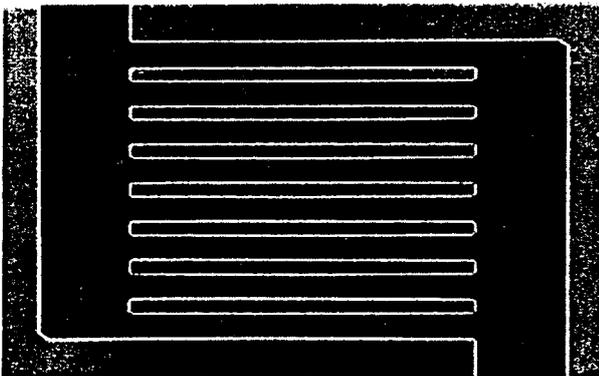


Figure III. 23 : Champ de température de l'échangeur - configuration en 'Z'

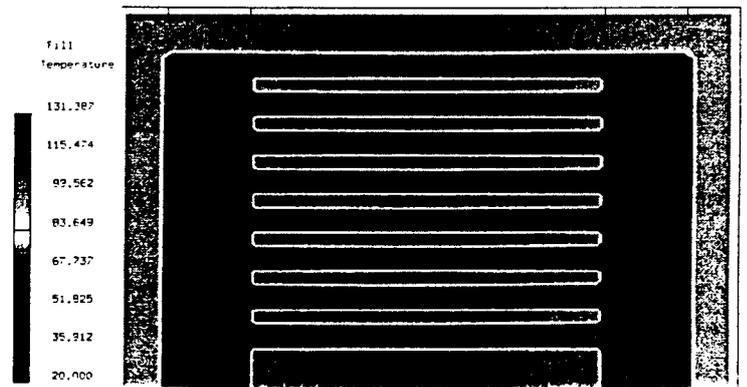


Figure III. 24 : Champ de température de l'échangeur - configuration en 'U'

On retiendra donc, de cette étude numérique, qu'il est préférable de distribuer le fluide dans l'échangeur avec des collecteurs d'entrée et de sortie disposés en 'U'. En effet, les

performances thermiques obtenues pour cette topologie sont améliorées et la perte de pression minimisée. Ces recommandations n'ont pas été suivies pour la réalisation des prototypes, la facilité de fabrication primant sur l'optimisation de la puissance de pompage à cette étape de l'étude.

III.6.4) Prototype à microcanaux peu profonds

Ce prototype constitué de 41 microcanaux de profondeur proche de leur largeur permet de tester les corrélations utilisées pour calculer le nombre de Nusselt en régime laminaire sans que la conduction dans les ailettes soit prépondérante. Usinés à l'aide de fraises scie de 200 μm de large, compte tenu des réglages machines et des incertitudes propres à ce type d'usinage, les mesures au microscope des canaux donnent les caractéristiques suivantes :

- taille du réseau	16 x 16 mm ² ,
- profondeur des canaux	730 μm ,
- largeur des canaux	230 μm ,
- largeur des ailettes	165 μm .

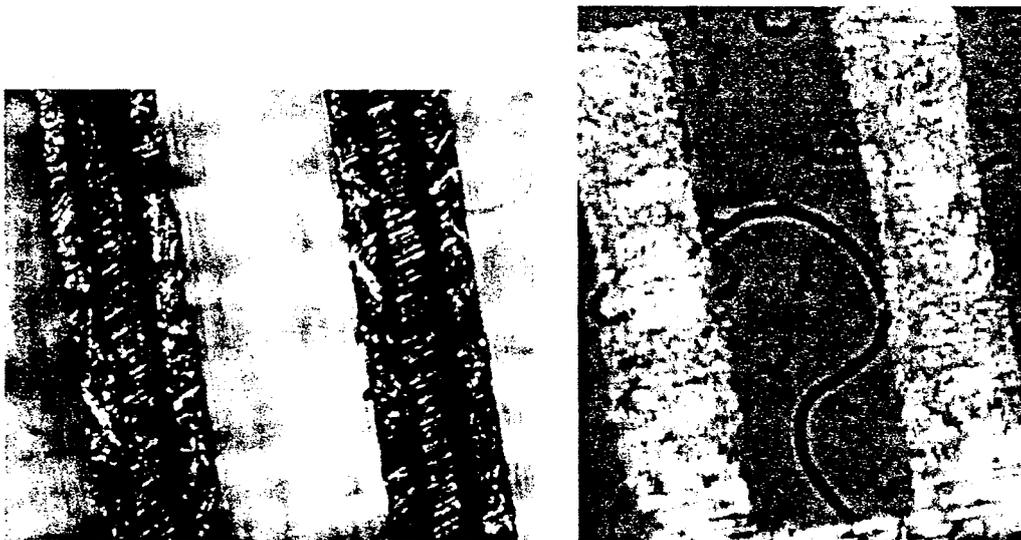


Figure III. 25 : Vue au microscope du réseau de canaux du prototype 1 ($G = 93,75$)

III.6.5) Prototype à microcanaux profonds

Il s'agit dans ce cas de tester les performances d'un échangeur ayant des canaux beaucoup plus profond que large. De plus, pour éviter une redondance des conditions de test, la largeur des canaux est également différente.

Les solutions à base de microcanaux profonds présentent des résistances faibles car la surface d'échange est importante. De plus, la prise en compte des effets d'ailettes peut également être vérifiée.

Cette fois, ils sont réalisés à l'aide d'une fraise scie de 300 μm de large. On obtient alors un échangeur ayant les caractéristiques suivantes :

- taille du réseau	16 x 16 mm ² ,
- Nombre de canaux	27,
- profondeur des canaux	3040 μm ,
- largeur des canaux	311 μm ,
- largeur des ailettes	288 μm .

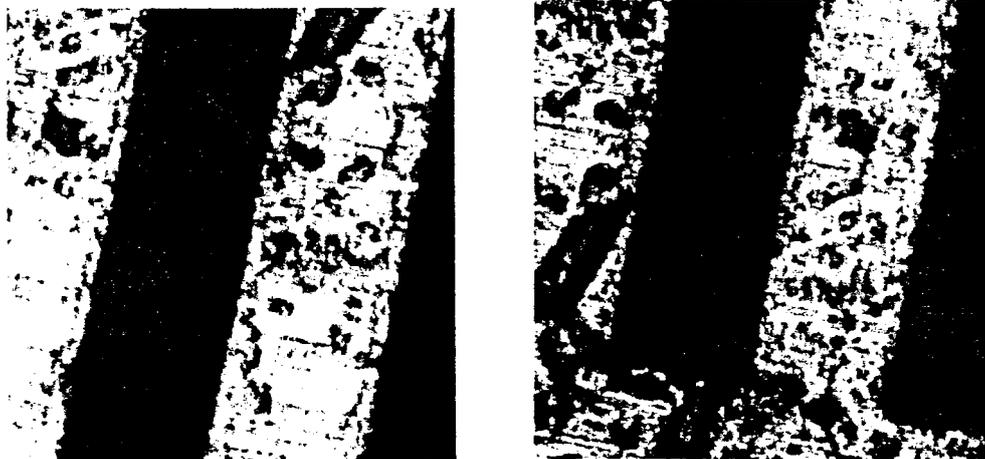


Figure III. 26 : Réseau de canaux du prototype 2 ($G = 57,75$)

III.7) Essais expérimentaux

III.7.1) Description de la boucle de mesure

Dans un premier temps, on s'affranchit des problèmes liés aux composants de puissance en simulant la puissance dissipée par la puce à l'aide d'une résistance électrique.

Devant la difficulté de trouver ou de réaliser une résistance de 16 x 16 mm² pouvant dissiper plus de 300 W, on emploie une résistance de 5 cm x 5 cm associée à un cône en cuivre qui canalise les lignes de flux de chaleur vers la surface utile de l'échangeur. L'ensemble cône et résistance est enfermé dans une enceinte calorifugée afin d'éliminer les transferts convectifs avec le milieu ambiant.

Les températures sont mesurées à l'aide de thermocouple type (E) reliés à une chaîne d'acquisition disposant de sa propre référence de température.

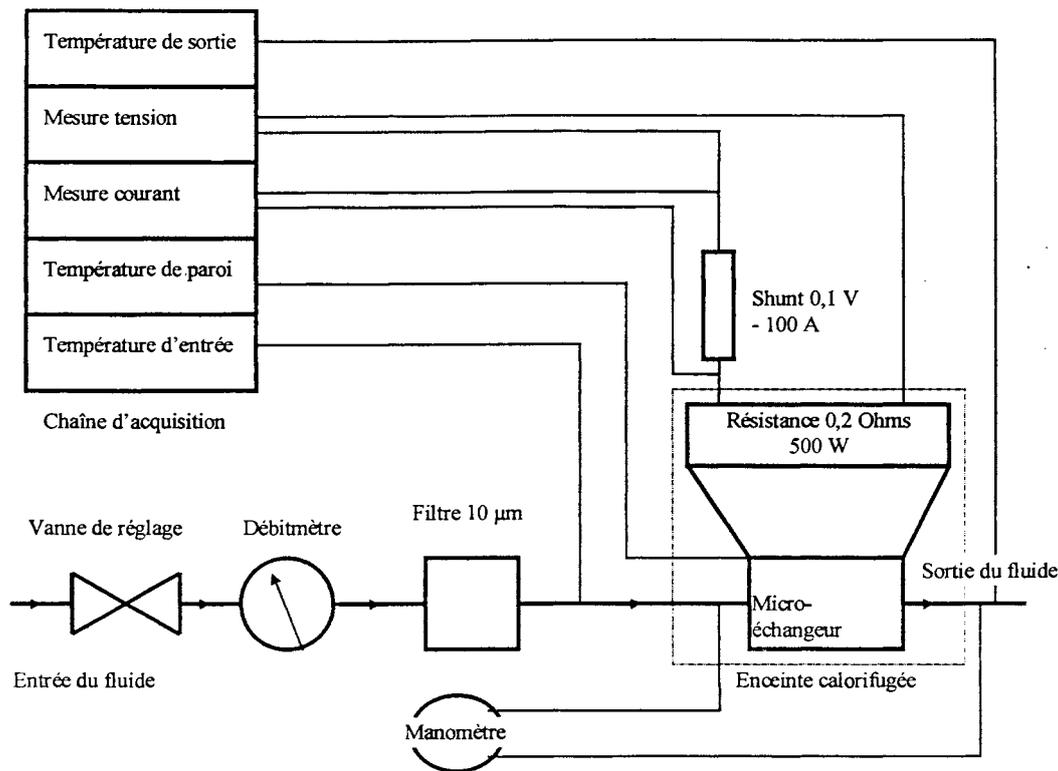


Figure III. 27 : Schéma de la boucle de mesure des caractéristiques des micro-échangeurs monophasiques

La puissance électrique est fournie par une source de courant continu variable, un shunt (0,1 V - 100 A classe 0,5) mesure le courant tandis que la tension est directement mesurée aux bornes de la résistance. Ces deux grandeurs sont également reliées à la chaîne d'acquisition autorisant ainsi le calcul de la puissance transmise à l'échangeur. Le débit volumique du fluide est déterminé à l'aide d'un débitmètre à flotteur AALBORG (2019 l/min - eau à 25°C - ± 2 % pleine échelle). La chute de pression est obtenue à l'aide d'un manomètre différentiel numérique (0 - 7 bar).

III.7.2) Campagne de mesures

Les mesures de la résistance thermique totale de l'échangeur sont réalisées par série, pour une valeur fixe du débit volumique et plusieurs valeurs de la puissance dissipée.

Pour chaque valeur du débit, on effectue trois séries de mesures espacées dans le temps afin de vérifier la reproductibilité des essais. Pour chaque série, on effectue également entre sept et dix mesures de la résistance thermique totale pour différentes puissances dissipées.

La boucle précédemment décrite répond aux besoins de deux catégories de mesures :

- des mesures visant à déterminer la résistance thermique,
- des mesures visant à déterminer les conditions d'expérimentations.

De ce fait, les imprécisions de mesure entraînent des incertitudes concernant :

- la résistance thermique totale expérimentale,
- la résistance thermique totale théorique dépendant des conditions d'expérimentation.

Rappelons que l'on obtient par la mesure,

$$Rth_{tot} = \frac{T_p - T_e}{U I}, \quad (\text{Eq.III. 46})$$

et que cette même valeur peut-être obtenue par le calcul et mise sous la forme,

$$Rth_{tot} = f(Q, D, lc, e, L). \quad (\text{Eq.III. 47})$$

Il est bien évident que la justesse de cette deuxième expression est liée à la précision de la mesure du débit et des dimensions de l'échangeur.

Compte tenu de l'appareillage de mesure, on obtient après calcul une incertitude proche de 6 % sur l'expression théorique (Eq.III.47), valeur pratiquement constante pour toute la gamme d'essais. En revanche, l'incertitude concernant la résistance expérimentale varie avec la puissance dissipée. En effet, pour les faibles valeurs de puissance, l'écart de température entre la paroi et le fluide en entrée est faible, donc l'imprécision de mesure augmente. Pour des puissances variant de 100 à 350 W, l'incertitude est comprise entre 5 et 11%.

Le tableau III.11 fournit la liste de l'appareillage de mesure utilisé ainsi que leur classe de précision. On peut apporter quelques corrections à certaines valeurs fournies par les fabricants. Les thermocouples de type E sont donnés à 0,2 °C de précision. Lorsque les trois thermocouples sont plongés dans un fluide de température homogène, on note des variations pouvant atteindre 0,5°C. A la précision donnée par le fabricant du débitmètre à flotteur, il est nécessaire de rajouter les imprécisions de lecture.

Tableau III. 11 : Calibres et classe de précision des appareils de mesure

Thermocouple	0,2 °C
Débitmètre	2 % pleine échelle 2019 ml/min
Manomètre 0 - 7 bar	3 digits 0,2 % ± 1 chiffre
Shunt 0,1 V - 100 A	classe 0,5
Chaîne d'acquisition mesure I	32000 points calibre 0,1 V
Chaîne d'acquisition mesure U	32000 points calibre 10 V
Dimensions des canaux d, e, lc	microscope et table micrométrique 2D

III.7.3) Résultats obtenus avec le prototype à microcanaux peu profonds

Des séries de mesures ont été réalisées pour quatre débits volumiques différents. Les nombres de Reynolds respectifs sont compris entre 696 et 1855. Si le régime est établi hydrauliquement et thermiquement, il est possible de calculer le nombre de Nusselt, dans les cas contraires, il est obtenu par extrapolation à l'aide de tables (TAINE et PETIT (1989)).

Le tableau ci-dessus présente pour les quatre débits utilisés les nombres de Nusselt et les résistances thermiques totales obtenues par le calcul pour les trois cas envisageables :

- écoulement établi hydrauliquement et thermiquement (cas I),
- écoulement établi hydrauliquement en cours de développement thermique (cas II),
- écoulement en cours de développement thermique et hydraulique (cas III).

Tableau III. 12 : Nombres de Nusselt en régime non établi

Q (ml/min)	502	775	1055	1337
$Nu_{cas I}$	5.306	5.306	5.306	5.306
$Nu_{cas III}$	7.48	9.019	9.856	10.54
$Nu_{cas IIII}$	10.03	11.98	13.34	14.48
$Rth_{cas I}$ (kW/K)	0.115	0.106	0.0995	0.0955
$Rth_{cas III}$ (kW/K)	0.094	0.0746	0.064	0.0573
$Rth_{cas IIII}$ (kW/K)	0.081	0.0634	0.053	0.0467

Ces valeurs seront par la suite comparées aux résultats expérimentaux : toute la difficulté résidant dans la détermination des régimes hydraulique et thermique.

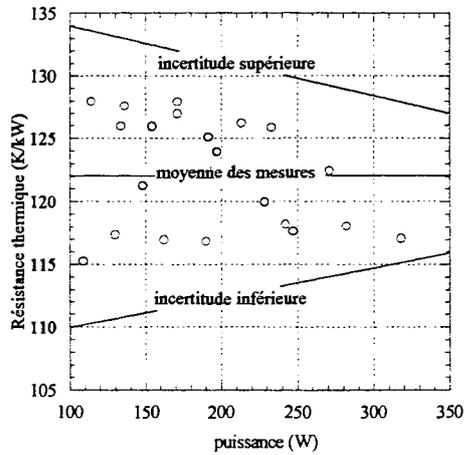


Figure III. 28 : Résistance thermique en fonction de la puissance $Q = 502 \text{ ml/m}$

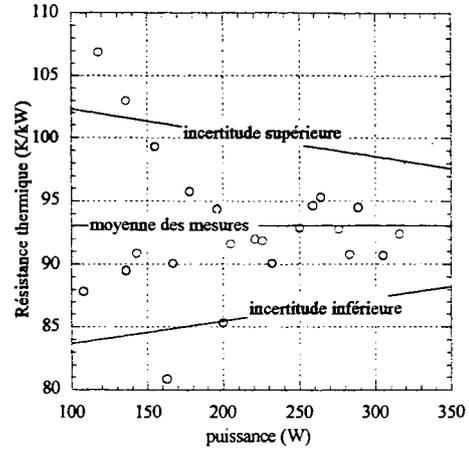


Figure III. 30 : Résistance thermique en fonction de la puissance $Q = 1055 \text{ ml/m}$

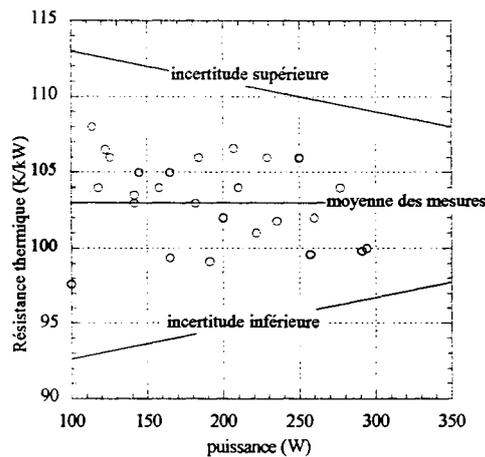


Figure III. 29 : Résistance thermique en fonction de la puissance $Q = 775 \text{ ml/min}$

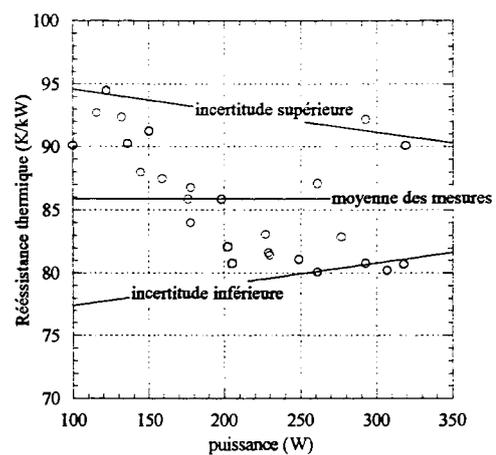


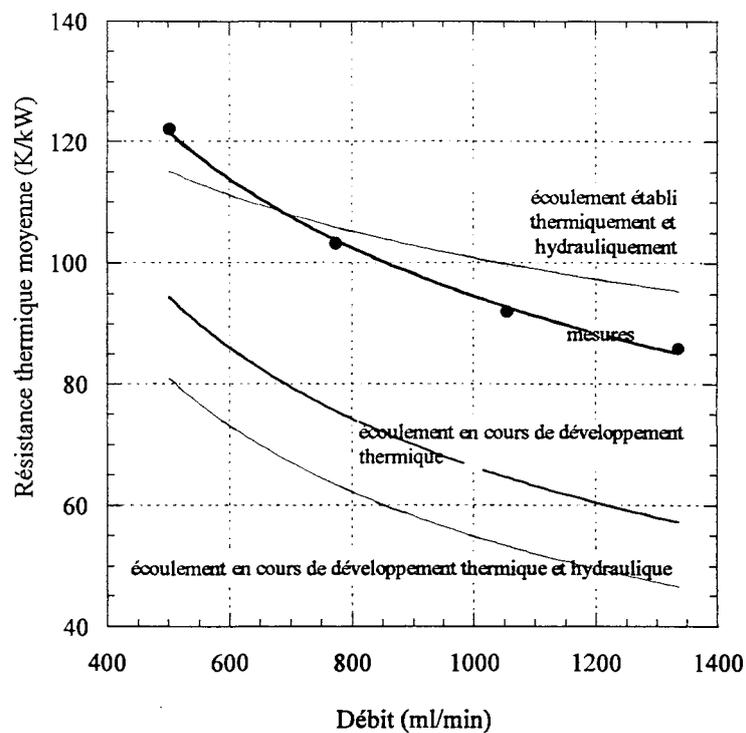
Figure III. 31 : Résistance thermique en fonction de la puissance $Q = 1337 \text{ ml/min}$

Les figures III.28 à III.31 et le tableau III.13 montrent les résultats obtenus avec ce prototype. On observe une plus forte dispersion pour les débits importants : phénomène difficilement explicable, en théorie, puisque le débit n'intervient pas dans le calcul de la résistance thermique mesurée. En revanche, l'augmentation du débit diminue les écarts de température et augmente donc l'incertitude de mesure.

Tableau III. 13 : Synthèses des mesures de résistances thermiques

	mesure mini	mesure maxi	moyenne des mesures	valeur médiane	moyenne quadratique	variance
Q = 502ml/min	115,5	128	122,16	122,25	122,23	19,13
Q = 775 ml/min	97,6	108	103,19	103,75	103,22	7,72
Q = 1055 ml/min	80,9	106,9	92,8	92	92,93	28,7
Q = 1337 ml/min	80,1	94,4	85,9	85,9	86,03	21,47

A partir des valeurs moyennes, nous comparons ces résultats aux valeurs théoriques calculées avec les méthodes précédentes. La résistance thermique expérimentale (moyenne des mesures) est proche de la valeur calculée lorsque l'écoulement est pleinement établi. On peut noter que lorsque le débit augmente, les longueurs d'établissement sont allongées, améliorant de ce fait le transfert de chaleur.

**Figure III. 32 : Comparaison des mesures avec les valeurs théoriques**

III.7.5) Résultats obtenus avec le prototype à microcanaux profonds

Le rapport entre la profondeur des microcanaux et la largeur est voisin de dix. Il s'agit donc pratiquement d'un écoulement plan. A ce titre, nous utiliserons les corrélations propres à cette

géométrie pour déterminer les longueurs d'établissements et les nombres de Nusselt dans ces zones. Lorsque nous comparons les résistances thermiques mesurées aux résistances théoriques, nous devons, dans ce cas tenir compte de l'épaisseur de cuivre existante entre la face supérieure des canaux et la surface sur laquelle est brasée la puce.

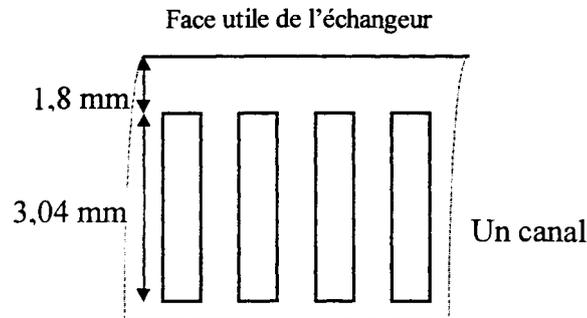


Figure III. 33 : Dimensions des canaux

Le calcul de cette résistance s'obtient très facilement en utilisant les formulations classiques,

$$R_{th_{cond}} = \frac{1 \text{ épaisseur}}{k_p \text{ section}} = \frac{1}{360} \frac{1,810^{-3}}{(16 \cdot 10^{-3})^2} = 16,3 \text{ K/kW}, \quad (\text{Eq.III. 48})$$

ce qui, compte tenu des ordres de grandeur de $R_{th_{cap}}$ et $R_{th_{conv}}$, n'est pas négligeable.

On obtient alors le tableau ci-dessous, donnant les nombres de Nusselt et les résistances thermiques totales pour les différents débits volumiques employés.

Tableau III. 14 : Nombres de Nusselt et résistances thermiques théoriques du second prototype

Q (ml/min)	637	1337	1748	2019	3496
$Nu_{cas I}$	6,884	6,884	6,884	6,884	6,884
$Nu_{cas III}$	10,44	12,14	13,19	13,8	16,39
$Nu_{cas IIII}$	11,2	13,6	17	18,8	27,36
$R_{th_{cas I}}$ (kW/K)	102	89,7	87,1	86	83
$R_{th_{cas III}}$ (kW/K)	81,9	64,7	59,6	57,2	49,4
$R_{th_{cas IIII}}$ (kW/K)	79	61	53	49	38

Les cas I, II, III correspondent respectivement au régime établi, au régime en cours de développement thermique et à celui en cours de développement thermique et hydraulique.

Les incertitudes de mesures sont du même ordre que celles obtenues avec le premier prototype et varient entre 5 et 11% selon la puissance injectée dans l'échangeur.

Les remarques que nous pouvons émettre à partir de ces résultats sont semblables à celles formulées pour le premier prototype :

- résultats meilleurs que ceux prédits par le modèle en régime établi,
- points encadrés par le régime établi et le régime en cours de développement thermique,

On peut cependant rajouter que dans ce cas précis, les canaux étant dix fois plus profonds que large, la conduction dans l'ailette n'est pas négligeable. L'écart entre les mesures et les valeurs théoriques est quasiment identique au l'écart obtenu avec le premier prototype. on peut en déduire que l'efficacité d'ailette introduite dans le modèle théorique modélise correctement la conduction.

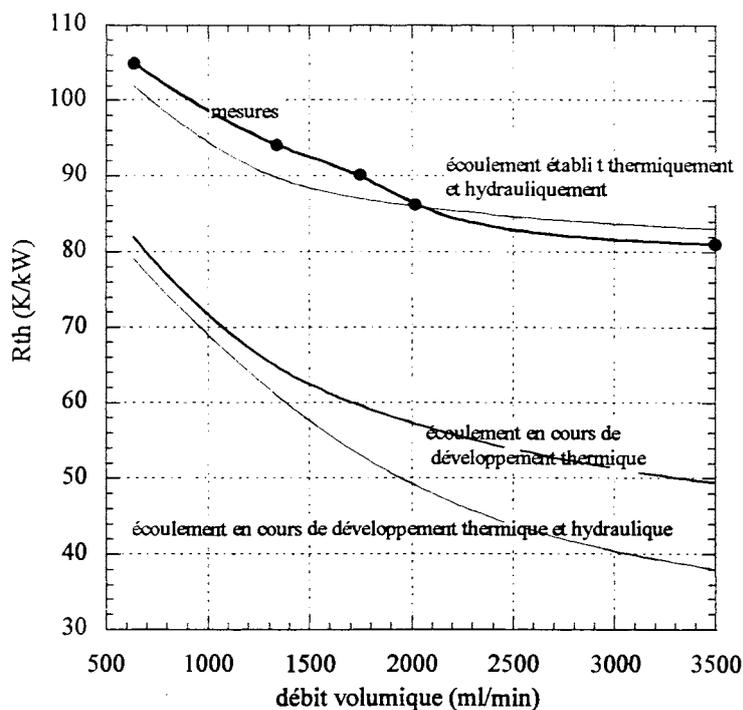


Figure III. 34 : Comparaison entre les mesures et les prédictions théoriques

III.8) Applications aux transistors de puissance

III.8.1) Introduction

Les performances thermiques des micro-échangeurs monophasiques sont désormais connues. On vient de voir qu'il était possible de prédire analytiquement la résistance thermique de ces échangeurs avec moins de 20% de déviation par rapport aux mesures, cette déviation étant en partie due aux régimes d'établissement thermique et hydraulique à l'entrée des canaux.

A titre d'application, une puce d'IGBT Siemens, 75A – 1600V est directement brasée sur le deuxième prototype dont les dimensions sont rappelées ci-dessous :

- taille du réseau de canaux : $16 \times 16 \text{ mm}^2$
- profondeur des canaux : $3040 \text{ }\mu\text{m}$
- largeur des canaux : $311 \text{ }\mu\text{m}$
- largeur des ailettes : $188 \text{ }\mu\text{m}$
- nombre de canaux : 27

III.8.2) Description de l'assemblage

L'IGBT est un composant disposant de trois électrodes, la grille, la source et le drain. L'électrode de drain ne pose pas de problème particulier de réalisation puisqu'elle occupe toute la surface inférieure de la puce et peut donc être facilement raccorder sur l'extérieur. Si l'électrode de grille ne pose pas non plus de problème de connexion compte tenu du faible niveau d'énergie mis en jeu, en revanche, l'électrode de source mérite toute notre attention. En effet, l'utilisation de dispositifs à base de microcanaux se justifie en partie par la possibilité d'augmenter le courant conduit (nous y reviendrons très bientôt). Or ce courant est amené jusqu'à la source à l'aide de fils d'aluminium qui d'une part, devront être dimensionnés en fonction de ce courant et d'autre part, entraîneront des pertes joules supplémentaires lors de leur soudure sur la borne de raccordement de la source : pertes qui doivent être évacuées pour éviter une montée en température de ce connecteur. Les pertes joules dissipées dans la borne de connexion de la source sont quant à elles évacuées par l'échangeur puisqu'il fait office de connecteur.

L'ensemble ainsi obtenu est présenté sur la figure III.39. Notons toutefois qu'ayant réutilisé un réseau de canaux existant, il n'a pas été possible de refroidir la borne de raccordement du source conformément aux recommandations précédentes.

Les fils d'aluminium ont un diamètre 250 μm , douze brins étant associés en parallèle.

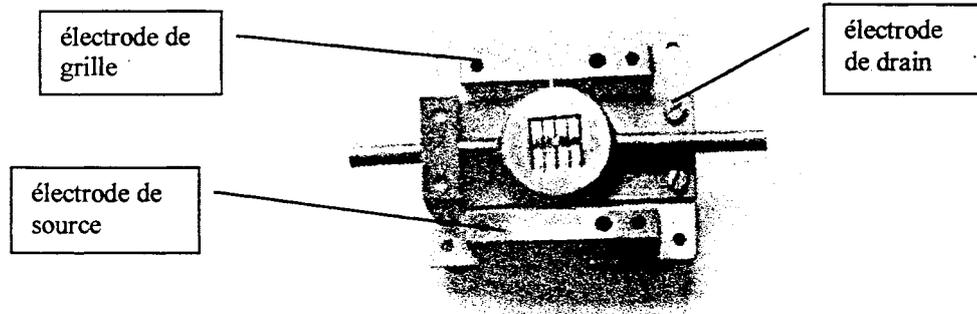


Figure III. 35 : Photographie du prototype réalisé

III.8.3) Couplage électrothermique

En utilisant des dispositifs de refroidissement performants, il est possible d'augmenter le courant contrôlé par le composant. En s'affranchissant des données constructeurs qui prennent en compte des paramètres autres que scientifiques, on peut définir le courant nominal d'un composant comme étant le courant qui, pour un mode de fonctionnement donné, entraîne l'échauffement de la puce correspondant au maximum admissible.

A partir du modèle linéaire de conduction de l'IGBT

$$V_{DS} = \left(V_{DS_{0^{\circ}C}} + a T_j \right) + \left(R_{DS_{0^{\circ}C}} + b T_j \right) I_{DS} \quad (\text{Eq.III. 49})$$

de la loi d'Ohm thermique,

$$P = V_{DS} I_{DS} = \frac{T_{J_{max}} - T_{l,e}}{Rth_{tot}} \quad (\text{Eq.III. 50})$$

et en considérant, que lorsque la puce ne dissipe pas de puissance, elle se trouve à une température uniforme égale à la température d'entrée du fluide de refroidissement, il est aisé de coupler le courant maximal conduit à l'élévation de température de la jonction et à la résistance thermique totale de l'échangeur.

Ce courant est alors solution de l'équation du second degré :

$$I_{DS}^2 + \frac{V_{DS} + a T_{Jmax}}{R_{DS_{\sigma c}} + b T_{Jmax}} I_{DS} + \frac{T_{Jmax} - T_{l,e}}{R_{DS_{\sigma c}} + b T_{Jmax}} = 0, \quad (\text{Eq.III. 51})$$

ayant pour solution positive,

$$I_{DS} = \frac{V_{DS_{\sigma c}} - a T_{Jmax} + \sqrt{Rth_{tot} V_{DS_{\sigma c}}^2 + 2 Rth_{tot} a T_{Jmax} + Rth_{tot} a^2 + T_{Jmax}^2}}{2 (R_{DS_{\sigma c}} + b T_{Jmax}) \sqrt{Rth_{tot}}} + \frac{\sqrt{4 R_{DS_{\sigma c}} (T_{Jmax} - T_{l,e}) - 4 b T_{Jmax} T_{l,e}}}{2 (R_{DS_{\sigma c}} + b T_{Jmax}) \sqrt{Rth_{tot}}}, \quad (\text{Eq.III. 52})$$

Ce calcul ne tient pas compte des pertes par commutation.

A titre d'illustration, un transistor IGBT ayant les caractéristiques suivantes

$$\begin{aligned} - V_{DS_{\sigma c}} &= 1,47 \text{ V}, & - a &= -0,017 \text{ V/K}, \\ - R_{DS_{\sigma c}} &= 0,042 \text{ } \Omega, & - b &= 2,26 \cdot 10^{-4} \text{ } \Omega/\text{K}, \end{aligned}$$

est monté sur un micro-échangeur ayant une résistance thermique totale pouvant varier entre 0,01 K/W et 1 K/W selon le débit massique de fluide circulant dans les canaux. En admettant qu'au repos le fluide de refroidissement présente une température homogène de 80°C, que pour des raisons de fiabilité et de durée de vie du composant, la température maximale soit limitée à 115°C (soit un cyclage de thermique de 35°C), il est possible de calculer le courant nominal du composant en fonction de sa résistance thermique.

Les valeurs des coefficients $V_{DS_{\sigma c}}$, $R_{DS_{\sigma c}}$, a , b sont typiquement celles d'un IGBT 50A – 1600V. On peut remarquer (Fig.III.40) que pour contrôler un courant permanent de 50 A, courant nominal constructeur, tout en limitant le cyclage thermique à 35°C, la puce d'IGBT doit être brasée sur un échangeur présentant une résistance thermique inférieure à 0,1 K/W (silicium, brasure et accrochage compris).

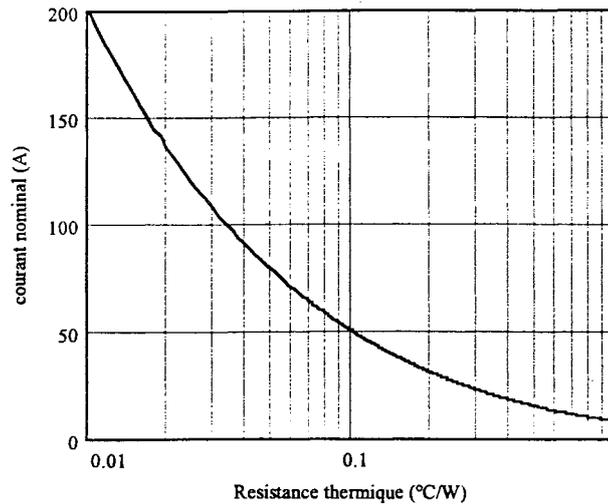


Figure III. 36 : Courant nominal d'une puce d'IGBT Siemens 50A -1600V en fonction de la résistance thermique totale de l'assemblage

III.8.4) Essais et performances réelles

L'évaluation des performances d'un IGBT en commutation est délicate. En effet, pour le faire commuter sous sa tension nominale qui, contrairement au courant nominal n'est pas une valeur arbitraire, il faudrait d'une part, disposer d'une source de 1000V, et d'autre part, encapsuler le composant pour éviter un claquage par contournement. De ce fait, l'assemblage réalisé sera principalement testé en régime permanent. En série avec le prototype, un IGBT pilote permet de contrôler le courant de charge (Fig.III.41). Lorsqu'il ouvrira le circuit, seul le courant d'étalonnage traversera l'IGBT testé, et autorisera de ce fait, l'extrapolation de sa température de jonction. L'interruption du courant principal ne durant qu'un temps très court, la température de jonction est assimilée stable pendant cette durée.

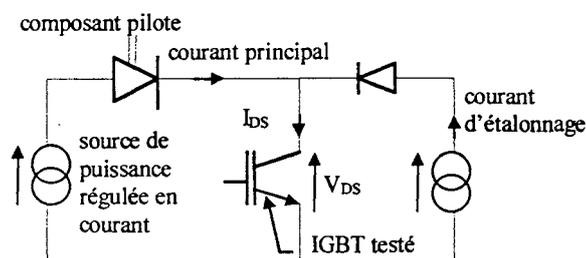


Figure III. 37 : Essai du prototype – circuit électrique

Généralement, la durée de la phase de mesure est comprise entre $50\mu s$ et $100\mu s$. Afin de limiter les perturbations dues à l'extinction du courant principal, il convient de soigner la réalisation du circuit, voire de lui ajouter un circuit d'aide à la commutation. Si la phase de

mesure est très courte devant la phase de dissipation (rapport cyclique voisin de un), de telle sorte que le régime permanent thermique soit atteint, la valeur de la température de jonction extrapolée correspondra à la température de jonction en régime permanent.

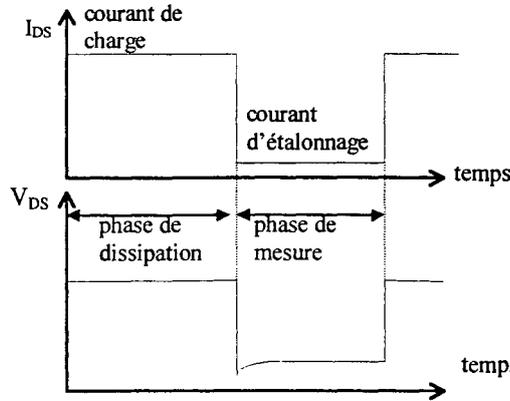


Figure III. 38 : Signaux associés à l'extrapolation de la température de jonction

Si au contraire, le rapport cyclique est voisin de 1/2, la période étant grande devant la constante de temps thermique, on pourra alors évaluer la réponse thermique de l'assemblage et en déduire le fonctionnement en régime transitoire.

III.8.4.1) Caractéristique statique

En régime permanent il est aisé de tracer la caractéristique statique de l'assemblage. Il s'agit dans ce cas d'une caractéristique à température de jonction variable, dont la variation est liée aux performances thermiques de l'assemblage.

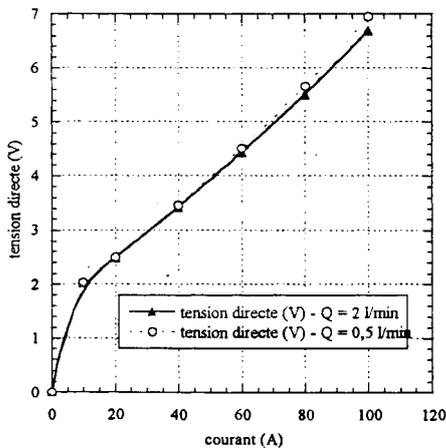


Figure III. 39 : Caractéristique électrothermique statique de l'assemblage

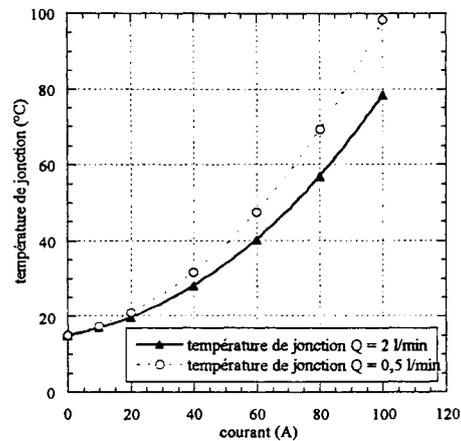


Figure III. 40 : Caractéristique température de jonction - courant de l'assemblage

Aux vues de ces caractéristiques, on constate que la qualité du refroidissement n'a qu'une influence faible sur la caractéristique statique (25 mV de différence à 100A). En revanche, la température de jonction est fortement influencée.

III.8.4.2) Réponse transitoire

L'extrapolation de la température de jonction à l'aide du paramètre thermosensible précédemment décrit reste valable en régime transitoire et permet donc de mesurer la réponse thermique de l'assemblage à un échelon de puissance (dans notre cas, il s'agit d'un échelon négatif). On constate que le temps de relaxation du dispositif est inférieur à une seconde pour un échelon de puissance voisin de 350 W. L'inertie thermique est très faible compte tenu du volume de cuivre utilisé et du coefficient d'échange élevé. Lors d'un fonctionnement cyclique du composant (accélération - repos - freinage d'un cycle de traction), la température de jonction évoluera quasi instantanément avec la puissance dissipée au cours de ce même cycle. L'amplitude ne pourra être limitée par le régime thermique transitoire du composant puisque sa constante de temps est négligeable devant la durée d'un cycle de fonctionnement. Avec ce type d'assemblage, le seul moyen de limiter les excursions de température de jonction est la diminution de la résistance thermique totale.

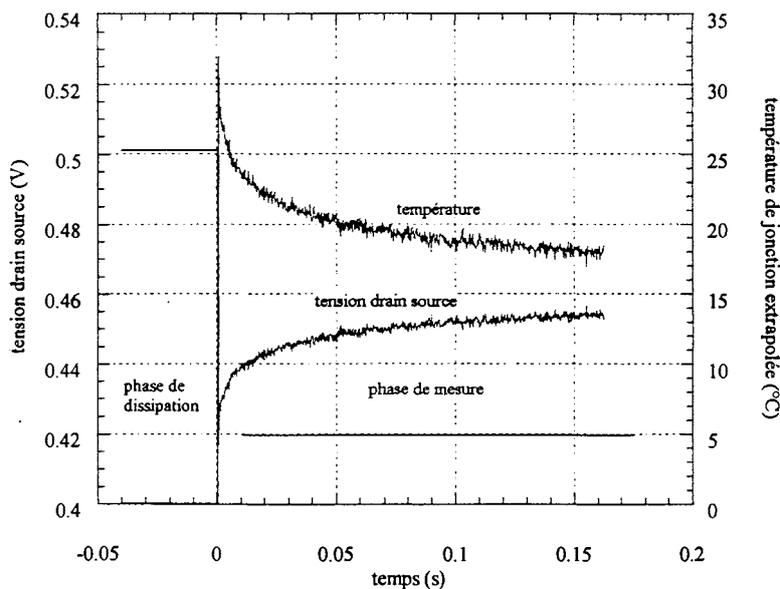


Figure III. 41 : Réponse transitoire du prototype à canaux profonds - Echelon de puissance négatif de 250 W - $Q = 2$ l/min

III.9) Conclusions

Les micro-échangeurs monophasiques, compacts et efficaces, sont particulièrement bien adaptés au refroidissement des composants de puissance. A partir de corrélations de calculs du coefficient d'échange on exprime la résistance totale de l'échangeur définie comme étant le rapport de l'écart de température entre la paroi en sortie et le fluide en entrée sur la puissance dissipée.

A partir des modèles de calculs, les dimensions de l'échangeur sont optimisées à l'aide d'algorithmes génétiques dans le but de minimiser la perte de pression et la puissance motrice. Ces algorithmes probabilistes ne font pas appel au gradient, propriété intéressante dans notre cas en raison de la discontinuité des formulations due au passage laminaire - turbulent. Comparés à plusieurs méthodes de dimensionnement trouvées dans la littérature, à perte de pression et puissance motrice égales, les algorithmes génétiques convergent vers des valeurs de résistances thermiques inférieures.

Deux prototypes ont été réalisés dans le but de valider les corrélations employées et de valider la faisabilité de ce type d'échangeurs. Chaque prototype a été testé pour plusieurs valeurs de débit et de puissance dissipée. Les valeurs mesurées sont proches des prédictions fournies par les modèles utilisés (>20%).

L'utilisation d'un micro-échangeur permet à une puce d'IGBT, brasée dessus, de contrôler un courant deux fois supérieur au courant spécifié par le fabricant. En utilisant des pompes de puissance de l'ordre du Watt, les résistances thermiques obtenues sont inférieures à 0,1 K/W, ce qui autorise des densités de puissances dissipées par le composant supérieures à 250 W/cm² avec des élévations de température inférieures à 35°C.

Notons quand même, que ces valeurs ont été obtenues en utilisant l'eau, comme fluide caloporteur. L'emploi de l'eau pour le refroidissement de composants haute tension implique l'insertion, soit d'un système de désionisation, soit d'une plaque isolante entre la puce et l'échangeur. La première solution augmentera le coût de l'installation, la deuxième dégradera les performances thermiques.

Références bibliographiques**A. BEJAN (1991)***Convection heat transfer*

John Wiley & Son Inc., ISBN 417-57972-6

A. DUNCAN, G.P. PETERSON (1994)

Review of microscale heat transfer

Applied Mechanic Revue, Vol. 47, No. 9, September 1994

V. GNIELINSKI (1976)*New equations for heat and mass transfer in turbulent pipes and channels flow*

Int. Chem. Eng., Vol. 16, 1976

J.H. HOLLAND*Adaptation in Natural and Artificial systems*

Ann Arbor, University of Michigan Press

W. M. KAYS, M.E. CRAWFORD (1980)*Numerical solutions for laminar flow heat transfer in circular tubes*

Trans. ASME, Vol. 77, pp 1265-1274

M.B. KLEINER, S.A. KÜHN, K. HABERGER (1995)*High Performance Forced Air Cooling Scheme Employing Microchannel Heat Exchangers*

IEEE Trans. on Components, Packaging, and Manufacturing Technology -Part A, Vol. 18, No. 4, December 1995

R.W. KEYES (1984)*Heat Transfer in Forced Convection Through Fins*

IEEE Trans. on Electron Devices, Vol. ED 31, No. 9, 1984

R.W. KNIGHT, D.J. HALL, R.C. JAEGER (1992)*Heat Sink Optimization with Application to Microchannels*

IEEE Trans. Comp. Hybrids, Manufacturing Technologies, Vol. 15, No. 5, pp 832-842, 1992

R.J. PHILLIPS (1990)*Microchannel heat sinks*

Advances in Thermal modeling of electronic components and systems, ASME New York, Vol. 2, pp 109-184, 1990

S. RAËL (1997)*Conception de micro-échangeurs dédiés au refroidissement des composants électroniques de puissance*

Rapport post doctoral, Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble, 1997

J.R. RUJANO, M.M. RAHMAN (1995)*Analysis and Computation of Conjugate Heat Transfer in Trapezoidal Microchannel Heat Sinks in a Silicon Substrate*

HTD - Vol 305, 1995 National Heat Transfer Conference - Vol. 3, ASME 1995

V. K. SALAMAN (1989)*Convective heat transfer in micro-channels*

J. Elec. Mat., Vol. 18, pp 611- 617, 1989

L. SALUDJIAN (1997)*Optimisations en Electrotechnique par Algorithmes Génétiques*

Thèse de l'Institut National Polytechnique de Grenoble, (1997)

R. K. SHAH (1987)*Laminar convective heat transfer in ducts*

HandBook of single phase heat transfer, J. Willey interscience publications, 1987

J. TAINE, J.P. PETIT (1989)*Transferts thermiques et mécaniques des fluides anisothermes*

Edition Dunod, Chapitre XV, XVII, France, 1989

B. THONON (1991)*Etude et optimisation de la distribution du fluide dans un échangeur de chaleur à plaques*

Thèse de l'université de Nancy, 1991

D.B. TUCKERMAN, R.F. PEASE (1981)

High-Performances Heat Sinking For VLSI

IEEE Electron Devices letters, Vol. 2, No. 5, pp. 126-129, May 1981

D.B. TUCKERMAN (1984)*Heat Transfer For Microstructures For Integrated Circuits*

Stanford university - Ph. D., 1984

A. WEISBERG, H.H. BAU (1992)*Analysis of Microchannels for Integrated Cooling*

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No. 10, pp 2465 - 2474, 1992

J. YOUNGCHEOL, K. DIEU, C.J. KIM (1995)*Fabrication of monolithic microchannels for IC chip cooling*

MEMS'95, pp 362-367, 1995

LES ECHANGEURS DOUBLE-PHASE

<u>LISTE DES FIGURES</u>	89
<u>LISTE DES TABLEAUX</u>	90
<u>NOMENCLATURE</u>	91
<u>IV.1) INTRODUCTION</u>	93
<i>IV.1.1) POURQUOI UTILISER DES ÉCHANGEURS DOUBLE PHASE?</i>	93
<i>IV.1.2) DESCRIPTION GÉNÉRALE DE L'ENSEMBLE</i>	93
<u>IV.2) RAPPEL DE LA MODÉLISATION D'UN ÉCOULEMENT DIPHASIQUE</u>	94
<i>IV.2.1) INTRODUCTION</i>	94
<i>IV.2.2) RÉGIME D'ÉBULLITION EN CONVECTION FORCÉE</i>	94
<i>IV.2.3) MODÉLISATION MONODIMENSIONNELLE D'UN ÉCOULEMENT DIPHASIQUE</i>	96
<i>IV.2.4) APPLICATION AUX CANAUX DE PETIT DIAMÈTRE</i>	100
<i>IV.2.5) BILAN ET RECOMMANDATIONS</i>	102
<u>IV.3) TRANSFERT DE CHALEUR LORS D'UN CHANGEMENT DE PHASE</u>	103
<i>IV.3.1) INTRODUCTION</i>	103
<i>IV.3.2) MODÉLISATION DE L'ÉBULLITION CONVECTIVE DANS LES CANAUX CLASSIQUES</i>	104
<i>IV.3.3) ÉBULLITION CONVECTIVE DANS DES PETITS CANAUX</i>	106
<i>IV.3.4) EXPÉRIMENTATIONS ET VALIDATION DES CORRÉLATIONS</i>	108
<i>IV.3.5) BILAN ET RECOMMANDATIONS POUR LE CALCUL DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE EN PETITS CANAUX</i>	112
<u>IV.4) FLUX CRITIQUE DES ÉCOULEMENTS DIPHASIQUES</u>	113
<i>IV.4.1) INTRODUCTION</i>	113
<i>IV.4.2) DESCRIPTION DES MÉCANISMES D'ASSÈCHEMENT</i>	113
<i>IV.4.3) DÉTERMINATION DU FLUX CRITIQUE DANS DES PETITS CANAUX</i>	114
<i>IV.4.4) RECOMMANDATIONS POUR LE DIMENSIONNEMENT DES MICRO-ÉCHANGEURS</i>	116
<u>IV.5) DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DOUBLE PHASE</u>	117

<i>IV.5.1) OBJECTIF</i>	117
<i>IV.5.2) GÉOMÉTRIE DES CANAUX</i>	117
<i>IV.5.3) CHOIX DU DÉBIT MASSIQUE</i>	121
<u>IV.6) RÉALISATION D'UN PROTOTYPE MONOPUCE</u>	124
<i>IV.6.1) INTRODUCTION</i>	124
<i>IV.6.1) DESCRIPTION DE LA BOUCLE DE TEST</i>	126
<i>IV.6.3) RÉSULTATS OBTENUS AVEC DE L'EAU</i>	127
<i>IV.6.4) RÉSULTATS OBTENUS AVEC DU FC 72</i>	129
<u>IV.7) RÉALISATION D'UN PROTOTYPE MULTIPUCES</u>	131
<i>IV.7.1) DESCRIPTION DU PROTOTYPE</i>	131
<i>IV.7.2) CONDITIONS ET OBJECTIFS DES ESSAIS</i>	133
<i>IV.7.3) INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS</i>	134
<u>IV.8) CONCLUSION</u>	138
<u>IV.9) RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u>	140

Liste des Figures

FIGURE IV. 1 : REPRÉSENTATION DES RÉGIMES EN ÉCOULEMENT VERTICAL	95
FIGURE IV. 2 : RÉGIMES D'ÉCOULEMENTS EN PETITS CANAUX.....	96
FIGURE IV. 3 : PROFIL DE PRESSION CALCULÉ AVEC LE MODÈLE HOMOGENÈ	99
FIGURE IV. 4 : PROFIL DE PRESSION CALCULÉ AVEC LE MODÈLE À FLUIDES SÉPARÉS.....	100
FIGURE IV. 5 : DIAGRAMME DES TEMPÉRATURES THÉORIQUES D'UN TUBE UNIFORMÉMENT CHAUFFÉ.....	103
FIGURE IV. 6 : RÉGIMES D'ÉCOULEMENTS ET MÉCANISMES DE TRANSFERT DANS UN TUBE VERTICAL UNIFORMÉMENT CHAUFFÉ - $D > 10$ MM	105
FIGURE IV. 7 : COMPARAISON DE DIFFÉRENTES CORRÉLATIONS DE CALCUL DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE EN ÉBULLITION NUCLÉE - EAU SATURÉE À PRESSION ATMOSPHÉRIQUE	108
FIGURE IV. 8 : DESCRIPTION DE L'ÉCHANGEUR DE PRÉ-DIMENSIONNEMENT.....	109
FIGURE IV. 9 : SIMULATION NUMÉRIQUE DU PROTOTYPE DE PRÉ-DIMENSIONNEMENT.....	109
FIGURE IV. 10 : RÉSULTATS OBTENUS AVEC DE L'EAU SATURÉE À PRESSION ATMOSPHÉRIQUE	110
FIGURE IV. 11 : RÉSULTATS OBTENUS AVEC DU FLUORINERT FC 72 SATURÉ À PRESSION ATMOSPHÉRIQUE	111
FIGURE IV. 12 : REPRÉSENTATION DES CAUSES D'ASSÈCHEMENT DE TYPE DNB.....	114
FIGURE IV. 13 : CHF CALCULÉS AVEC LES CORRÉLATIONS DE KATTO ET DE SHAH.....	115
FIGURE IV. 14 : VUE EN COUPE DU RÉSEAU DE CANAUX.	118
FIGURE IV. 15 : REPRÉSENTATION DU MODÈLE D'ÉVAPORATEUR ÉTUDIÉ.....	119
FIGURE IV. 16 : RÉSISTANCE THERMIQUE D'UN CANAL CIRCULAIRE AVEC ÉCHANGE CONVECTIF INDÉPENDANT DE LA DENSITÉ DE FLUX PARIÉTAL	120
FIGURE IV. 17 : INFLUENCE DU NOMBRE DE CANAUX SUR LE PROFIL DE TEMPÉRATURE À L'INTERFACE SILICIUM - ÉCHANGEUR.....	122
FIGURE IV. 18 : ALGORITHME DE DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DIPHASIQUE	122
FIGURE IV. 19 : VUE EN COUPE DU PROTOTYPE MONOUCHE	125
FIGURE IV. 20 : DESCRIPTION DU CIRCUIT HYDRAULIQUE DE LA BOUCLE DIPHASIQUE	126
FIGURE IV. 21 : DÉTERMINATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE.....	127
FIGURE IV. 22 : CARACTÉRISTIQUE STATIQUE DE L'IGBT REFROIDI PAR DE L'EAU SATURÉE À 100°C.....	128
FIGURE IV. 23 : TEMPÉRATURE DE JONCTION DE L'IGBT EN FONCTION DE LA PUISSANCE DISSIPÉE	129
FIGURE IV. 24 : COMPARAISON ENTRE LES MESURES DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE ET LES VALEURS DONNÉES PAR LA CORRÉLATION DE COOPER	129
FIGURE IV. 25 : CARACTÉRISTIQUE STATIQUE DE L'IGBT REFROIDI PAR DU FC 72 SATURÉE À 56°C	130
FIGURE IV. 26 : TEMPÉRATURE DE JONCTION DU SILICIUM EN FONCTION DE LA PUISSANCE DISSIPÉE	131
FIGURE IV. 27 : COMPARAISON ENTRE LES MESURES DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE ET LES VALEURS DONNÉES PAR LA CORRÉLATION DE COOPER	131
FIGURE IV. 28 : SCHÉMA ÉLECTRIQUE DU PROTOTYPE MULTIPUCES	132
FIGURE IV. 29 : DESCRIPTION DU PROTOTYPE QUATRE PUCES	133
FIGURE IV. 30 : CIRCUIT DE TEST DU PROTOTYPE QUATRE PUCES	133
FIGURE IV. 31 : INFLUENCE DU DÉBIT SUR LES TEMPÉRATURES DE JONCTION.....	134

<i>FIGURE IV. 32 : TEMPÉRATURE DU PROTOTYPE - MESURE INFRA ROUGE</i>	<i>135</i>
<i>FIGURE IV. 33 : CARACTÉRISTIQUE STATIQUE GLOBALE DU PROTOTYPE - Q= 80 ML/MIN</i>	<i>136</i>
<i>FIGURE IV. 34 : CARACTÉRISTIQUE STATIQUE GLOBALE DU PROTOTYPE - Q= 170 ML/MIN</i>	<i>136</i>
<i>FIGURE IV. 35 : CARACTÉRISTIQUE STATIQUE GLOBALE DU PROTOTYPE - Q= 216 ML/MIN</i>	<i>136</i>
<i>FIGURE IV. 36 : EVOLUTION DES TEMPÉRATURES DE JONCTION DES PUCES - Q = 80 ML/MIN</i>	<i>136</i>
<i>FIGURE IV. 37 : EVOLUTION DES TEMPÉRATURES DE JONCTION DES PUCES - Q = 170ML/MIN</i>	<i>136</i>
<i>FIGURE IV. 38 : EVOLUTION DES TEMPÉRATURES DE JONCTION DES PUCES - Q = 216 ML/MIN</i>	<i>136</i>
<i>FIGURE IV. 39 : PHOTOGRAPHIE DU PROTOTYPE QUATRE PUCES.....</i>	<i>137</i>

Liste des tableaux

<i>TABLEAU.IV. 1 : CARACTÉRISTIQUES DU FLUORINERT FC72 À 25°C.....</i>	<i>111</i>
<i>TABLEAU.IV. 2 : DENSITÉS DE FLUX CRITIQUE MESURÉES PAR BOWERS ET AL AVEC DU R-113</i>	<i>116</i>
<i>TABLEAU.IV. 3 : CONDITIONS DE DÉPART POUR LE DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DIPHASIQUE</i>	<i>123</i>
<i>TABLEAU.IV. 4 : CONFIGURATIONS OPTIMISÉES</i>	<i>123</i>
<i>TABLEAU.IV. 5 : CARACTÉRISTIQUES DE L'ÉCHANGEUR MONOPUCE</i>	<i>124</i>
<i>TABLEAU.IV. 6 : PERFORMANCES DES SUBSTRATS EMPLOYÉS EN ÉLECTRONIQUE DE PUISSANCE</i>	<i>125</i>
<i>TABLEAU.IV. 7 : DONNÉES CARACTÉRISTIQUES DE L'ÉCOULEMENT</i>	<i>128</i>
<i>TABLEAU.IV. 8 : DONNÉES CARACTÉRISTIQUES DE L'ÉCOULEMENT DE FC 72</i>	<i>130</i>
<i>TABLEAU.IV. 9 : CONDITIONS D'ESSAIS DU PROTOTYPE.....</i>	<i>134</i>

Nomenclature

a	rapport entre la distance entre deux canaux sur le diamètre	(-)
A	section de passage	(m ²)
Bo	nombre d'ébullition	(-)
Co	nombre de confinement	(-)
Cp	chaleur spécifique	(J/kg K)
D	diamètre des canaux	(m)
e _d	épaisseur du diffuseur	(m)
e, E	paramètres de calcul du coefficient de frottement, coefficient multiplicateur	(-)
f, F	paramètres de calcul du coefficient de frottement	(-)
f	facteur de Fanning	(-)
G	vitesse massique surfacique	(kg/m ² s)
g	accélération verticale	(m/s ²)
H	hauteur de l'échangeur	(m)
h	coefficient d'échange	(W/Km ²)
k	conductivité thermique	(W/Km)
L	longueur des canaux	(m)
L _v	chaleur latente de vaporisation	(J/kg)
M	masse molaire	(g)
m	débit massique	(kg/s)
n	nombre de canaux	(-)
n	exposant	(-)
Nu	nombre de Nusselt	(-)
P	puissance dissipée	(W)
p	pression	(Pa)
Pr	nombre de Prandtl	(-)
Q	débit volumique	(m ³ /s)
R	rayon des canaux	(m)
Re	nombre de Reynolds	(-)
R _{th}	résistance thermique	(K/W)
T	température	(K)
W	distance entre les axes de deux canaux	(m)

We	nombre de Weber	(-)
x	titre massique	(-)
xth	titre thermodynamique	(-)
z	axe longitudinal des canaux	(m)

symboles grecs

α	taux de vide	(-)
ϕ_{lo}	multiplicateur diphasique	(-)
φ	densité de flux de puissance	(W/m ²)
μ	viscosité dynamique	(Ns/m ²)
ρ	masse volumique	(kg/m ³)
σ	tension superficielle	(N/m)

indices

a	ailette
c	convection, composant
cri	critique
e	entrée
h	hydraulique, homogène
l	liquide
lo	liquide seul
nb	nucléation
p	paroi
r	réduite
s	sortie
sat	saturation
tp	diphasique
v	vapeur

IV.1) Introduction

IV.1.1) Pourquoi utiliser des échangeurs double phase?

On a vu précédemment qu'il est possible d'obtenir des résistances thermiques faibles en utilisant des micro-échangeurs simple phase. Cependant, les performances de ces échangeurs sont liées au débit volumique relativement important du fluide caloporteur et sont également proportionnelles au coefficient de frottement de l'écoulement.

En utilisant les propriétés thermiques d'un fluide en ébullition, on peut obtenir un coefficient d'échange similaire ou supérieur tout en limitant le débit et donc la perte de pression. L'objet de ce chapitre est d'étudier le transfert de chaleur en ébullition, de présenter une méthode de conception appliquée aux transistors de puissance et de déterminer les conditions et les limites de fonctionnement de ce type d'échangeurs.

IV.1.2) Description générale de l'ensemble

Les transistors utilisés sont identiques à ceux décrits au chapitre III. La conception des assemblages est donc semblable. Une puce d'IGBT de $14 \times 14 \text{ mm}^2$ est brasée sur un support dans lequel sont usinés des microcanaux.

L'encombrement général est identique à celui de son homologue monophasique afin de pouvoir comparer objectivement les performances et il faut bien évidemment prévoir l'emplacement des trois connecteurs permettant de raccorder les électrodes de l'IGBT.

IV.2) Rappel de la modélisation d'un écoulement diphasique

IV.2.1) Introduction

En présence d'un écoulement interne diphasique, la phase liquide et la phase vapeur cohabitent. L'écoulement résultant est généralement plus complexe à analyser que les écoulements simple phase. En plus forces de viscosité, d'inertie, de pression régissant les écoulements simple phase, il est nécessaire de tenir compte de la tension superficielle, et surtout de l'interface liquide - vapeur. En effet, la morphologie du mélange liquide – vapeur joue un rôle très important dans la modélisation du transfert de chaleur.

Le débit massique total est égal à la somme des débits massiques des deux phases :

$$m = m_v + m_l, \quad (\text{Eq.IV. 1})$$

et le rapport des débits massiques est appelé, titre massique ou qualité. Il est généralement pris égal au titre thermodynamique en présence de vaporisation ou de condensation :

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v}, \quad (\text{Eq.IV. 2})$$

le titre thermodynamique pouvant lui être déterminé à partir d'un bilan énergétique et vaut à l'entrée du tube :

$$xth_e = -\frac{Cp_l (T_{sat} - T_{l,e})}{L_v}. \quad (\text{Eq.IV. 3})$$

On définit aussi le taux de vide, paramètre important dans la modélisation thermique, comme étant le rapport de la section transversale occupée par la vapeur sur la section transversale totale :

$$\alpha = \frac{A_v}{A}. \quad (\text{Eq.IV. 4})$$

Cette grandeur est déterminée en général à partir de corrélations empiriques.

IV.2.2) Régime d'ébullition en convection forcée

On suppose qu'un fluide entre à une température inférieure à la température de saturation dans un tube uniformément chauffé à flux constant ϕ . Sous l'effet de la chaleur qu'il absorbe, la température du fluide va augmenter selon la loi :

$$T_l(z) = \frac{\pi D \varphi}{m C p_l} z + T_{l,e} \quad (\text{Eq.IV. 5})$$

qui résulte du bilan thermique du fluide caloporteur.

Dans le même temps, la paroi du tube subit également une élévation de température pouvant être mise sous la forme :

$$T_p(z) = \frac{\varphi}{h_l} + T_l(z), \quad (\text{Eq.IV. 6})$$

h_l étant le coefficient d'échange entre le fluide liquide et la paroi.

Lorsque la température de paroi devient suffisamment supérieure à la température de saturation, à son voisinage, le fluide encore non saturé entre en ébullition, ébullition que l'on qualifie de sous refroidie. L'expression du flux nécessaire pour qu'apparaisse l'ébullition sous refroidie est donnée par J.C. COLLIER (1981) :

$$\varphi = \frac{8 h_l^2 \sigma T_{sat}}{k_l L_v \rho_v}. \quad (\text{Eq.IV. 7})$$

Lorsque la température du fluide atteint la température de saturation, on est en présence d'un transfert de chaleur en ébullition en convection forcée. A partir de là, la configuration de l'écoulement devient importante pour caractériser l'échange thermique. Dans la littérature, on trouve généralement cinq régimes d'écoulement déterminés à partir de cartes (Fig.IV.1). On cite en particulier celles de HEWITT et ROBERTS (1969) pour les écoulements verticaux ascendants et celle de TAITEL et DUCKER (1976) pour les écoulements horizontaux.

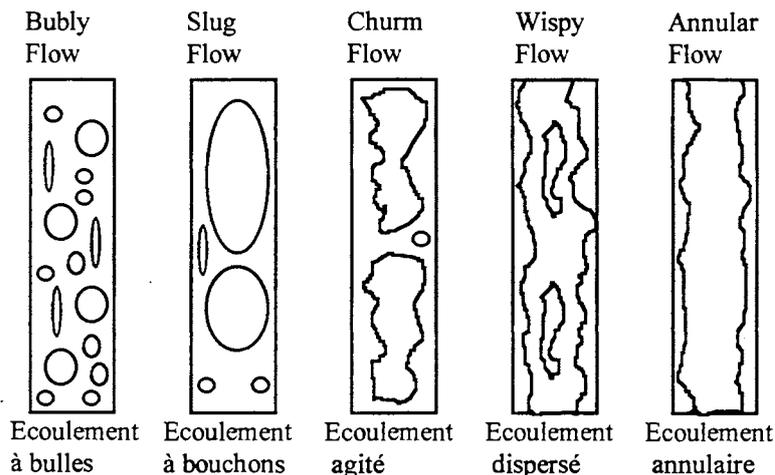


Figure IV. 1 : Représentation des régimes en écoulement vertical

Ces régimes d'écoulements sont observés dans des canaux de grande taille. K. CORNWELL (1997), à partir de visualisation d'écoulements diphasiques en petits canaux, observe quatre

régimes différents qu'il dénomme, Isolated Bubble (IB), Confined Bubble (CB), Annular Slug Flow (ASF) et Partial Dryout (PD) (Fig.IV.2).

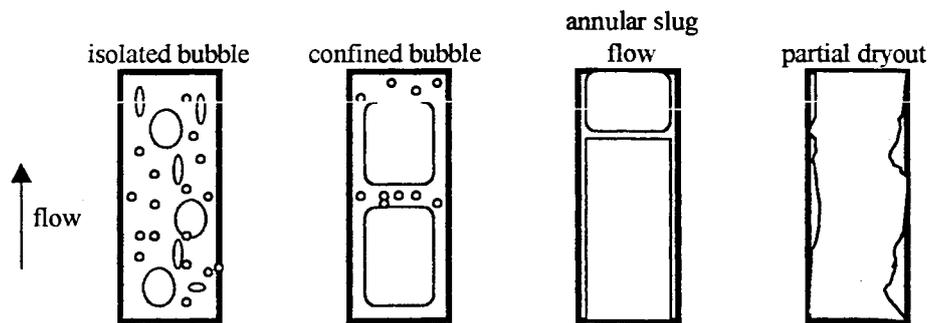


Figure IV. 2 : Régimes d'écoulements en petits canaux

Dans le cas d'un régime à bulles isolées (IB), le transfert de chaleur est principalement dû à la nucléation alors que pour les trois autres cas la convection intervient. P.A KEW (1996) montre que l'épaisseur de la couche liquide prisonnière entre les bulles et la paroi, les fortes turbulences dans les zones liquides ainsi que l'épaisseur de la paroi influencent également le transfert de chaleur pour ces régimes.

Ces deux auteurs rapportent que l'écoulement diphasique en petits canaux est intermittent et présente des pulsations. Les amplitudes de ces pulsations sont proportionnelles à la perte de pression moyenne concédée dans l'échangeur. Ce même phénomène est également constaté par M.R. ALIGOODARZ (1995) qui note que les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur sont constants en moyenne dans le temps. Il montre que la corrélation de COOPER (1984) relative à l'ébullition nucléée en vase est la plus précise pour prédire le coefficient d'échange en ébullition convective dans des petits canaux, concluant que dans le cas d'écoulements instables et confinés, la naissance des bulles et les turbulences locales de liquides sont prépondérantes, phénomènes semblables à de l'ébullition en vase. De ce fait les corrélations généralement employées en ébullition convective surestiment le coefficient d'échange pour les forts titres thermodynamiques, là où les effets convectifs sont supposés prédominants.

IV.2.3) Modélisation monodimensionnelle d'un écoulement diphasique

La modélisation exacte, temporelle et tri-dimensionnelle d'un écoulement diphasique est très difficile et n'est pas encore formulée. Aussi, lorsque que la section de passage et le débit

massique sont constants, on considère que l'ensemble des grandeurs caractérisant l'écoulement sont constantes dans le temps en moyenne, et qu'elles évoluent uniquement dans l'axe longitudinal de l'écoulement ($0z$).

A partir des équations de continuité et de quantité de mouvement, on peut exprimer simplement le gradient longitudinal de pression en émettant les hypothèses suivantes :

- la vitesse de la phase liquide et de la phase vapeur sont uniformes sur les portions respectives de section qu'elles occupent et peuvent être différentes l'une de l'autre,
- les deux phases sont en équilibre thermodynamique,
- les corrélations empiriques classiquement utilisées pour déterminer le taux de vide et les coefficients de frottement restent valables.

On peut alors écrire le gradient de pression sous la forme :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = -\phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} - [(1-\alpha)\rho_l + \alpha\rho_v] g \sin \Omega + \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 x^2}{\phi_v \alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2}{\phi_l (1-\alpha)} \right] \quad (\text{Eq.IV. 8})$$

gradient de pression résultant de trois phénomènes distincts, qui sont :

- le frottement,
- l'accélération,
- la gravité.

Le coefficient multiplicateur diphasique Φ_{lo} correspond au rapport du gradient de pression total sur le gradient de pression résultant si la totalité du fluide se trouvait en phase liquide.

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(dp_f/dz)_{tp}}{(dp_f/dz)_{lo}} \quad (\text{Eq.IV. 9})$$

Il existe deux modèles utilisés pour calculer la perte de pression, le modèle homogène et le modèle à fluides séparés.

Le modèle homogène

Couramment utilisé, le modèle homogène permet de calculer simplement la perte de pression en considérant que les deux phases circulent à la même vitesse et que le mélange diphasique possède des propriétés physiques égales aux propriétés moyennes des deux fluides. Ce modèle est recommandé lorsque les chutes de pression par gravité et par frottement sont faibles devant l'accélération (COLLIER (1981)), ce qui est le cas des micro-échangeurs compte-tenu de leur petite taille et du faible débit massique.

En exprimant l'égalité des vitesses liquide et vapeur, on obtient le taux de vide ,

$$\alpha = \frac{x \rho_v}{(1-x)/\rho_l + x/\rho_v} \quad (\text{Eq.IV. 10})$$

En traitant l'écoulement diphasique comme un écoulement simple phase équivalent, la contribution du frottement peut être obtenue en utilisant les formulations conventionnelles :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{tp} = \frac{2 f_{tp} G^2}{\rho_h D_h} \quad \text{et} \quad -\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = \frac{2 f_{lo} G^2}{\rho_l D_h} \quad (\text{Eq.IV. 11}), (\text{Eq.IV. 12})$$

Les facteurs de frottement relatifs aux deux phases sont déterminés de façon classique selon que la phase homogène considérée se trouve en régime laminaire ou turbulent.

$$f_{tp} = E Re_{tp}^e = E \left(\frac{G D_h}{\mu_h}\right)^e \quad \text{avec} \quad \begin{cases} E = 0,079 \\ e = -0,25 \end{cases} \quad \text{si } Re_{tp} > 2300 \quad \text{et} \quad \begin{cases} E = 16 \\ e = 1 \end{cases} \quad \text{si } Re_{tp} < 2300 \quad (\text{Eq.IV. 13})$$

$$f_{lo} = F Re_{lo}^e = F \left(\frac{G D_h}{\mu_l}\right)^f \quad \text{avec} \quad \begin{cases} F = 0,079 \\ f = -0,25 \end{cases} \quad \text{si } Re_{lo} > 2300 \quad \text{et} \quad \begin{cases} F = 16 \\ f = 1 \end{cases} \quad \text{si } Re_{lo} < 2300 \quad (\text{Eq.IV. 14})$$

Il vient en remplaçant ces deux dernières équations dans l'expression du coefficient multiplicateur diphasique :

$$\phi_{lo}^2 = \left(\frac{F}{E}\right) \left(\frac{G D_h}{\mu_l}\right)^{e-f} \left(\frac{\mu_h}{\mu_l}\right)^f \left[1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right) x\right] \quad (\text{Eq.IV. 15})$$

Notons que lorsque les deux phases se trouvent dans le même régime hydraulique le coefficient multiplicateur diphasique est indépendant de la vitesse massique G.

La masse volumique et la viscosité dynamique du mélange homogène sont définies comme suit en accord avec les hypothèses de départ concernant ce modèle.

$$\frac{1}{\rho_h} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (\text{Eq.IV. 16})$$

$$\frac{1}{\mu_h} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (\text{Eq.IV. 17})$$

Le modèle à fluides séparés

Il existe également un modèle, dit à fluides séparés, établi dans les conditions plus générales et tenant compte de la différence de vitesse entre les phases liquide et vapeur. Le coefficient multiplicateur diphasique est alors obtenu à partir de corrélations empiriques. La corrélation la plus générale et la plus connue est sans conteste celle proposée par LOCKHART et MARTINELLI (1949), corrélation graphique dont le principe d'établissement fut par la suite repris et simplifié afin de supprimer l'abaque graphique par CHISHOLM (1973). FRIEDEL (1979) et BAROCZY

(1965) s'inspirèrent de cette méthode pour proposer d'autres corrélations, sous forme analytique, de calcul du coefficient multiplicateur diphasique.

Ces deux modèles de calcul de la perte de pression ont été appliqués à un tube de diamètre de un millimètre, de longueur un cm. Ce tube est parcouru par de l'eau entrant avec un titre thermodynamique nul, pour sortir sous l'effet de la chaleur dissipée par le composant, avec un titre de 0,3. Compte tenu des faibles valeurs du débit massique ($Q = 5 \text{ ml/min}$), la perte de pression due aux frottements est négligeable devant l'accélération et ce, quelque soit le modèle employé (Fig.IV.3 et Fig.IV.4). Pour utiliser le modèle à fluides séparés, il est nécessaire de calculer le taux de vide qui dans ce cas est obtenu à l'aide de la corrélation de LOCKHART et MARTINELLI. (1949)

$$\alpha = \left[1 + 0,28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,64} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,36} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,07} \right]^{-1} \quad (\text{Eq.IV. 18})$$

La chute de pression résultant du modèle homogène est plus importante que celle fournie par le modèle à fluides séparés. La température de saturation ne chutant dans les deux cas que de $1,5^\circ\text{C}$ et $2,5^\circ\text{C}$.

A faibles débits massiques, la perte de pression due au frottement est très faible devant la perte due à l'accélération. Cette dernière, plus simple à calculer, pourra servir de première approximation.

Eau saturée à pression atmosphérique
 $Q = 5 \text{ ml/min} - D = 1 \text{ mm} - L = 1 \text{ cm}$

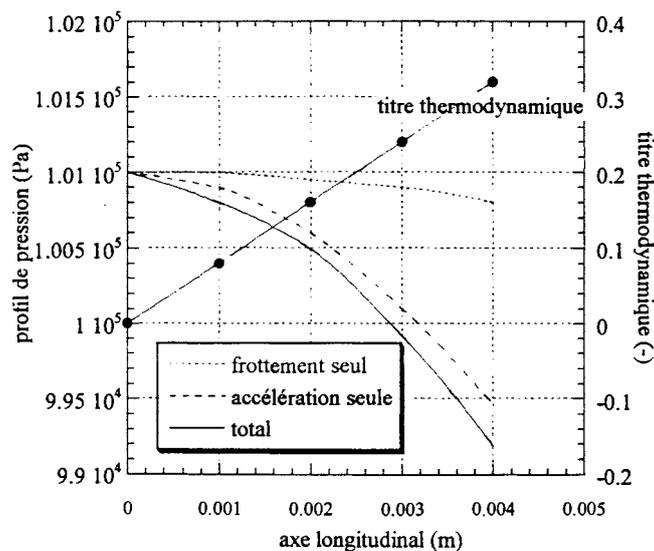


Figure IV. 3 : Profil de pression calculé avec le modèle homogène

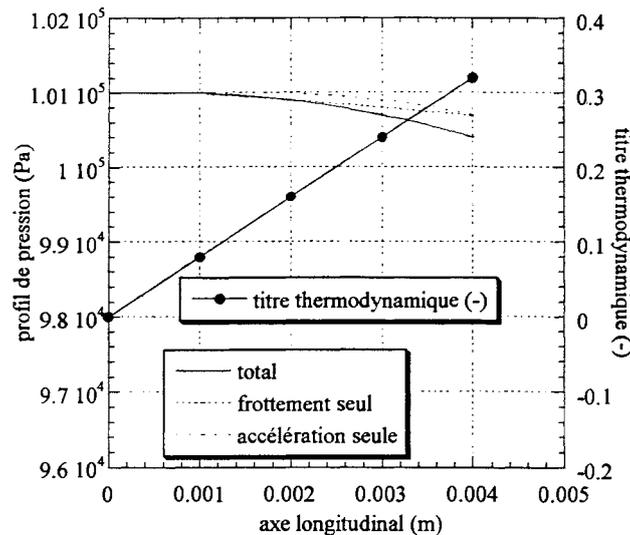


Figure IV. 4 : Profil de pression calculé avec le modèle à fluides séparés

IV.2.4) Application aux canaux de petit diamètre

Perte de pression due au frottement

Dans une publication récente, BAO et al. (1994), étudient la perte de pression et le taux de vide dans des petits canaux de diamètre compris entre 0,74 mm et 3,07 mm. Pour ce qui concerne le taux de vide, ils montrent que la corrélation de LOCKHART et MARTINELLI donne les meilleurs résultats. Ils remarquent également que la position et le sens de circulation du fluide (tube horizontal, tube vertical avec écoulement ascendant ou descendant) n'ont aucune influence sur la mesure et que les résultats sont pratiquement confondus.

Par ailleurs, ils comparent les mesures de chute de pression dues au frottement avec les prédictions fournies par les méthodes de LOCKHART et MARTINELLI (1949), de FRIEDEL (1979), de CHISHOLM (1973), de BEATTIE (1982) et de MULLER-STEINHAGEN (1986). Hormis la méthode de LOCKHART et MARTINELLI (1949), la totalité des corrélations présentées est jugée peu précise lorsque l'écoulement diphasique est laminaire ($Re_{TP} < 1000$). Cependant, en modifiant la méthode proposée par BEATTIE (1982), ils obtiennent une déviation moyenne de 21% pour des nombres de Reynolds compris entre 25 et 10000 alors qu'avec ces mêmes mesures, la déviation moyenne obtenue avec méthode de LOCKHART et MARTINELLI est de l'ordre de 46%.

BEATTIE et al (1982) traitent l'écoulement diphasique comme un pseudo écoulement simple phase homogène. La masse volumique équivalente est calculée conformément au modèle homogène (Eq.IV.16) tandis que la viscosité dynamique est obtenue par :

$$\mu_h = \mu_l \left(1 - \frac{x \rho_h}{\rho_v} \right) \left(1 + \frac{x \rho_h}{\rho_v} \right) + \mu_v \frac{x \rho_h}{\rho_v}. \quad (\text{Eq.IV. 19})$$

Contrairement aux auteurs qui recommandent alors de calculer le coefficient de frottement à l'aide de la corrélation de COLEBROOK-WHITE ,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3,48 - 4 \log \left(\frac{9,35}{Re_{TP} \sqrt{f}} \right) \quad (\text{Eq.IV. 20})$$

quelque soit le nombre de Reynolds, BAO et al. (1994) montrent que l'utilisation de la valeur théorique du coefficient de frottement en régime laminaire,

$$f = \frac{16}{Re_{TP}} \quad (\text{Eq.IV. 21})$$

améliore considérablement la précision lorsque les nombres de Reynolds sont inférieurs à 1000, la première formulation étant adaptée aux autres cas.

Perte de pression due à l'accélération

BOWERS et MUDAWAR (1994) étudient la chute de pression d'un écoulement diphasique de réfrigérant R-113 dans des canaux circulaires de diamètre 2,54 mm et 510 μm . Ils notent que la chute de pression totale est très peu différente de la chute de pression due à l'accélération seule. Cette même chute de pression est alors calculée à l'aide du modèle homogène. Toutefois, dans le cas du canal de diamètre 510 μm , ils recommandent de tenir compte de l'effet de compression qui augmente la chute de pression. En effet, les variations des propriétés du fluide (en particulier les masses volumiques liquide et vapeur) ne peuvent plus être considérées négligeables, compte tenu de la variation de pression importante dans le tube.

IV.2.5) Bilan et recommandations

Les modèles d'écoulements couramment utilisés en diphasique peuvent être appliqués aux canaux de petite section, le modèle homogène étant toutefois plus souvent employé.

La perte de pression due au frottement est faible devant la perte due à l'accélération et cette dernière donne une bonne approximation de la perte de pression totale.

La perte de pression par accélération est prédit correctement par le modèle homogène tant que les effets de compression sont négligeables ce qui est généralement le cas dans des canaux de diamètre supérieur à 1 mm.

Si l'on désire quand même calculer la perte de pression due au frottement, la méthode de LOCKHART et MARTINELLI ou la méthode de BEATTIE sont conseillées. Pour cette dernière, il convient néanmoins de ne pas utiliser la corrélation de COLEBROOK-WHITE lorsque le nombre de Reynolds de l'écoulement homogène équivalent est inférieur à 1000 mais la corrélation permettant de calculer le coefficient de frottement en régime laminaire (Eq.IV. 21).

IV.3) Transfert de chaleur lors d'un changement de phase

IV.3.1) Introduction

Un fluide circulant dans un tube soumis à un flux de chaleur uniformément réparti sur sa paroi, voit sa température augmenter linéairement avec sa position par rapport à l'entrée du tube. Lorsque la température du fluide atteint la température de saturation, le fluide entre en ébullition. On verra par la suite qu'il peut, sous certaines conditions évoquées précédemment, entrer partiellement en ébullition pour des températures inférieures à la température de saturation (ébullition sous refroidie), mais nous ne tenons pas compte de ce phénomène dans un premier temps.

Le fluide passe progressivement d'un état liquide vers l'état gazeux. Cette transformation est isotherme, le mélange liquide vapeur reste à température constante et le fluide est dit saturé.

Lorsque la totalité du fluide est vaporisée, la vapeur subit à nouveau une élévation de température : il ne s'agit plus d'un fluide saturé mais de vapeur surchauffée.

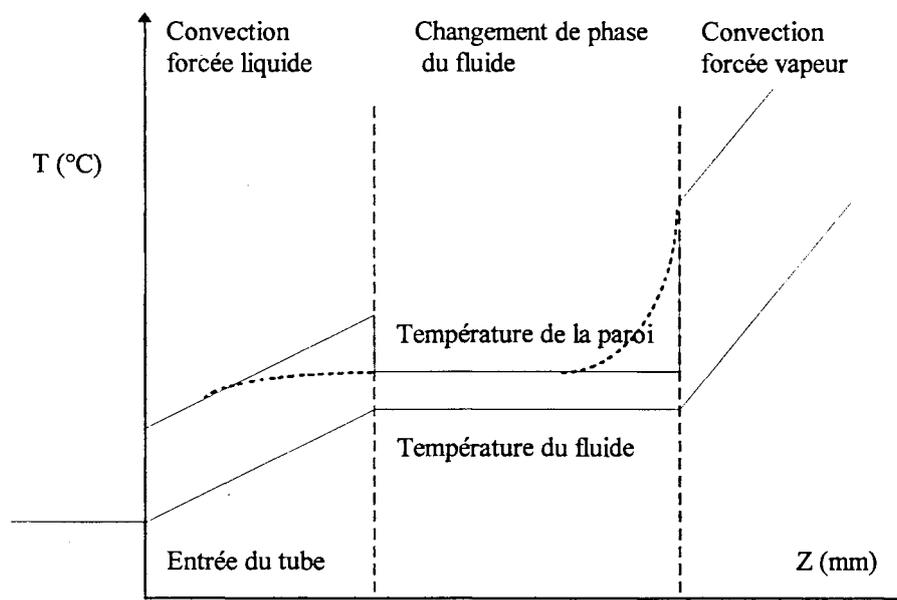


Figure IV. 5 : Diagramme des températures théoriques d'un tube uniformément chauffé

Le coefficient d'échange entre la paroi et l'écoulement de vapeur est faible devant le coefficient d'échange en ébullition. En pratique, la présence d'ébullition sous refroidie et la dégradation du coefficient d'échange en ébullition pour les fortes quantités de vapeur suppriment les deux discontinuités dans la courbe représentant la température de paroi.

IV. 3.2) Modélisation de l'ébullition convective dans les canaux classiques

Les transferts de chaleur en ébullition convective font l'objet d'études depuis une cinquantaine d'années (ROSENHOW 1953). La majeure partie des investigations réalisées portent sur des problèmes liés à la réfrigération, la climatisation, au nucléaire et à l'industrie chimique. A ce titre, il s'agit presque dans tous les cas d'équipements fonctionnant avec des densités de flux inférieures à 100 W/cm^2 et les corrélations résultantes ont été vérifiées dans ces conditions. Même si pour notre part, les densités de puissance mises en jeu sont largement supérieures, l'analyse de ces corrélations et des modèles de transfert de chaleur permet de mettre en avant les principaux phénomènes.

L'étude des transferts de chaleur en régime diphasique est complexe. En plus des changements de régimes d'écoulement, se superposent également des changements des mécanismes d'ébullition. Pour exemple, la figure IV.6 montre les différents régimes thermiques et hydrauliques d'un écoulement vertical ascendant dans un tube uniformément chauffé.

Il n'existe pas de modèle entièrement analytique pour représenter le transfert de chaleur dans ces conditions. En général, on utilise des modèles approchés tirés de l'expérimentation et de l'interprétation physique des phénomènes constatés. On distingue dans la littérature trois catégories de représentation de ces échanges:

- le modèle de superposition,
- le modèle d'intensification,
- le modèle asymptotique.

Il apparaît évident que le transfert de chaleur en ébullition convective résulte de la combinaison de deux modes d'échange, la convection et la nucléation. Les différences entre les précédents modèles énoncés sont dues à la façon de coupler ces deux principes.

Dans le cas du modèle de superposition, le coefficient d'échange global est tout simplement la somme du coefficient d'échange dû à la convection (h_c) avec celui dû à la nucléation (h_{nb}) :

$$h_p = h_c + h_{nb}. \quad (\text{Eq.IV. 22})$$

Cette représentation du transfert de chaleur est sans aucun doute celle qui paraît la plus naturelle. Les corrélations les plus connues basées sur ce modèle sont celles de CHEN (1966) et de GUNGOR et WINTERTON (1986).

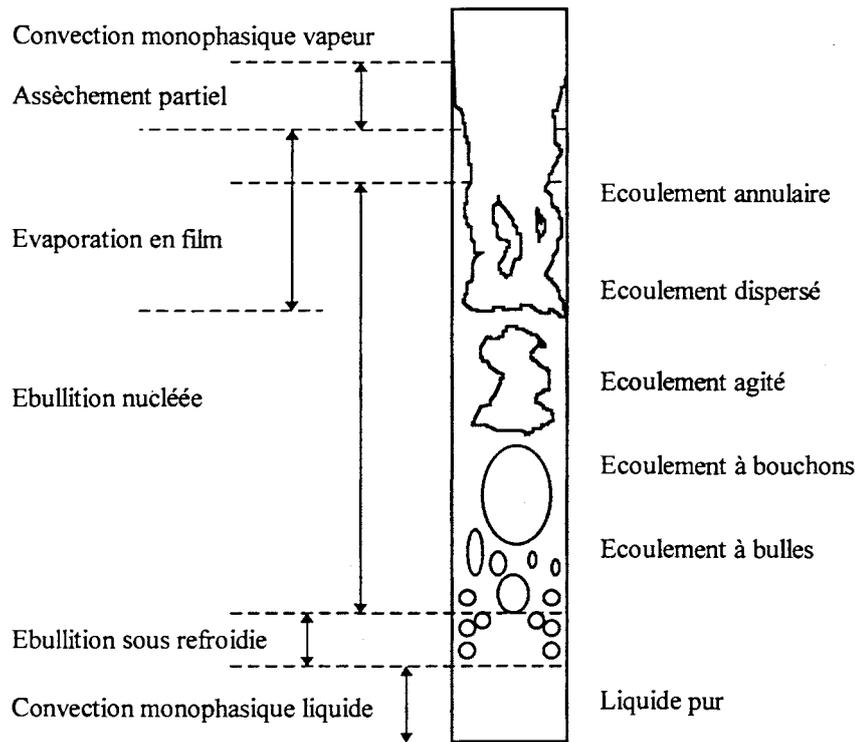


Figure IV. 6 : Régimes d'écoulements et mécanismes de transfert dans un tube vertical uniformément chauffé - $D > 10 \text{ mm}$

Dans le cas du modèle d'intensification, le coefficient d'échange global est obtenu à partir du coefficient d'échange de la phase liquide seule, multiplié par un nombre qui introduit l'ébullition.

$$h_{tp} = E h_l \tag{Eq.IV. 23}$$

On peut citer, en particulier, les corrélations de GUNGOR et WINTERTON (1987) et de SHAH (1976).

Les modèles asymptotiques, quant à eux, issus de développements récents, offrent la possibilité de privilégier l'un ou l'autre des modes de transfert:

$$h_{tp}^n = h_c^n + h_{nb}^n \quad \text{avec } 1 \leq n \leq 3. \tag{Eq.IV. 24}$$

Un des plus récents et reconnu comme l'un des plus complets est dû à STEINER et TABORECK (1992). En comparant les prédictions de diverses corrélations avec les résultats de la banque de données de l'université de Karlsruhe, contenant plus de 13000 points concernant l'ébullition convective verticale ascendante, ces auteurs ont établi une corrélation fournissant de meilleures approximations que les méthodes employées jusqu'alors (coefficient $n = 3$).

IV.3.3) *Ebullition convective dans des petits canaux*

Dans des petits canaux, il existe une différence fondamentale par rapport aux conditions d'établissement des corrélations précédemment citées. Lors de l'ébullition, la taille d'une bulle peut être supérieure à la section de passage du tube.

On considère généralement que lorsque le nombre de confinement (Co), rapport du diamètre de détachement d'une bulle sur le diamètre du tube, est supérieur à 0,5, les effets dus au confinement influencent le transfert de chaleur.

$$Co = \frac{\left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5}}{D_h} \quad (\text{Eq.IV. 25})$$

A titre d'exemple, pour de l'eau saturée à pression atmosphérique, on commence à parler de confinement à partir de tubes de diamètre inférieur à 5 mm.

KASZA et al. (1997), ont observé l'ébullition de l'eau dans des canaux de 3 mm à l'aide d'une caméra ultra rapide et d'un zoom ($G = 50$). Ils observent des différences importantes par rapport aux régimes d'ébullition couramment répertoriés dans des canaux de taille supérieure (Fig.IV.1). Etant donné que les bulles sont du même ordre de grandeur que la section du canal, elles tendent à coalescer pour donner un écoulement du type écoulement à bouchons. Ils émettent l'hypothèse que le confinement d'un film liquide contre les parois par les bulles améliore le transfert de chaleur en augmentant le nombre de sites actifs et la fréquence de déclenchement de la naissance des bulles. Cependant, au regard des résultats rapportés par plusieurs autres auteurs traitant de l'ébullition convective dans des petits canaux, cette amélioration du transfert n'apparaît pas clairement.

TRAN et al (1996) étudient l'ébullition de deux réfrigérants (R-12 et R-113) dans des canaux rectangulaires de diamètre hydraulique égal à 2,4 mm. Dans un premier temps, ils remarquent que l'ébullition apparaît pour des surchauffes de parois largement inférieures à celles estimées par les corrélations classiques (Eq.IV.7). Les coefficients d'échange mesurés sont indépendants du titre thermodynamique et indépendants du débit massique. Le coefficient d'échange est donc essentiellement dû à la nucléation, les effets convectifs étant minimes.

Aussi, ils corrélaient leurs résultats en utilisant le nombre de Weber au lieu du nombre de Reynolds, privilégiant ainsi la tension superficielle au dépend de la viscosité.

$$h_p = (8,4 \cdot 10^{-5}) (Bo^2 We_l)^{0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,4} \quad (\text{Eq.IV. 26})$$

Cette formulation suggère que la constante devra être réajustée pour chaque fluide. Le diamètre intervenant dans l'expression du nombre de Weber, le coefficient d'échange évolue en fonction de $D^{0,3}$, évolution dénuée de sens physique.

PENG et WANG (1993), analysent l'ébullition sous refroidie de l'eau dans des canaux rectangulaires de 0,6 mm par 0,7 mm. Ils constatent que le débit massique n'a pas d'influence sur le coefficient d'échange. De cette dernière constatation, il ressort que l'ébullition convective dans des petits canaux peut être traitée à l'aide de corrélations établies dans le cadre de l'ébullition nucléée en vase comme celles de COOPER (1984), de GORENFLO (1988), ou encore de STEPHAN et ABDELSALAM (1980).

La corrélation de COOPER (1984) tient compte des effets de la pression, et utilise la masse molaire pour généraliser la corrélation à l'ensemble des fluides. Si l'utilisation de la masse molaire s'avère adéquate pour prédire l'ébullition nucléée de l'eau, en revanche, pour les autres fluides, il convient de réajuster cette constante à partir d'une table donnée par l'auteur où à partir d'essais expérimentaux.

$$h_{nb} = 55 M^{-0,5} \varphi^{0,67} (p_r)^{0,12} [\log(p_r)]^{-0,55} \quad (\text{Eq.IV. 27})$$

Les exposants des termes relatifs à la pression sont établis pour une rugosité des tubes de $1\mu\text{m}$. La corrélation de GORENFLO (1988) tient également compte de la dépendance du coefficient d'échange vis à vis de la pression. Etablie dans des conditions normalisées de pression ($p_r = 0,1$) et de densité de flux (20 kW/m^2), il obtient pour de l'eau

$$h_{nb} = 5600 F_{nb} \left(\frac{\varphi}{20000} \right)^{n(pr)} \quad (\text{Eq.IV. 28})$$

avec

$$F_{nb} = 1,73 p_r^{0,27} + \left[1 + \frac{0,68}{1 - p_r} \right] p_r^2 \quad (\text{Eq.IV. 29})$$

et

$$n(pr) = 0,9 - 0,3 p_r^{0,15} \quad (\text{Eq.IV. 30})$$

Notant, à juste titre, qu'une corrélation traitant l'ébullition en vase ne peut traiter correctement l'ébullition convective, TRAN et al (1997) s'inspirent des travaux de LAZAREK et BLACK (1982) pour proposer une corrélation qui tient compte à la fois des éventuels effets convectifs ainsi que du confinement.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_l} = C_1 (Bo Re_l Co)^{C_2} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{C_3} \quad (\text{Eq.IV. 31})$$

Les constantes C_1 et C_2 et C_3 sont obtenues après un cadrage sur les points de mesure et sont donc fonction du fluide considéré.

La figure IV.7 compare les valeurs des coefficients d'échange fournies par ces trois dernières corrélations dans le cas de l'eau saturée à pression atmosphérique.

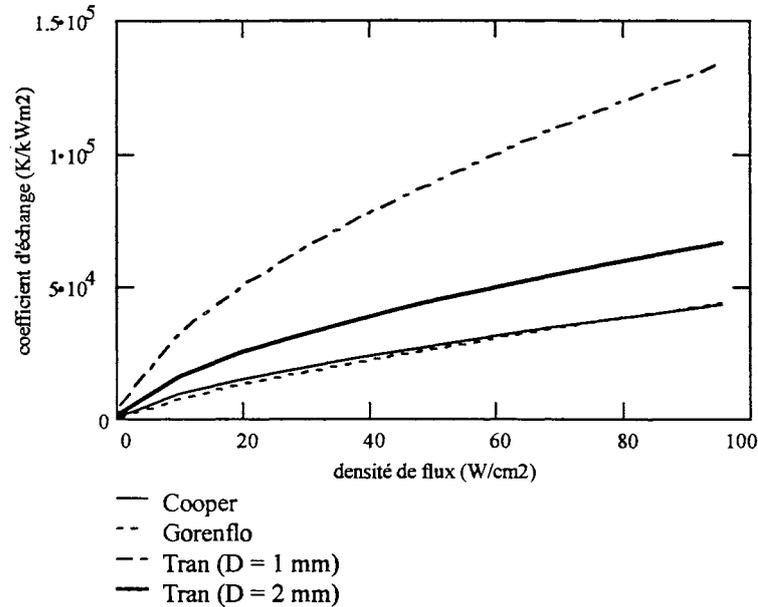


Figure IV. 7 : Comparaison de différentes corrélations de calcul du coefficient d'échange en ébullition nucléée - Eau saturée à pression atmosphérique

En fait, le nombre de Reynolds et le nombre d'ébullition sont employés à la même puissance dans la corrélation de TRAN (1997), ce qui revient à négliger le débit massique. Seule la présence de la viscosité dynamique donne à cette corrélation un caractère relatif à la convection. Les écarts avec les corrélations relatives à de l'ébullition en vase sont importants et augmentent avec la diminution du diamètre.

IV.3.4) Expérimentations et validation des corrélations

Dans des canaux de petite taille, la nucléation prend une part prépondérante dans les mécanismes de transfert de chaleur entre la paroi et le fluide. On a vu que certaines publications proposent de ne pas tenir compte de la convection alors que d'autres l'introduisent modérément sous diverses formes.

Dans un premier temps, avant de dimensionner des échangeurs pour le refroidissement des composants de puissance, un échangeur monotube chauffé à l'aide d'une résistance (Fig.IV.8),

a été réalisé. Les corrélations citées ci-dessous vont pouvoir être comparées aux mesures réalisées dans des conditions similaires au refroidissement des composants de puissance.

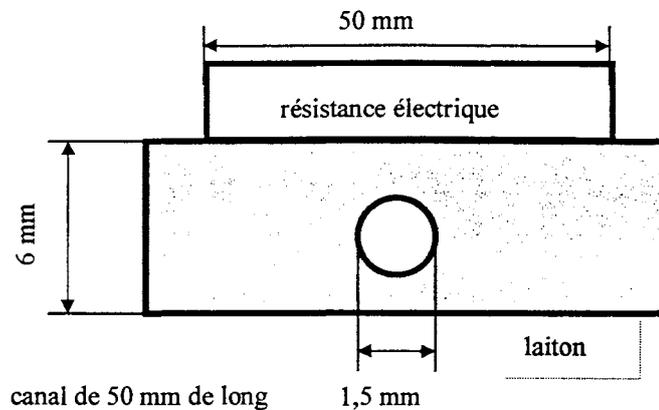


Figure IV. 8 : Description de l'échangeur de pré-dimensionnement

Trois thermocouples sont utilisés pour mesurer les différentes températures :

- un à l'entrée du canal,
- un en sortie du canal,
- un à l'interface en le bloc en laiton et la résistance.

Le dernier des trois, ne fournit pas exactement la température de paroi du canal, il existe un écart de température dû à la conduction dans le laiton. A partir d'une simulation numérique par la méthode des éléments finis, on peut modéliser la conduction par une résistance thermique.

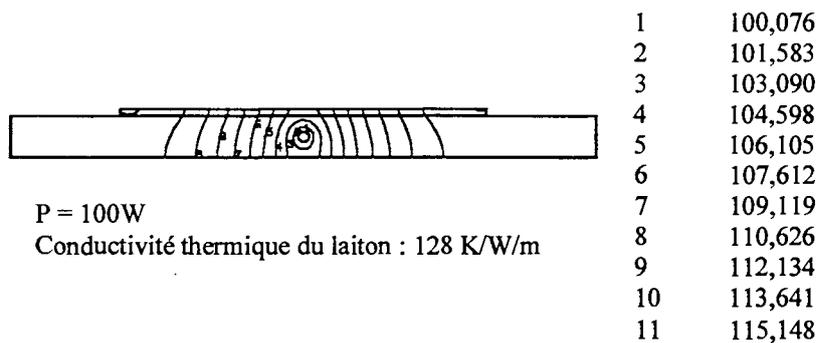


Figure IV. 9 : Simulation numérique du prototype de pré-dimensionnement

Il est alors possible de mesurer l'écart de température entre l'interface laiton – résistance et la paroi du tube. Cette écart de température correspond à une résistance thermique de 0,06 K/W. Connaissant, la température de paroi, les températures d'entrée et de sortie du fluide, le débit volumique, on étudie donc complètement le transfert de chaleur. Les incertitudes de mesures

portent essentiellement sur les mesures de température et sur la mesure du débit. Les propriétés du fluide et du laiton sont elles aussi l'objet d'incertitudes car elles dépendent de la température. Après calcul, elles oscillent entre 13% et 18% et sont surtout fonction de l'écart de température entre la paroi et le fluide en sortie et sont donc moindres lorsque le flux augmente. La figure IV.10 décrit les résultats obtenus avec de l'eau saturée à pression atmosphérique. Les valeurs mesurées du coefficient d'échange sont comparées à celles fournies par la corrélation de COOPER (1984), valable pour de l'ébullition nucléée.

Afin de pouvoir juger de l'importance relative de la convection par rapport à la nucléation, les mesures ont été effectuées pour trois débits différents.

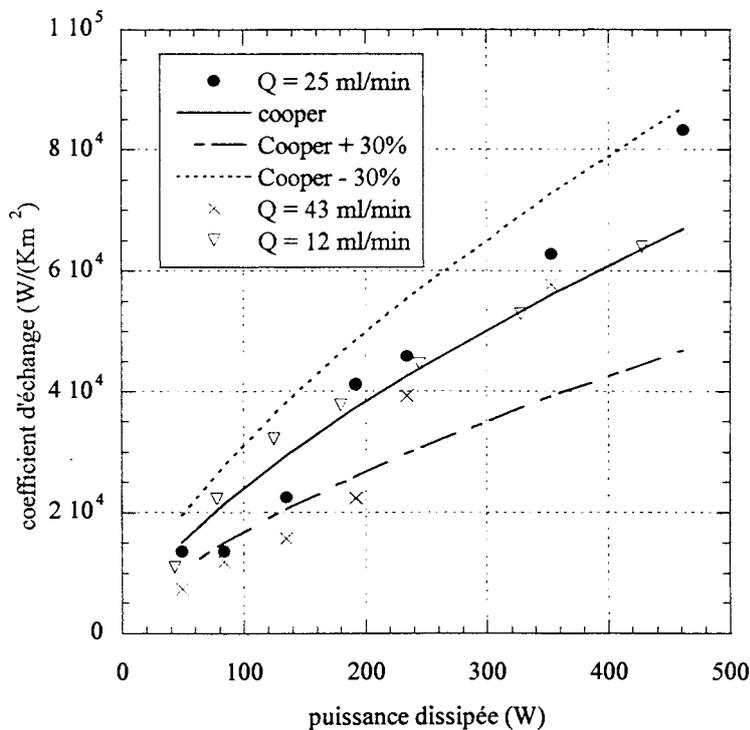


Figure IV. 10 : Résultats obtenus avec de l'eau saturée à pression atmosphérique

La corrélation de COOPER (1984) donne de bons résultats dans la zone d'ébullition nucléée, zone pour laquelle elle a été établie. Elle tend à surestimer le coefficient d'échange dans la zone d'ébullition sous refroidie. A flux constant, le coefficient d'échange est pratiquement indépendant du débit massique. Le transfert convectif est donc pratiquement inexistant, constatation en accord avec la majorité des publications citées dans la revue bibliographique précédente.

Pour les faibles valeurs de puissances dissipées, les différences entre les prédictions et les mesures sont accrues, mais ces points ne correspondent pas à de l'ébullition nucléée, il s'agit de convection simple phase.

Le même prototype a été testé avec un liquide frigorigène, le fluorinert FC72, qui entre en ébullition à 56 °C à pression atmosphérique. Ce type de fluide offre approximativement des performances thermiques 20% inférieures à celles d'un CFC équivalent mais n'est l'objet d'aucune réglementation actuellement.

Tableau.IV. 1 : Caractéristiques du fluorinert FC72 à 25°C

Conductivité thermique $W K^{-1} m^{-1}$	Densité $kg m^{-3}$	Chaleur spécifique $J K^{-1} kg^{-1}$	Chaleur latente $J K^{-1}$
0,056	1680	1050	88000

Dans le cas de ce fluorinert, la corrélation de COOPER (1984) sous-estime légèrement le coefficient d'échange dans la zone d'ébullition nucléée. En fait, pour ce fluide, compte tenu de sa faible chaleur latente de vaporisation, il est nécessaire d'augmenter le débit et les effets convectifs sont donc plus importants tout en restant quand même minoritaires.

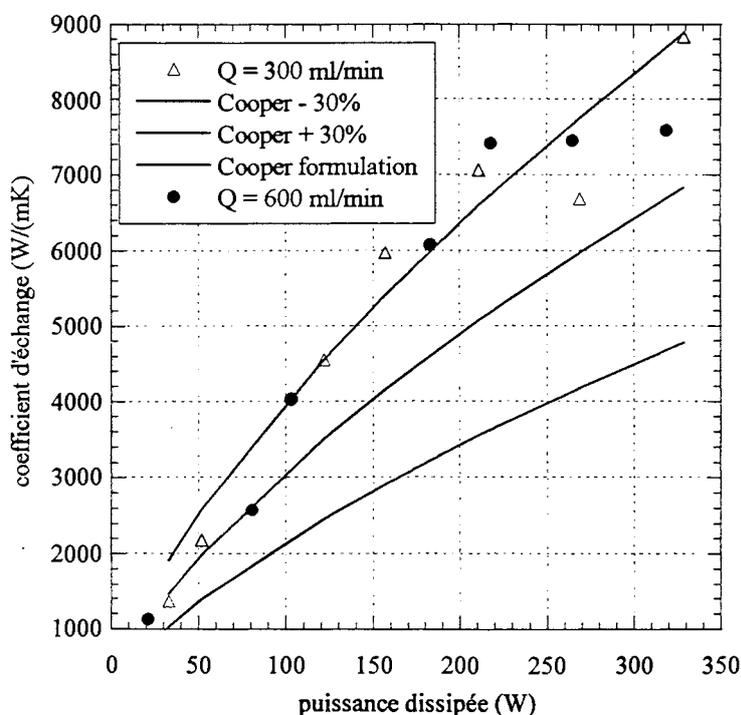


Figure IV. 11 : Résultats obtenus avec du Fluorinert FC 72 saturé à pression atmosphérique

L'utilisation de la masse molaire dans la formule de COOPER (1984) est souvent contestée. De nombreux auteurs recommandent de la remplacer par une constante recalée sur des essais expérimentaux. Remarque qui, appliquée au cas ci-dessus, permettrait de diminuer la déviation moyenne entre les mesures et les prédictions.

IV.3.5) Bilan et recommandations pour le calcul du coefficient d'échange en petits canaux

La corrélation de COOPER (1984), tout comme celle de GORENFLO (1988) permet d'obtenir simplement le coefficient d'échange lorsque le fluide est saturé. Même si les effets convectifs sont négligés, l'erreur commise reste dans tous les cas inférieure à 30%. Pratiquement indépendant du débit massique et du titre, le coefficient d'échange dépend principalement de la densité de flux appliquée sur les parois et de la pression.

Il existe également quelques corrélations récentes, établies spécifiquement pour les petits canaux, qui prennent en compte la contribution de la convection. Cependant, leur validité hors du domaine dans lequel elles ont été établies reste à vérifier.

On pourrait affiner le calcul du coefficient d'échange en utilisant un modèle asymptotique d'ordre élevé. Il serait alors possible dans ce cas, de tenir compte des effets convectifs à faible flux. Pour les applications qui nous concernent, le comportement de l'échangeur à faible densité de flux, ne présente guère d'intérêt car le risque de destruction du composant est quasiment nul. Dans ces conditions, on préfère s'attarder sur une caractérisation plus fine de son comportement pour les fortes densités de flux, valeurs pour lesquelles la nucléation est prépondérante.

IV.4) Flux critique des écoulements diphasiques

IV.4.1) Introduction

Les termes densité de flux critique (CHF critical heat flux) ou "burnout" sont utilisés pour décrire les conditions pour lesquelles le coefficient d'échange se dégrade brutalement à cause d'un changement des mécanismes de transfert de chaleur. La valeur de la densité de flux critique d'un écoulement dépend principalement du titre, du débit massique, du sous refroidissement en entrée ainsi que des propriétés du fluide. Selon les auteurs, les configurations pour lesquelles se produit cette dégradation du transfert de chaleur sont classées en un nombre variable de groupes. Malgré de nombreuses études à ce sujet, les phénomènes physiques mis en jeu ne sont toujours pas très bien compris.

Pour des écoulements sous refroidis ou des faibles titres massiques, cette transition correspond à un changement du mécanisme d'ébullition, qui trouve son origine dans diverses hypothèses variant selon les auteurs (Fig.IV.12). Ce flux critique est dénommé dans la littérature DNB (departure from nucleate boiling).

Pour des titres massiques plus élevés, la configuration de l'écoulement est généralement annulaire et la transition correspond cette fois à un assèchement du film liquide le long des parois des canaux (dryout). Ce deuxième cas ne nous concerne pratiquement pas, car pour le refroidissement des composants de puissance, le titre en sortie est limité à 0,2 dans le but d'éviter des instabilités d'écoulement. Dans tous les cas, la température de paroi augmente fortement car le transfert ne s'effectue plus que par rayonnement.

IV.4.2) Description des mécanismes d'assèchement

Nous nous attardons uniquement au cas de densité de flux critique à faibles titres et à faibles débits massiques puisque seules ces conditions sont rencontrées dans les applications qui nous concernent.

En sous refroidissement ou pour des faibles titres massiques, l'écoulement est typiquement dans une configuration à bulles ou à bouchons. Dans ces conditions, trois mécanismes sont susceptibles d'entraîner l'apparition du flux critique (figure IV.12).

Le premier est associé à l'apparition d'une microcouche liquide à l'interface entre la paroi et la naissance d'une bulle. L'évaporation de cette microcouche va laisser une portion de la paroi

complètement sèche, augmentant ainsi la température, donc la taille des bulles, jusqu'à divergence.

Le deuxième mécanisme a été constaté en présence d'écoulements faiblement sous refroidis. Les bulles sont concentrées dans une couche proche de la périphérie des canaux. Si la concentration des bulles et leurs tailles deviennent suffisamment importantes, alors le liquide piégé entre cette couche et la paroi va s'évaporer entraînant un assèchement.

Le dernier mécanisme couramment constaté apparaît en présence d'un écoulement à bouchons. Si le flux appliqué sur les parois du canal est suffisamment élevé, le film liquide présent entre la bulle et la paroi va s'évaporer, laissant ainsi la bulle isoler la paroi.

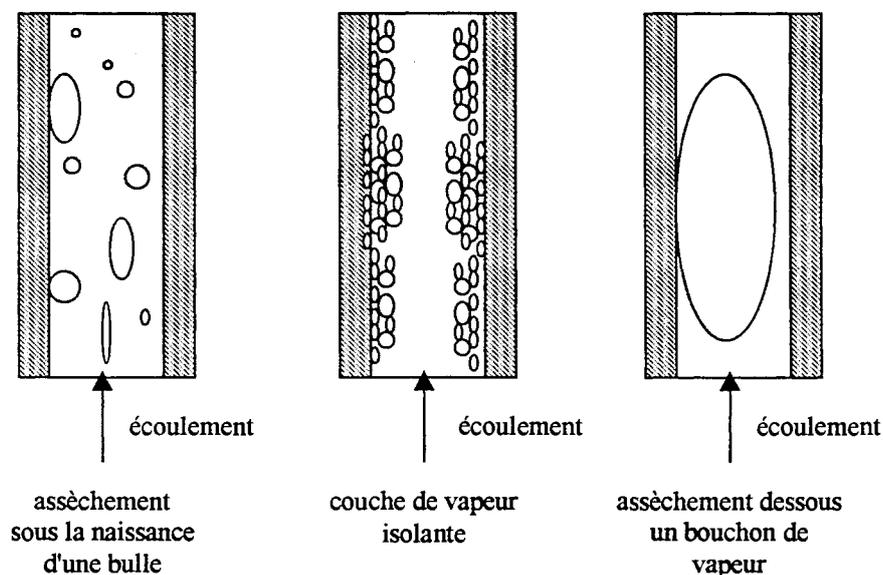


Figure IV. 12 : Représentation des causes d'assèchement de type DNB

IV.4.3) Détermination du flux critique dans des petits canaux

Il n'existe pas de corrélation de densité de flux critique générale établie spécialement pour les canaux de petite section. Cependant, on trouve des publications où les corrélations les plus connues, SHAH (1979) et KATTO (1984), sont comparées à des mesures relatives aux petits canaux. En particulier, KURETA et al (1994) étudient l'influence du diamètre et de la longueur des tubes sur le flux critique d'un écoulement d'eau à pression atmosphérique dans des tubes de 2,2 mm, 4 mm, et 6 mm. Une partie de ces travaux se rapporte directement à nos cas de figures puisqu'ils traitent les cas de flux critiques à faibles titres ou en sous refroidissement.

Ils constatent que la diminution du diamètre augmente la valeur du flux critique dans la mesure où celui-ci est inférieur à 5 mm. Au dessus de cette valeur, les effets de la diminution du

diamètre sont minimales. Pour le tube de 2,2 mm, le flux critique apparaît toujours lorsque l'écoulement est sous refroidi. Dans ces conditions, la corrélation de KATTO (1979) donne de bons résultats surtout lorsque le rapport L/D est inférieur à 10.

D'une manière générale, la diminution du rapport L/D augmente la densité de flux critique, cette constatation étant particulièrement évidente pour des grands débits massiques dans des petits diamètres et pour des faibles débits massiques dans des grands diamètres.

En fonction du débit massique, KURETA et al. distinguent quatre différents régimes de crise d'ébullition :

- la densité de flux critique pour les faibles débits massiques s'apparentant au régime rencontré en ébullition en vase (flooding CHF),
- la densité de flux critique pour les titres élevés dû à un assèchement du film liquide (dryout)
- la densité de flux critique pour les faibles titres et les forts débits massiques (DNB)
- la densité de flux critique pour les titres intermédiaires (transition CHF).

Dans le cas de tubes de 2,2 mm, le flux critique est supérieur à 200 W/cm^2 pour un débit massique surfacique de 200 kg/s/m^2 . On verra par la suite que cette valeur autorise des densités de flux dissipées par le composant supérieures à 500 W/cm^2 .

La corrélation de KATTO (1984) utilisée par KURETA (1994) et la corrélation de SHAH (1979) sont appliquées à un canal circulaire de diamètre 2 mm et de longueur 16 mm, dimensions typiques du refroidissement des composants de puissance. Le sous refroidissement en entrée est supposé nul (Fig.IV.13).

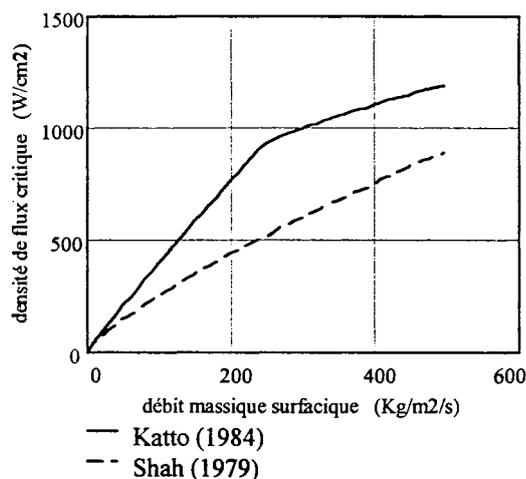


Figure IV. 13 : CHF calculés avec les corrélations de KATTO et de SHAH

La corrélation de KATTO (1984) donne des valeurs de CHF plus élevées que celle de SHAH (1979). Si l'on respecte le domaine de validité précisé par KATTO, la corrélation ne peut être utilisée dans cette configuration pour des vitesses massiques inférieures à 400 kg/m²/s.

BOWERS et MUDAWAR (1994) proposent une corrélation pour la détermination de la densité de flux critique d'un écoulement de R-113 dans des canaux de 2,54 mm et 510 µm. Selon eux, le niveau de sous refroidissement a peu d'influence sur la densité de flux critique. Par ailleurs, ils tiennent compte du rapport de la longueur des canaux sur leur diamètre, la densité de flux critique augmente avec la diminution de la longueur des canaux. Ils proposent la corrélation suivante :

$$\varphi_{crit} = 0,16 G L_v We^{-0,19} (L/D)^{-0,54} \quad (\text{Eq.IV. 32})$$

Les valeurs expérimentales qu'ils obtiennent ainsi que les caractéristiques de l'écoulement sont rapportées dans le tableau ci-dessous.

Tableau.IV. 2 : Densités de flux critique mesurées par BOWERS et al avec du R-113

D (mm)	Q (ml/min)	sous refroidissement (°C)	flux critique (W/cm ²)
0,51	45	10	194
		20	199
		30	195
2,54		10	165
		20	168
		30	165

IV.4.4) Recommandations pour le dimensionnement des micro-échangeurs

Les phénomènes mis en jeu lors de l'apparition du flux critique ne sont pas encore bien compris, la tension superficielle et l'angle de mouillage semblent tenir un rôle fondamental. Cependant, pour les applications qui nous concernent, l'écoulement est toujours à faibles titres massiques. Le flux critique risquant d'apparaître peu donc être classé dans la catégorie (DNB). Dans ces conditions, la corrélation de KATTO (1984) peut être utilisée en s'assurant de respecter son domaine de validité. La corrélation de SHAH (1979) dont le domaine de validité est plus large, à conditions identiques, donne des valeurs de CHF inférieures à celle de KATTO. Cette corrélation, appliquée aux travaux de KURATA (1994), prédit assez précisément le CHF dans les régions correspondant aux DNB et à la zone de transition. Ces deux corrélations seront donc employées par suite pour estimer les CHF des configurations étudiées.

IV.5) Dimensionnement d'un échangeur double phase

IV.5.1) Objectif

Les méthodes de calcul de la chute de pression, du coefficient d'échange, de la densité de flux critique sont désormais connues. Les corrélations et les modèles retenus sont ceux qui reflètent le mieux les phénomènes spécifiques aux écoulements diphasiques dans les petits canaux.

Ainsi, on a vu que le transfert de chaleur est principalement dû à la nucléation, que la perte de pression par frottement est négligeable devant l'accélération. La densité de flux critique reste le point le plus délicat. Les corrélations de KATTO (1984) et surtout de SHAH (1979) la prédisent à peu près correctement pour des écoulements sous refroidis où à faibles titres alors qu'elles tendent à surestimer le CHF pour des titres plus élevés. Lors du dimensionnement d'un échangeur, il conviendra d'introduire un coefficient de sécurité couvrant la marge d'erreur éventuellement introduite par ces corrélations.

IV.5.2) Géométrie des canaux

La plupart des échangeurs décrits dans les publications précédemment citées sont constitués de canaux de section circulaire. D'un point de vue pratique, cette section est certainement la plus facile à usiner (perçage). Cependant, outre ce critère technologique, cette section présente en écoulement diphasique également quelques avantages d'un point de vue thermique.

Le transfert de chaleur est essentiellement due à la nucléation. De ce fait, le coefficient d'échange est proportionnel à la densité de flux appliquée sur les parois des canaux. Augmenter la surface d'échange comme pour les échangeurs monophasiques conduit ici à diminuer le coefficient d'échange qui est une fonction croissante du flux. La diminution de la résistance thermique totale, qui maintenant s'exprime par :

$$R_{th} = \frac{l}{h_p S} \quad (\text{Eq.IV. 33})$$

ne pourra plus être effectuée en augmentant séparément h_p et S car ces deux termes sont liés. Il en résulte que l'utilisation de sections rectangulaires pénalise le coefficient d'échange et dégrade la répartition du flux sur la périphérie des canaux, augmentant par là même le risque de CHF local.

La finalité de ce travail est de présenter un échangeur diphasique refroidissant un composant de puissance. Nous avons choisi depuis le début de cette thèse les puces d'IGBT Siemens 1600V - 50 A comme composants de référence. Ces puces occupent environ une surface de $14 \times 14 \text{ mm}^2$. Le réseau de canaux doit donc occuper une surface équivalente à la taille de ce composant, l'échangeur sera toujours aussi large (L) que long (L).

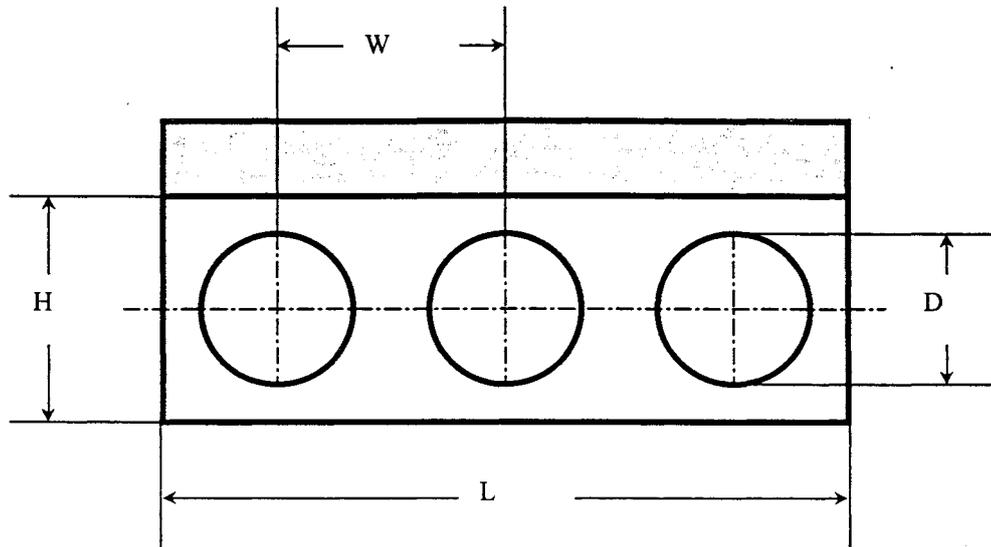


Figure IV. 14 : Vue en coupe du réseau de canaux.

La périodicité (W), conditionne à la fois la valeur de la densité de flux appliquée sur les parois et également la répartition du flux. Quelque soit le diamètre des tubes retenu, il faut également déterminer l'espace nécessaire au passage du flux entre deux canaux (Fig.IV.14).

En effet, la conservation de la puissance implique

$$\varphi_c L W = \varphi_p \pi D L \quad \text{soit} \quad \varphi_p = \varphi_c \frac{W}{\pi D}. \quad (\text{Eq.IV. 34})$$

Si W est inférieur à la circonférence d'un canal, la densité de flux appliquée sur les parois des canaux sera inférieure à la densité de flux dissipée par le composant. BOWERS et MUDAWAR (1994) définissent les relations suivantes,

$$H \geq 1,1 D \quad \text{et} \quad W \leq 1,2 D \quad (\text{Eq.IV. 35})$$

conditions qui assurent, selon eux, une bonne répartition du flux sur toute la périphérie des canaux. Ces conditions sont établies à partir d'une modélisation de l'échangeur par la méthode des éléments finis. Cependant, ils imposent une température fixe (condition de Dirichlet) sur les parois alors qu'en réalité, il s'agit d'un transfert convectif, et le coefficient d'échange influence la température. Ce transfert convectif peut être pris en compte à partir d'une modélisation analytique de la conduction dans l'inter canal, l'introduction du coefficient d'échange permettra

de mesurer son influence sur la résistance thermique d'un canal. Développée, par S. RAËL (1997), cette méthode est basée sur une discrétisation du plan selon l'axe oz et suppose que les lignes de flux restent verticales à travers toute l'épaisseur e_d . L'étude est paramétrée en fonction de "a", défini par le rapport entre la distance inter canal et le rayon :

$$a = W/D - 1 \quad (\text{Eq.IV. 36})$$

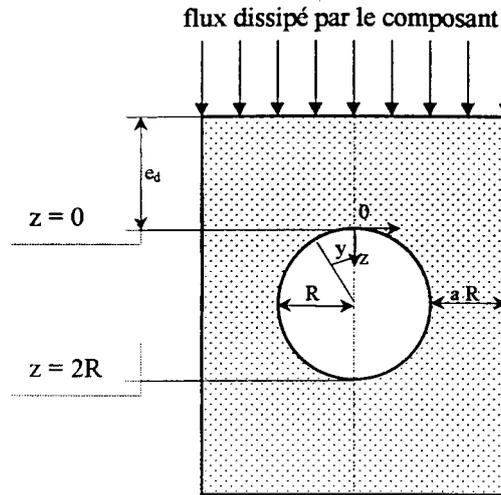


Figure IV. 15 : Représentation du modèle d'évaporateur étudié

La section de passage du flux à travers l'ailette vaut :

$$S_a = 2 R L \left(1 + a - \sqrt{1 - (1 - z/R)^2} \right), \quad (\text{Eq.IV. 37})$$

la surface d'échange entre le canal et l'ailette valant quant à elle :

$$S_c = 2 R L A \cos(1 - z/R). \quad (\text{Eq.IV. 38})$$

En discrétisant en n intervalles l'axe Oz entre 0 et 2R, il est possible d'exprimer les flux de chaleur et les températures en chaque pas par le biais d'une relation matricielle récurrente :

$$\begin{pmatrix} T_i \\ P_i \end{pmatrix} = [A_i] \begin{pmatrix} T_{i-1} \\ P_{i-1} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq.IV. 39})$$

$$[A_i] = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{2 R}{n k_p} \\ -h \frac{A \cos(1 - z_i/R) - A \cos(1 - z_{i-1}/R)}{1 + a - \sqrt{1 - (1 - z_i/R)^2}} & \frac{1 + a - \sqrt{1 - (1 - z_{i-1}/R)^2}}{1 + a - \sqrt{1 - (1 - z_i/R)^2}} + \frac{h R [A \cos(1 - z_i/R) - A \cos(1 - z_{i-1}/R)]}{n k_p (1 + a - \sqrt{1 - (1 - z_i/R)^2})} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.IV. 40})$$

Enfin, en posant :

$$\prod_{i=n}^1 [A_i] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.IV. 41})$$

il vient en appliquant les conditions aux limites de notre problème, $P_0 = P_{puce}$ et $P_n = 0$,

$$T_0 = -\frac{b_{22}}{b_{21}} P_{puce}, \quad (\text{Eq.IV. 42})$$

ce qui permet de calculer la résistance thermique carrée du canal :

$$R_{th} = -\frac{b_{22}}{b_{21}}. \quad (\text{Eq.IV. 43})$$

L'ensemble des justifications et des validations de cette méthode sont relatées par S. RAËL (1997). Il constate notamment que l'erreur relative entre ce modèle et des simulations numériques 3D par la méthode des éléments finis reste inférieure à 1% pour des valeurs du coefficient 'a' comprises entre 0,5 et 0,1.

La valeur de 'a' minimisant la résistance thermique ramenée au cm^2 , augmente avec l'augmentation du coefficient d'échange. Un coefficient d'échange élevé a tendance à canaliser les lignes de flux, et les parties les plus éloignées des canaux sont moins sollicitées. L'augmentation de la distance entre deux canaux améliore l'uniformité du flux sur les parois, diminuant de fait les écarts de température.

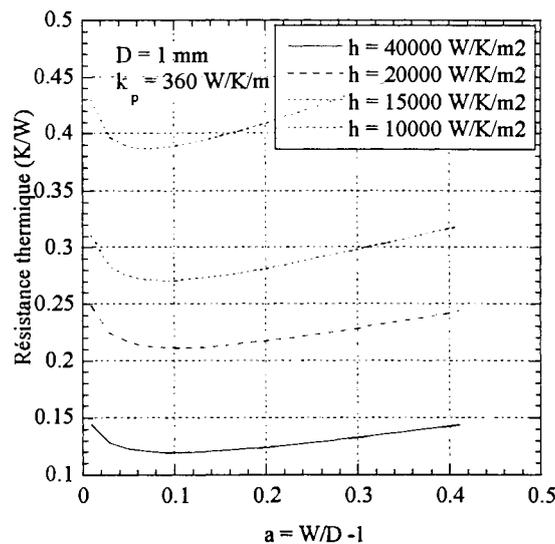


Figure IV. 16 : Résistance thermique d'un canal circulaire avec échange convectif indépendant de la densité de flux pariétal

Quelque soit le coefficient d'échange, les courbes ne présentent pas de minimum raide. Ce minimum est d'autant moins raide que le coefficient d'échange est grand.

Les coefficients d'échange mesurés (§ IV.3) sont compris entre 10 kW/K/m^2 et 60 kW/K/m^2 pour l'eau alors que pour le fluorinert FC 72 ils sont voisins de 10 kW/K/m^2 . Dans la gamme des coefficients mesurés avec de l'eau, les conditions émises par BOWERS et MUDAWAR (1994) correspondent donc à une configuration proche de l'optimum. En revanche, pour le fluorinert

FC 72, il convient d'augmenter la concentration de canaux, de telle sorte que 'a' soit proche de 0,08.

IV.5.3) Choix du débit massique

Le choix du débit massique est fonction principalement de la limitation du titre en sortie pour limiter les instabilités d'écoulement, et obtenir une densité de flux critique bien supérieure à la densité de flux appliquée sur les parois.

Le débit massique respectant la première condition est tiré du bilan thermique :

$$m = \frac{P}{Cp_l (T_{sat} - T_{l,e}) + L_v x_s} \quad (\text{Eq.IV. 44})$$

La puissance dissipée par le composant s'exprime par :

$$P = n \pi D L \varphi_p \quad \text{avec} \quad n = \frac{L}{W} = \frac{L}{D(1+a)} \quad \text{d'ou} \quad P = \frac{\pi L^2}{1+a} \varphi_p \quad (\text{Eq.IV. 45})$$

l'échangeur occupant une surface de $L^2 \text{ mm}^2$.

Le débit massique total est donc indépendant du diamètre, il n'est fonction que de la puissance maximale dissipée par le composant, du titre maximal en sortie et du sous refroidissement.

De ce fait, la vitesse massique surfacique par canal (G) est inversement proportionnelle au nombre de canaux.

$$G = \frac{4 m}{n \pi D^2} = m \frac{4 L}{\pi D^3 (1+a)} \quad (\text{Eq.IV. 46})$$

Il faut donc avoir à l'esprit qu'en fonctionnant à débit massique total constant imposé par le titre en sortie, la diminution du diamètre des canaux entraîne une diminution de G, donc du flux critique.

Jusqu'à présent, la diminution du diamètre des canaux ne présente que des désavantages, augmentation de la perte de pression, diminution du flux critique, amélioration du transfert négligeable. Cependant, un échangeur multicanaux placé sous un composant limite le gradient de température à l'interface échangeur - silicium, et par la même la température maximale du composant (Fig.IV.17) MEYSENC et al (1997). Il convient donc d'utiliser autant que possible des échangeurs multicanaux, dont le nombre augmente avec la diminution du diamètre.

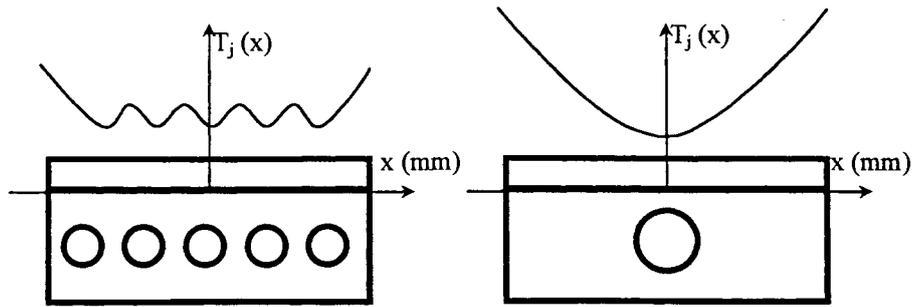


Figure IV. 17 : Influence du nombre de canaux sur le profil de température à l'interface silicium - échangeur

A partir de ces constatations, on peut bâtir une méthodologie de dimensionnement. Le diamètre de départ est fixé arbitrairement. La valeur choisie doit être faible puisque ce dernier ne pourra qu'augmenter durant le déroulement de l'algorithme.

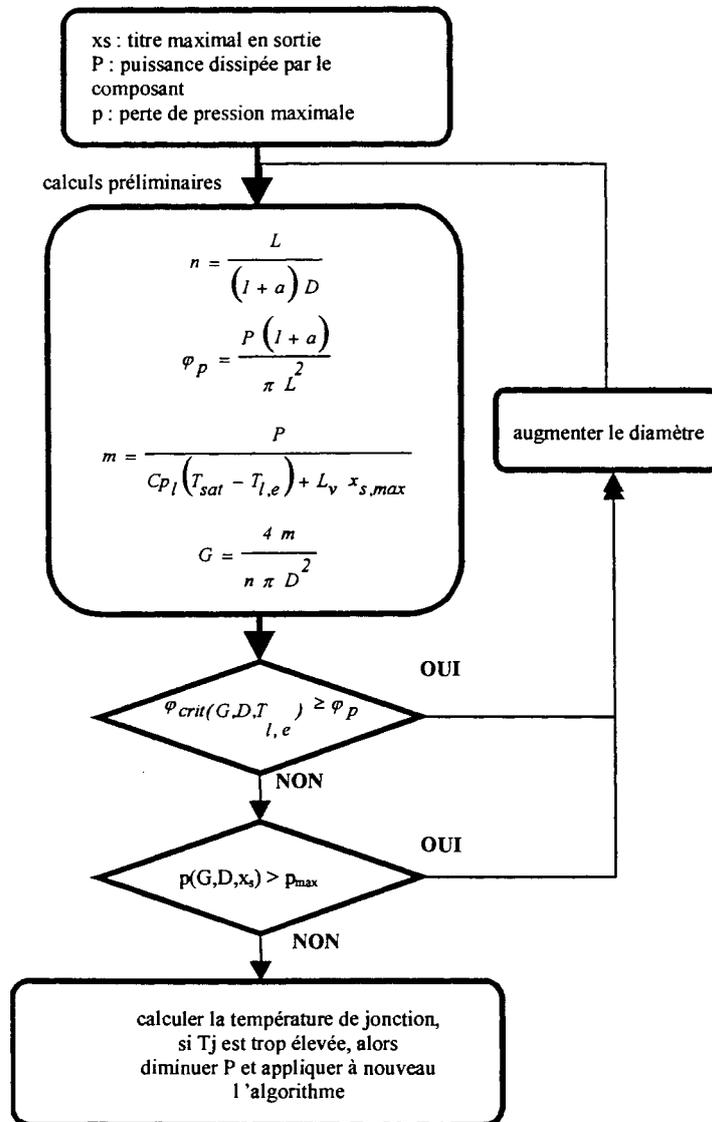


Figure IV. 18 : Algorithme de dimensionnement d'un échangeur diphasique

De la sorte, la première valeur du diamètre obtenue qui respecte à la fois les contraintes liées à la perte de pression admissible et à la densité de flux critique, sera retenue.

Appliquons cet algorithme au refroidissement d'une puce de $14 \times 14 \text{ mm}^2$, en utilisant d'une part l'eau comme fluide caloporteur et d'autre part le fluorinert FC 72, ces deux fluides étant saturés à pression atmosphérique.

Les hypothèses de départ sont résumées dans le tableau IV.3, le choix d'une perte de pression maximale de 10000 Pa et d'un sous refroidissement nul est purement arbitraire, encore qu'en ce qui concerne la chute de pression, il est déconseillé qu'elle soit trop importante, l'écoulement pouvant devenir compressible.

Tableau.IV. 3 : Conditions de départ pour le dimensionnement d'un échangeur diphasique

diamètre de départ (m)	0,0005
titre maxi en sortie (-)	0,2
coefficient "a" (-)	0,2 pour l'eau 0,1 pour le FC 72
chute de pression maxi (Pa)	10 000
sous refroidissement (°C)	0
puissance dissipée (W)	de 200 à 600

On obtient finalement, pour ces conditions de départ, les configurations suivantes :

Tableau.IV. 4 : Configurations optimisées

P (W)	D (mm)	n (-)	p (Pa)	Q (ml/min)*	ϕ_{crit} (W/cm ²)	ϕ_p (W/cm ²)
400W - Eau	1,51	9	10 000	55,5	841	58
600W - Eau	2,265	6	10 000	83,2	850	88
200W - FC	3,41	5	10 000	437	103	23,4
300W - FC	5,4	3	10 000	656	126	36

* Il s'agit du débit total, pour obtenir le débit par canal, il faut diviser par le nombre de canaux

Le fluorinert FC 72 n'est pas un fluide adapté aux puissances dissipées élevées. Compte tenu de sa faible chaleur latente de vaporisation, la limitation du titre en sortie entraîne des débits massiques tels qu'il est impossible d'utiliser des petits canaux, les pertes de pression correspondantes étant de l'ordre du bar. Si d'un point de vue hydraulique, l'eau permet d'évacuer des densités de puissance élevées, il faut quand même vérifier que l'élévation de température reste, pour ces puissances, compatible avec les exigences des composants de puissance.

En utilisant la formule de COOPER (1984), on obtient les températures de paroi suivantes :

- $\Delta T_p = 21,5^\circ\text{C}$ pour $P = 600\text{W}$ et $D = 2,2\text{ mm}$ - eau
- $\Delta T_p = 18,8^\circ\text{C}$ pour $P = 400\text{W}$ et $D = 1,5\text{ mm}$ - eau
- $\Delta T_p = 31,8^\circ\text{C}$ pour $P = 200\text{W}$ et $D = 3,41\text{ mm}$ - FC 72
- $\Delta T_p = 37^\circ\text{C}$ pour $P = 300\text{ W}$ et $D = 5,4\text{ mm}$ - FC 72

A ces écarts, il faut ajouter les écarts dus à la conduction dans le cuivre, la brasure et le silicium pour obtenir la température de jonction du composant.

Dans l'hypothèse où les écarts de température sont trop importants, l'emploi d'une boucle pressurisée permet de régler la pression de saturation, donc le point d'ébullition.

Pour ces deux fluides, la densité de flux critique est toujours largement supérieure à la densité de flux appliquée sur les parois, couvrant largement les incertitudes liées à l'emploi des corrélations empiriques.

IV.6) Réalisation d'un prototype monopuce

IV.6.1) Introduction

Il s'agit désormais d'appliquer les méthodes de calcul précédemment énoncées au refroidissement d'une puce d'IGBT. Nous utilisons volontairement une puce haute tension (1600 V - 50 A). En effet, la résistance à l'état passant de l'IGBT étant proportionnelle à sa tenue en tension, à courant identique la puissance dissipée en conduction est donc plus importante, ce qui simplifie le circuit de test.

En respectant les règles de dimensionnement concernant la géométrie des canaux, on réalise un échangeur issu de la configuration dont les caractéristiques sont rappelées dans le tableau IV.5.

Tableau.IV. 5 : Caractéristiques de l'échangeur monopuce

Taille de la puce	14 x 14 mm ²
Longueur des canaux	16 mm
Diamètre des canaux	2 mm
Coefficient "a"	0,2
Nombre de canaux	6
Hauteur de l'échangeur	4 mm

Le support en cuivre dans lequel sont percés les canaux, fait également office d'électrode de drain et est fixé sur un socle en Téflon (Fig.IV.19). Deux autres blocs de cuivre sont également

fixés sur ce socle, isolés électriquement l'un de l'autre et du premier, afin de servir de connecteurs de raccordement. Des fils d'aluminium, appelés bondings, assurent les liaisons entre ces deux connecteurs et les électrodes de grille et de source disposées en surface de la puce.

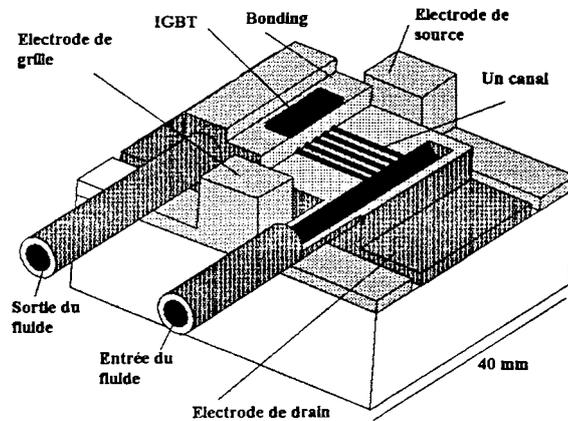


Figure IV. 19 : Vue en coupe du prototype monopuce

Initialement conçu pour être employé avec de l'eau, fluide conducteur électrique en l'absence de système de désionisation, ce prototype porte au potentiel de drain l'ensemble des éléments en contact avec le fluide. Il est possible de pallier cet inconvénient en insérant entre la puce et son support un substrat isolant. En électronique de puissance, deux matériaux sont principalement utilisés, la céramique (Al_2O_3) et le nitrure d'aluminium (AlN) bien meilleur conducteur thermique, mais beaucoup plus cher. Bien évidemment, l'insertion d'une telle plaque pénalise les performances thermiques du dispositif. Les performances thermiques de ces deux isolants ainsi que les répercussions entraînées par leur insertion sont notées dans le tableau IV.6.

Tableau.IV. 6 : Performances des substrats employés en électronique de puissance

matériau	conductivité thermique (W/K/m)	résistance thermique ($K/W/cm^2$)
céramique Al_2O_3	10 à 35	0,142
nitrure d'aluminium AlN	110 à 260	0,019

Les valeurs des résistances thermiques engendrées par l'insertion d'une plaque ne tiennent pas compte des résistances d'accrochage qui sont non négligeables.

Précisons quand même que le prototype n'est pas représenté en position de fonctionnement. Il sera utilisé en position verticale de telle sorte que l'écoulement soit ascendant.

IV.6.1) Description de la boucle de test

Les canalisations de cette boucle sont réalisées en tube de cuivre de diamètre intérieur 8 mm. La circulation du fluide est assurée par une pompe du type 'péristaltique'. Ce type de pompe présente l'avantage de ne pas mettre en contact le fluide et le corps de la pompe, facilitant ainsi le passage d'un fluide à un autre. La pompe pince à l'aide de galets un tuyau souple entraînant ainsi le fluide par friction. Trois thermocouples de type E, reliés à une centrale d'acquisition, mesurent respectivement les températures à l'entrée et en sortie de l'évaporateur et du condenseur. Le débit est mesuré à l'aide de quatre débitmètres à flotteur associés en parallèle à l'aide de quatre vannes, minimisant ainsi les erreurs de lecture.

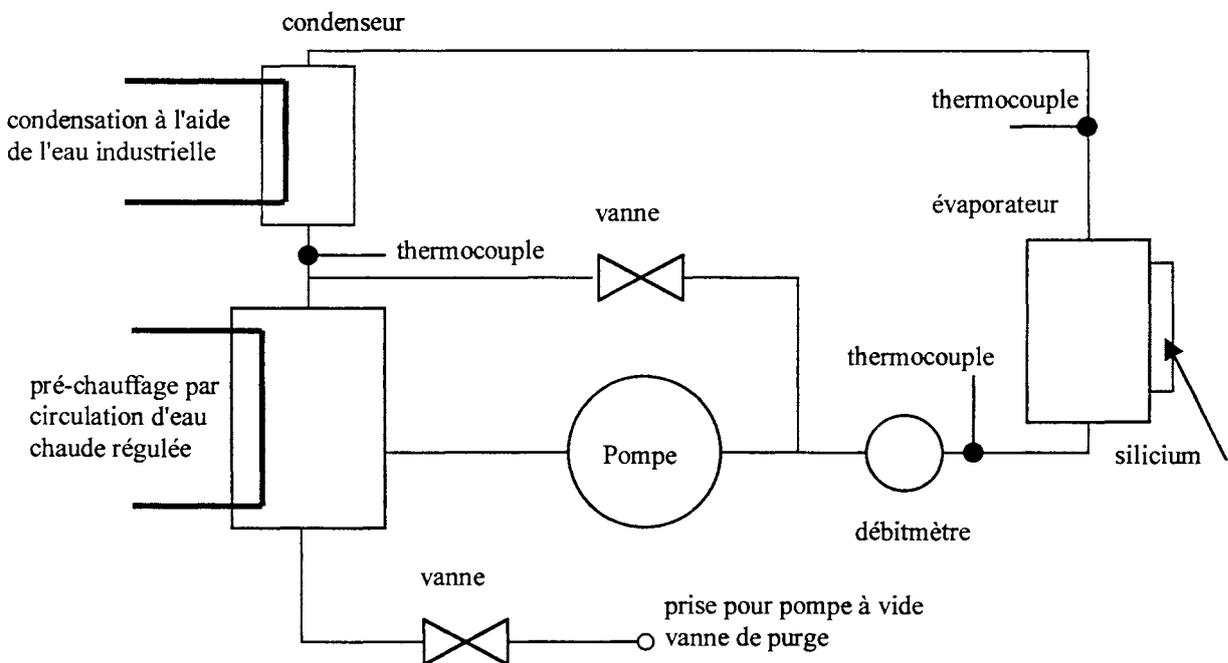


Figure IV. 20 : Description du circuit hydraulique de la boucle diphasique

Le circuit électrique est quant à lui, parfaitement similaire au circuit de test des essais de caractérisation des prototypes simple phase (figure III.41). La température de jonction est extrapolée à partir du paramètre thermosensible V_{DS} . La puissance injectée dans le dispositif est égale aux pertes en conduction du composant, le titre thermodynamique en sortie, quant à lui, est issu du bilan thermique (Eq. IV.3).

Les principales erreurs de mesures rencontrées avec ce type d'installation sont essentiellement dues à l'estimation du débit et des températures. La précision du débitmètre est fournie en fonction de sa pleine échelle, mais à cette imprécision il est nécessaire d'ajouter une imprécision

de lecture due à l'estimation de la position du flotteur et aux légères fluctuations du débit. Disposant de quatre débitmètres montés en parallèle, il est impératif de positionner les flotteurs à une valeur supérieure à 75% de la pleine échelle.

Le coefficient d'échange est déterminé à partir de l'extrapolation de la température de jonction du composant. On a vu chapitre II, que celle-ci correspond, dans le cas d'IGBT à technologie homogène, pratiquement à la température de l'interface puce - brasure. A partir d'un réseau de résistances thermiques (Fig.IV.21), on déduit le coefficient d'échange.

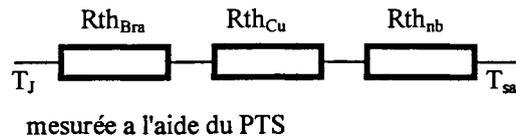


Figure IV. 21 : Détermination du coefficient d'échange

$$h_{tp} = \left[\left(\frac{T_J - T_{sat}}{P} - \frac{e_{bra}}{k_{bra} S_{bra}} - \frac{e_{cu}}{k_{cu} S_{cu}} \right) n \pi D L \right]^{-1} \quad (\text{Eq.IV. 47})$$

La conductivité thermique et l'épaisseur de la brasure font l'objet d'incertitudes importantes. En fonction de la quantité de bulles d'air prisonnières dans la brasure, la conductivité thermique varie entre 20 W/mK et 50 W/mK pour une épaisseur voisine de 50 μm . Pour les fortes puissances dissipées, la résistance thermique due à la nucléation diminue fortement et l'incertitude concernant la conductivité thermique et l'épaisseur de la brasure entraîne une incertitude proche de 25% sur la détermination du coefficient d'échange h_{tp} .

IV.6.3) Résultats obtenus avec de l'eau

La caractéristique statique du composant est beaucoup moins régulière que celle obtenue classiquement avec les assemblages monophasiques. En fait, lors du changement des mécanismes de transfert, passage de la convection à la nucléation, la résistance thermique de l'échangeur varie fortement, entraînant une modification du couplage électro-thermique donc de la caractéristique statique (Figure IV.22). Seuls les huit points correspondant aux puissances dissipées les plus élevées entraînent de l'ébullition nucléée pour des titres thermodynamiques en sortie compris entre 0 et 0,2.

L'évolution de la température de jonction est relativement bien prédite par la formulation de COOPER (1984). On distingue clairement les zones relatives aux deux mécanismes de transfert :

convection forcée simple phase et ébullition nucléée. La courbe théorique présente une rupture de pente beaucoup plus importante car le modèle utilisé ne prend pas en compte l'ébullition sous-refroidie (Figure IV.23). Le coefficient d'échange (Figure IV.24) en régime d'ébullition nucléée est prédit par la formule de COOPER (1984) avec une erreur inférieure à 30%. Une erreur de 30% sur le coefficient d'échange entraîne une erreur beaucoup plus faible sur la température de jonction puisque cette dernière dépend également fortement de la température de saturation. Choisir une température de saturation élevée minimise l'erreur d'estimation de la température du silicium.

Tableau.IV. 7 : Données caractéristiques de l'écoulement

Nombre de Reynolds (-)	Coefficient d'échange en convection simple phase W/m ² K	Coefficient d'échange en nucléation P = 400 W W/m ² K
213	1484	31000

Eau saturée à pression atmosphérique - Q = 35 ml/min - 60°C de sous-refroidissement

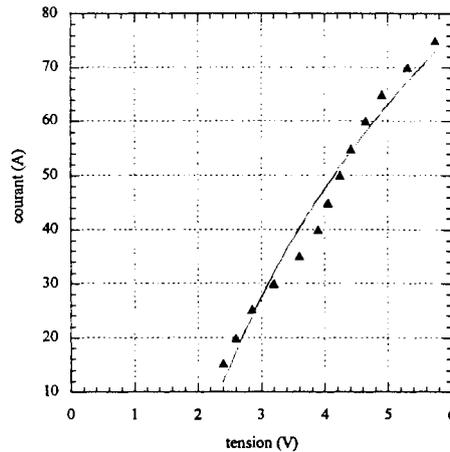


Figure IV. 22 : Caractéristique statique de l'IGBT refroidi par de l'eau saturée à 100°C

Pour obtenir cette caractéristique, l'IGBT est piloté par une tension continue grille - source constante et égale à 12 V. Par rapport à une commande classique de 15 V, à courant I_{DS} identique, l'utilisation d'une tension de grille de 12 V augmente la chute de tension directe V_{DS} et de la même façon, la puissance dissipée par le composant. Il est évident que pour une utilisation normale l'augmentation des pertes est dénuée de tout intérêt, mais il en va autrement ici puisque l'objet même de ce travail est d'étudier le comportement de l'échangeur.

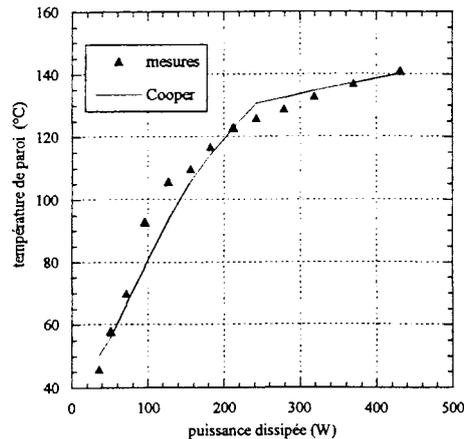


Figure IV. 23 : Température de jonction de l'IGBT en fonction de la puissance dissipée

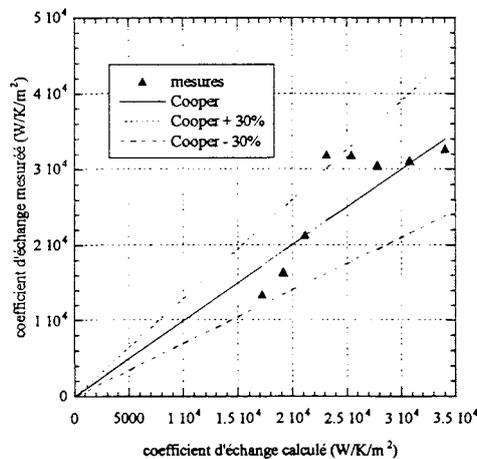


Figure IV. 24 : Comparaison entre les mesures du coefficient d'échange et les valeurs données par la corrélation de COOPER (1984)

IV.6.4) Résultats obtenus avec du FC 72

Ce même prototype est testé avec un liquide isolant électrique, le Fluorinert FC 72, liquide qui entre en ébullition à 56°C à la pression atmosphérique. Compte tenu de sa chaleur latente de vaporisation plus de vingt cinq fois plus faible que celle de l'eau, il est nécessaire d'augmenter considérablement le débit si l'on désire limiter le titre thermodynamique en sortie à des valeurs inférieures à 0,2.

Contrairement au cas précédent, la caractéristique statique est cette fois très régulière (Figure IV.25), conforme aux caractéristiques statiques à température variable fournies par les modèles classiques de conduction électrique des IGBT. Cela est dû, d'une part à un sous-refroidissement beaucoup moins important et d'autre part au débit massique beaucoup plus

conséquent. En fait, la transition entre les deux mécanismes de transfert n'apparaît pas sur la figure IV.25. Les effets convectifs ne sont dans ce cas plus négligeables, et on observe d'ailleurs que la formulation de COOPER tend à sous estimer la valeur du coefficient d'échange (Figures IV.26).

Dans cette configuration, il serait plus judicieux d'utiliser une modélisation des échanges de chaleur à partir d'un modèle asymptotique qui se montre plus précis MEYSENC (1997) ou de recalculer la constante de COOPER sur les mesures. Ce modèle, s'il est plus précis et tient compte de la superposition de la convection et de la nucléation, n'en reste pas moins plus long à mettre en œuvre. Lorsqu'il s'agira d'obtenir une estimation de la température de jonction, la formulation de COOPER, simple et rapide pourra être utilisée. Lorsqu'il s'agira cette fois de prédire beaucoup plus précisément les échanges, on retiendra les modèles asymptotiques du type de celui proposé par STEINER et TABOREK (1994).

Tableau.IV. 8 : Données caractéristiques de l'écoulement de FC 72

Nombre de Reynolds (-)	Coefficient d'échange en convection simple phase W/K/m ²	Coefficient d'échange en nucléation P = 400 W (Cooper) W/K/m ²
2690	785	13000

*Fluorinert FC 72 saturé à pression atmosphérique - Q = 480 ml/min
15°C de sous-refroidissement*

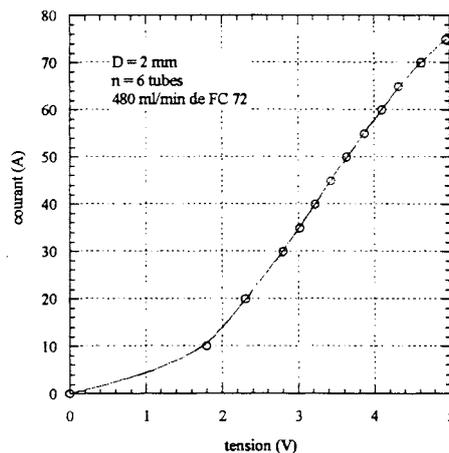


Figure IV. 25 : Caractéristique statique de l'IGBT refroidi par du FC 72 saturée à 56°C

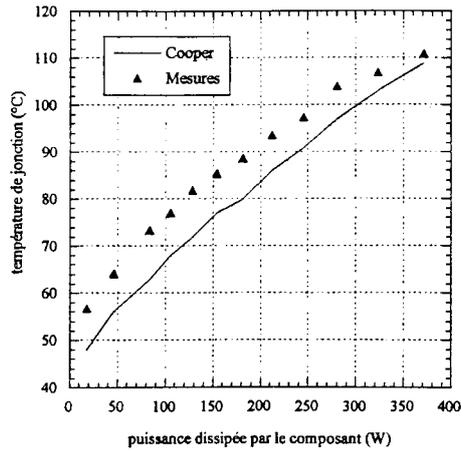


Figure IV. 26 : Température de jonction du silicium en fonction de la puissance dissipée

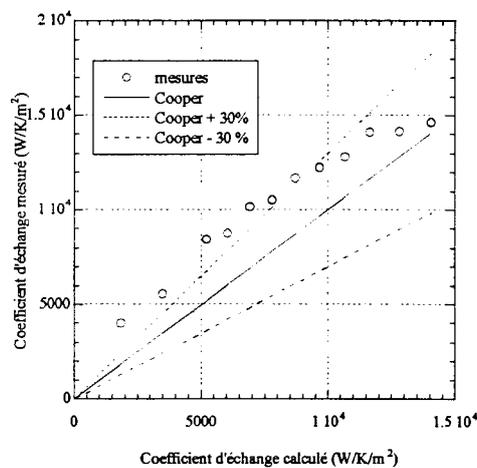


Figure IV. 27 : Comparaison entre les mesures du coefficient d'échange et les valeurs données par la corrélation de COOPER

IV.7) Réalisation d'un prototype multipuces

IV.7.1) Description du prototype

Il s'agit cette fois d'appliquer les principes de dimensionnement des échangeurs diphasiques à un prototype comportant quatre puces d'IGBT associées électriquement en parallèle, réplique en quelque sorte des nombreux modules hybrides "200A" du commerce, avec les diodes de roue libre en moins (Figure IV.28).

Les IGBT utilisés sont toujours des IGBT haute tension Siemens 1600 V - 50 A.

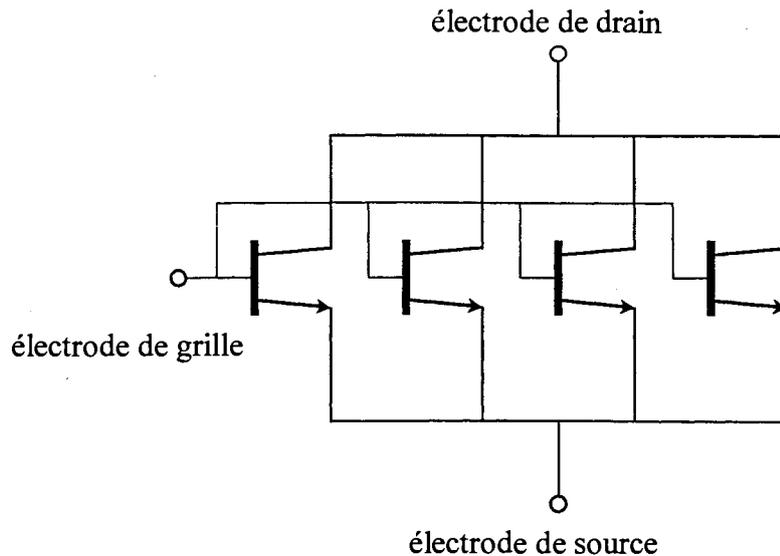


Figure IV. 28 : Schéma électrique du prototype multipuces

La conception de ce prototype est inspirée des remarques émises lors de la conception du prototype simple puce. La taille des canaux est maintenue à deux mm et chaque puce est refroidie cette fois par cinq canaux. Autant que possible, la distribution du fluide est assurée par des collecteurs disposés en 'U'. Contrairement au prototype monopuce qui fonctionne en position verticale, celui-ci fonctionnera horizontalement. Pour pouvoir le faire fonctionner verticalement, il aurait fallu concevoir deux collecteurs centraux au lieu d'un seul, permettant ainsi aux quatre puces d'être refroidies par un fluide ascendant.

Les canaux et les collecteurs sont réalisés par perçage dans le corps en cuivre de l'échangeur. Les puces de silicium se trouvent à trois millimètres de l'axe des canaux de refroidissement, soit à un millimètre du fluide (Fig.IV.29).

On le verra, ce prototype doit être capable de piloter des courants supérieurs à 400 A. A de tels niveaux de courant, il convient de soigner et de refroidir les connecteurs de drain et de source. Le connecteur de drain ne pose pas de problème de refroidissement puisqu'il est constitué par l'échangeur lui-même. En revanche, le connecteur de source est constitué de deux substrats "cuivre - céramique - cuivre" brasés juste au-dessus des deux canaux de distribution du fluide qui en assurent le refroidissement (Fig.IV.29).

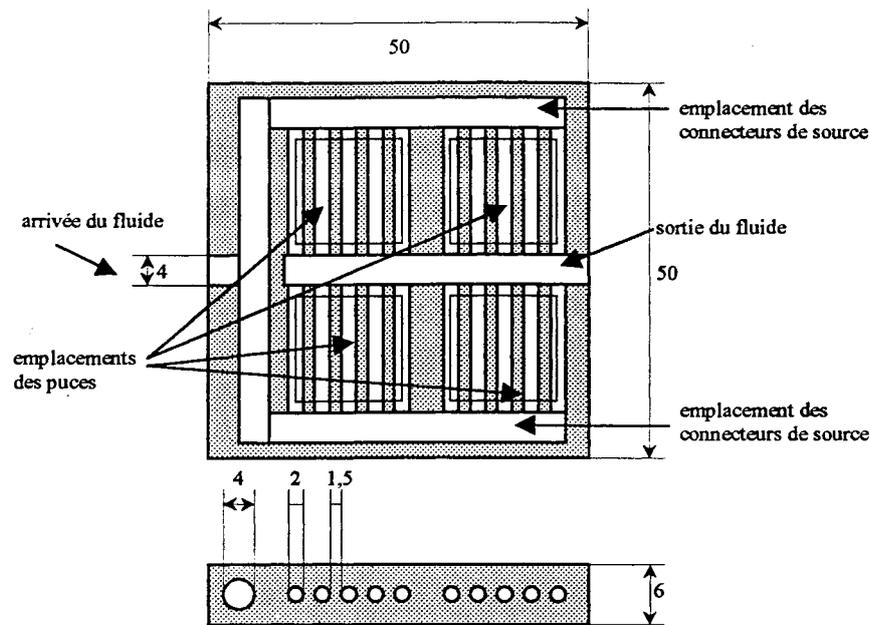


Figure IV. 29 : Description du prototype quatre puces

IV.7.2) Conditions et objectifs des essais

Le prototype est refroidi avec de l'eau à pression atmosphérique. Il est inséré cette fois dans une boucle ouverte comme celle décrite sur la figure IV.30. L'eau en sortie du prototype n'est pas condensée. On utilise l'eau du réseau, filtrée et réchauffée, le débit étant fixé à l'aide d'une vanne millimétrique et d'un détendeur.

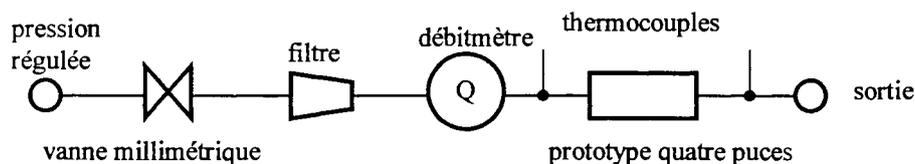


Figure IV. 30 : Circuit de test du prototype quatre puces

Cette solution a été retenue car il est beaucoup plus facile de stabiliser le débit lorsque le circuit hydraulique fonctionne en boucle ouverte.

Compte tenu de l'association en parallèle des quatre puces, il est difficile d'étalonner les puces et d'employer un paramètre thermosensible pour mesurer la température de jonction : le courant d'étalonnage se répartissant à priori de façon non uniforme dans les quatre IGBT. Aussi, on a recours à des mesures infrarouges à l'aide d'une caméra. Afin de fixer l'émissivité de l'assemblage à une valeur connue, proche de un, valeur qui sera introduite dans la caméra pour

le traitement des mesures, on recouvre la face supérieure du prototype d'une fine couche de peinture caractérisée pour ce type de mesures.

Malgré tout, il est très difficile d'estimer la température de jonction. En effet, jusqu'à présent on utilisait le paramètre thermosensible V_{DS} qui nous donnait une information relative à la face inférieure de la puce. Or, avec la caméra infrarouge, on obtient des informations concernant la face supérieure rendant les comparaisons délicates. De plus, la valeur fournie par la mesure n'est plus, cette fois, un scalaire mais un champ de température, et il faudra trouver une transformation permettant de passer de cette représentation spatiale à une représentation scalaire. Aussi, de chaque mesure infrarouge, on pourra retenir, les valeurs maximales, minimales et moyennes d'ordre 1 de la surface de chaque puce.

IV.7.3) Interprétation des résultats

Les conditions d'essais sont récapitulées dans le tableau IV.9. Pour chaque débit, la puissance dissipée par les quatre puces est limitée par le titre thermodynamique en sortie de l'échangeur.

Tableau.IV. 9 : Conditions d'essais du prototype

débit volumique (ml/min)	puissance dissipée maxi (W)	titre maxi en sortie (-)
80	850	0,225
170	1250	0,156
216	2950	0,35

Encore une fois, on peut noter que le débit n'influence pas la température des puces. Celui-ci permet seulement de limiter le titre thermodynamique en fonction de la puissance dissipée (Fig.IV.31).

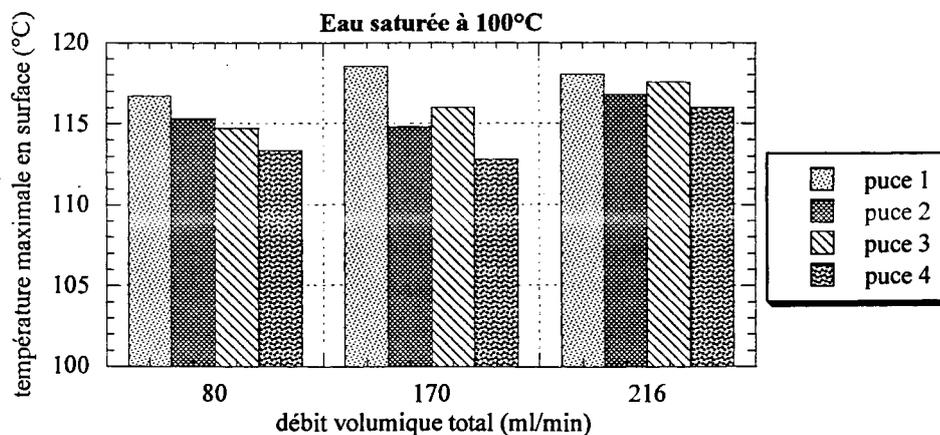


Figure IV. 31 : Influence du débit sur les températures de jonction

Aux imprécisions d'appréciation des températures des puces près, on ne peut déceler une quelconque influence du débit ou du titre thermodynamique sur les transferts de chaleur, confortant ainsi l'hypothèse de la prépondérance de la nucléation sur la convection.

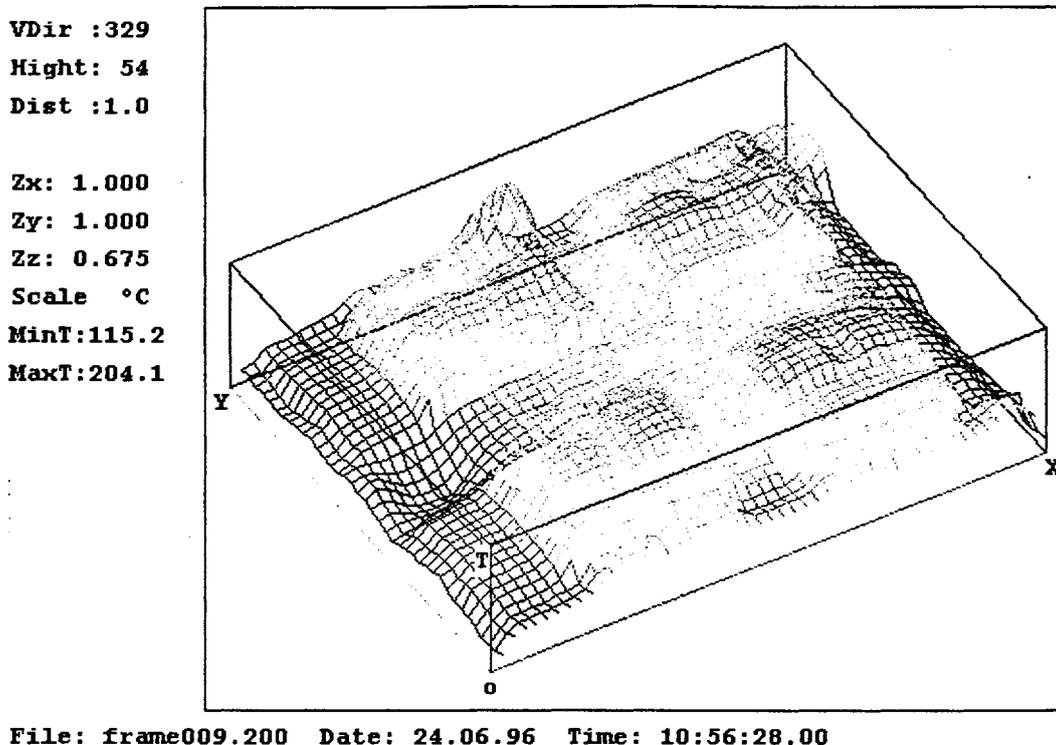


Figure IV. 32 : Température du prototype - mesure infra rouge
 $Q = 216 \text{ ml/min}$, $P = 2950 \text{ W}$

La figure IV.32 décrit le champ surfacique de température mesuré lorsque les quatre puces dissipent 2950 W. Hormis deux zones en surchauffe, probablement due à une mauvaise qualité de raccordement des bondings (il s'agit d'un prototype), les températures des quatre puces sont relativement homogènes. Les connecteurs de source, placés sur les canaux d'alimentation sont suffisamment refroidis par ces derniers pour ne pas s'échauffer outre mesure.

L'uniformité en température des quatre puces s'explique en partie par la conception même des IGBT. Composant à structure cellulaire, chaque puce est elle même constituée d'une multitude d'IGBT élémentaires. La cellule la plus chaude délèste du courant à la plus froide réduisant ainsi les gradients de température au sein du même puce. Les mêmes phénomènes de compensation se produisent également lorsque que plusieurs puces sont associées en parallèle.

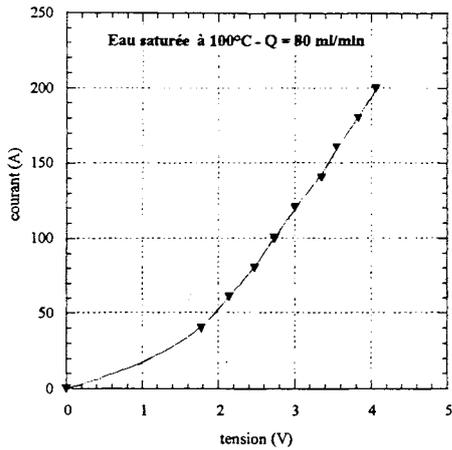


Figure IV. 33 : Caractéristique statique globale du prototype - $Q = 80$ ml/min

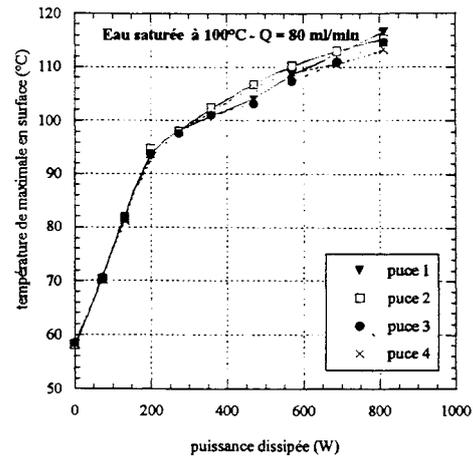


Figure IV. 36 : Evolution des températures de jonction des puces - $Q = 80$ ml/min

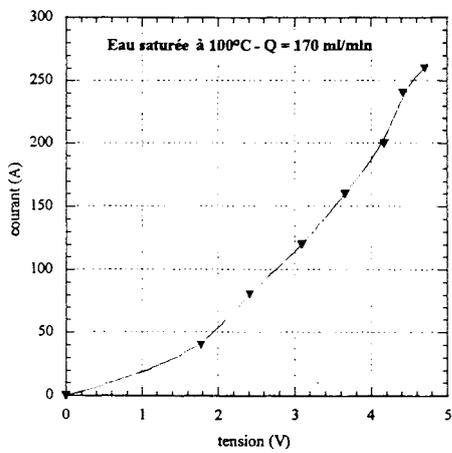


Figure IV. 34 : Caractéristique statique globale du prototype - $Q = 170$ ml/min

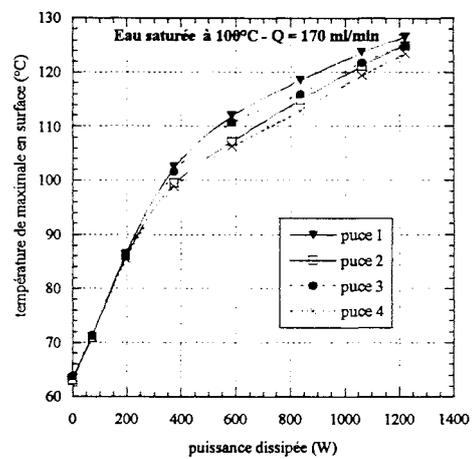


Figure IV. 37 : Evolution des températures de jonction des puces - $Q = 170$ ml/min

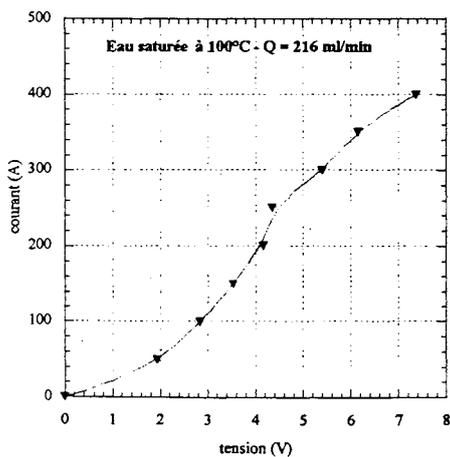


Figure IV. 35 : Caractéristique statique globale du prototype - $Q = 216$ ml/min

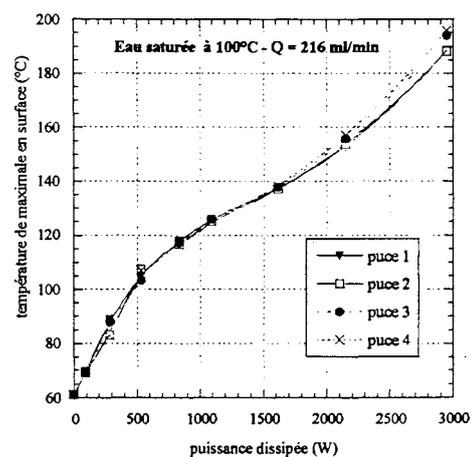


Figure IV. 38 : Evolution des températures de jonction des puces - $Q = 216$ ml/min

D'un point de vue thermique, le composant est capable d'évacuer plus de 3kW sans que son fonctionnement soit mis en danger. Pour dissiper de telles puissances, chaque puce d'IGBT est traversée par un courant deux fois plus élevé que celui donné par les spécifications constructeurs. Il en résulte une tension à l'état passant proche de 8 V. Pour des applications "haute tension" telles que la traction électrique, une chute de tension de 8 V reste négligeable devant la tension d'alimentation ($U > 1000 \text{ V}$).

Il est fort probable que le concepteur d'une alimentation à découpage basse tension ne choisisse pas un IGBT 1600V pour commuter une tension de 15V, cependant l'augmentation de la tension drain - source sera toujours, à un degré moindre, supérieure aux valeurs couramment rencontrées avec le composant choisi.

Dans tous les cas, même s'il n'est pas nécessaire d'augmenter le courant commuté, l'emploi d'un système de refroidissement performant permet de réduire la fatigue thermique des composants et d'augmenter la fiabilité des installations.

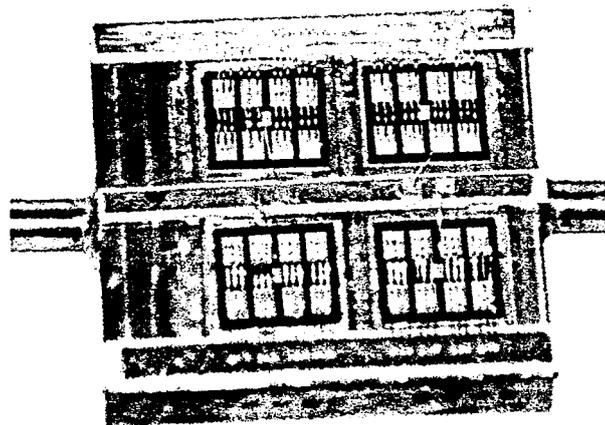


Figure IV. 39 : Photographie du prototype quatre puces

IV.8) Conclusion

Dans des petits canaux, les phénomènes mis en jeu lors du transfert de chaleur en ébullition convective sont sensiblement différents de ceux rencontrés dans des canaux de tailles supérieures.

Le coefficient d'échange global est pratiquement égal au coefficient d'échange dû à l'ébullition nucléée seule, la contribution de convection étant dans la plupart des cas minime.

La perte de pression concédée est essentiellement due à l'accélération et peut être prédite à l'aide du modèle homogène. Pour des canaux de très petites tailles, l'écoulement peut devenir compressible, et la perte de pression peut augmenter considérablement. Ce phénomène n'est quasiment jamais constaté dans des canaux de diamètre supérieur à un millimètre.

On a vu également que le diamètre des tubes ainsi que leurs longueurs influencent le flux critique de l'écoulement. Cependant, les lois régissant l'apparition du flux critique sont encore mal connues en petits canaux. Aussi, on utilise les corrélations générales classiques, établies pour des canaux de tailles supérieures. Elles prédisent correctement les flux critiques à faibles titres de vapeur (DNB), mais ont tendance à le surestimer lorsque le régime d'écoulement devient annulaire. Ces corrélations, employées dans nos cas de figures, montrent que les flux critiques sont largement supérieurs aux flux appliqués sur les parois (de 5 à 15 fois). Cette marge compense le manque d'informations expérimentales à ce sujet, et de fait, nous n'avons jamais été confrontés à des problèmes d'assèchement critique durant toutes nos expérimentations.

A partir d'une méthodologie de dimensionnement adaptée aux composants de puissance, il ressort qu'il n'est pas utile de diminuer outre mesure le diamètre des canaux : le diamètre minimal étant principalement lié à la chute de pression maximale admissible.

A partir d'un prototype initialement conçu pour être utilisé avec de l'eau comme fluide caloporteur, nous avons pu étudier le comportement d'une puce d'IGBT Siemens 1600 V - 50 A. Il est possible d'évacuer 450 W avec une élévation de température inférieure à 40°C. Cette performance doit quand même être pondérée, par le fait que toute la boucle hydraulique est au potentiel du drain de l'IGBT. Pour une utilisation industrielle, il est nécessaire d'insérer une plaque isolante entre la puce et l'échangeur ou de désioniser l'eau. La première solution

dégrade quelque peu les performances thermiques, la deuxième augmente le coût de mise en œuvre.

Ce même prototype est également testé avec un fluide frigorigène, le fluorinert FC 72. Aux vues des résultats, il apparaît que ce type fluide n'est pas adapté aux configurations de fortes puissances. Le débit utile entraîne des chutes de pression trop importantes, et le diamètre doit être considérablement augmenté, limitant ainsi son intérêt. En revanche, pour les applications où la puissance dissipée reste inférieure à 250 W, cette solution est intéressante et simple de mise en œuvre ($\Delta T = 41^\circ\text{C}$ pour 250 W), le FC 72 étant un liquide diélectrique.

Dans le but d'appliquer ce type de solution aux modules hybrides de puissance, un prototype quatre puces a également été conçu. Testé dans des conditions limites, le réseau de quatre échangeurs placés sous chacune des puces a permis aux IGBT de dissiper au total plus de 3kW.

Même à ces niveaux de puissance, il n'a pas été constaté de surchauffe anormale d'une puce par rapport aux autres. Compte tenu de la prépondérance de la nucléation dans les échanges de chaleur, un non équilibrage du débit dans les quatre échangeurs a peu de répercussion sur les températures des puces contrairement aux solutions simple phase.

IV.9) Références bibliographiques**M.R. ALIGOODARZ, D.B.R. KENNING (1995)***Flow Boiling in Narrow Channels*

Proc. Eng. Fondation Conf., Convective Flow Boiling, Banff, April 29, May-5, Taloy and Francis

Z. Y. BAO, M. G. BOSNICH, B. S. HAYNES (1994)*Estimation of Void Fraction and Pressure Drop for Two-Phase Flow in Fine Passages*

Chem. Eng. Research and design, Vol. 72, n° A5, 1994

C. J. BAROCZY (1965)*A Systematic Correlation for Two-Phase Pressure Drop*

8th National Heat Transfer Conf., Los Angeles, 1965

D. R. H. BEATTIE, P. B. WALLEY (1982)*A Simple Two-Phase Frictional Pressure Drop Calculation Method*

Int. J. Multiphase Flow, No. 8, pp 83-87, 1982

M. B. BOWERS, I. MUDAWAR (1994)*Two-Phase Electronic Cooling Using Mini-Channel and Micro-Channel Heat Sinks: Part 1 - Design Criteria and Heat diffusion Constraints*

Trans. of the ASME, Vol. 116, pp 293 - 297

M. B. BOWERS, I. MUDAWAR (1994)*Two-Phase Electronic Cooling Using Mini-Channel and Micro-Channel Heat Sinks: Part 2 - Flow Rate and Pressure Drop Constraints*

Trans. of the ASME, Vol. 116, pp 298 - 305

J. C. CHEN (1966)*Correlation for Boiling Heat Transfer To Saturated Fluid in Convective Flow*

Eng. Chem. Proc. Design and Dev., Vol. 5, No. 3, pp 322 - 329, 1966

J. C. COLLIER (1981)

Forced Convective Boiling, in Two-Phase flow and Heat Transfer in the Process and Power Industry

Hemisphere, New York, 1981

M. G. COOPER (1984)

Nucleate Boiling Using Reduced Properties

Adv. in Heat Transfer, Vol. 16, p. 157-239, Academic Press, New York, 1984

K. CORNWELL, A.P. KEW (1997)

Compact Evaporators

Convective Flow and Boiling Conf., May 18-23, Kloster, Germany, (1997)

L. FRIDEL (1979)

Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Flow

Paper E2, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979

G. F. HEWITT, D. N. ROBERTS (1969)

Studies of Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous X-Ray and Flash Photography

AERE - M 2159, London, 1969

D. GORENFLO (1988)

Pool Boiling

VDI Heat Atlas Section HA, VDI Verlag Dusseldorf, 1988

K.E. GUNGOR, R. H. K. WINTERTON (1986)

A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli

Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp 351-358, 1986

K.E. GUNGOR, R. H. K. WINTERTON (1987)

Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlation with Datas

Chem. Eng. Res. Dev., Vol. 65, pp 148-156, 1987

S. HOSAKA, M. HIRATA, N. KASAGI (1990)

Forced Convective Subcooled Boiling Heat Transfer and CHF in Small Diameter Tubes
Proc. 8th, Int Heat Transfer Conf., vol.V2, p. 129-134, 1990

K.E. KASZA, T. DIDASCALOU, M. W. WAMBSGANSS (1997)

Microscale Flow Visualization of Nucleate Boiling in small Channels : Mechanisms Influencing Heat Transfer

Int. Conf. on Compact Heat Exchangers For the Process Industries, pp 343-352, Juin 1997

Y. KATTO (1984)

Prediction of Critical Heat Flux for Annular Flow in Tubes Taking into Account the Critical Liquid Film Thickness Concept

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 6, pp 883-891, 1984

Y. KATTO (1979)

A Generalized Correlation of Critical Heat Flux for the Forced Convective Boiling in Vertical Round Uniformly Heated Round Tubes

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, , pp 1527 - 1542, (1979)

P.A. KEW, K. CORNWELL (1996)

On Pressure Fluctuation During Boiling in Narrow Channels

Proceeding IH UIT National Heat Transfer Conference, Rome, pp 1327-1330, (1996)

M. KURETA, K. MISHIMA, H. HDEAKI, K. TASAKA (1994)

Effect of Diameter and Heated Length on Critical Heat Flux for Water Flowing in Small Diameter Tubes

Heat Transfer - Japanese Research, Vol. 23, No. 5, 1994

G. M. LAZAREK, S. H. BLACK (1982)

Evaporative Heat Transfer, Pressure Drop and Critical Heat Flux in Small Vertical Tube With R-113

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, pp 945-969, 1982

R. W. LOCKART, R. C. MARTINELLI (1949)

Proposed Correlations of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes

Chem. Eng. Prog., Vol. 45, No. 1, pp 39 - 49, 1949

L. MEYSENC, S. RAËL, C. SCHAEFFER, A. BRICARD

A New Concept of IGBT Packaging

EPE Journal, publié fin 1997

H. MULLER-STEINHAGEN, K. Heck (1986)

A Simple Pressure Drop Correlation For Two-Phase Flow in Pipes

Chem. Eng. Process, No. 20, pp 297-308, 1986

X. F. PENG, B. X. WANG (1993)

Forced Convection and Flow Boiling Heat Transfer for Liquid Flowing Through Microchannels

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 14, pp 3421 - 3427, 1993

S. RAËL (1997)

Conception de micro-échangeurs dédiés au refroidissement des composants électroniques de puissance

Rapport d'étude Post Doctorale, INP Grenoble, 1997

M. M. SHAH (1976)

A New Correlation for Heat Transfer During Flow Boiling Flow Trough Pipes

ASHRAE Trans. , Vol. 82, Part 2, pp 66 - 86, 1976

M. M. SHAH (1979)

A Generalized Graphical Method for Prediction CHF in Uniformly Heated Vertical Tubes

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, , pp 557 - 568, (1979)

M. M. SHAH (1982)

Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study

ASHRAE Trans. , Vol. 88, Part 1, pp 185 - 196, 1982

D. STEINER, J. TABOREK (1992)

Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model

Heat Transfer Engineering, Vol. 13, No. 2, pp 43 - 69, 1992

K. STEPHAN, M. ABDELSALAM (1980)

Heat-Transfer Correlations for Natural Convection Boiling

Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp 73 - 87, 1980

Y. TAITEL, A. E. DUKLER (1976)

*Flow Regime Transitions for Vertical Upward Gas-Liquid Flow: A Preliminary Approach
Trough Physical Modeling*

70th AIChE Meeting, New York, 1976

T. N. TRAN, M. W. WAMBSGANSS, D. M. FRANCE (1996)

Small Circular and Rectangular Channel Boiling with Two Refrigerants

Int. J. Multiphase Flow, Vol. 22, No. 3, pp 485 - 498, 1996

T. N. TRAN, M. W. WAMBSGANSS, M. C. CHYU, D. M. FRANCE (1997)

A Correlation For Nucleate Flow Boiling In Small Channels

Int. Conf. on Compact Heat Exchangers for the Process Industries, pp 353 - 363, 1997

CONCLUSIONS GÉNÉRALES

<i><u>V.1) BILAN DE L'ÉTUDE</u></i>	147
<i><u>V.2) PERSPECTIVES DE RECHERCHES</u></i>	149
<i><u>V.3) PERSPECTIVES D'APPLICATIONS</u></i>	150
<i><u>V.4) RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u></i>	151

V.1) Bilan de l'étude

Dans ce travail, deux types de micro-échangeurs ont été appliqués au refroidissement des composants d'électronique de puissance.

Des canaux rectangulaires, de quelques centaines de microns de large constituent les échangeurs monophasiques. La résistance thermique introduite pour mesurer la performance des échangeurs est dans ce cas relative à la différence de température entre le silicium et le fluide à l'entrée des canaux. Les performances mesurées sur les deux prototypes réalisés sont rappelées dans le tableau ci-dessous.

Tableau V. 1 : Performances mesurées sur les deux prototypes monophasiques

D (μm)	lc (μm)	e (μm)	Q (l/min)	Rth (K/kW)	ΔP (Pa)	Pm (W)
730	230	165	0,502	122	8920	0,075
			0,775	103	16300	0,211
			1,055	92	25800	0,453
			1,337	86	37100	0,838
3040	311	288	0,637	105	1550	0,017
			1,337	94	4720	0,105
			1,748	90	7250	0,211
			2,019	86	9280	0,3
			3,496	81	24600	1,38

A l'opposé, pour les échangeurs diphasiques, on préfère utiliser des canaux de section circulaire de diamètre voisin du millimètre. Dans ce cas, la résistance thermique est relative à l'écart de température entre le silicium et la température de saturation du fluide, on ne tient pas compte du sous refroidissement qui doit être considéré nul si l'on veut faire une comparaison équitable avec les performances des échangeurs monophasiques mais qui doit quand même être pris en compte pour calculer l'excursion de température.

Tableau V. 2 : Performances mesurées avec le prototype diphasique à eau

diamètre (mm)	Q (l/min)	Rth (K/kW)*	ΔP (Pa)	Pm (W)	x_s (-)
2	0,055	52	7325	0,74 mW	0,2

*mesurée pour P = 400 W

La résistance thermique de l'échangeur diphasique n'est pas constante car le coefficient d'échange varie avec la puissance dissipée par le composant.

En terme de performance thermique, les deux solutions sont similaires. Cependant dans le cas des échangeurs diphasiques, la puissance motrice et la chute de pression sont beaucoup plus faibles.

A cela, si l'on ajoute les critères de facilité de mise en œuvre et de réalisation, on peut dresser le tableau suivant :

Tableau V. 3 : Récapitulatif des avantages et des inconvénients des échangeurs simple et double phase

Type d'échangeurs	Performances	Coût d'entraînement du fluide	Réalisation de l'échangeur	Mise en œuvre
simple phase	Résistances thermiques inférieures à 0,1 K/W avec de l'eau.	Perte de pression pouvant atteindre 1 bar pour des canaux de largeur inférieure à 100 μm . Débit supérieur à 1 l/min	Canaux de section rectangulaire de taille microscopique réalisés à l'aide de fraises scie. Usinage délicat et long.	Mise en œuvre aisée. La seule contrainte concerne la pureté de l'eau qui impose l'utilisation de filtre.
double phase	Résistances thermiques très faibles avec de l'eau. Le niveau de sous refroidissement doit être très faible. Peuvent être employés avec un fluorinert pour des puissances inférieures à 200 W, $R_{th} < 0,2 \text{ K/W}$.	Perte de pression faible avec l'eau. Débit volumique très faibles puisque les performances sont quasiment indépendantes du débit.	Canaux circulaires de taille millimétrique réalisés facilement par perçage.	En plus de la pureté de l'eau, l'échangeur doit être inséré dans une boucle comportant un condenseur et une pressurisation si l'on veut fixer le point d'ébullition.

Les deux solutions sont envisageables avec de l'eau. Le fluorinert peut être employé en ébullition pour des puissances inférieures à 200 W, mais ne peut être utilisé en convection simple phase, les résistances thermiques obtenues étant incompatibles avec les puissances mises en jeu en électronique de puissance.

D'une manière générale, et après avoir mis en œuvre ces deux types d'échangeurs, il apparaît que lorsque que l'utilisateur recherche la performance, la fiabilité, sans se soucier outre mesure du coût du système d'entraînement du fluide, les échangeurs simple phase sont conseillés. Leurs performances sont aisément prévisibles. Contrairement aux échangeurs diphasiques l'écoulement ne présente aucun risque d'instabilité ou de flux critique.

Lorsque l'on recherchera la performance à moindre coût, il est évident que l'on optera pour un échangeur diphasique. Dans ce cas, après le dimensionnement de l'échangeur et de sa boucle, il est impératif de procéder à des essais de validation avant la mise en service définitive.

Il ne s'agit là que de recommandations, chacun pourra faire usage des deux principes dans les conditions qu'il souhaite, dans tous les cas, les méthodes de dimensionnement énoncées dans cette thèse permettent de quantifier les performances et les moyens nécessaires à la mise en œuvre.

V.2) Perspectives de recherches

Cette thèse a montré l'intérêt de l'utilisation des micro-échangeurs en électronique de puissance. Cependant, même si l'on peut trouver des applications immédiates, il reste un bon nombre de points sur lesquels des travaux sont encore à effectuer.

Conception des micro-échangeurs

En premier lieu, durant toute cette thèse nous avons réalisé les micro canaux uniquement dans du cuivre. Ce matériau bon conducteur thermique est également conducteur électrique. De nouvelles techniques d'usinage, de nouveaux matériaux peuvent également être utilisés afin concevoir le réseau de micro canaux directement dans un support isolant tel que le nitrure d'aluminium, supprimant de ce fait des interfaces et les empilements (R. HAHN (1997)).

Toujours dans le but de limiter le nombre d'interface, on peut envisager d'usiner les canaux directement dans le silicium et proposer pour l'électronique de puissance des solutions semblables à celles retenues pour le refroidissement des processeurs (RUJANO (1995)).

D'autre part, jusqu'à présent la puissance dissipée par la puce, que l'on peut supposer issue d'une injection volumique, est entièrement évacuée par sa face inférieure. En remplaçant les bondings par des connexions rigides, une partie de la puissance dissipée peut être évacuée par la face supérieure ce qui augmente la surface d'échange.

Amélioration de la compréhension des phénomènes mis en jeu

Qu'il s'agisse d'échangeurs monophasiques ou d'échangeurs diphasiques, on retrouve toujours plusieurs canaux associés en parallèle. On a vu que la répartition du débit n'est pas équilibrée et que les performances en sont altérées. Ce problème peut devenir crucial lorsqu'il s'agira de refroidir des modules hybrides pouvant comporter plus de cinquante puces sur le même substrat. La conception du circuit hydraulique devient alors complexe car il est constitué de plusieurs échangeurs. Il faut assurer à la fois un bon équilibrage du débit dans les divers échangeurs et également dans les canaux les constituant.

La taille des collecteurs, les positions relatives des échangeurs les uns par rapport aux autres, donc des puces, deviennent des paramètres importants qu'il convient d'étudier.

Pour les échangeurs diphasiques, ce point est d'autant plus crucial qu'une répartition non uniforme du débit dans les canaux ou les échangeurs peut entraîner des écoulements critiques. En effet, si le fluide est mal distribué dans un canal, la densité de flux appliquée sur ses parois

peut devenir supérieure à la densité de flux critique, supprimant ainsi le transfert de chaleur via ce même canal et par la même augmente la densité de flux appliquée sur les autres canaux qui à leur tour peuvent entrer en ébullition critique.

Lors du dimensionnement, une marge de sécurité comble l'incertitude liée à la distribution non uniforme du fluide. Une étude fine de détermination du flux critique dans des échangeurs multicanaux de petit diamètre permettrait d'affiner le dimensionnement et la conception des échangeurs et donc de diminuer le risque d'apparition du flux critique qui entraîne la destruction immédiate du composant.

V.3) Perspectives d'applications

Nous nous sommes attachés, durant cette thèse, à refroidir des puces d'IGBT haute tension, puces pouvant dissiper des densités de puissance de l'ordre de $400\text{W}/\text{cm}^2$ et devant être isolées électriquement. Devant ces contraintes propres aux applications haute tension forte puissance, certaines solutions comme l'utilisation de l'air ou du fluorinert en convection forcée simple phase ont été écartées.

Pour des dispositifs dissipant des puissances beaucoup plus faibles, ces solutions peuvent devenir très avantageuses en raison de leur compacité et de leur faible coût. On trouve des alimentations stabilisées, régulées, à découpage, dans bon nombre d'appareillages de grandes séries. Des micro-échangeurs, moins performants mais tout aussi compacts, utilisant l'air comme fluide peuvent être des solutions économiquement et techniquement très intéressantes. En particulier, les densités de puissance inférieures à $20\text{ W}/\text{cm}^2$ sont parfaitement compatibles avec l'utilisation de minicaloducs.

En fait, tout le domaine de la faible puissance ($P < 100\text{ W}$) reste à étudier en vue de l'application des microsystemes de refroidissement.

V.4) Références bibliographiques

R. HAHN, V. GLAW, A. GINOLAS, M. TÖPFER, K. WITTKE, H. REICHL

High Performance Liquid Cooled Aluminium Nitride Heat Sink

Thermal management of electronic cooling, 58 Eurotherm Proc., September, Nantes, 1997

J.R. RUJANO, M.M. RAHMAN (1995)

Analysis and Computation of Conjugate Heat Transfer in Trapezoidal Microchannel Heat Sinks in a Silicon Substrate

HTD - Vol 305, 1995 National Heat Transfer Conference - Vol. 3, ASME 1995

ETUDE DES MICRO-ECHANGEURS INTEGRES POUR LE REFROIDISSEMENT DES SEMI- CONDUCTEURS DE PUISSANCE

Résumé - Cette thèse a pour but d'étudier le refroidissement des composants de puissance à l'aide de micro-échangeurs. A ce titre, il ne s'agit plus de systèmes de refroidissement rapportés, mais de dispositifs directement intégrés sous la partie active du silicium. Aussi, dans un premier temps, les caractéristiques électriques, thermiques et technologiques des composants de puissance sont rappelées.

Deux modes de refroidissement sont considérés : la convection forcée simple phase et la convection forcée double phase. La convection forcée simple phase fait l'objet du deuxième chapitre. A partir d'une revue bibliographique, les corrélations de calcul du coefficient d'échange les plus adéquates aux microcanaux sont retenues. Une méthodologie de conception et de calcul est établie dans le but d'optimiser les dimensions des canaux en vue de minimiser la résistance thermique de l'assemblage ainsi que l'énergie nécessaire à la circulation du fluide. Enfin, la validité des méthodes de calcul est vérifiée à l'aide de mesures réalisées sur des prototypes monopuce.

La convection forcée double phase est appréhendée de façon similaire. Une étude bibliographique permet de retenir les principes de calcul du transfert de chaleur, de la perte de pression, du flux critique les plus adaptés aux canaux de petits diamètres. De ces méthodes de calcul, une méthodologie de conception est également élaborée, méthodologie appliquée à la réalisation de prototype afin d'être validée.

Mots clé - IGBT, micro-échangeur, refroidissement, convection forcée simple phase, convection forcée double phase

POWER SEMICONDUCTORS COOLING WITH INTEGRATED MICRO HEAT EXCHANGERS

Abstract - The aim of this work is to study the cooling of power semiconductors by the use of integrated micro heat exchangers. The heatsink is not placed under the component case but is directly integrated under the silicon chip. Thus, in a first time, electrical, thermal and technological characteristics of power components are reminded.

Two cooling principles have been retained : single phase forced convection and two-phase forced convection. Single phase forced convection is studied in the second chapter. The most adequate correlations for the calculation of the heat transfer coefficient are extracted from a bibliography review. Then, a conception methodology is established to optimise the heatsink sizes in order to minimise its thermal resistance and the pumping energy. Finally, the validity of the study is checked with measurements realised on single chip prototypes.

A similar way is employed to study two-phase forced convection. Two-phase heat transfer, pressure drop and critical heat flux are obtained from a bibliographical review. From these instructions, a conception methodology is established, methodology which is also checked by measurements realised on prototypes.

Keywords - IGBT, micro-exchangers, cooling, single phase forced convection, two-phase forced convection