



**HAL**  
open science

# Etude des stratégies de refroidissement pour convertisseurs électroniques dans des véhicules automobiles hybrides

Karim Kouattara@Ymail.Com Ouattara

## ► To cite this version:

Karim Kouattara@Ymail.Com Ouattara. Etude des stratégies de refroidissement pour convertisseurs électroniques dans des véhicules automobiles hybrides. Sciences de l'ingénieur [physics]. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2002. Français. NNT: . tel-00492962

**HAL Id: tel-00492962**

**<https://theses.hal.science/tel-00492962>**

Submitted on 17 Jun 2010

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

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

**Institut National Polytechnique de Grenoble**

N° attribué par la bibliothèque

/ / / / / / / / / / / / / / / /

**THESE**

pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE L'INPG**

**Spécialité : Génie Electrique**

Préparée au **Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble**

UMR 5529

Dans le cadre de l'école doctorale « Electronique, Electrotechnique, Automatique,  
Télécommunication, Signal »

présentée et soutenue publiquement  
par

**KARIM Ouattara**

Le : 3 Octobre 2002

**Titre :**

---

**Etude des stratégies de refroidissement pour convertisseurs  
électroniques dans des véhicules automobiles hybrides**

---

**Directeur de thèse : CHRISTIAN SCHAEFFER**

**JURY**

M. PIERRE MERLE  
M. JEAN MARIE DORKEL  
M. ROBERT PERRET  
M. CHRISTIAN SCHAEFFER  
M. ALAIN BRICARD  
M. ERIC GIMET

, Président Rapporteur  
, Rapporteur  
, Co-Directeur de thèse  
, Directeur de thèse  
, Examineur CEA  
, Examineur Peugeot

Institut National Polytechnique de Grenoble

THÈSE

présentée en vue de l'obtention du

DIPLÔME DE DOCTEUR EN SCIENCES

par M. KARIM OUSTAL

Présentée au Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble

en 1982

Titre de la thèse : Etude des stratégies de réglage automatique pour convertisseurs électroniques dans des véhicules automobiles hybrides

Président du jury : Monsieur le Professeur

M. J. P.

KARIM OUSTAL

Etude des stratégies de réglage automatique pour convertisseurs électroniques dans des véhicules automobiles hybrides

Directeur de thèse : Christian CHARRIERE

Président du jury : M. J. P.

M. Christian CHARRIERE

M. J. P.

## Remerciements

Je remercie M. ROBERT PERRET qui m'a accueilli au sein de l'équipe électronique de puissance. Il a accepté la responsabilité de diriger cette thèse. Je le remercie également pour ses concertations au sujet de la validité et de l'évolution de mon travail.

Je ne cesserai de remercier M. CHRISTIAN SCHAEFFER qui a encadré et soutenu ce travail, pendant ces années, il a été patient, compréhensif, attentif et a contribué à renforcer la qualité des mes travaux dans le domaine de la thermique des composants semiconducteurs.

Je tiens aussi à remercier Mlle CHARLOTTE GILLOT qui a encadré et donné de l'impulsion au début de ce travail. Elle a toujours donné une suite à mes sollicitations. De plus, elle m'a transmis un savoir-faire sur le plan pratique, avec l'élaboration de mon banc de mesure en thermique.

Je remercie M. JEAN-CHRISTOPHE CREBIER qui m'a soutenu et aidé. Ses conseils et son savoir-faire m'ont donné une autonomie de « circulation » dans le laboratoire.

---

Je remercie PIERRE MERLE, professeur et Vice-Président de l'Université Montpellier II, JEAN-MARIE DORKEL, professeur à l'INSA de Toulouse, ALAIN BRICARD, chercheur au CEA de Grenoble pour avoir accepté de participer au jury de ma thèse.

---

Je remercie beaucoup M. ERIC GIMET, qui a voulu être mon interlocuteur auprès du partenaire industriel, ses conseils et ses suggestions m'ont permis de prendre du recul, vis à vis de mon travail.

---

Je remercie enfin le personnel du LEG et en particulier BRUNO MALLET, STEPHANE CATELANI et JACQUES DAVOINE pour leur aide et conseils sur la plate-forme.

Je remercie BRUNO FERRARI, FLORENCE FRANÇOIS, pour leur soutien informatique. Je remercie les doctorants pour la bonne ambiance dans la salle EPTE. Je remercie en particulier MARTIN COYAUD, YVAN AVENAS, LUDOVIC JOURDAN, et GUILLAUME VERNEAU, pour leur soutien, leur amitié et leur spontanéité.

---

Je remercie Mme NICOLE JAMES, du Service Etudiants de Côte d'Ivoire, M. BAILLAUD et Mme SERRANT, enseignants de mathématique au Lycée d'Enseignement Général et Technologique Lafayette de Clermont Ferrand. Je tiens à remercier toutes les personnes à travers la France qui m'ont toujours soutenu et qui m'ont permis d'arriver à la fin de mes études, notamment la famille DAUPHANT de Cébazat et la famille GOURDON de Moulins.

---

Pour leur soutien moral, je remercie aussi mes adorables petits frères ADAMA, SALIFOU, ABOUBACAR, YACOUBA ET SOULEYMANE, mes premiers guides et grandes sœurs KARIDIA et AWA. Je n'oublierai pas MAÏMOUNA, ma très chère petite sœur, CHRISTIAN et DIEU-DONNE mes neveux, pour leur lettres remplies d'encouragements et de bonnes choses. Grâce à vous j'ai pu supporter l'éloignement du cadre familial.

---

Enfin, je dédie cet ouvrage à mes parents ROSE et MOKOMAKE pour tous les sacrifices qu'ils ont signifiés à mon égard. Même si vous n'êtes plus là pour constater ce que je suis devenu, vous serez à jamais présents dans mes souvenirs. Merci pour tout !

# Sommaire

<b>Remerciements</b> .....	<b>3</b>
<b>Sommaire</b> .....	<b>5</b>
<b>Avant propos</b> .....	<b>11</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>13</b>
<b>Nomenclature du chapitre I</b> .....	<b>15</b>
<b>Chapitre I / Refroidissement de l'électronique en atmosphère sévère</b> .....	<b>17</b>
<b>I/1. La traction hybride</b> .....	<b>17</b>
I/1.1. Contexte.....	17
I/1.2. Cahier des charges .....	19
I/1.3. Evaluation des pertes dans les semiconducteurs d'un bras d'onduleur .....	19
I/1.3.1. Description des éléments de la structure du convertisseur	19
I/1.3.2. Choix des interrupteurs	20
I/1.3.3. Lois de commande et contraintes électriques	22
I/1.3.4. Pertes en conduction	23
I/1.3.5. Pertes en commutation	25
I/1.4. Considérations thermiques relatives à l'association onduleur- refroidisseur .....	26
I/1.4.1. Identification du réseau de résistances thermiques	26
I/1.4.2. Analyse de la contrainte thermique du refroidisseur	27
<b>I/2. Notions d'échanges thermiques en électronique de puissance</b> .....	<b>28</b>
I/2.1. Méthodes de résolution .....	29
I/2.1.1. La méthode analogique	30
I/2.1.2. Méthodes numériques	30
I/2.1.3. Conditions aux limites	31
I/2.2. La conduction en régime permanent .....	31
I/2.2.1. La résistance de conduction 1D	32
I/2.2.2. L'effet d'épanouissement	32
I/2.3. La conduction en régime variable .....	35
I/2.3.1. Modélisation transitoire d'une couche	36
I/2.3.2. Modélisation transitoire d'un empilage complet	39
I/2.4. La convection thermique .....	42
I/2.4.1. Le coefficient de convection	42
I/2.4.2. Notions de couches limites	43

I/2.4.3. Ecoulements laminaires et turbulents	44
I/2.4.4. Estimation du Nusselt et du coefficient de frottements	46
I/2.4.5. Coefficient de transfert convectif pour un refroidisseur à canaux	49
I/2.5. Le transfert thermique "capacitif" .....	50
I/2.5.1. Bilan d'énergie sur l'échangeur	50
I/2.5.2. Compromis entre la résistance capacitive et la puissance hydraulique	51
<b>I/3. Conclusion .....</b>	<b>52</b>
<b><i>Bibliographie du chapitre I .....</i></b>	<b><i>54</i></b>
<b><i>Nomenclature du chapitre II.....</i></b>	<b><i>57</i></b>
<b><i>Chapitre II / Etude du refroidisseur : amélioration de l'interface de convection.....</i></b>	<b><i>59</i></b>
<b>II/1. Introduction.....</b>	<b>59</b>
<b>II/2. Choix de la stratégie de refroidissement .....</b>	<b>59</b>
II/2.1. Influence du fluide de refroidissement.....	60
II/2.1.1. Les propriétés thermophysiques du fluide	60
II/2.1.2. Qualités du fluide de refroidissement	61
II/2.1.3. Influence de la température sur la qualité de l'eau	65
II/2.2. Les alternatives de refroidissement de l'électronique.....	66
II/2.2.1. Echangeurs monophasiques	66
II/2.2.2. Echangeurs diphasiques	68
II/2.2.3. Classification selon le taux de transfert	70
<b>II/3. Amélioration globale d'un refroidisseur à canaux.....</b>	<b>71</b>
II/3.1. Choix des lois d'échange convective et hydraulique .....	71
II/3.1.1. Hypothèses de départ	71
II/3.1.2. Modélisation analytique	72
II/3.1.3. Modélisation hydraulique	73
II/3.1.4. Les degrés de liberté l'échangeur	76
II/3.2. Etude de l'influence des paramètres non géométriques.....	77
II/3.2.1. Conductivité thermique du matériau constituant le refroidisseur	77
II/3.2.2. Le fluide de refroidissement	78
II/3.3. Optimisation des paramètres géométriques .....	78
II/3.3.1. Choix du pas d'ailette	78
II/3.3.2. Le nombre d'ailettes	82
II/3.3.3. Le choix de la profondeur des canaux	83
II/3.3.4. Les configurations retenues	84
II/3.4. Validations expérimentales .....	85
II/3.4.1. Réalisations des prototypes	85
II/3.4.2. Le banc d'instrumentation	86

---

II/3.4.3. Performances thermique et hydraulique .....	87
II/3.5. Conclusion de l'étude.....	94
II/3.5.1. Recommandations .....	94
II/3.5.2. Solution retenue .....	94
<b>II/4. Amélioration de la convection par l'utilisation des interfaces frittées .....</b>	<b>95</b>
II/4.1. Motivations et théorie des surfaces frittées.....	95
II/4.2. Manipulations expérimentales .....	97
II/4.2.1. Dispositifs étudiés .....	97
II/4.2.2. Méthodes expérimentales .....	99
II/4.3. Résultats expérimentaux .....	100
II/4.3.1. Les performances thermiques .....	100
II/4.3.2. les performances hydrauliques .....	102
II/4.4. Conclusion de l'étude sur les frittées .....	103
<b>II/5. Conclusion.....</b>	<b>103</b>
<b><i>Bibliographie du chapitre II.....</i></b>	<b><i>105</i></b>
<b><i>Nomenclature du chapitre III.....</i></b>	<b><i>107</i></b>
<b><i>Chapitre III / Elimination de l'interface d'assemblage composant-refroidisseur .....</i></b>	<b><i>109</i></b>
<b>III/1. Introduction .....</b>	<b>109</b>
<b>III/2. Conditionnement du module de puissance.....</b>	<b>110</b>
III/2.1. Présentation d'un module de puissance .....	110
III/2.1.1. Dimensions externes .....	110
III/2.1.2. Disposition des sources de puissance .....	110
III/2.2. Les contraintes d'usinage.....	111
III/2.3. Les contraintes de dimensionnement.....	113
<b>III/3. Optimisation avec un outil de simulation .....</b>	<b>114</b>
III/3.1. Méthode utilisée.....	114
III/3.2. Recherche d'une configuration optimale.....	114
<b>III/4. Optimisation globale.....</b>	<b>116</b>
III/4.1. Corrélations et inconnues .....	116
III/4.2. Définition de la fonction objectif et optimisation.....	116
III/4.3. Sensibilité du point optimal .....	118
III/4.4. Le coût du refroidissement .....	119
<b>III/5. Conception et évaluation.....</b>	<b>120</b>
III/5.1. Conception de prototypes .....	120

---



III/5.2. Les critères d'évaluation.....	121
III/5.2.1. Définition des critères.....	121
III/5.2.2. Modèle de comparaison.....	122
III/5.2.3. Evaluations.....	122
<b>III/6. les enjeux liés à l'élimination de l'interface.....</b>	<b>126</b>
III/6.1. Souplesse du dimensionnement de l'onduleur.....	126
III/6.2. Amélioration du comportement en régime dynamique.....	127
<b>III/7. Conclusion.....</b>	<b>127</b>
<b><i>Bibliographie du chapitre III.....</i></b>	<b><i>129</i></b>
<b><i>Nomenclature du chapitre IV.....</i></b>	<b><i>131</i></b>
<b><i>Chapitre IV / Amélioration des performances thermiques du composant de puissance.....</i></b>	<b><i>133</i></b>
<b>IV/1. Introduction.....</b>	<b>133</b>
<b>IV/2. Le report de module sur le refroidisseur Moducal.....</b>	<b>133</b>
IV/2.1. Présentation du refroidisseur Moducal.....	134
IV/2.1.1. Description interne.....	134
IV/2.1.2. Les fonctionnements thermique et hydraulique.....	135
IV/2.2. Technique de report de module.....	135
IV/2.2.1. Les motivations du report de module.....	135
IV/2.2.2. Le module de puissance reporté.....	135
IV/2.2.3. Description de la structure de report.....	136
IV/2.3. Performances du report de module.....	137
IV/2.3.1. Résistance thermique d'un interrupteur.....	137
IV/2.3.2. Chutes de pression et puissance motrice par interrupteur.....	138
IV/2.4. L'utilisation de l'équipement Moducal dans la traction électrique.....	138
IV/2.4.1. Les équipements de comparaison utilisés dans la traction électrique.....	139
IV/2.4.2. Densité de puissance et encombrement volumique.....	139
IV/2.5. Conclusion sur l'étude de Moducal.....	140
<b>IV/3. Le refroidissement double face.....</b>	<b>141</b>
IV/3.1. Les dispositifs mis en œuvre.....	141
IV/3.1.1. Structure de l'empilage double face.....	141
IV/3.1.2. Structure du module de puissance.....	142
IV/3.2. Performances du refroidisseur double face.....	143
IV/3.2.1. Performances thermique et hydraulique d'un module.....	143
IV/3.2.2. Comparaison avec nos structures.....	145
IV/3.3. conclusion sur l'étude du module refroidi sur deux faces.....	146

---

<b>IV/4. Conclusion .....</b>	<b>146</b>
<b><i>Bibliographie du chapitre IV.....</i></b>	<b><i>148</i></b>
<b><i>Conclusion générale .....</i></b>	<b><i>149</i></b>
<b><i>ANNEXE A - Dimensionnements.....</i></b>	<b><i>153</i></b>
<b>A/1. Modélisation des énergies de commutation par interrupteur .....</b>	<b>153</b>
<b>A/2. Estimation du courant de pointe dans les IGBT .....</b>	<b>154</b>
<b>A/3. Estimation des pertes .....</b>	<b>157</b>
A/3.1. Pertes de conduction	157
A/3.2. Pertes de commutation	157
<b>A/4. Détermination de la température <math>T_C</math> sous le composant .....</b>	<b>158</b>
<b><i>ANNEXE B - Modélisations.....</i></b>	<b><i>159</i></b>
<b>B/1. Différentes résistances thermiques.....</b>	<b>159</b>
<b>B/2. Modélisation matricielle monocouche .....</b>	<b>160</b>
<b>B/3. Les propriétés physiques des fluides utilisés .....</b>	<b>161</b>
<b><i>ANNEXE C - Equations utilisées dans un échangeur à canaux .....</i></b>	<b><i>163</i></b>
<b>C/1. Expression analytique de la surface de convection .....</b>	<b>163</b>
<b>C/2. Expressions de la puissance motrice.....</b>	<b>164</b>
<b><i>ANNEXE D - Données expérimentales .....</i></b>	<b><i>165</i></b>
<b>D/1. chute de pression liée à la tuyauterie.....</b>	<b>165</b>
<b>D/2. Etalonnage des modules de puissance 1MBI400F-060.....</b>	<b>165</b>
D/2.1. Module N° 3306C1	165
D/2.2. Module N°2903C3	165
D/2.3. Module N°2903C0	165
D/2.4. Module N°2905C2	165
<b>D/3. Evaluations thermique et hydraulique de dispositifs.....</b>	<b>166</b>
D/3.1. Prototype laminaire	166
D/3.2. Prototype classique	166
D/3.3. Prototype turbulent	166
D/3.4. Structure moduçal	167

---

174. Conclusions ..... 174

175. Bibliographie de l'ouvrage ..... 175

176. Conclusions générales ..... 176

ANNEXE A - Des calculs de la détermination de la température

A1. Méthode de détermination de la température par la méthode de la température

A2. Estimation de l'erreur de point de point dans la méthode de la température

A3. Estimation de l'erreur de point de point dans la méthode de la température

A4. Estimation de l'erreur de point de point dans la méthode de la température

A5. Méthode de la température de la température de la température

ANNEXE B - Des calculs de la détermination de la température

B1. Méthode de la température de la température de la température

B2. Méthode de la température de la température de la température

B3. Méthode de la température de la température de la température

B4. Méthode de la température de la température de la température

B5. Méthode de la température de la température de la température

B6. Méthode de la température de la température de la température

ANNEXE C - Données expérimentales

C1. Données expérimentales de la température de la température

C2. Données expérimentales de la température de la température

C3. Données expérimentales de la température de la température

C4. Données expérimentales de la température de la température

C5. Données expérimentales de la température de la température

C6. Données expérimentales de la température de la température

C7. Données expérimentales de la température de la température

C8. Données expérimentales de la température de la température

C9. Données expérimentales de la température de la température

C10. Données expérimentales de la température de la température

## **Avant propos**

C'est l'aspect pluridisciplinaire de l'électronique de puissance qui m'a poussé à entreprendre cette étude de thermique sur les convertisseurs de puissance. De plus, je me suis rendu compte que la thermique est indispensable dans ce domaine, au point d'être un élément limitatif sur le plan fonctionnel des interrupteurs. Bien sûr, l'aspect hydraulique est à envisager au même titre que la thermique puisque celui-ci permet de fixer le coût du refroidissement. C'est pourquoi je pense que cette discipline, l'hydrothermique, donne une dimension plus complète à notre métier d'électrotechnicien.

# Abstract

This paper presents a study on the effects of the implementation of the new curriculum in the primary school. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

The study was conducted in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

The study was conducted in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

The study was conducted in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

The study was conducted in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

The study was conducted in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

The study was conducted in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005. The research was carried out in a primary school in the city of Madrid, Spain. The study was conducted over a period of one year, from September 2004 to August 2005.

# *Introduction*



## Introduction

Différents types de convertisseurs conduisent à faire fonctionner les composants électroniques dans un environnement thermique sévère. Ce qualificatif est utilisé lorsque les contraintes thermiques dans lesquelles évolue l'électronique sont élevées et que la limite thermique classique du fonctionnement du silicium est très rapidement atteinte.

Deux types de contraintes se rencontrent. La plus répandue apparaît lorsque la densité (volumique ou surfacique) de puissance dissipée par un composant dépasse quelques centaines de Watt par centimètre carré. L'architecture et le refroidisseur sur lequel le composant est monté doivent être conçus pour limiter la température de la jonction à 125 ° C. Ce type de contraintes se trouve aussi bien dans les applications de forte et très forte puissance [GIL-00] que dans les applications de faible puissance comme par exemple l'alimentation des lasers.

La seconde famille de contraintes qui induisent un fonctionnement thermique sévère pour les composants électroniques est celle qui est provoquée par la température de la source d'évacuation, classiquement appelée source froide. Ce qualificatif n'est pas justifié à partir du moment où l'environnement thermique du composant nécessite que la température du composant puisse atteindre les 100 ° C.

Le refroidissement de composants électroniques par une source à température élevée contraint le concepteur à limiter de manière drastique le gradient de température entre la jonction du composant et cette source d'évacuation. L'application la plus connue dans ce domaine est celle du forage pour la recherche pétrolière. Une nouvelle application est à classer dans ce domaine de contraintes thermiques : celle des convertisseurs électroniques utilisés dans les applications de traction pour automobiles hybrides.

La révolution industrielle du 19<sup>ème</sup> siècle a permis la conception de moteurs thermiques équipant les véhicules actuels. Leur utilisation dans le domaine du transport, et de l'industrie a permis un réel progrès tant au niveau économique que social. C'est pour cela qu'ils occupent une place de choix dans notre société. De nos jours ces véhicules se sont tellement bien adaptés à nos besoins qu'ils nous paraissent indispensables. Ce constat apparaît clairement sur le graphe de la Figure 0- 1 qui représente l'utilisation des transports et l'achat de véhicules.



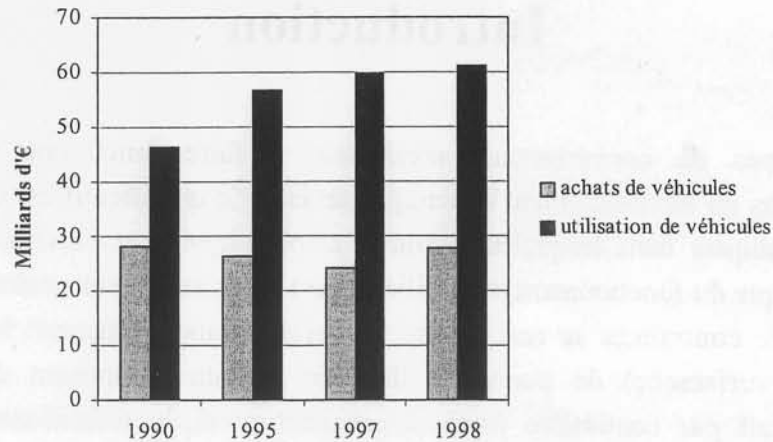


Figure 0- 1 Dépenses de consommation des ménages selon l'INSEE

Cependant ces moyens de transport présentent des inconvénients sur plusieurs plans. En effet sur le plan environnemental, les véhicules utilitaires représentent la principale source de pollution urbaine. Par exemple, plus de 200 millions de tonnes, de cinquante polluants atmosphériques majeurs, sont annuellement produits aux Etats-Unis. Quarante deux pour cent de cette émission est due aux transports automobiles [CIT-02]. Cette pollution est provoquée par les polluants contenus dans les gaz d'échappement. Ce sont les oxydes d'azotes et de carbone, les hydrocarbures imbrûlés, formés au temps d'explosion du cycle de fonctionnement des moteurs, et le plomb provenant des antidétonants de l'essence que l'on décèle dans l'atmosphère à l'état de fines particules.

Les mesures prises contre la pollution par les moyens de transport sont la mise en service de nouveaux carburants comme le super sans plomb, le G.P.L et la mise sur le marché de nouveaux véhicules présentant une évolution technologique. Parmi ces véhicules il faut noter l'arrivée de véhicules électriques et de véhicules hybrides.

C'est dans ce contexte que se situent nos travaux de recherche. En effet, pour des raisons économiques il est très intéressant de refroidir le moteur thermique et la chaîne de traction électrique par le même dispositif qui impose de travailler à une température voisine de 100 °C.

# *Chapitre I*



## Nomenclature du chapitre I

symboles	Définitions	Unités
$a$	largeur de puce de silicium	mm
$b$	longueur de puce de silicium	mm
$C_f$	coefficient de frottement	sd
$C_p$	chaleur massique	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$C_{th}$	capacité thermique	J.K <sup>-1</sup>
$d$	rapport cyclique variable de la MLI	sd
$D_h$	diamètre hydraulique	mm
$D_z$	coefficient d'épanouissement	%
$e$	épaisseur d'une couche de matériau	µm
$E$	énergie dissipée en commutation	mJ
$f$	coefficient de frottements de Darcy	sd
$F_d$	fréquence de découpage de la MLI	kHz
$F_s$	fréquence des ondes de sortie de l'onduleur	Hz
$h$	coefficient de transfert thermique	W.K <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup>
$H$	hauteur d'ailette ou de canal	mm
$i$	courant instantané	A
$i_p$	courant instantané à la sortie d'un bras d'onduleur	A
$I$	courant dans un composant	A
$K$	pente du courant au blocage de la diode	A.µs <sup>-1</sup>
$L$	longueur de l'échangeur	mm
$m$	taux de modulation de la MLI	sd
$M$	matrice hybride de transfert quadripolaire	
$n$	constante de puissance du Prandtl	sd
$N$	nombre de canaux de l'échangeur	sd
$Nu$	nombre de Nusselt	sd
$N_{uo}$	constante de correction de température du Nusselt	sd
$\Delta p / \Delta P$	chute de pression dans les canaux / dans l'échangeur	kPa
$P$	puissance/ flux/ pertes dissipée	W
$Pr$	nombre de Prandtl	sd
$P_m$	puissance motrice de la pompe hydraulique	W
$q$	flux total échangé par convection	W
$\delta q$	flux élémentaire échangé par convection	W
$Q$	débit volumique total du fluide dans l'échangeur	l.min <sup>-1</sup>
$Q_{RR}$	charge due au recouvrement de la diode de roue libre	F
$r$	constante de puissance du Reynolds	sd
$r_Q$	résistance dynamique d'un IGBT en conduction	mΩ
$R$	résistance thermique de contact entre deux milieux	K.W <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup>
$Re$	nombre de Reynolds	sd
$R_{thz} / R_{th3D}$	résistance thermique 1D / 3D	K.W <sup>-1</sup>
$S$	section géométrique / puissance apparente	cm <sup>2</sup> / VA
$t$	largeur d'ailette	mm
$t_f$	temps de descente	ns
$tr_2$	temps de recouvrement	ns
$td$	temps de retard à l'amorçage	ns
$\Delta T$	gradient de température de la jonction à l'ambiante	K
$T_j$	température de jonction de semi-conducteur	°C
$T_s$	température de parois	K
$T_\infty$	température de fluide sans perturbations	K
$t_{th}$	temps de transit	ms
$T^*$	température réduite de fluide	sd
$T_d$	période de découpage de la MLI	µs
$T_w$	température moyenne du fluide	°C
$u$	vitesse de fluide selon le sens d'écoulement	m.s <sup>-1</sup>

symboles	Définitions	Unités
$u^*$	vitesse réduite de fluide selon le sens d'écoulement	sd
$u_\infty$	vitesse de fluide sans perturbation	$m.s^{-1}$
$v$	tension instantanée	V
$vp$	fondamental de la tension phase neutre de l'onduleur	V
$v_Q$	tension seuil d'un IGBT en conduction	V
$U_f$	tension d'entrée du convertisseur	V
$V$	vitesse du fluide dans les canaux	$m.s^{-1}$
$w$	largeur de canal	mm
$W$	largeur totale de l'échangeur	mm
$x$	position selon le sens d'écoulement	mm
$x^*$	position réduite selon le sens d'écoulement	sd
$y$	position perpendiculairement à l'écoulement	mm
$y^*$	position réduite perpendiculairement à l'écoulement	sd
$z$	position dans l'épaisseur d'une couche de matériau	m
$Z_{th}$	impédance thermique	$K.W^{-1}$

Symboles grecs	Définitions	Unités
$\theta$	angle de phase	rad
$\varphi$	déphasage de la tension par rapport au courant	rad
$\alpha$	rapport demi largeur d'ailette- largeur de canal	sd
$\xi$	rapport largeur de canal- hauteur de canal	sd
$\eta$	efficacité des ailettes	%
$\beta$	carré du nombre de Biot	sd
$\tau$	constante de temps/ contrainte de cisaillement	$N.m^{-2}$
$\mu$	viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\kappa$	coefficient global de frottements par singularité	sd
$\gamma$	facteur de forme du coefficient de frottement	sd
$\delta$	couche limite / couche limite fluide	mm
$\Delta\theta$	élévation de la température dans le silicium	K
$\lambda$	conductivité thermique	$W.K^{-1}.m^{-1}$
$\rho$	densité volumique	$kg.m^{-3}$
$\sigma$	densité volumique de puissance	$W.m^{-3}$
$\Omega$	angle d'épanouissement du flux thermique	rad
$\phi$	densité de flux surfacique	$W.cm^{-2}$

Indices	Définitions	Indices	Définitions
$d$	relatif au diffuseur	$lam$	laminaire
$EQ$	valeur équivalente	$turb$	turbulent
$p$	semelle de module	$max$	valeur maximale
$eff$	valeur efficace	$min$	valeur minimale
$CAP$	valeur capacitive	$COND$	conduction
$CONV$	valeur convective	$COM$	commutation
$COMP$	composant de puissance	$MOD$	module de puissance
$m$	valeur moyenne	$RAD$	radiateur
$ON$	amorçage de l'IGBT	$IGBT$	interrupteur IGBT
$OFF$	blocage de l'IGBT	$DIODE$	diode
$REC$	blocage de la diode	$w$	fluide
$CE$	phase de conduction de l'IGBT	$in$	entrée
$F$	phase de conduction de la diode	$out$	sortie
$RM$	recouvrement maximum	$C$	relatif au collecteur de l'IGBT
$th, t$	thermique	$G$	graisse thermique
$cp$	cisaillement pariétal	$JC$	jonction- semelle

# Chapitre I / Refroidissement de l'électronique en atmosphère sévère

## I/1. LA TRACTION HYBRIDE

### I/1.1. Contexte

Le premier véhicule électrique a été inventé en 1880 par Charles Jeantaud, Camille Fauré, Gustave Trouvé et Nicolas Raffard. La voiture électrique est apparue par besoin de souplesse de commande au niveau de certaines fonctionnalités. La commande électronique est de plus en plus sollicitée. La direction assistée, le verrouillage centralisé, la fermeture des vitres, la pompe à injection électronique, toutes ces fonctionnalités assurent une commande en souplesse pour le confort des usagers. Enfin, la propulsion électrique est apparue pour des raisons d'émissions [KAH-97]. La propulsion électrique ne provoque pas d'émissions de gaz polluants, et elle est silencieuse. C'est pourquoi la voiture électrique sera amenée à être la voiture de l'avenir. Outre ces avantages, la voiture électrique présente un défaut majeur non encore éliminé. Comme la chaîne de traction est alimentée par des batteries, l'autonomie de la voiture électrique se trouve donc limitée à quelques centaines de kilomètres. De plus l'utilisation d'une voiture électrique requiert des bornes de recharge qui n'existent que dans trop peu de centres urbains.

Un exemple de cette évolution de voiture électrique est concrétisé par le modèle CITELA, de Citroën, qui est silencieux, propre et recyclable après son usage. Ce modèle présente des performances suffisantes pour un usage urbain. Sa vitesse moyenne est de 90km/h, sa vitesse de pointe est de 110km/h. La CITELA permet une accélération de 0 à 50 km/h en 8.5 s. Sa durée de vie est estimée à un million de kilomètres et celle des batteries est estimée à 10 ans. La CITELA peut parcourir une distance de 210 km à une vitesse stable de 40 km/h. En cycle urbain elle parcourt une distance de 110 km. Une prise sous la plaque d'immatriculation permet la recharge des batteries, soit par le secteur en huit heures, soit par une borne de recharge rapide, à raison de deux kilomètres par minute de recharge.

La voiture hybride a été prévue pour pallier le problème d'autonomie de la voiture électrique. Elle se différencie de la voiture électrique, par la présence d'une chaîne de traction thermique, en plus de la chaîne de traction électrique. Selon le fonctionnement du véhicule hybride, deux motorisations cohabitent. Il existe deux technologies de véhicules hybrides.

Dans la voiture hybride série dont la chaîne de traction est présentée par la Figure I-1, le moteur thermique sert à la production d'énergie électrique par entraînement d'un alternateur.

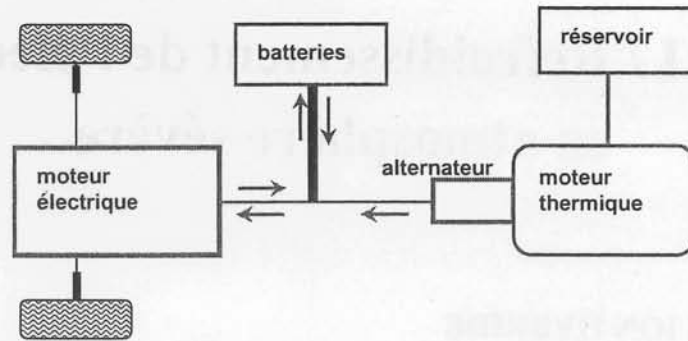


Figure I-1. Concept hybride série

Pour la voiture hybride parallèle dont la chaîne de traction est représentée sur la Figure I-2, le moteur thermique entraîne à la fois un alternateur et le véhicule lui-même. Une transmission connecte un des deux moteurs, ou les deux à la fois par un fonctionnement "ville" ou "route".

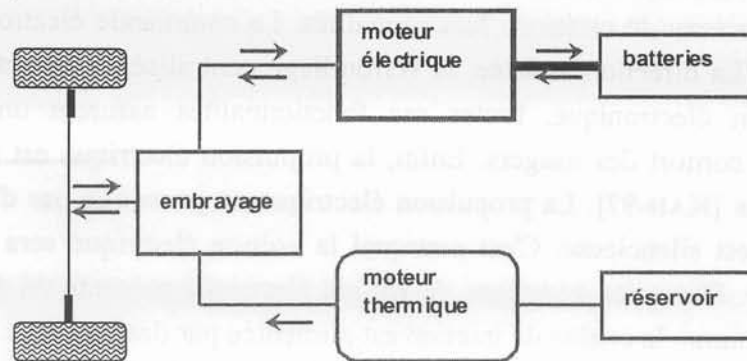


Figure I-2. Concept hybride parallèle

L'électronique de puissance est bien présente dans la chaîne de motorisation des deux types de véhicule. Selon le schéma de la Figure I-3 cette électronique se situe entre l'alimentation continue (batteries) et le moteur électrique.

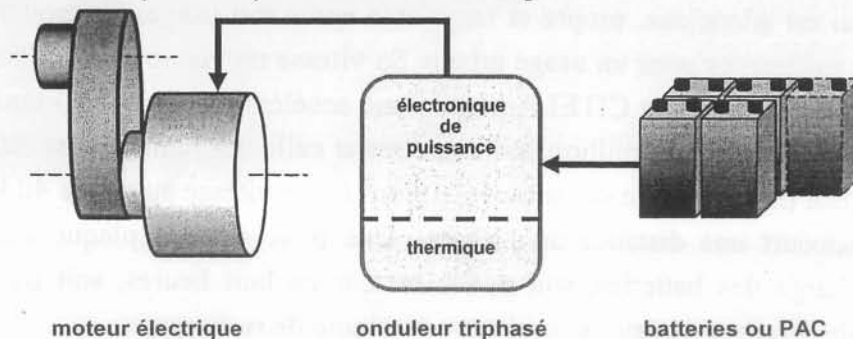


Figure I-3. Principaux organes de la chaîne de traction électrique

Le rôle de l'électronique est de générer les formes d'ondes requises pour l'alimentation de la machine électrique et la recharge des batteries. L'alimentation continue peut se présenter, sous forme d'une série de batteries nickel- métal ou cadmium- nickel ou sous forme de piles à combustibles. Le moteur électrique peut être un moteur synchrone ou asynchrone. L'onduleur triphasé, objet de cette étude, comprend deux cellules principales ayant des influences mutuelles : le convertisseur et son refroidisseur. Les modes de fonctionnement de la partie électronique de puissance sont conditionnés par l'utilisation du véhicule et un cahier de charges industriel qu'il faut spécifier.

## I/1.2. Cahier des charges

Afin d'optimiser les coûts de fabrication, certaines performances sont requises au niveau de la chaîne de traction électrique. C'est ainsi que l'onduleur triphasé utilisé doit être réversible, pour que la conversion d'énergie s'effectue dans les deux sens. En accélération la fonction onduleur est activée, au freinage la fonction redresseur est utilisée pour renvoyer l'énergie de décélération vers les organes de stockage. La température de fonctionnement des interrupteurs doit être inférieure au seuil standard des 125 ° C pour une puissance apparente maximale transmise de 35 kVA dans cette application. L'alimentation continue délivre une tension comprise entre 100 et 300 Volts. La fréquence de découpage de l'onduleur est fixée à 15 kHz. Enfin pour une souplesse dans l'approvisionnement, il a été retenu d'utiliser des composants standards. Avec ce cahier des charges, il faut évaluer le niveau des pertes d'énergie dues à la conversion et prévoir un refroidisseur adapté à ces contraintes.

Pour minimiser le coût et le volume de l'ensemble "moteur" il a aussi été retenu d'utiliser pour les deux chaînes de traction le même radiateur. Cette mise en commun de la ressource "source froide" impose une température de cette source froide autour de 80-90 ° C tout en minimisant les pertes de pression (environ de 0,2 bar) dans le radiateur du convertisseur pour réduire la puissance électrique du circuit hydraulique. Le dimensionnement et l'optimisation de cette fonction de refroidissement font l'objet des travaux que nous développerons dans ce mémoire.

## I/1.3. Evaluation des pertes dans les semiconducteurs d'un bras d'onduleur

Une fois le cahier des charges défini, nous allons procéder à l'estimation des pertes occasionnées par la conversion d'énergie. Avec les conditions de refroidissement du semiconducteur, ces pertes vont déterminer le comportement thermique et les plages de fonctionnement de l'onduleur.

### I/1.3.1. Description des éléments de la structure du convertisseur

La structure utilisée est représentée sur la Figure I-4. C'est un onduleur de tension triphasé, auquel plusieurs éléments ont été associés : l'alimentation continue, le filtre d'entrée et la charge inductive.



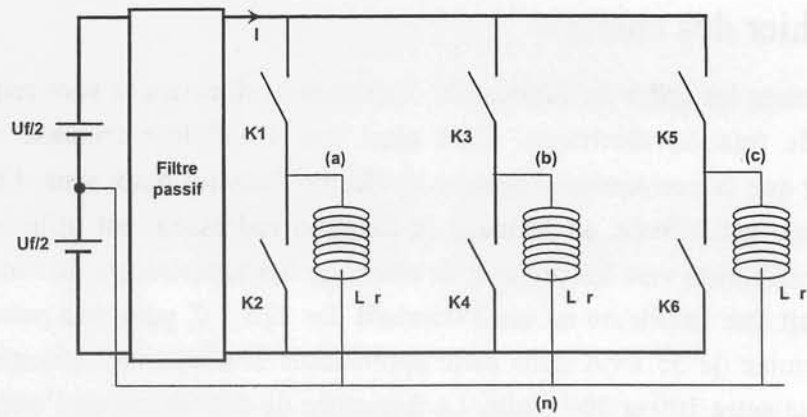


Figure I-4. Structure simple de l'onduleur triphasé avec une charge inductive

Concernant l'alimentation continue, bien que le cahier de charge spécifie dans notre cas l'utilisation de batteries, nous pouvons envisager d'utiliser un assemblage de piles à combustible (P.A.C), associé à un hacheur adaptateur d'impédance. Nous pouvons aussi associer à l'alimentation continue une capacité d'appel de forts courants [AYA-00]. Cet apport permet de limiter le courant d'appel dans les éléments de stockage et donc d'augmenter leur durée de vie tout en ne limitant pas les niveaux de courant dans l'onduleur. La capacité d'appel de courant peut être contenue dans le module de filtrage passif, qui est un réseau de capacités et d'inductances, destinées à l'élimination des courants harmoniques générés par l'onduleur. Les sorties de l'onduleur sont directement reliées aux phases d'une machine électrique triphasée dont les courants sont naturellement filtrés par les inductances de fuite [FOC-98]. Quant à la charge, il s'agit d'une machine triphasée que nous représentons par trois inductances et résistances. Pour l'étude que nous avons à conduire, les spécifications de la machine ne sont pas nécessaires. Le dimensionnement que nous présentons peut intéresser différents types de motorisation, à partir du moment où le niveau de dissipation thermique du convertisseur ne dépassera pas celui que nous avons retenu pour ce travail.

### I/1.3.2. Choix des interrupteurs

Le premier critère que nous devons utiliser pour choisir un semiconducteur de puissance est la tenue en tension requise pour l'application. Avec une source de tension continue de 300 Volt alimentant l'onduleur, les règles de dimensionnement de l'électronique de puissance conduisent à retenir un composant de puissance dont la tenue en tension est dans la gamme 500-600 Volt.

Trois familles d'interrupteurs se partagent le domaine de l'électronique de puissance. Les composants unipolaires qui fonctionnent sans modulation de leur zone de tenue en tension et qui de ce fait, intéressent les applications de faible et moyenne tensions.

Les composants à conduction mixte pour lesquels la zone de tenue en tension est partiellement modulée, de ce fait permettent une utilisation dans des tensions intermédiaires.

Les composants à conduction bipolaire pour lesquels la conduction s'effectue en modulant la zone de tenue en tension. Pour ces derniers, les performances en conduction ne sont que faiblement dégradées par le calibre en tension du composant, ce qui leur réserve les applications dans lesquelles une forte tenue en tension est requise.

Si la tenue en tension est le premier critère du choix d'un interrupteur de puissance, d'autres grandeurs entrent en considération pour finaliser ce choix. Ces grandeurs sont le courant à l'état passant, les pertes par conduction et les performances en commutation. Les performances en commutation concernent les durées d'ouverture et de fermeture de l'interrupteur. Ces durées sont étroitement liées à la fréquence de découpage [FOC-98]. La tenue en tension choisie est de l'ordre du double de la tension d'alimentation. En effet, la présence des inductances sur le bus continu, à cause du filtre d'entrée et des inductances de câblage, ajoute une surtension.

Le courant maximum à l'état passant est fixé par la puissance apparente  $S$  absorbée par la machine asynchrone et la tension efficace  $V$  entre une phase et le neutre fictif. L'étude des formes d'ondes des tensions phase- neutre permet d'exprimer (équation (I-1)) la tension efficace  $V$  en fonction de la tension d'alimentation  $U_f$ .

$$V = \frac{U_f}{2 \cdot \sqrt{2}} \quad (I-1)$$

En injectant la tension efficace précédente dans l'expression donnant le courant efficace  $I$  dans une phase (équation (I-2)), nous avons la valeur efficace maximale du courant dans un interrupteur.

$$I = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{S}{U_f} = 330 A \quad (I-2)$$

La fréquence de découpage de 15kHz étant imposée par le cahier des charges, nous pouvons nous reporter au Tableau I-1, pour choisir la technologie du composant le mieux adapté aux spécificités du cahier des charges.

Tableau I-1. Spécificités des composants semi-conducteurs

	Courant	Tension	Fréquence	Puissance	Commande
MOSFET	-	+	++	+	++
IGBT	++	+	+	+	++
GTO	++	++	-	++	-

Pour un calibre en tension de 600 V, le transistor MOS est limité par son calibre en intensité. Le niveau de courant requis pour notre application nécessiterait l'association en parallèle d'un grand nombre de composants. Ce qui est difficiles à gérer. Par ailleurs, la fréquence de fonctionnement requise ne justifie pas l'emploi de transistors MOSFET au détriment de transistors IGBT qui permettent les mêmes facilités de commande.

Le thyristor GTO présente des caractéristiques de forts courants, tension et puissance mais reste très lent en terme de vitesse de commutation. Le niveau de tension n'est pas adapté à cette technologie. Le composant le mieux adapté au calibre 600 V, 330 A est donc le transistor IGBT. Cette technologie, née de l'association du transistor MOS et du transistor bipolaire, cumule la simplicité de commande du MOS et les performances en puissance commutable du transistor bipolaire. Son encapsulation sous forme de module contenant un bras ou une structure triphasée est bien adaptée aux onduleurs.

### I/1.3.3. Lois de commande et contraintes électriques

Le pilotage du moteur de traction électrique s'effectue par modulation de largeur d'impulsion intersective (MLI), pour optimiser la conversion d'énergie. Le rapport cyclique du signal d'impulsion étant variable le long de la forme d'onde sinusoïdale, cela produit une tension dont le fondamental est sinusoïdale (Figure I-5) à amplitude et fréquence variables sur les trois phases [PER-96]. Le niveau des contraintes électriques et thermiques subit par les semi-conducteurs dépend à la fois de l'amplitude des grandeurs courant- tension et de la technique de pilotage retenue.

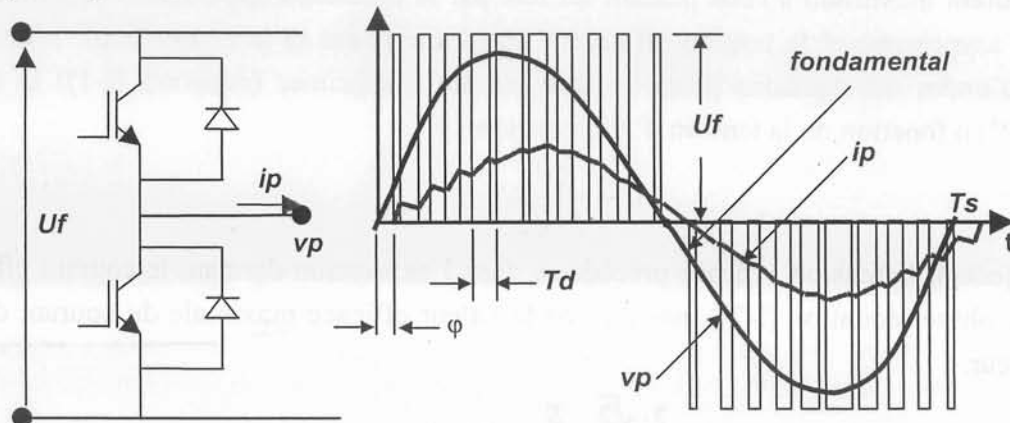


Figure I-5. Formes d'ondes d'une phase de l'onduleur

Si nous considérons seulement une phase de l'onduleur, le rapport cyclique de l'interrupteur varie selon l'angle de phase  $\theta$ , le taux de modulation  $m$  et le déphasage  $\varphi$ . L'équation (I-3) donne la loi de cette évolution du rapport cyclique  $d(\theta)$ .

$$d(\theta) = \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{4}{\pi} \cdot m \cdot \sin(\theta + \varphi) \right] \quad (I-3)$$

Le taux de modulation  $m$  représente le rapport entre la tension efficace phase- neutre du fondamental et la tension efficace phase- neutre du fondamental en pleine onde. Ce taux de modulation  $m$  est donc compris entre 0 et  $\pi/4$ . Par convention,  $\varphi$  représente le déphasage de la tension par rapport au courant. Pour simplifier le calcul des pertes en conduction, nous pouvons considérer que le courant de phase est parfaitement sinusoïdal. Ce qui n'est pas réellement le cas à cause des temps morts et des non-linéarités introduites par le moteur asynchrone. Cependant le courant de phase  $ip$  peut être exprimé selon l'équation (I-4),  $I_{max}$  désigne alors le courant de pointe dans l'interrupteur.

$$ip(\theta) = I_{max} \sin(\theta) \quad (I-4)$$

Dans le cas d'une fréquence de découpage élevée, nous faisons l'hypothèse que la modulante et le courant sont constants pendant une période de découpage  $Td$ . Le courant moyen sur une période de découpage  $Td$  est alors égal au produit du courant instantané  $ip(\theta)$  et du rapport cyclique  $d(\theta)$ , ce produit est intégré sur une demi-période pour donner le courant moyen selon l'expression (I-5).

$$I_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^\pi ip(\theta) \cdot d(\theta) d\theta = \frac{I_{max}}{2\pi} [1 + m \cdot \cos(\varphi)] \quad (I-5)$$

La même démarche est appliquée pour calculer le courant efficace. Le résultat est donné par l'expression de la relation (I-6).

$$I = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{\pi} i_p(\theta)^2 \cdot d(\theta) d\theta} = I_{max} \sqrt{\frac{1}{8} + \frac{4 \cdot m}{3 \cdot \pi^2} \cdot \cos(\varphi)} \quad (I-6)$$

Pour les diodes, les formules sont obtenues en affectant un signe négatif au facteur de puissance  $\cos(\varphi)$ . Les calculs montrent que les courants moyens et efficaces sont liés à la configuration de commande MLI ( $m$  et  $\cos(\varphi)$ ) et au courant de pointe  $I_{max}$ . Il y a donc deux degrés de liberté pour les courants moyen et efficace. Nous choisissons relativement à la MLI les valeurs de  $m$  et de  $\cos(\varphi)$  pour obtenir des courants maximums de manière indépendante dans chaque composant IGBT et diode. Avec cette considération, nous pouvons déduire les valeurs maximales des courants dans chaque composant IGBT et diode. Les valeurs sont présentées dans le Tableau I-2 ci-dessous.

Tableau I-2. Contraintes maximales en courant

	IGBT	DIODE
$I_{max}(A)$	330	330
$I_m(A)$	94	53
$I_{eff}(A)$	160	117

Le choix du calibre en courant des composants s'effectue à partir des contraintes maximales en courant moyen et efficace. Dans ce cas, deux produits standards dans la gamme des modules de puissance IGBT, avec diode de roue libre incluse, sont disponibles sur le marché. Le produit désigné par FS800R06KF1, fourni par EUPEC [EUP-02], contient un onduleur complet, avec un calibre en courant de 800 A et un calibre en tension de 600 V, il est donc surdimensionné au niveau du courant, pour notre application. Le second produit désigné par BSM400GB60DN2, est fourni par SIEMENS [SIE-02] et contient seulement un bras d'onduleur. Son calibre en courant est de 400 A, celui en tension est de 600 V. Il paraît mieux adapté aux contraintes électriques de notre application.

#### I/1.3.4. Pertes en conduction

Les caractéristiques statiques de l'IGBT et des diodes de roue libre sont requises pour estimer les pertes en conduction. Ces caractéristiques pour le produit BSM400GB60DN2 sont spécifiées sur les diagrammes de la Figure I-6. Celle de l'IGBT est donnée pour différentes tensions de commande  $V_{gs}$ .

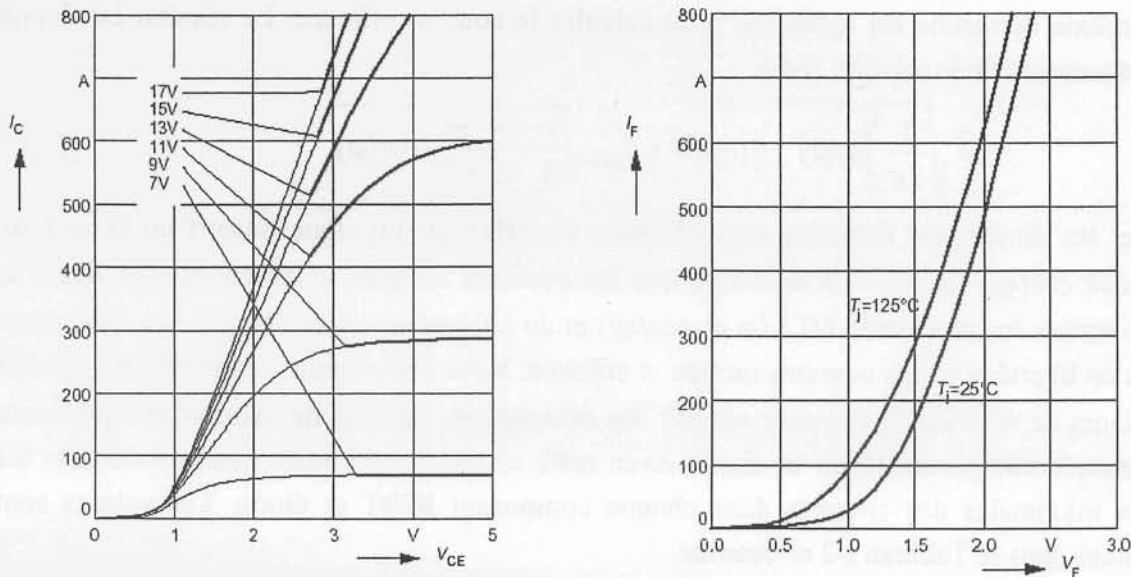


Figure I-6. Caractéristiques statiques d'un IGBT et d'une diode 400A-600V à 125 ° C

La caractéristique statique donne la chute de tension à l'état passant du semiconducteur, en fonction du courant, pour une température de fonctionnement  $T_j$  du silicium. Cette caractéristique peut être linéarisée dans le cas de forts courants, pour une commande de grille de 15 V (équation (I-7)).

$$V_{CE}(I_C) = v_Q + r_Q \cdot I_C \quad (I-7)$$

La puissance moyenne dissipée par le composant en conduction est alors obtenue en intégrant le produit de la chute de tension et du courant, ce qui donne la formule (I-8) pour l'IGBT et la diode.

$$P_{COND} = v_Q \cdot I_m + r_Q \cdot I_{eff}^2 \quad (I-8)$$

La même démarche est effectuée pour le module de calibre 800 A - 600 V de EUPEC. Les résultats sont présentés dans le Tableau I-3.

Tableau I-3. Pertes en conduction pour les modules choisis avec un courant de 350A

	MODULE SIEMENS (un bras d'onduleur)			MODULE EUPEC (un onduleur complet)		
	IGBT	DIODE	ONDULEUR	IGBT	DIODE	ONDULEUR
$v_Q(V)$	0.923	1.345	-	0.900	1.300	-
$r_Q(m\Omega)$	2.98	1.43	-	2.98	1.43	-
$P_{CE}(W)$	161.6	-	969.6	161.6	-	969.6
$P_F(W)$	-	90.2	541.2	-	90.2	541.2
$P_{MOD}(W)$	323.2	180.4	<b>TOTAL   1510.8</b>	969.6	541.2	<b>TOTAL   1510.8</b>

Le produit fourni par EUPEC, compte tenu de son calibre en courant et de sa compacité, présente des pertes en conduction égales aux pertes en conduction du produit fourni par SIEMENS. Mais avant d'effectuer un choix quelconque il serait intéressant d'examiner les caractéristiques en commutation et les aspects thermiques concernant les deux composants.

I/1.3.5. Pertes en commutation

Deux sortes de pertes proviennent des IGBT : les pertes à la mise en conduction ou pertes ON, et les pertes à la coupure ou pertes OFF. Les pertes OFF sont liées à la dynamique de la commande de grille de l'IGBT et à son courant de queue dû à la recombinaison des porteurs minoritaires dans les jonctions du semi-conducteur. Les pertes ON sont essentiellement dues aux charges stockées dans la diode de roue libre qui passent en recouvrement inverse [PER-96]. Pour la diode en antiparallèle les pertes de commutation n'apparaissent qu'à son blocage. Elles sont dues au recouvrement inverse de la diode à la fermeture de l'IGBT opposé. Ces pertes dépendent du courant, de la tension et de la température de jonction. Elles sont donc non négligeables pour des températures de jonction élevées. Pour avoir une idée du niveau des pertes de commutation, il faut connaître les énergies de commutation, obtenues à partir des formes d'ondes des tensions et des courants décrites par la Figure I-7.

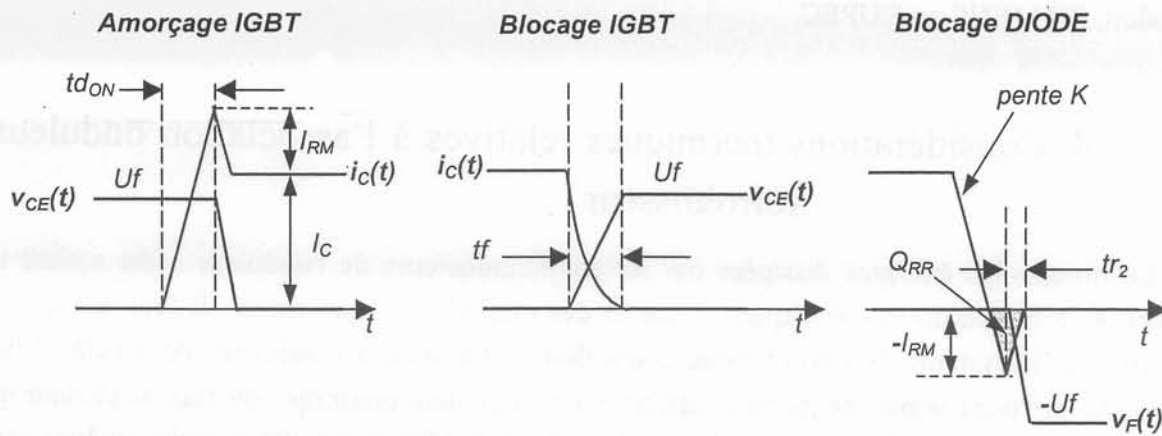


Figure I-7. Formes d'ondes aux instants de commutation

Chaque énergie de commutation se calcule ainsi par l'intégration de la puissance instantanée lors de la commutation. Le courant de traînage et les inductances de câblage sont négligés. Les équations (I-9), (I-10) et (I-11) sont le résultat du calcul intégral pour chacune des énergies de commutation.

$$E_{ON} = \frac{U_f}{2} \cdot (I_{eff} + I_{RM}) \cdot td_{ON} + \frac{U_f}{6} \cdot (3 \cdot I_{eff} + 2 \cdot I_{RM}) \cdot tr_2 \quad (I-9)$$

$$E_{OFF} = \frac{U_f}{6} \cdot I_{eff} \cdot tf \quad (I-10)$$

$$E_{REC} = \frac{U_f}{6} \cdot I_{RM} \cdot tr_2 \quad (I-11)$$

Les paramètres liés à l'interrupteur,  $td_{ON}$ ,  $tr_2$ ,  $tf$  et  $I_{RM}$  sont obtenus grâce à l'extrapolation, pour un courant efficace donné, des données fournies par le constructeur [EUP-02], [SIE-02]. Les puissances sont alors la moitié du produit énergie- fréquence de MLI, puisque les pertes n'apparaissent que pour une demi-période de la forme d'onde du courant. Le Tableau I-4 donne le résultat numérique des estimations de pertes.

Tableau I-4. Pertes de commutation pour les calibres de modules choisis

	MODULE SIEMENS (un bras d'onduleur)			MODULE EUPEC (un onduleur complet)		
	IGBT	DIODE	ONDULEUR	IGBT	DIODE	ONDULEUR
$P_{ON}(W)$	18.7	-	112.2	18.7	-	112.2
$P_{OFF}(W)$	53.9	-	323.4	53.9	-	323.4
$P_{REC}(W)$	-	3.8	22.8	-	3.8	22.8
$P_{MOD}(W)$	145.2	7.6	TOTAL 458.4	435.6	22.8	TOTAL 458.4

La connaissance de l'ensemble de ces pertes est nécessaire pour dimensionner le système de refroidissement des semiconducteurs. Le niveau total de pertes générées par l'onduleur est la somme des pertes en conduction et en commutation. Ce niveau s'élève à 1969,2 W soit pour une utilisation de trois modules de SIEMENS, soit pour une utilisation d'un module de EUPEC. Cela équivaut à une perte de puissance par bras d'onduleur de 656,4 W pour tout produit, SIEMENS ou EUPEC.

### I/1.4. Considérations thermiques relatives à l'association onduleur-refroidisseur

Le niveau des énergies dissipées par les semiconducteurs de l'onduleur a été estimé en fonction des contraintes électriques du cahier des charges de l'application. Il faut maintenant déterminer le système de refroidissement qui doit être associé à l'onduleur. Pour cela, il faut dans une première approche globale, définir le cheminement thermique du flux de chaleur qui relie les sources de dissipation et le système de refroidissement. Pour cette analyse, une représentation par un réseau de résistances thermiques est suffisante afin de quantifier respectivement l'influence de chacune d'entre elles.

#### I/1.4.1. Identification du réseau de résistances thermiques

Les températures de fonctionnement des composants sont imposées par le constructeur. En effet pour garantir une bonne durée de vie du dispositif de conversion, les températures de jonction ne doivent pas dépasser le seuil de 125 ° C [TRI-98]. La température du système de refroidissement est celle du fluide caloporteur utilisé par le moteur thermique de la chaîne de traction thermique. Pour cette raison, la valeur retenue dans le cahier des charges est de 80 ° C. Les résistances thermiques  $R_{th_{JC}}$  de la jonction du composant à sa semelle, sont données par le constructeur (0,09 K.W<sup>-1</sup> pour les IGBT et 0,18 K.W<sup>-1</sup> pour les diodes). La résistance thermique due à la graisse thermique est estimée en supposant que la graisse a une épaisseur moyenne de 70 µm et une conductivité thermique de 0,7 W.K<sup>-1</sup>.m<sup>-1</sup>. La température de la semelle du module est obtenue selon la méthode suivante. La loi d'Hom thermique résultante de l'analogie électrique-thermique est appliquée à chaque composant, à partir de leur résistance thermique, la puissance qu'il dissipe et de la température de semelle. Nous considérons que la température de semelle du module est alors égale au maximum des températures de semelle de chaque composant.

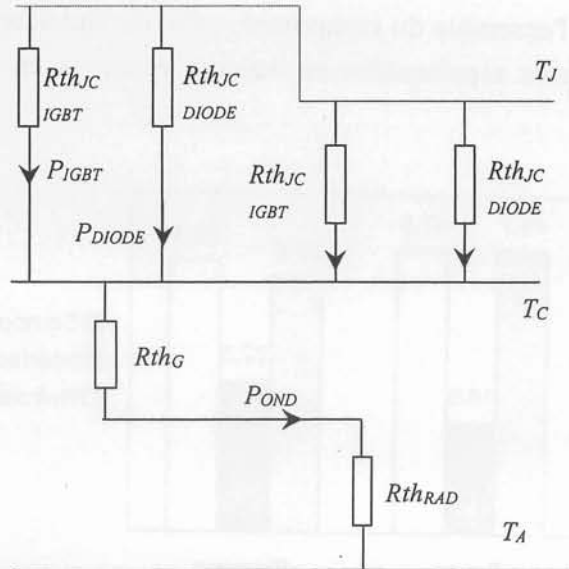


Figure I-8. Modélisation thermique d'un bras d'onduleur et son refroidisseur

A partir de la température du système de refroidissement, de la température maximale de jonction et de la puissance dissipée, il est possible de calculer la résistance thermique de l'ensemble du réseau et d'en déduire la résistance thermique du refroidisseur.

#### I/1.4.2. Analyse de la contrainte thermique du refroidisseur

L'identification de la structure thermique de l'ensemble convertisseur- refroidisseur permet de quantifier le niveau de contraintes imposées par la source de refroidissement et d'en déduire, en fonction de la puissance dissipée par les composants, la résistance thermique du refroidisseur. Le graphe de la Figure I-9 représente l'évolution de cette résistance en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur.

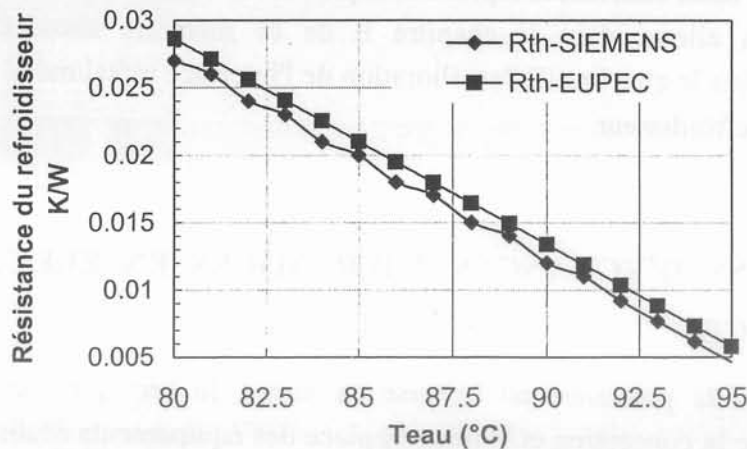


Figure I-9. Résistance thermique du refroidisseur selon la température ambiante

Si, à partir de la température du fluide caloporteur, nous pouvons calculer la résistance thermique totale, il faut pour travailler efficacement à l'amélioration du comportement thermique de l'ensemble onduleur- refroidisseur, quantifier le poids relatif de chacune des résistances thermiques que rencontre le flux de chaleur. L'étude du poids respectif des principales résistances thermiques est résumée par le graphique de la Figure I-10, sur laquelle



la résistance thermique de l'ensemble du composant, celle de l'interface module/refroidisseur et celle du refroidisseur sont représentées en valeurs relatives en fonction la résistance thermique totale.

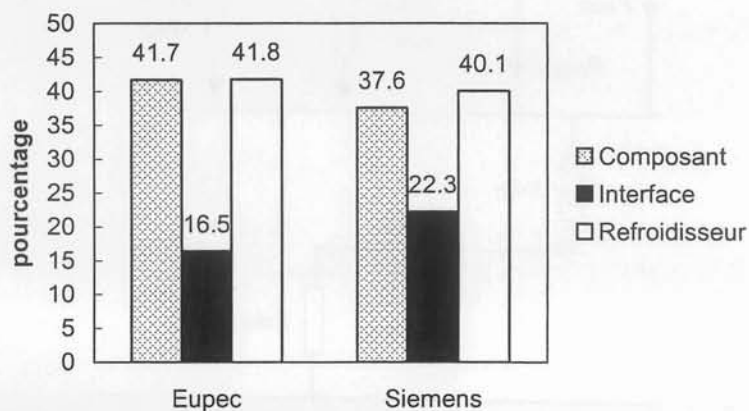


Figure I-10. Répartition des contraintes thermiques pour un bras d'onduleur.

Ce graphique indépendant de la température du fluide caloporteur montre l'importance de chacune des trois résistances thermiques retenues dans notre étude. Suivant les stratégies adoptées par notre partenaire industriel, il paraît impossible d'agir sur la résistance thermique du composant. Le choix d'utiliser des composants standards simplifie l'approvisionnement et lève les contraintes commerciales pour une production. Nous avons, dans ce contexte, deux possibilités d'action. La première démarche que nous pouvons entreprendre, consiste à agir sur l'interface module/refroidisseur pour réduire la résistance thermique de l'ensemble. La seconde concerne le refroidisseur proprement dit.

Ces deux actions visent à réduire la résistance thermique de l'interface et du refroidisseur. La somme de ces deux résistances représentent plus de la moitié de la résistance thermique de l'ensemble. Nous allons, dans le chapitre II de ce mémoire aborder l'amélioration du refroidisseur et dans le chapitre III l'amélioration de l'interface métal/métal entre la semelle du composant et le refroidisseur.

## I/2. NOTIONS D'ÉCHANGES THERMIQUES EN ELECTRONIQUE DE PUISSANCE

L'électronique de puissance est la mise en forme de l'énergie électrique. Son champ d'action concerne la conception et la mise en place des équipements destinés, à la production, au transport et à la consommation de l'électricité. C'est pourquoi l'électronique de puissance a recours à plusieurs disciplines annexes au génie électrique comme la thermique, l'hydraulique, etc... De nos jours, la thermique est devenue un centre d'intérêt majeur pour les concepteurs d'électroniques à semiconducteurs ; elle joue, selon les travaux de Rodrigues et al. [ROD-98], un rôle prédominant sur la durée de vie et sur la qualité du fonctionnement de l'équipement. Il existe aussi des couplages entre différents phénomènes comme le couplage électrothermique. Citons, par exemple, celui qui lie le fonctionnement à l'état bloqué d'une

jonction et la température qui se traduit par une grande dépendance pouvant conduire au phénomène d'emballement thermique [MAC-01]. Pour ce faire, nous commencerons par rappeler les principes mis en jeu dans les composants et structures de puissance. Considérons, d'après la (Figure I-11), un solide élémentaire, dans un repère cartésien.

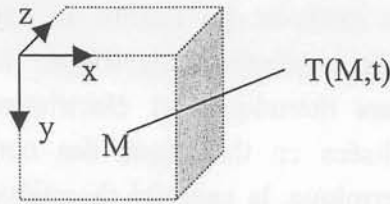


Figure I-11 Volume élémentaire placé dans un repère cartésien

La loi de l'échange thermique, encore appelée équation de la chaleur [TAI-89], pour ce solide, s'exprime par l'équation (I-12), qui définit le profil de température à un instant donné en chaque point  $M$  du solide élémentaire. Les paramètres  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $C_p$  et  $\sigma$  désignent respectivement la conductivité thermique, la masse volumique, la chaleur spécifique massique et la densité de puissance volumique dissipée dans le matériau considéré.

$$\operatorname{div}\left[-\lambda \cdot \overrightarrow{\operatorname{grad}} T(M, t)\right] + \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial t} = \sigma \quad (I-12)$$

Selon la nature dissipatrice du solide élémentaire (ce qui est le cas d'un semiconducteur) ou selon sa nature non dissipatrice (ce qui est le cas d'un solide en dessous du silicium) et selon le régime d'écoulement du flux thermique, l'équation de la chaleur peut être simplifiée. Les matériaux entrant dans la composition des composants de l'électronique de puissance sont en général des matériaux isotropes ou du moins que nous considérons comme tels : la conductivité thermique de ces matériaux est la même, quelle que soit la direction de propagation considérée.

Si le volume élémentaire de solide considéré ne contient pas de puits de chaleur, c'est à dire des sources de puissance, le terme  $\sigma$  caractérisant la dissipation de la puissance, est égal à zéro.

## I/2.1. Méthodes de résolution

Pour résoudre les problèmes liés aux phénomènes de transferts thermiques, un ensemble de méthodes s'offre à nous. La littérature montre que selon la nature du problème (régime permanent ou transitoire), nous devons adopter un formalisme particulier pour faciliter la résolution des équations. Ces formalismes utilisent en général des transformations intégrales adaptées à la géométrie du problème de thermique, pour réduire l'équation de la chaleur en une équation différentielle ordinaire. Par exemple, nous pouvons citer le développement de la température, en séries de Fourier pour les géométries planes, en fonctions de Bessel pour les géométries cylindriques. Pour le régime transitoire la transformée de Laplace de la température est conseillée. Les méthodes de résolution peuvent être classées en quatre grandes catégories : analogique, analytique, numérique [PAT-80] et mixte [DOR-96]. Les méthodes les

plus usuellement rencontrées pour ces résolutions sont les méthodes analogiques et numériques.

### I/2.1.1. La méthode analogique

La méthode analogique est une méthode qui résulte de l'analogie entre la conduction thermique unidimensionnelle et la conduction électrique. Le Tableau I-5 résume la correspondance entre les grandeurs thermiques et électriques. Cette analogie a donné naissance à des notions très utilisées en thermique des composants d'électronique de puissance, comme la résistance thermique, la capacité thermique et l'impédance thermique. Cette méthode permet une résolution plus aisée de la conduction thermique et peut même être étendue aux problèmes tridimensionnels en introduisant un certain nombre d'hypothèses.

Tableau I-5. Correspondances analogiques entre les grandeurs thermiques et électriques

Unités	grandeurs électriques	grandeurs thermiques	Unité
$V$	$ddp$	$\Delta T$	$K$
$A$	$I$	$P$	$W$
$\Omega$	$R$	$R_{th}$	$K.W^{-1}$
$F$	$C$	$C_{th}$	$J.K^{-1}$
$\Omega$	$Z$	$Z_{th}$	$K.W^{-1}$
$\Omega.m^{-1}$	$\sigma$	$\lambda$	$W.m^{-1}.K^{-1}$

### I/2.1.2. Méthodes numériques

Le progrès des calculateurs permet une résolution de l'équation de la chaleur avec une extrême précision, par discrétisation de la géométrie considérée selon deux méthodes.

#### *I/2.1.2.a. La méthode nodale*

Dans cette méthodologie, le système étudié est transformé en un réseau de nœuds dans les trois directions ; les liaisons entre nœuds sont caractérisées par des résistances et des capacités thermiques. Le réseau ainsi réalisé, donne un système d'équations algébriques qui découle des lois de Kirchhoff en chaque nœud du réseau.

#### *I/2.1.2.b. La méthode des différences finies*

Dans cette approche, le système entier est découpé en volumes élémentaires considérés isothermes. L'application de l'équation de Fourier et de la quantité de mouvement permet d'établir le profil thermique du système entier. Cette méthode est couramment utilisée par certains logiciels de simulation tels que Flotherm3.2 [FLO-98].

### I/2.1.2.c. La méthode des éléments finis

Pour cette méthode aussi, le domaine est discrétisé en sous domaines sur lesquels les variables d'état sont approchées par des fonctions d'interpolation, ce qui facilite aisément la résolution des équations de la chaleur. Chaque sous domaine ou élément fini est défini par ses nœuds et ses fonctions d'interpolation entre autre, le fonctionnement des logiciels Flux2D et Flux3D est basé sur ce principe.

### I/2.1.3. Conditions aux limites

Les conditions aux limites conditionnent très largement la résolution d'un système thermique. Elles sont en général, particulièrement difficiles à déterminer en pratique. Dans l'étude des transferts thermiques, les lois d'échanges classiquement rencontrées entre le volume étudié et son environnement sont les conditions de Dirichlet, de Neumann et de continuité. La condition de Dirichlet, définie par l'équation (I-13), permet d'imposer une distribution de température sur une frontière du domaine d'étude.

$$T(M, t) = f_1(M, t) \quad (I-13)$$

La condition de Neumann, définie par la relation (I-14), permet d'imposer une distribution de flux sur une frontière du domaine.

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} = f_2(M, t) \quad (I-14)$$

La condition de Fourier ou de Newton, exprimée par la relation (I-15), permet, quant à elle, la conservation du flux et le saut de température lors du passage d'un milieu à un autre.  $R$  étant la résistance thermique surfacique à l'interface des deux milieux. Le vecteur  $n$  est la normale à l'interface des deux milieux.

$$\left. \begin{aligned} \phi(M_1, t) &= \phi(M_2, t) \\ -\lambda_1 \cdot \frac{\partial T(M_1, t)}{\partial n} &= \frac{1}{R} [T(M_1, t) - T(M_2, t)] \end{aligned} \right\} \quad (I-15)$$

## I/2.2. La conduction en régime permanent

Dans le cas du régime permanent les températures ne changent pas au cours du temps. L'expression de l'équation de la chaleur définie par la relation (I-12), devient l'équation (I-16). Suivant la dimension retenue pour la résolution, l'expression obtenue définit une résistance unidimensionnelle, bidimensionnelle ou tridimensionnelle. Nous appliquons donc cette équation à chaque bloc de solide du système en tenant compte de leur conductivité thermique et des conditions aux limites qui leur sont applicables.

$$-\lambda \cdot \Delta T(x, y, z) = \sigma \quad (I-16)$$

### I/2.2.1. La résistance de conduction 1D

Le terme dû à la conduction se localise dans la matière, dans les équipements. Dans le cas d'un composant à semiconducteur, ce terme concerne plus particulièrement les différentes couches que comprend l'empilage du composant. Les différentes couches ne contiennent pas de puits de chaleurs. Dans ce cas nous pouvons résoudre l'équation (I-16) pour obtenir le profil thermique de l'empilage. Cependant, suivant les caractéristiques de l'interface entre les couches, il faut appliquer les conditions de passage d'une couche à l'autre :

- conservation du flux
- continuité de la température

Cette résistance thermique peut se calculer, dans le cas de composants d'électronique de puissance, en tenant compte ou non de l'effet d'épanouissement du flux. Sans prendre en compte l'épanouissement du flux nous obtenons une expression de la résistance thermique de conduction par couche qui est donnée par l'équation (I-17) ci-dessous.

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda \cdot S} \quad (I-17)$$

### I/2.2.2. L'effet d'épanouissement

Suivant les conditions aux limites retenues pour la couche étudiée, l'effet d'épanouissement est plus ou moins important. Dans le cas où celui-ci est significatif, sa prise en compte est nécessaire et une résolution tridimensionnelle est essentielle. Dans le cas de l'approche 1D, le flux se déplace selon une seule direction alors que le cas 3D, décrit par la figure I-12, prend en compte l'effet dû à l'épanouissement du flux de chaleur. La formulation 1D donne un aperçu plus simpliste de la modélisation thermique des dispositifs. Néanmoins celle-ci peut être utilisée pour faire une modélisation dite 3D approchée dans le cas d'une structure à empilage mono couche ou multicouche. Cette modélisation est utilisée par les électroniciens lors des pré dimensionnements thermiques des composants semiconducteurs. Prenons par exemple une structure mono couche, composée d'une puce et d'un diffuseur comme le montre le schéma de la figure I-12. Dans cette modélisation nous prenons en compte l'hypothèse d'un cône épanouissement du flux thermique selon la direction de propagation thermique.

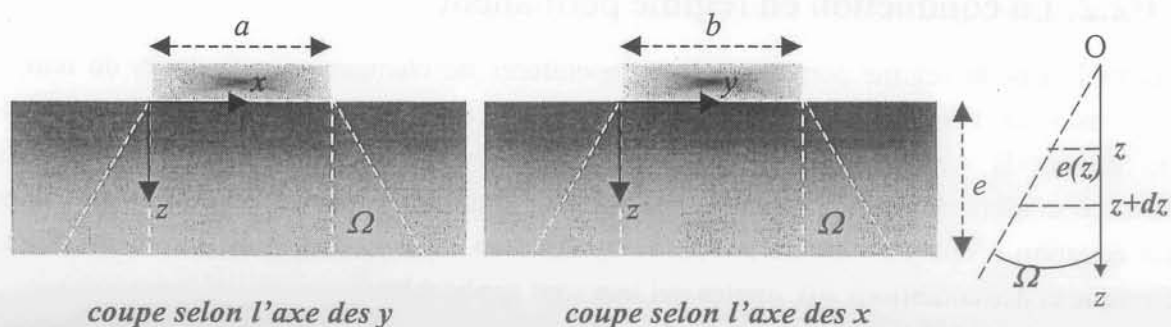


Figure I-12. Epanouissement du flux de chaleur dans une couche

Ce qui revient à introduire un facteur  $\Omega$  d'épanouissement qui n'est autre que l'angle au sommet du cône. En notant  $a$  et  $b$  les dimensions de la puce,  $e$  l'épaisseur du diffuseur et  $\lambda$  la conductivité thermique du diffuseur, nous exprimons la résistance thermique élémentaire

d'une tranche de diffuseur en utilisant l'équation (I-17). Nous avons alors l'équation (I-18) ci-dessous.

$$dR_{th} = \frac{dz}{\lambda \cdot (a + 2 \cdot z \cdot \tan(\Omega)) \cdot (b + 2 \cdot z \cdot \tan(\Omega))} \quad (I-18)$$

A la côte  $z$ , l'aire dépend de la côte et de l'angle d'épanouissement. En intégrant cette expression pour une évolution de la côte  $z$  entre 0 et l'épaisseur  $e$  du diffuseur, nous obtenons, selon la relation (I-19), deux types d'expressions de la résistance thermique de conduction pour une section rectangulaire ou carrée de la puce de silicium.

$$\left. \begin{aligned} R_{th} &= \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot (b-a) \cdot \tan(\Omega)} \cdot \ln\left(\frac{b \cdot a + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega)}{a \cdot b + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega)}\right) && \text{pour } a \neq b \\ R_{th} &= \frac{e}{\lambda \cdot a \cdot (a + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega))} && \text{pour } a = b \end{aligned} \right\} \quad (I-19)$$

Pour donner un aperçu de la précision de cette approximation nous avons étudié un modèle avec un logiciel de simulation de type éléments finis, puis nous avons comparé les différentes résistances thermiques 1D, 3D approchée et 3D. Un angle d'épanouissement de 50 degré est pris en compte pour l'analyse 3D approchée. Le diagramme de la Figure I-13 décrit l'évolution des résistances thermiques de conduction vis-à-vis des modèles en fonction du coefficient de convection appliqué sous le diffuseur. L'exploitation de ces graphes montre que l'erreur faite sur l'estimation théorique de la résistance thermique de conduction varie de 58 % à 11 % dans le cas d'une estimation 3D approchée, alors que celle-ci varie de 89 % à 72 % pour une approche purement 1D. Nous remarquons aussi que l'erreur rencontrée est directement dépendante du coefficient de convection  $h$ , donc du mode de refroidissement : l'approche 1D suffit pour le cas de forts coefficients de convection, l'approche théorique 3D doit être utilisée pour de faibles coefficients de convection.

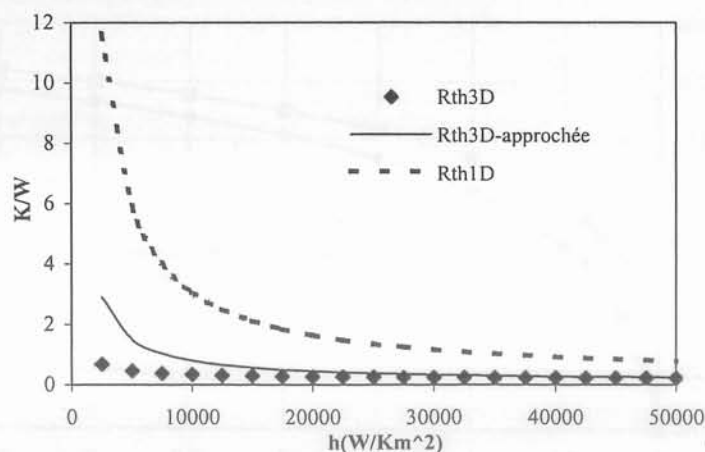


Figure I-13 Résistances thermiques de conduction 1D, 3D approchée et 3D

Cependant, nous pouvons relativement estimer la résistance thermique de conduction 3D avec l'approche 1D à laquelle nous associons un coefficient d'épanouissement  $Dz$  ; qui n'est autre que l'erreur relative (équation (I-20)) entre la résistance de conduction 1D et la résistance de conduction 3D.

$$D_z = \frac{R_{thz} - R_{th3D}}{R_{thz}} \quad (I-20)$$

Le niveau de ce coefficient permet de dire que l'approche 1D donne une moins bonne approximation de la résistance de conduction en la surestimant; ce qui pourrait sérieusement pénaliser le dimensionnement électrique, par la réduction des paramètres électriques. S. Raël [RAE-92] a montré que l'effet d'épanouissement est une grandeur qu'il faut considérer avec une certaine précaution, car celle-ci dépend des caractéristiques de l'assemblage et du refroidisseur. Dans notre approche de résolution volumes finis (Flotherm3.2), nous avons comparé le coefficient d'épanouissement avec celui obtenu par l'approche des éléments finis (Flux 2D). La structure utilisée comme exemple est définie par le schéma de la Figure I-14.

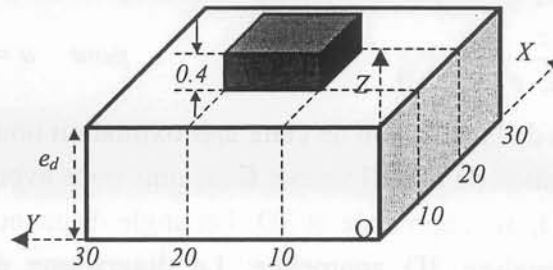


Figure I-14. Structure d'une source volumique sur un diffuseur

La répartition volumique de la puissance dans la source est supposée uniforme. La conductivité thermique du diffuseur est  $\lambda_d = 100 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ . Les conditions aux limites retenues sur les faces latérales du diffuseur sont adiabatiques. Sur la face inférieure une température ambiante  $T_a = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  et un coefficient de transfert équivalent de  $2.10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  sont appliqués, ce qui correspond à une condition aux limites de type Fourier. Le flux de chaleur total injecté par la source de puissance est de  $100 \text{ W}$ . Le diagramme de la Figure I-15 montre une bonne concordance des deux modélisations numériques pour le coefficient d'épanouissement.

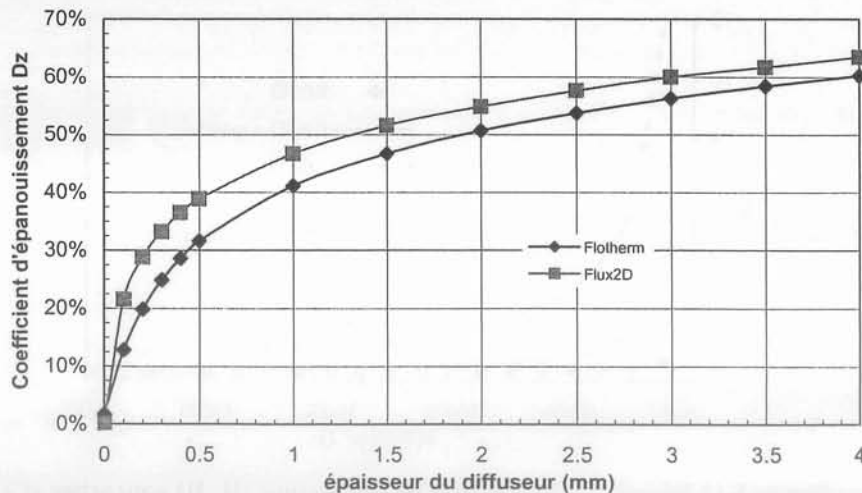


Figure I-15. Taux d'épanouissement selon l'épaisseur du diffuseur avec  $h = 2.10^4 \text{ WK}^{-1}\text{m}^{-2}$

Nous constatons aussi que le coefficient d'épanouissement augmente avec l'épaisseur du diffuseur. Le diagramme de la Figure I-16 donne l'évolution de la résistance thermique pour différentes valeurs de l'épaisseur du diffuseur. D'après l'allure des deux courbes nous pouvons, d'une part affirmer l'accord des deux modélisations, et d'autres parts justifier

l'existence d'une résistance thermique de conduction minimale et donc d'une épaisseur optimale pour un coefficient de transfert convectif donné. Cependant une relative erreur de 10 % existe entre les résistances de conduction issues des deux modélisations.

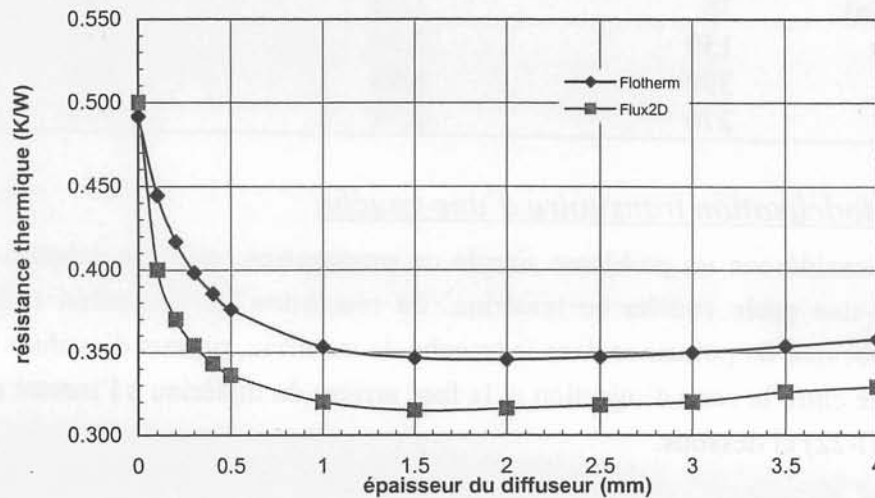


Figure I-16. Résistance thermique selon l'épaisseur du diffuseur avec  $h=2.10^4 \text{ WK}^{-1}\text{m}^{-2}$

### I/2.3. La conduction en régime variable

Le flux de chaleur est dissipé par le silicium ; il faut estimer le temps que celui-ci prend pour arriver au refroidisseur. Cette durée, appelée temps de transition, peut jouer un rôle essentiel lors du diagnostic d'un équipement dont on s'inquiète du bon fonctionnement. Cette durée peut s'exprimer en temps de transit pour chaque couche d'empilage. Pour cela, nous pouvons nous focaliser sur l'évolution instantanée de la température de jonction, de sa pente de croissance, de son pic et de la durée des pics. Pour l'étude en régime variable, nous ferons l'hypothèse que l'effet d'épanouissement du flux de chaleur est limité. Dans ce cas, le flux de chaleur évolue dans une seule direction, que nous désignons par  $z$ . Cette étude qui concerne en général l'empilage du composant, se fait sans source de chaleur. L'équation de Fourier n'a plus de second membre et devient l'équation homogène de la relation (I-21).

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T^2(z,t)}{\partial z^2} + \rho \cdot Cp \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial t} = 0 \quad (I-21)$$

Dans ce travail, nous ne nous attarderons pas à la résolution analytique des problèmes liés à la conduction thermique, mais à la simulation par de simples représentations analogiques et à des validations expérimentales. L'étude du régime transitoire demande que nous connaissions, en plus de la conductivité thermique, la chaleur spécifique massique  $C_p$  et de la densité volumique  $\rho$  des différents matériaux utilisés. Ces grandeurs sont souvent délicates à trouver, en particulier pour les alliages, et ne sont définies que dans de rares publications [GUV-99], [SCH-92]. Le Tableau I-6 résume les valeurs numériques des propriétés thermophysiques des différents matériaux pouvant constituer l'empilage d'un semiconducteur de puissance. Ces données sont considérées à la température de 100 °C.



Tableau I-6. Propriétés thermophysiques des couches constituant un empilage standard.

	$\lambda(W.K^{-1}.m^{-1})$	$\rho(kg.dm^{-3})$	$C_p(J.kg^{-1}.K^{-1})$
Si	150	2,33	703
brasure (Pb/Sn)	36	11,2	737
Isolant (AlN)	150	3,26	770
Cu	390	8,93	385
Al	270	2,71	913

I/2.3.1. *Modélisation transitoire d'une couche*

Ici nous considérons un problème simple de propagation, avec un échelon de puissance appliqué sur une seule couche de matériau. La résolution de l'équation (I-21), pour une injection surfacique de puissance dans la tranche de matériau, permet d'évaluer l'élévation de la température entre la zone d'injection et la face arrière du matériau à l'instant t donné, grâce à l'équation (I-22) ci dessous.

$$\Delta\theta(t) = \phi \cdot \left( \frac{4 \cdot t}{\pi \cdot \lambda \cdot \rho \cdot C_p} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{I-22}$$

Le diagramme de la Figure I-17 montre que cette élévation de température suit une loi exponentielle. Ce qui nous conduit naturellement à en déterminer une explication qualitative de type temps de réponse. Nous nous intéressons à la distance L pour laquelle, l'élévation de la température est divisée par le facteur  $\pi$ . En admettant que cette distance n'est autre que l'épaisseur e de la couche de matériau étudié [ARN-92], nous introduisons alors un temps de transit pour le passage du flux de chaleur dans la tranche de matériau considérée.

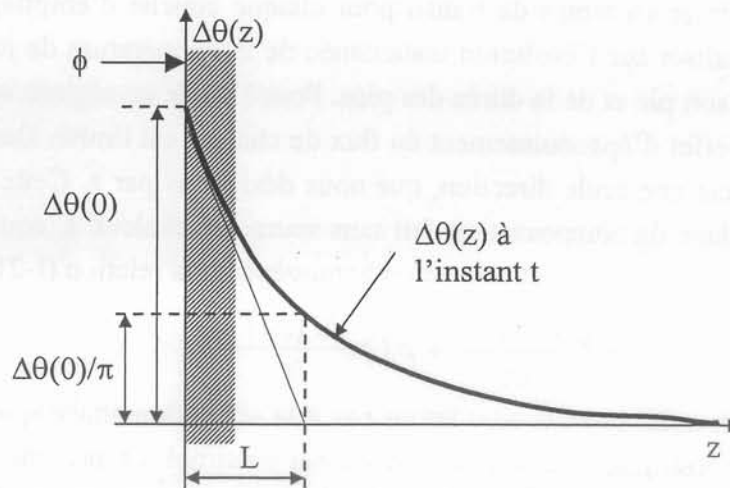


Figure I-17. Réponse thermique à un échelon de flux appliqué à la surface d'un matériau semi-fini

Il apparaît alors que le flux injecté met un temps  $\tau_{th}$  pour atteindre la face arrière du matériau. Ce temps, appelé temps de transit thermique, caractérise le comportement transitoire de la couche. En effet, pour des instants inférieurs au temps de transit, le régime transitoire est pris en compte. Dans le cas contraire, c'est le régime permanent qui est privilégié. Lors du passage entre le régime transitoire et le régime permanent, l'égalité des élévations de température permet d'obtenir le temps de transit dans l'équation (I-23).

$$\tau_{th} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\rho \cdot Cp \cdot e^2}{\lambda} \cong Rth \cdot Cth \quad \text{avec} \quad \begin{cases} Rth = \frac{e}{\lambda \cdot S} \\ Cth = \rho \cdot e \cdot S \cdot Cp \end{cases} \quad (I-23)$$

Comme en électricité, nous pouvons donc modéliser la couche simple de matériau par sa résistance thermique  $Rth$  et sa capacité thermique  $Cth$ . Le  $Cth$  prend en compte la masse de la couche et le temps de transit  $\tau_{th}$ , grandeur caractéristique du régime transitoire. Dans ce cas, nous obtenons une représentation de la couche considérée sous forme d'un quadripôle selon la Figure I-18.

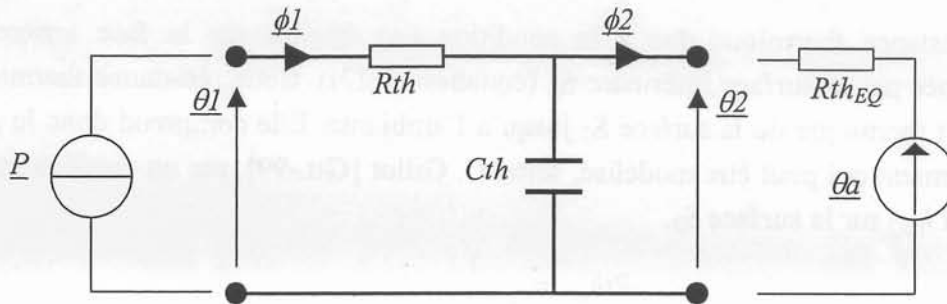


Figure I-18. Représentation en quadripôle d'une couche en régime transitoire

En écrivant les équations à partir de l'analogie établie dans le Tableau I-5, nous pouvons exprimer le vecteur de sortie, composé par la tension et le courant de sortie en fonction du vecteur d'entrée, formé par la tension et le courant d'entrée. Dans l'équation (I-24), nous choisissons une matrice de type hybride  $H(p)$  pour le passage du vecteur d'entrée au vecteur de sortie. Les quantités  $\theta 1$  et  $\theta 2$  représentent les températures de part et d'autre du solide, alors que les quantités  $\phi 1$  et  $\phi 2$  représentent les flux de chaleur. Nous verrons par la suite que cette représentation de la couche en quadripôle va rendre la modélisation d'un semiconducteur plus aisée.

$$\begin{pmatrix} \theta 2 \\ \phi 2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -Rth \\ -p \cdot Cth & 1 + p \cdot \tau_{th} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta 1 \\ \phi 1 \end{pmatrix} \quad (I-24)$$

Une condition aux limites de type Fourier ( $h_{EG}, \theta a$ ) est imposée sur la face inférieure de la couche de matériau modélisée en quadripôle. Une injection de flux de chaleur  $P$  est imposée sur la face supérieure de la couche. Le problème est alors ramené à un cas concret de transfert thermique en régime transitoire auquel nous associons la notion d'épanouissement  $\Omega$  définie précédemment.

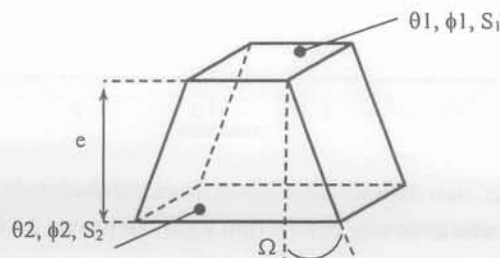


Figure I-19. Epanouissement du flux de chaleur dans une couche de matériau

Le schéma de la Figure I-19 montre la partie active de la couche, dans laquelle le transfert du flux de chaleur a lieu. La Surface inférieure  $S_2$  de la tranche active est exprimée à partir de la

surface supérieure  $S_1$ , de l'angle d'épanouissement  $\Omega$  et de l'épaisseur  $e$  de la couche (équation (I-25)). Ce qui nous permet alors d'exprimer la résistance de conduction et la capacité thermique (équation (I-26)).

$$S_2 = \left( \sqrt{S_1} + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega) \right)^2 \quad (I-25)$$

$$\left. \begin{aligned} R_{th} &= \frac{e}{\lambda \cdot \sqrt{S_1 \cdot S_2}} \\ C_{th} &= \frac{\rho \cdot C_p \cdot e}{3} \left( S_1 + \sqrt{S_1 \cdot S_2} + S_2 \right) \end{aligned} \right\} \quad (I-26)$$

La résistance thermique due à la condition aux limites sur la face arrière est aussi conditionnée par la surface inférieure  $S_2$  (équation (I-27)). Cette résistance thermique définit le transfert thermique de la surface  $S_2$  jusqu'à l'ambiante. Elle comprend donc le système de refroidissement qui peut être modélisé, selon C. Gillot [GIL-99], par un coefficient d'échange équivalent  $h_{EQ}$  sur la surface  $S_2$ .

$$R_{th_{EQ}} = \frac{1}{h_{EQ} \cdot S_2} \quad (I-27)$$

Ce paramètre d'échange est une fonction de la géométrie du système de refroidissement (ailettes et canaux) et du coefficient d'échange convectif sur les ailettes. Cette méthode permet ainsi de modéliser un système de refroidissement dans le cas d'une étude 1D du transfert de la chaleur.

La résolution du problème est alors équivalente à celle d'un circuit électrique pourvu de résistances et de capacités. La température de jonction est ainsi obtenue après la résolution des équations électriques. Le tracé des températures de jonction obtenues, d'une part, par la résolution des équations électriques, et d'autre part, par la simulation est présenté par le diagramme de la Figure I-20.

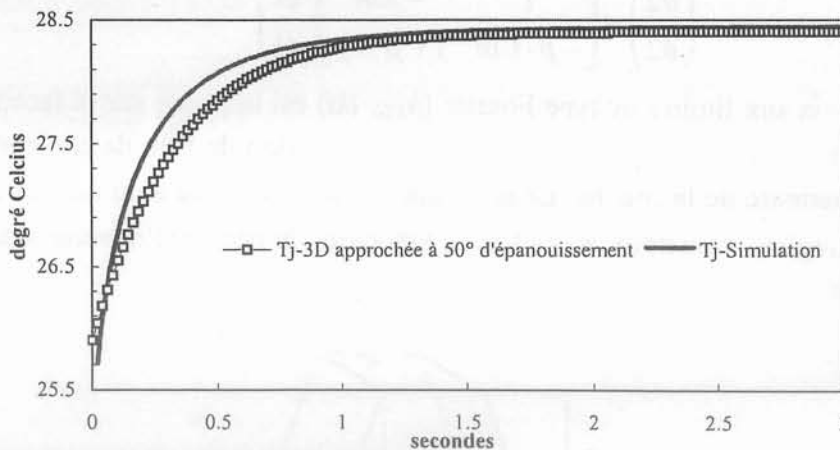


Figure I-20. Réponse à un échelon de puissance selon deux méthodes de résolution pour une structure monocouche avec une convection équivalente de  $2.10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

Le diagramme précédent permet de montrer la qualité de la méthode analogique pour le régime transitoire auquel nous pouvons associer la notion d'épanouissement. Nous pouvons donc utiliser cette méthode pour les structures multicouches. La méthode analogique nous permet aussi d'estimer l'impédance thermique de la couche en fonction du temps, et de

discuter de l'impact de la constante de temps du système sur la nature du régime. En effet, nous avons exprimé l'impédance thermique de l'exemple étudié sur le diagramme de la Figure I-21. L'évolution de cette grandeur montre que si la constante de temps du système est inférieure à 1,5 il faut alors considérer le régime transitoire. Dans le cas contraire c'est le régime permanent qui doit être considéré.

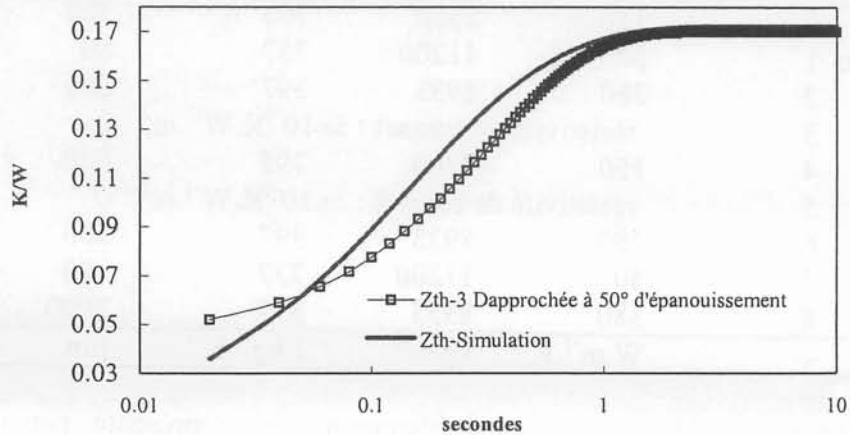


Figure I-21. Impédances thermiques selon deux méthodes de résolution pour une structure monocouche avec une convection équivalente de  $2.10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

### I/2.3.2. Modélisation transitoire d'un empilage complet

Le comportement d'une structure monocouche ayant été mis en équation, nous pouvons à présent utiliser cette modélisation pour une structure multicouche. La modélisation en quadripôles que nous utilisons, prend en compte l'effet d'épanouissement  $\Omega$  dans les couches en considérant que la puce de silicium a une section carrée, ce qui est le cas pour les IGBT qui nous intéressent. Nous considérons une seule couche d'épaisseur  $e$  dont la section supérieure est  $S_1$  et la section inférieure  $S_2$  ( Figure I-19) obtenue grâce à l'équation (I-25). Nous exprimons soigneusement la matrice hybride équivalente des différentes couches à partir du silicium jusqu'à la semelle du composant. La matrice hybride de l'empilage est alors obtenue via l'équation (I-28), par le produit des matrices hybrides relatives aux différentes couches.

$$M(p) = \prod_e M_e(p) \quad (I-28)$$

Il faut cependant noter que l'empilage du composant comprend deux interfaces de liaison de part et d'autre de l'isolation électrique représentée par l'AlN. Ces interfaces ou accrochages sont définies par une résistivité de contact ( $5.10^{-6} \text{ K.W}^{-1}.\text{m}^2$ ). Chaque accrochage est modélisé par une matrice hybride, identique à la matrice d'une simple couche. Cependant, la capacité thermique et le temps de transit sont nuls à cause de l'épaisseur nulle de l'accrochage. La résistance thermique est déterminée à partir de la surface de contact et de la résistivité de contact. La prise en compte du paramètre d'épanouissement implique une différence de surface de part et d'autre de l'isolation, ce qui entraîne une différence sur les résistances thermiques des accrochages bien que celles-ci aient la même résistivité de contact.

Cette modélisation détermine à la fois la résistance thermique de l'empilage, sa capacité thermique et son temps de transit. Pour estimer ces paramètres, il est impératif de collecter les

propriétés thermophysiques des différents matériaux constituant un module de puissance de calibre 600 V- 400 A. Les valeurs numériques sont présentées par le Tableau I-7.

Tableau I-7. Caractéristiques thermophysiques d'un empilage de composant calibre 600 V- 400 A

couches	position	$\lambda$	$\rho$	Cp	e	symbole
Puce IGBT	0	150	2330	703	350	Si
Brasure chaude	1	30	11200	737	80	Pb/Sn
Cuivre chaud	2	380	8933	397	300	Cu
Accrochage	3	résistivité de contact : $5 \times 10^{-6} \text{K.W}^{-1} \cdot \text{m}^2$			0	-
Isolant	4	150	3260	795	630	AlN
Accrochage	5	résistivité de contact : $5 \times 10^{-6} \text{K.W}^{-1} \cdot \text{m}^2$			0	-
Cuivre froid	6	380	8933	397	300	Cu
Brasure froide	7	50	11200	737	100	Pb/Sn
Semelle	8	380	8933	397	3000	Cu
unités	-	$\text{W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kg.m}^{-3}$	$\text{J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\mu\text{m}$	-

L'accrochage cuivre/AlN, évoqué précédemment, est représenté par une résistivité thermique de contact, obtenue par le rapport entre la conductance thermique et la surface de l'interface. Le nitrure d'aluminium a un rôle d'isolant électrique. Son épaisseur est choisie par les constructeurs en fonction de la tenue en tension du composant de puissance. Les équations (I-25) à (I-27) permettent d'évaluer les paramètres caractéristiques nécessaires à l'établissement des matrices hybrides. Le Tableau I-8 ci-dessous donne les valeurs de la résistance thermique, de la capacité thermique et du temps de transit pour chaque couche de matériau de l'empilage, avec un angle d'épanouissement  $\Omega$  de  $50^\circ$ .

Tableau I-8. Caractéristiques transitoires de l'empilage d'un module IGBT 600V- 400A

couches	position	Rth(K/W)	Cth(J/K)	$\tau_{th}(\text{ms})$	symbole
Puce IGBT	0	0,023	0,057	1,338	Si
Brasure chaude	1	0,026	0,067	1,761	Pb/Sn
Cuivre chaud	2	0,007	0,113	0,815	Cu
Accrochage	3	0,043	0	0	-
Isolant	4	0,032	0,205	6,669	AlN
Accrochage	5	0,035	0	0	-
Cuivre froid	6	0,005	0,157	0,815	Cu
Brasure froide	7	0,012	0,134	1,651	Pb/Sn
Semelle	8	0,033	2,612	85,480	Cu

A partir de ces données nous avons le choix au niveau de la méthode de résolution pour évaluer les différentes températures de l'empilage. Soit nous utilisons un logiciel de simulation des circuits électriques (par exemple PSPICE, CIRCUIT), soit nous pouvons utiliser un logiciel de programmation (MATLAB, MATHCAD) en choisissant un pas de temps convenable, et en discrétisant les variables. Dans le cas de l'utilisation de la matrice hybride de l'empilage, la difficulté réside dans l'inversion de la matrice et la recherche de la transformée inverse des différents éléments de la matrice.

Nous avons évalué la température de la puce de silicium lorsque celle-ci dissipe un échelon de puissance. Deux méthodes de résolution ont été utilisées, le diagramme de la Figure I-22 donne l'évolution de cette température en fonction du temps. Le calcul de la température par la méthode 3D approchée donne un résultat proche de la simulation.

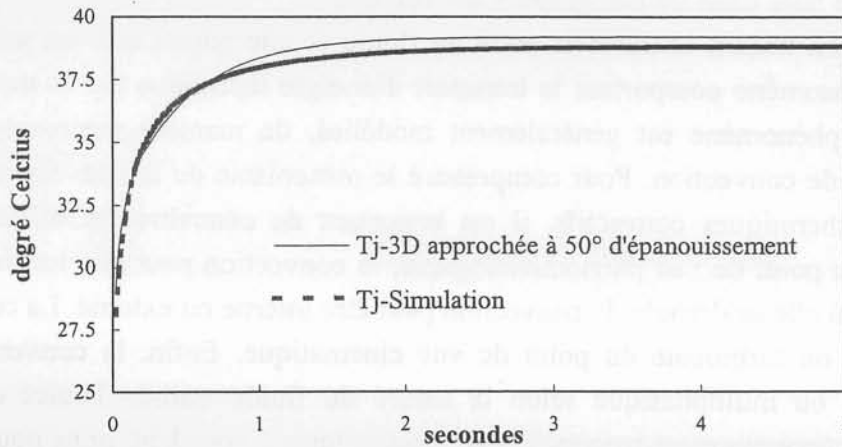


Figure I-22 Réponse à un échelon de puissance selon deux méthodes de résolution pour une structure multicouche avec une convection équivalente de  $2.10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

L'impédance thermique de l'empilage complet (Figure I-23) permet de considérer ensuite la nature du régime à considérer. De plus, il faut noter que cette impédance thermique permet de quantifier la constante de temps globale du système et la résistance thermique à considérer.

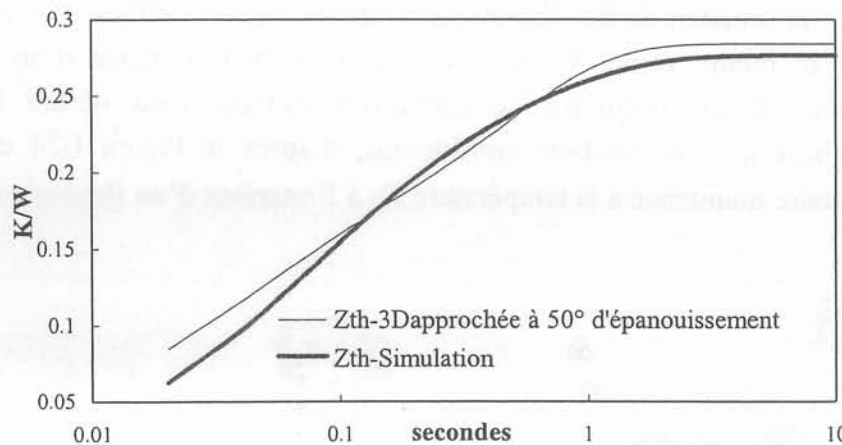


Figure I-23. Impédances thermiques obtenues selon deux méthodes de résolution pour une structure multicouche avec une convection équivalente de  $2.10^4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

La modélisation 1D, avec la prise en compte d'un effet d'épanouissement, ou modélisation 3D approchée permet d'avoir des résultats raisonnables en régime transitoire, avec une erreur relative inférieure à 5 %, voire même proche de 2% (Figure I-22 et Figure I-23). Cette modélisation peut donc être utilisée, à défaut de résultats expérimentaux, pour renforcer la validité résultats obtenus en simulation. Ceci doit être fait avec un certain recul par rapport à l'erreur commise.

## I/2.4. La convection thermique

Dans les travaux précédents, nous avons évoqué cette notion en utilisant le coefficient d'échange et le coefficient d'échange équivalent sans toutefois en donner les définitions. Ce que nous allons faire dans les paragraphes qui suivent.

La convection traduit le transfert entre un fluide et une paroi ; elle est aussi considérée comme un phénomène comportant le transport d'énergie thermique par le mouvement et la diffusion. Ce phénomène est généralement modélisé, de manière macroscopique, par un coefficient dit de convection. Pour comprendre le mécanisme de la convection et quantifier les échanges thermiques convectifs, il est important de connaître les différents types de convection. Du point de vue phénoménologique, la convection peut être naturelle ou forcée. Selon le lieu où elle se déroule, la convection peut être interne ou externe. La convection peut être laminaire ou turbulente du point de vue cinématique. Enfin, la convection peut être monophasique ou multiphasique selon la nature du fluide utilisé. Toutes ces formes de convection sont couramment rencontrées en électronique. Cependant, nous nous limitons aux cas de convection forcée dans les milieux clos. Les changements de phase ne seront pas considérés.

### I/2.4.1. Le coefficient de convection

Plusieurs terminologies existent, concernant la quantification de la convection. En effet, qu'il s'agisse d'un transfert de flux thermique ou de masse, le coefficient de convection peut s'exprimer de la même façon. Cependant il faut noter l'existence d'un coefficient de convection local et un coefficient de convection moyen. Pour définir les différentes terminologies liées à la convection, considérons, d'après la Figure I-24 ci-dessous, une surface élémentaire maintenue à la température  $T_s$ , à l'interface d'un fluide de température  $T_\infty$  et d'un solide.

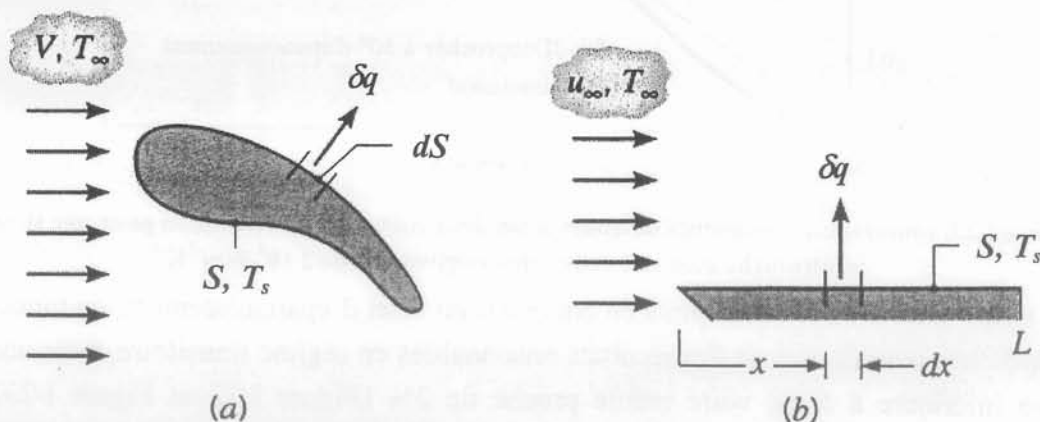


Figure I-24. Phénomène de convection sur une surface élémentaire

Un transfert de chaleur par convection a lieu si la température  $T_\infty$  du fluide loin de la surface est différente de la température de parois  $T_s$ . Le flux de chaleur élémentaire  $\delta q$  est alors exprimé selon l'équation (I-29). Dans cette équation  $h$  est le coefficient de convection local. Les conditions de l'écoulement varient le long de la surface où a lieu la convection. En effet, pour la même surface de convection avec un même gradient de température, différentes

valeurs de flux de chaleur peuvent être relevées selon les caractéristiques dynamiques et physiques du fluide [FED-00]. Ce qui veut donc dire que le coefficient de convection local  $h$  et  $\delta q$  peuvent changer selon les conditions de l'écoulement. Cela nous amène à définir un coefficient de convection moyen. Ce coefficient moyen est obtenu en calculant la moyenne du taux de transfert local sur toute la surface (équation (I-30)). Le flux total échangé par convection, en supposant un gradient de température constant, se calcule alors à partir du taux de transfert moyen précédemment défini (équation (I-31)). Dans ce cas, la notion de coefficient de convection moyen se définit par rapport au flux total de chaleur échangé par convection.

$$\delta q = h \cdot (T_s - T_\infty) \cdot dS \quad (I-29)$$

$$\bar{h} = \frac{1}{S} \cdot \int_S h \cdot dS \quad (I-30)$$

$$q = \bar{h} \cdot S \cdot (T_s - T_\infty) \quad (I-31)$$

Ainsi, le problème de convection consiste à déterminer le coefficient de transfert thermique. Sa détermination présente une grande complexité car l'échange convectif dépend de plusieurs paramètres :

- les propriétés du fluide ( $\rho_w, \mu_w, \lambda_w, C_{p_w}$ )
- la géométrie de l'écoulement
- la rugosité de la paroi solide/fluide
- le régime de l'écoulement

Cette multiple dépendance [TAI-89] est la conséquence du fait que le phénomène de transfert convectif est déterminé par les couches limites fluide  $\delta$  et thermique  $\delta_t$  qui se développent sur la surface du solide où a lieu le phénomène de convection.

#### I/2.4.2. Notions de couches limites

La couche limite fluide, d'après le schéma de la Figure I-25, représente la frontière à la paroi des points où la composante de la vitesse selon la direction du fluide  $u$ , est inférieure à la vitesse initiale du fluide  $u_\infty$

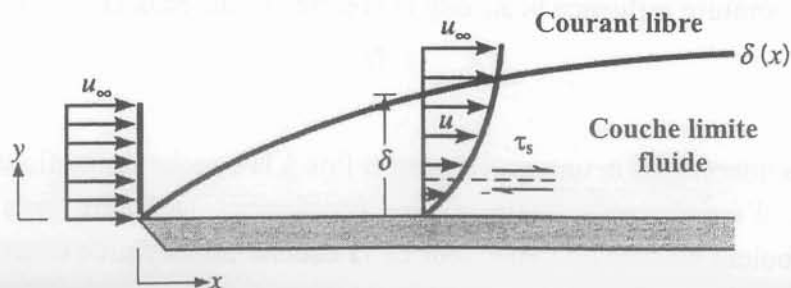


Figure I-25. Représentation de la couche limite fluide

Cette couche visqueuse retarde l'écoulement du fluide. Dans le cas d'un fluide newtonien où la viscosité dynamique  $\mu_w$  ne dépend ni de la vitesse, ni du temps mais que de l'état thermodynamique, ce phénomène donne lieu à une contrainte de cisaillement pariétal  $\tau_{cp}$  sur



les deux parties du fluide en déplacement. Il en résulte donc des frottements visqueux auxquels un coefficient de frottement local  $C_f$ , défini par la relation (I-32), est associé. C'est à partir de ce coefficient de frottement qu'il est possible d'estimer les chutes de pression dans les conduits du système de refroidissement.

$$\tau_{cp} = \mu_w \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=0} ; C_f = \frac{2 \cdot \tau_{cp}}{\rho_w \cdot (u_\infty)^2} \quad (I-32)$$

L'épaisseur  $\delta$  de la couche limite fluide est la distance à la paroi pour laquelle  $u$  est égale à  $0,99 u_\infty$ . Elle dépend donc de la position  $x$  de l'écoulement.

La couche limite thermique  $\delta_t$  est définie par analogie par rapport à la couche limite fluide  $\delta$ , d'après la Figure I-26.

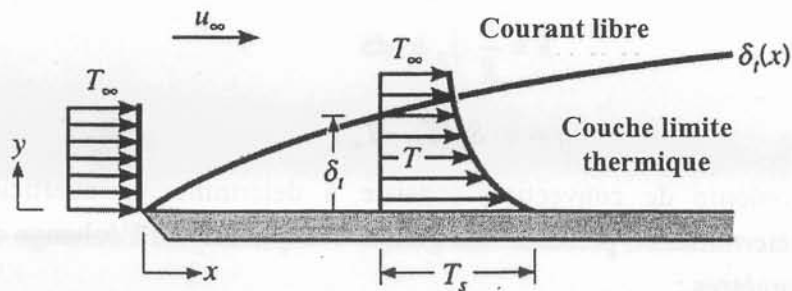


Figure I-26. Représentation de la couche limite thermique

En effet, par analogie avec la couche limite fluide, où la vitesse est nulle à la surface de contact, la température à la paroi  $T_s$  n'est pas nulle. Nous pouvons donc remplacer la vitesse  $u$  par le gradient de température  $T_s - T$ , et la vitesse  $u_\infty$  par le gradient  $T_s - T_\infty$ . L'épaisseur de la couche limite thermique est alors définie par la relation (I-33).

$$\delta_{th} \Leftrightarrow \frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} = 99\% \quad (I-33)$$

De plus, nous savons qu'à chaque point de la surface de la couche limite thermique la vitesse de l'écoulement est nulle, donc le transfert de chaleur s'effectue seulement par la conduction thermique. Un bilan d'énergie à la paroi permet d'établir via l'équation (I-34), une première expression du coefficient de convection en fonction du gradient de température et de la dérivée de la température dans la couche limite thermique. Nous constatons alors que le gradient de température influence beaucoup le coefficient de transfert local [POL-99].

$$h = \frac{-\lambda_w}{T_s - T_\infty} \cdot \left( \frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \quad (I-34)$$

Si nous nous intéressons maintenant de façon fine à la couche limite fluide, il apparaît deux ou trois types d'écoulements distincts : un écoulement laminaire près de la paroi, un écoulement turbulent au-delà de l'épaisseur de la couche limite fluide et un écoulement mixte entre les deux écoulements.

### I/2.4.3. *Écoulements laminaires et turbulents*

La considération du profil de vitesse selon la direction du fluide permet, non seulement la définition des différentes couches limites, mais aussi de qualifier le régime de l'écoulement.

Selon la répartition de la vitesse nous distinguons trois régimes d'écoulement : laminaire, mixte et turbulent. Dans un écoulement laminaire, le fluide a un mouvement ordonné et les particules de fluide s'écoulent le long des lignes de flux. L'écoulement s'effectue simultanément selon l'axe  $x$ , parallèlement à la surface et selon l'axe  $y$ , normalement à la surface. Il en résulte alors un profil de vitesse parabolique selon la Figure I-27.

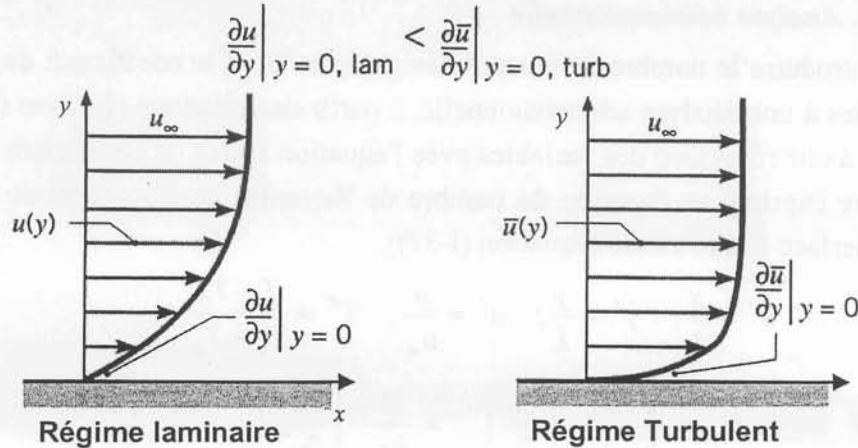


Figure I-27. Profils de vitesse en régime d'écoulement laminaire et turbulent

L'écoulement turbulent, au contraire de l'écoulement laminaire, a un mouvement fluide désordonné, accompagné de fluctuations de vitesses importantes. Une couche limite turbulente est constituée d'une zone turbulente, d'une zone de transition ou zone tampon et d'une sous-couche laminaire. Dans la zone turbulente, le transfert thermique par turbulence domine le transfert thermique par diffusion (transfert de chaleur par convection), alors que dans la zone laminaire c'est le transfert thermique par diffusion qui domine. Le profil de la vitesse, pour un écoulement turbulent, a une forme exponentielle (Figure I-27).

Quant à l'écoulement mixte, il représente la transition entre les deux types d'écoulements laminaire et turbulent. La détermination de cette transition se fait grâce un nombre sans dimension, le nombre de Reynolds donné par l'équation (I-35).

$$Re_{Dh} = \rho_w \cdot \frac{u_\infty \cdot Dh}{\mu_w} \quad (I-35)$$

Un ordre de grandeur raisonnable pour le nombre de Reynolds critique [TAI-89] dans le cas d'une convection forcée interne est :  $Re_{Dh} = 2300$ . Cependant, il faut noter la difficulté relative à la recherche de cette valeur critique dans la pratique. Nous noterons aussi que le cisaillement pariétal et le coefficient de la convection thermique à l'interface solide/fluide dépendent du régime d'écoulement.

En plus des caractéristiques laminaire et turbulente de l'écoulement, il y a aussi ses aspects hydrodynamique et thermique que nous ne détaillerons pas. Cependant, il faut savoir qu'un écoulement est dit développé lorsque le profil de vitesse ne change plus avec la position dans le conduit. Il est, dans ce cas, intéressant de déterminer la distance d'entrée, paramètre caractéristique de l'aspect hydrodynamique, qui dépend du nombre de Reynolds. Le nombre de Reynolds requis pour atteindre un régime pleinement développé entre deux plaques planes est  $Re_{Dh} \approx 10^4$  [POL-99]. Nous travaillerons donc avec des nombres de Reynolds supérieurs à

cette valeur critique, ce qui nous permet d'éviter cette considération. Nous allons à présent donner une interprétation quantitative de la convection.

#### I/2.4.4. Estimation du Nusselt et du coefficient de frottements

##### I/2.4.4.a. Analyse adimensionnelle

Avant d'introduire le nombre de Nusselt désigné par  $Nu$  et le coefficient de frottement  $C_f$ , nous procédons à une analyse adimensionnelle, à partir des relations (I-32) et (I-33). En effet en procédant à une réduction des variables avec l'équation (I-36), le coefficient de frottements local peut être exprimé en fonction du nombre de Reynolds et d'une dérivée partielle de la vitesse à l'interface fluide/solide (équation (I-37)).

$$x^* = \frac{x}{L}; \quad y^* = \frac{y}{L}; \quad u^* = \frac{u}{u_\infty}; \quad T^* = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} \quad (I-36)$$

$$C_f = \frac{2 \cdot \mu_w}{\rho_w \cdot u_\infty} \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} = \frac{2}{Re_L} \cdot \left( \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right)_{y^*=0} \quad (I-37)$$

Cette dérivée est généralement désignée par la fonction normalisée  $f_2(x^*, Re_L, \partial p^*/\partial x^*)$ , valable pour toute géométrie similaire. On en déduit alors le coefficient de frottements global de l'écoulement, ce qui donne une fonction ne dépendant que de deux paramètres : le nombre de Reynolds et la chute de pression [ECK-72].

La même analyse peut être faite pour le coefficient de transfert thermique, cela fait intervenir un nombre sans dimension, le Nusselt. L'analyse montre que ce Nusselt représente directement une dérivée partielle de la température à l'interface (équation (I-38)).

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda_w} = \left( \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right)_{y^*=0} \quad (I-38)$$

Comme pour le coefficient de frottements visqueux cette dérivée partielle peut être désignée par la fonction  $f_4(x^*, Re_L, Pr)$ , uniquement dépendante de la position dans le conduit, du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl. Cette fonction ne dépend que du Reynolds et du Prandtl pour le nombre de Nusselt moyen [ARP-84].

Les fonctions  $f_2$  et  $f_4$  sont en général spécifiées selon la nature de l'écoulement, de la géométrie et des conditions aux limites appliquées sur le domaine d'écoulement. La littérature en thermique et en hydraulique fournit une variété de corrélations concernant le nombre de Nusselt  $Nu$ , donc du coefficient d'échange convectif moyen  $h$ . Cependant, les informations qui permettent le choix de ces corrélations restent imprécises ou ne reflètent pas toujours la réalité. C'est pour cela que nous allons procéder à une démarche préalable, consistant à déterminer les valeurs du nombre de Nusselt, relativement au problème traité. Les variations de ce nombre de Nusselt se font avec les degrés de liberté du système échangeur. Ces valeurs sont ensuite comparées aux corrélations pour les canaux millimétriques, fournies par la littérature. Une structure de canaux de tailles millimétriques a été simulée grâce au logiciel Flotherm3.2. Le coefficient de convection et la chute de pression sont alors calculés à partir

des résultats de la simulation. Le nombre de Nusselt moyen  $Nu$  et le coefficient de frottement  $f$  de Darcy sont respectivement déduits des équations (I-39) et (I-40).

$$Nu = \frac{h \cdot Dh}{\lambda_w} \quad (I-39)$$

$$f = 4.C_f = \Delta p \cdot \left( \frac{L}{Dh} \cdot \rho_w \frac{u_\infty^2}{2} \right)^{-1} \quad (I-40)$$

#### I/2.4.4.b. Le régime turbulent

Allan Philip Colburn [COL-33] a montré qu'une relation existait entre le nombre de Nusselt et le coefficient de frottements. D'après Colburn, le nombre de Nusselt en régime d'écoulement turbulent est essentiellement dépendant du nombre de Reynolds  $Re$  et du nombre de Prandtl  $Pr$ . Une constante  $C$  permet d'effectuer une correction selon le changement de température du fluide. Quant au coefficient de frottement  $f$  de Darcy en régime turbulent, il est seulement dépendant du Reynolds.

Une large gamme de corrélations provenant de la littérature, avec une multitude de conditions de validités, est applicable pour les canaux de géométries rectangulaires. Notre choix s'est porté sur deux corrélations en régime turbulent. D'une part, les équations (I-41) et (I-42) ont été retenues par Knight et al [KNI-91] dans leur méthode d'optimisation d'échangeurs utilisant des canaux.

$$f = \gamma \cdot Re^{-n} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \gamma = 0,316 & \text{et } n = 4 & \text{pour } 2300 < Re \leq 20000 \\ \gamma = 0,184 & \text{et } n = 5 & \text{pour } 20000 < Re \leq 49820 \\ \gamma = 0,316 & \text{et } n = 4 & \text{pour } 49820 < Re \end{cases} \quad (I-41)$$

$$Nu = \frac{f}{8} \cdot Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{pour } 2300 < Re \quad (I-42)$$

Ces corrélations ne sont applicables que pour les régimes pleinement développés. De plus, Knight et al [KNI-91] ont remarqué que la loi de Blasius ( $\gamma = 0,316; n = 4$ ), communément appliquée en régime turbulent pour les conduits de section circulaire, est aussi valable pour le régime turbulent, dans le cas des canaux rectangulaires à faibles et très fortes valeurs de Reynolds. Pour des nombres de Reynolds intermédiaires il faut considérer une autre expression de la loi de Blasius ( $\gamma = 0,184, n = 5$ ).

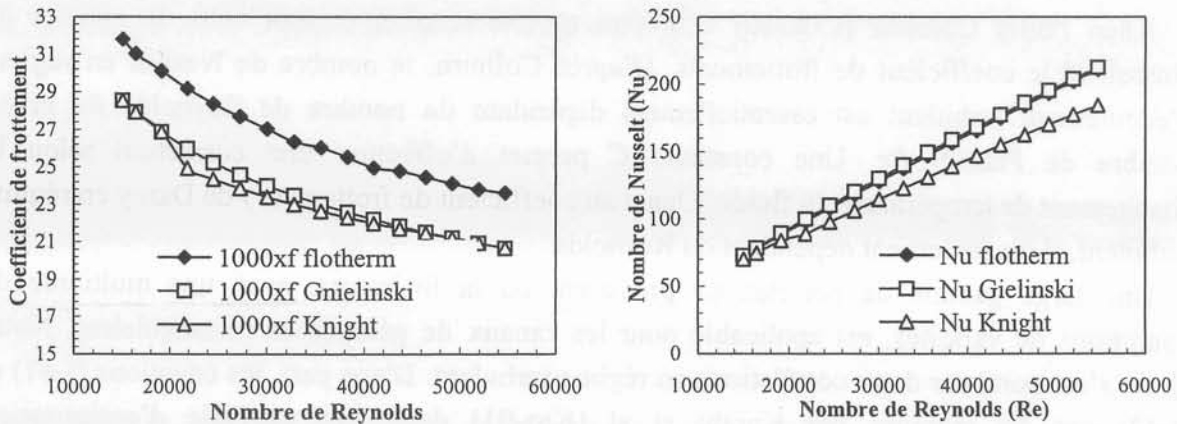
D'autre part, pour la taille de canaux retenue, Gnielinski [GNI-76] préconise la formule de Blasius pour le coefficient de frottement  $f$  (équation (I-45)). Pour le nombre de Nusselt, il propose sa formule (équation (I-46)) dans laquelle il recommande le coefficient de frottement de Blasius.

$$f = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (I-43)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{0,66} - 1)} \quad (I-44)$$

La corrélation de Gnielinski [GNI-76] est facile à l'emploi. De plus, elle n'évolue pas par morceaux, comparée à la formule de Knight et al [KNI-91].

Pour justifier le choix des corrélations, nous avons effectué une comparaison entre ces corrélations et les valeurs obtenues par la simulation avec Flotherm3.2. Les diagrammes de la Figure I-28 montrent que les écarts relatifs, pour les formules de Gnielinski, se situent autour de 2% pour le nombre de Nusselt, et de 11% pour le coefficient de frottements. Les valeurs de la corrélation choisie semblent donc bien appropriées en régime turbulent pour le nombre de Nusselt et pour le coefficient de frottements. Pour les formules de Knight, les écarts sont légèrement plus élevés, mais peuvent aussi être utilisés.



*coefficient de frottement*

*nombre de Nusselt*

Figure I-28. Comparaisons des corrélations en régime turbulent

#### I/2.4.4.c. Le régime laminaire

Une estimation du coefficient de frottements en régime laminaire est proposée par Bejan et al [BEJ-84]. D'après Bejan, le coefficient de frottements pour les canaux rectangulaires suit une loi similaire à celle des canaux cylindriques, selon la relation (I-45).

$$f = \frac{\gamma}{Re} \quad \text{avec} \quad \gamma = 18,8 + 78,57 \cdot \frac{1 + \xi^2}{(1 + \xi)^2} \quad (I-45)$$

Ce qui veut dire que le coefficient de frottements en régime laminaire dans les canaux rectangulaires ne dépend que du facteur de forme  $\xi$  de ceux-ci. Ce facteur est le rapports de la largeur et de la hauteur du canal. La corrélation  $\gamma$ , donnée par Bejan, a été étudiée et approuvée avec une erreur de 3% par Kays et al [KAY-80]. Ces derniers, à l'issue de leurs investigations, ont proposé des formulations de Nusselt pour un régime pleinement développé, utilisant le même paramètre que Bejan. Celle que nous retenons pour de futures applications, avec une condition de flux constant sur les parois est définie par la relation (I-46).

$$Nu = -1,047 + 9,326 \cdot \frac{1 + \xi^2}{(1 + \xi)^2} \quad (I-46)$$

Comme précédemment, nous justifions le choix des corrélations de Bejan et de Kays en effectuant une comparaison entre ces corrélations et les valeurs obtenues par la simulation

Flotherm3.2. Les diagrammes de la Figure I-29 montrent que le coefficient de frottements est estimé avec un écart relatif moyen de 40 %, et que le nombre de Nusselt est déterminé avec un écart relatif de 20 %.

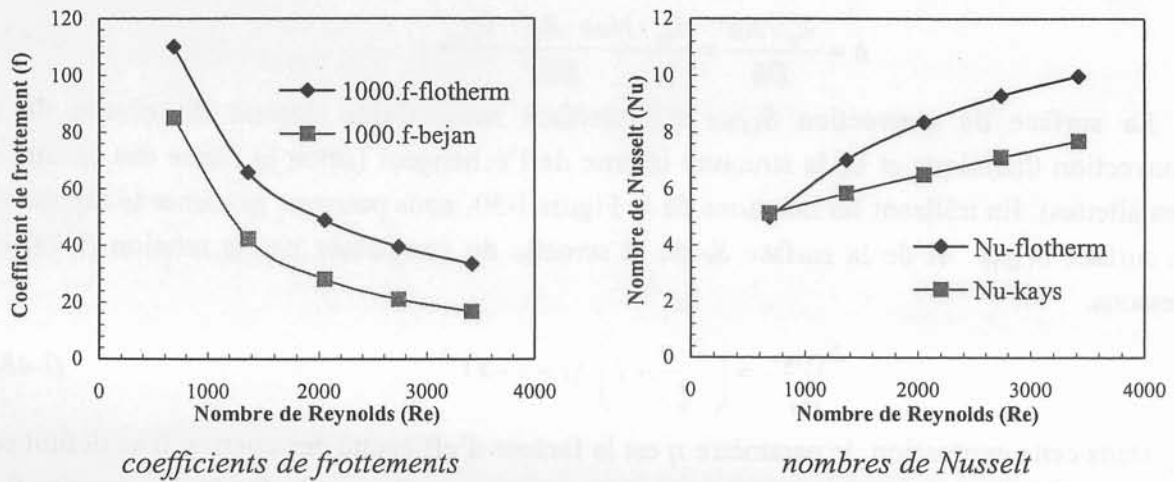


Figure I-29. Comparisons des corrélations en régime laminaire

#### I/2.4.5. Coefficient de transfert convectif pour un refroidisseur à canaux

L'étude précédemment faite sur la comparaison des corrélations permet de choisir le nombre de Nusselt, donc le coefficient de convection  $h$ . Dans le cas d'utilisation d'un outil de simulation comme Flotherm3.2, la relation (I-38) peut être utilisée pour déterminer le coefficient de convection. En pratique, nous pouvons nous limiter à l'estimation du coefficient global de convection à partir de corrélations préalablement choisies. Une étude [KAR-01] a été faite concernant le choix des corrélations pour les transferts convectifs forcés dans les refroidisseurs pourvus d'ailettes et de canaux rectangulaires. Le schéma de la Figure I-30 décrit une structure du refroidisseur étudié.

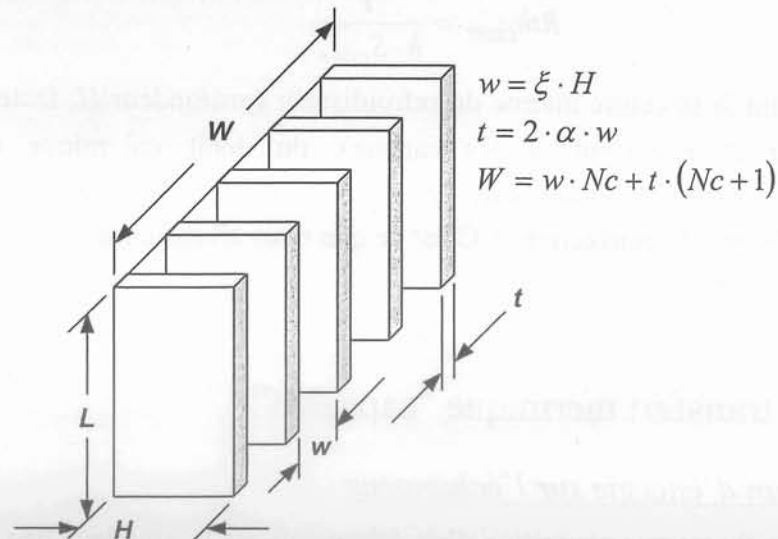


Figure I-30. Schéma du radiateur d'un échangeur à ailettes rectangulaires

Cette étude a permis d'établir, selon l'équation (I-47), l'expression du coefficient global de convection. Dans cette étude les constantes  $Nu_0$ ,  $r$  et  $n$  sont définis pour des ailettes dont la hauteur est de quelques millimètres (en accord avec l'hypothèse de Colburn).

$$h = \frac{\lambda_w \cdot Nu}{Dh} = \frac{\lambda_w \cdot Nu_0 \cdot Re^r \cdot Pr_w^n}{Dh} \quad (I-47)$$

La surface de convection  $S_{CONV}$  à l'interface solide/fluide dépend du niveau de la convection thermique et de la structure interne de l'échangeur (selon la forme des canaux et des ailettes). En utilisant les notations de la Figure I-30, nous pouvons exprimer le rapport de la surface  $S_{CONV}$  et de la surface  $S_d$  de la semelle du composant par la relation (I-49) ci-dessous.

$$\frac{S_{CONV}}{S_d} = \left( \frac{2 \cdot \eta}{\xi} + 1 \right) \cdot (1 + 2 \cdot \alpha)^{-1} \quad (I-48)$$

Dans cette expression, le paramètre  $\eta$  est le facteur d'efficacité des ailettes. Il se définit par le rapport entre deux flux de chaleur que l'ailette échangerait avec le fluide. Le premier flux est celui pour lequel l'ailette a une conductivité thermique  $\lambda_d$  finie, le second pour lequel la conductivité thermique de l'ailette est infinie. Ce facteur (équation (I-49)), dépend du coefficient de convection  $h$ , de la hauteur  $H$  des ailettes, du facteur de forme  $\xi$  des canaux (rapport largeur/hauteur de canal), du facteur d'espacement  $\alpha$  des canaux (demi-rapport de la largeur d'ailette et de la largeur de canal) et de la conductivité  $\lambda_d$  de la semelle du composant.

$$\eta = \tanh \left( \sqrt{\frac{h \cdot H}{\alpha \cdot \xi \cdot \lambda_d}} \right) \cdot \left( \sqrt{\frac{h \cdot H}{\alpha \cdot \xi \cdot \lambda_d}} \right)^{-1} \quad (I-49)$$

Avec ces définitions, nous pouvons finalement exprimer la résistance thermique de la convection thermique dans l'échangeur selon l'expression (I-50).

$$R_{th_{CONV}} = \frac{1}{h \cdot S_{CONV}} \quad (I-50)$$

En connaissant la structure interne du refroidisseur (profondeur  $H$ , facteur de forme  $\xi$  des canaux, facteur d'espacement  $\alpha$  des canaux), du débit volumique et des propriétés thermophysiques du fluide caloporteur, il est possible d'effectuer le raisonnement inverse pour estimer le coefficient de convection  $h$ . C'est ce que nous allons faire, dans le cas pratique pour estimer ce coefficient.

## I/2.5. Le transfert thermique "capacitif"

### I/2.5.1. Bilan d'énergie sur l'échangeur

La résistance thermique capacitive d'un échangeur est la grandeur liée à l'élévation de la température du fluide de refroidissement. Cette grandeur peut s'observer par l'établissement d'un bilan d'énergie défini par l'équation (I-51) sur l'échangeur.

$$P_{w,in} + P_{COMP} = P_{RAD} + P_{CONV} + P_{w,out} \quad (I-51)$$

Les notations utilisées dans le bilan d'énergie sont définies de la manière suivante :

- $P_{w,in}$  : puissance apportée par le fluide à l'entrée de l'échangeur
- $P_{COMP}$  : puissance échangée entre la semelle du module de puissance et l'échangeur
- $P_{RAD}$  : puissance échangée entre l'échangeur et l'extérieur par radiation
- $P_{CONV}$  : puissance échangée entre l'échangeur et l'extérieur par convection
- $P_{w,out}$  : puissance extraite par le fluide à la sortie de l'échangeur

En négligeant, les termes dus à la convection avec l'extérieur et les termes dus à la radiation avec l'extérieur, et en exprimant la différence de flux à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, nous obtenons la relation (I-52).

$$P_{COMP} = P_{w,out} - P_{w,in} = \rho_w \cdot C_{p_w} \cdot Q \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (I-52)$$

En utilisant l'analogie électrique, le rapport entre la différence de température et le flux échangé permet de définir la résistance thermique capacitive (relation (I-53)), relativement au flux de chaleur accumulé par le fluide de refroidissement.

$$R_{th_{CAP}} = \frac{T_{w,out} - T_{w,in}}{P_{COMP}} = \frac{1}{\rho_w \cdot C_{p_w} \cdot Q} \quad (I-53)$$

Nous constatons, grâce à la relation précédente, que cette résistance thermique ne dépend que des propriétés thermophysiques et du débit volumique du fluide. Si la température moyenne du fluide caloporteur est alors connue, ses propriétés thermophysiques sont considérées à cette température. La résistance thermique capacitive ne dépend alors que du débit volumique du fluide. Elle peut donc être réduite en augmentant le débit volumique. Mais cela a des inconvénients sur le coefficient de frottement, donc sur les pertes de pression dans l'échangeur à cause de l'analogie de Colburn.

### I/2.5.2. Compromis entre la résistance capacitive et la puissance hydraulique

La résolution de l'équation de la quantité de mouvement permet de prévoir la chute de pression dans un échangeur. Cette chute de pression s'explique essentiellement par la perte d'énergie sous deux formes essentielles. D'une part, il faut noter les pertes d'énergie sous forme de frottements visqueux du fluide sur les parois de canaux de l'échangeur. A cette perte, nous associons le coefficient de frottement visqueux  $f$  de Darcy. D'autre part, nous avons les pertes d'énergies sous forme de frottements singuliers (les changements de section, les coudes, les confluent etc...). A ces frottements, nous associons le coefficient  $\kappa$  des chutes de pression singulières. La chute de pression totale dans l'échangeur peut alors se résumer selon l'expression (I-54) ci-dessous.

$$\Delta P = \left( f \cdot \frac{L}{Dh} + \kappa \right) \cdot \rho_w \cdot \frac{V^2}{2} \quad (I-54)$$

Le coefficient de frottements visqueux  $f$  dépend de la géométrie des canaux, de la vitesse et des propriétés thermophysiques du fluide. Le coefficient de frottement singulier  $\kappa$  dépend de la forme des collecteurs et du fluide. Avec ces hypothèses, nous pouvons exprimer, selon la relation (I-55), la puissance hydraulique nécessaire pour imposer le débit volumique  $Q$  dans l'échangeur.



$$P_m = \Delta P \cdot Q = \frac{1}{2} \cdot \left( f \cdot \frac{L}{H} \cdot \frac{1+\xi}{2 \cdot \xi} + \kappa \right) \cdot \frac{1}{\xi^4 \cdot (1+2 \cdot \alpha)^2} \cdot \rho_w \cdot W^2 \cdot \left( \frac{Q}{H^2} \right)^3 \quad (I-55)$$

L'examen des relations (I-53) et (I-55) montre que la minimisation de la résistance capacitive se fait au détriment de la minimisation de la puissance hydraulique permettant d'imposer le débit volumique nécessaire  $Q$ . Ces deux procédures de minimisation doivent donc être menées avec un compromis entre les performances thermique et hydraulique. La résistance capacitive peut être choisie comme une fraction de la résistance thermique totale. Ce qui revient, à fixer le gradient de température du fluide via le diagramme de la Figure I-31. Dans notre étude, le gradient maximum est de 5 K, ce qui correspond à un taux maximum de 10 % par rapport au gradient de la jonction, donc un débit minimum de 2,5 l/mn.

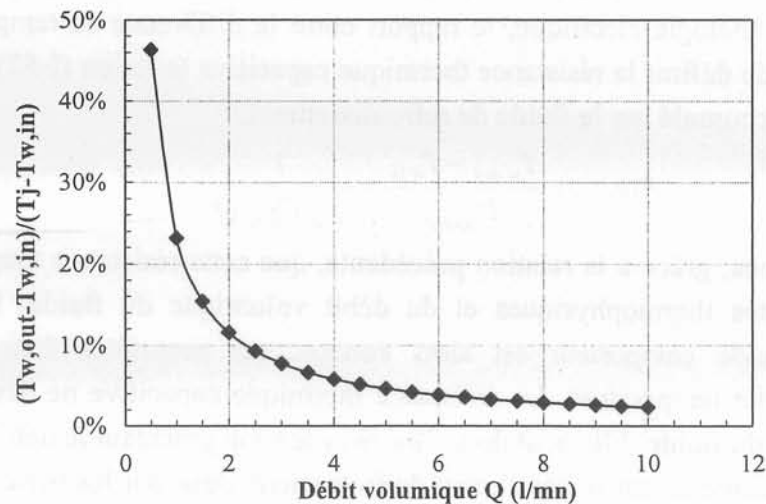


Figure I-31. Evolution du gradient de température du fluide en fonction du débit

Comme le montre le graphe de la Figure I-31, il est possible de réduire la résistance thermique  $R_{thRAD}$  du refroidisseur en augmentant le débit du fluide caloporteur. Pour une chute de pression déterminée, cette augmentation se traduit par une augmentation de la puissance motrice nécessaire à la circulation du fluide caloporteur. Cet effet est amplifié par le fait que la chute de pression augmente lorsque le débit du fluide augmente. Dans ce contexte, la recherche d'un compromis entre la réduction de la résistance thermique du refroidisseur et l'augmentation de la puissance motrice est essentielle pour obtenir in fine un équipement dont le coût de fonctionnement est réduit. Dans les équipements d'électronique embarquée cette démarche est importante quand nous regardons l'enchaînement des rendements de conversion que subit l'énergie.

### I/3. CONCLUSION

Un nombre croissant d'applications de l'électronique de puissance conduit à solliciter fortement les semiconducteurs. La contrainte thermique imposée aux équipements fonctionnant en atmosphère sévère, demande qu'une attention toute particulière soit portée sur le circuit thermique reliant la jonction des composants à la source de refroidissement.

Dans ce premier chapitre, nous avons introduit la méthodologie de dimensionnement thermique que nous utiliserons pour concevoir un ensemble convertisseur- refroidisseur adapté à une application de traction hybride.

A partir d'un cahier des charges fourni par le constructeur, un dimensionnement électrique du convertisseur nous a conduit à choisir les semiconducteurs les mieux adaptés à cette application.

Afin de conduire une analyse thermique globale de l'ensemble convertisseur- refroidisseur, plusieurs formalismes ont été adoptés pour faciliter la démarche et prendre en considération les spécificités de cette application.

Une modélisation thermique de l'ensemble bras d'onduleur- refroidisseur débouche sur deux axes de travail. L'un utilisant un refroidisseur de hautes performances thermiques, qui implique une optimisation. L'autre visant l'élimination de l'interface entre le module de puissance et le refroidisseur. Cela conduit à l'intégration du refroidisseur dans le composant semiconducteur ou au report direct des interrupteurs du module sur un refroidisseur adapté. Ce sont ces deux axes de travail que nous développerons dans les prochains chapitres.

## Bibliographie du chapitre I

- [ARN-92] J. Arnould, P. Merle, Dispositifs de l'électronique de puissance – Volume 1. Ed. Hermès.
- [ARP-84] Arpaci, V.S. and Larsen P.S., Convection Heat Transfer, Prentice Hall, NJ, 1984.
- [BEJ-84] Bejan, Adrian, Convective Heat Transfer, Wiley, New York, N.Y., pp75-82, 1984.
- [CIT-02] Centre Interprofessionnel Technique D'étude de la Pollution Atmosphérique. <http://www.citepa.org>
- [COL-33] Colburn, A.P : « A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data with Fluid Friction » *Trans. AIChE*, 29 : 174 (1933).
- [DOR-96] J.M. Dorkel, P. Tounsi, P. Leturcq, Three Dimensional Thermal Modeling Based on the Two-Port Network Theory for Hybrid or Monolithic Integrated Power Circuits. *IEEE Trans. on Comp., Pack. and Manufact. Tech.*, Vol 19, n 4, pp 501-507. December 1996.
- [ECK-72] Eckert, E.R.G. and Drake, R.M., Analysis of Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, 1972.
- [EUP-02] Technical Notes for EUPEC 600V-800A Power Module FS800R06KF1, <http://www.eupec.com>
- [FED-00] A.G. Fedorov, R. Viskanta, Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer in the Microchannel Heat Sink for Electronic Packaging. *Int. Journal of Heat and Mass Trans.* Vol.43, no.3 ; Feb.2000 ; p.399-415.
- [FOC-98] Henri Foch, François Forest, Thierry Meynard « Onduleurs de tension », *Techniques de l'ingénieur, traité Génie électrique*. Vol n°D 3 177. Novembre 1998.
- [FLO-98] FLOTHERM version 2, Cours de base version 2.1. FLOMERICS : <http://www.flomerics.com>
- [GIL-99] C. Gillot, D. Henry, C. Schaeffer, C. Massit, A New Packaging Technique for Power Multichip Modules, *IEEE Trans. on Industry Applications*, October 3-7 1999, pp 1765-1769. Phoenix Arizona.
- [GIL-00] C. Gillot, C. Schaeffer, A. Bricard, Integrated Micro Heat Sink for Power Multichip Module, *IEEE Trans. on Industry Applications*, vol. 36, N°. 1, January 2000, pp 217-221.
- [GNI-76] V. Gnielinski, *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipes and channels flows*. *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, 1976
- [GUV-99] I.Guven C.L.Chan E.Madenci - Transient Two-Dimensional Thermal Analysis of Electronic Packages by the Boundary Element Method, *IEEE Trans. on Packaging*, vol. 22, NO. 3, August 1999.
- [KAH-97] H. Kahlen, G. Maggetto, « Electric and Hybrid Vehicles », *European Conf. on Power Electron. And Appl.1997*, pp 1.030-1.054, Trondheim, Norway.
- [KAR-01] O. Karim, J.C. Crebier, Ch. Schaeffer, Heat Transfer Coefficient for Water Cooled Heatsink : Application for Standard Power Modules Cooling at High Temperature, *IEEE CD-Rom PESC 2001*, June 17<sup>th</sup>-22<sup>th</sup> 2001, Vancouver, Canada.
- [KAY-80] Kays, W.M., and Crawford, M.E., Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, New York, N.Y., pp75-82, 198.

- [MAC-01] M. Macchiaroli, N. Rinaldi, V. d'Alessandro, G. Breglio, P. Spirito – A New Electro-Thermal Simulation Tool for the Analysis of Bipolar Devices and Circuits. *7<sup>th</sup> THERMINIC Workshop*, pp 281-286. 24-27 Sept. 2001, Paris.
- [MEY-98] L. Meysenc, Etude de micro- échangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance. Thèse de Doctorat INPG soutenue le 16 février 1998.
- [PAT-80] S V Patankar "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing, 1980.
- [PER-96] Philippe J.P. Perruchoud "Pertes Dans les Convertisseurs de Puissance", *Electronique de Puissance du Futur*, pp 361-366, 1996, Grenoble.
- [POL-99] G. Polidori, M. Rebay, J. Padet, Retour sur les Résultats de la Théorie de la Convection Forcée Laminaire Etablie en Ecoulement de Couche Limite Externe 2D, *Int. J. Therm. Sci.* (1999) 38, 398-409 ©Elsevier, Paris.
- [RAE-92] S. Raël, Conception de micro- échangeurs dédiés au refroidissement des composants électroniques de puissance. Rapport post- doctoral, INPG-LEG, 1992.
- [RAE-00] M.Y. Ayad, I. Rasoanarivo, S. Raël, B. Davat, Association de Convertisseurs Multiniveaux et de Supercondensateurs dans une Alimentation Continue Réversible et Isolée. *EPF2000*, pp 233-238. Nov. 2000, Lille.
- [ROD-98] R. G. Rodrigues, D. E. Piccone, W. H. Tobin, L. W. Willinger, J. A. Barrow, T. A. Hansen, J. Zhao, L. Cao, 'Operation Of Power Semiconductors at their Thermal Limit', *IEEE-IAS'98 Proc.*, 1998, pp 942-953.
- [SCH-92] Ch. Schaeffer, « Analyse des Comportements Electrique et Thermique des Interrupteurs de Puissance IGBT à Technologie Hybride », *Thèse de Doctorat de l'INPG*, Grenoble, 1992.
- [SIE-02] Technical notes for SIEMENS 600 V-400 A Power Module BSM400GB60DN2.  
<http://www.capacitor.net.cn/pdf/files/BSM400GB60DN2.pdf>
- [TAI-89] J. Taine, J.P. Petit, Transferts thermiques, mécanique des fluides anisothermes, Edition Dunod. 1989.
- [TRI-98] M. Trivedi, S. Pendharkar, K. Shenai, High Temperature Performance Limits of IGBT Modules, *IEEE-IAS'98 Proc.*, 1998, pp 977-981.
- [ZUK-61] Zukauskas, A. A., et A. B. Ambrazyavichyus : « Heat Transfer of a Plate in a Liquid Flow », *Int. J. Heat Mass Transfer*, 3 : 305 (1961).



## *Chapitre II*



## Nomenclature du chapitre II

symboles	définition	Unités
$C_p$	chaleur spécifique massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$d$	épaisseur de diffuseur	mm
$D$	diamètre de canalisation	mm
$D_h$	diamètre hydraulique	mm
$f$	coefficient de frottement de Darcy (nombre de Darcy)	sd
$h$	coefficient de transfert thermique, taux de transfert thermique	$W.K^{-1}.m^{-2}$
$H$	hauteur d'ailette ou de canal	mm
$I$	courant dans un composant	A
$j$	facteur de l'analogie de Colburn	sd
$ksi$	facteur de forme des canaux	sd
$L$	longueur des canaux et ailettes de l'échangeur	mm
$M$	nombre de mérite à pression ou puissance motrice constante	sd
$N_c$	nombre de canaux de l'échangeur	sd
$N_t$	nombre d'ailettes de l'échangeur	sd
$Nu$	nombre de Nusselt	sd
$\Delta p$	chute de pression dans les canaux	kPa
$P$	puissance/perte dissipée, flux de chaleur	W
$\Delta P$	chute de pression totale dans l'échangeur	kPa
$Pr$	nombre de Prandtl	sd
$PSPPM$	Pumped Single Phase Porous Media (échangeur à surface frittée)	sd
$P_m$	puissance motrice de la pompe hydraulique	W
$Q$	débit volumique total du fluide dans l'échangeur	$l.min^{-1}$
$R$	rayon de canalisation	mm
$R_c$	rayon de courbure de canalisation	mm
$Re$	nombre de Reynolds	sd
$RCVT$	rapport des taux de transfert à T et à 80°C	sd
$RCVx\%$	rapport des taux de transfert entre un fluide et l'eau	sd
$RPT$	rapport des chutes de pression à T et à 80°C	sd
$RPx\%$	rapport des chutes de pression entre un fluide et l'eau	sd
$R_{th}$	résistance thermique	$K.W^{-1}$
$R_{tht}$	résistance thermique totale	$K.W^{-1}$
$S$	aire	$mm^2$
$t$	largeur d'ailette	mm
$T$	température	°C
$\Delta T$	gradient de température	K
$V$	vitesse du fluide dans les canaux	$m.s^{-1}$
$w$	largeur de canal	mm
$W$	largeur totale de l'échangeur	mm
$0L$	surface lisse	sd
$1L$	surface frittée avec une seule couche	sd
$2L$	surface frittée avec deux couches	sd

### indice

$A$	fait référence à l'ambiante
$C$	relatif au collecteur de l'IGBT
$CAP$	capacitive
$CE$	phase de conduction de l'IGBT
$COMP$	composant de puissance
$COND$	conduction
$CONV$	convection
$d$	relatif au diffuseur



<i>eau</i>	fait référence à l'eau de refroidissement
<i>eau-glycol</i>	fait référence au mélange eau – éthylène glycol à 20, 40 ou 60% de glycol
<i>eff</i>	valeur efficace
<i>E</i>	fait référence à la puissance électrique de pompage
<i>EQ</i>	valeur équivalente
<i>f</i>	fait référence à la chute de pression par frottements
<i>G</i>	fait référence à la graisse thermique
<i>H</i>	fait référence au radiateur
<i>in</i>	fait référence à l'entrée
<i>J</i>	fait référence à la jonction
<i>max</i>	valeur maximale
<i>min</i>	valeur minimale
<i>out</i>	fait référence à la sortie
<i>p</i>	semelle de module, ou parois de canal
<i>Pm</i>	fait référence à un paramètre à puissance motrice constante
$\Delta P$	fait référence à un paramètre à chute de pression constante
<i>r</i>	fait référence à une valeur réduite
<i>RAD</i>	radiateur
<i>w</i>	fluide
$\chi$	fait référence à la chute de pression par singularité

symboles grecs

$\theta$	angle de courbure de la canalisation	rad
$\alpha$	demi facteur de forme de l'ailette/demi facteur d'espacement du canal	sd
$\xi$	facteur de forme du canal (rapport entre largeur et hauteur de canal)	sd
$\chi$	coefficient global relatif aux pertes de pression par singularité	sd
$\zeta$	coefficient de frottement des pertes de pression singulières	sd
$\kappa$	coefficient de correction lié aux pertes singulières	sd
$\mu$	viscosité dynamique	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
$\lambda$	conductivité thermique	W.K <sup>-1</sup> .m <sup>-1</sup>
$\eta$	efficacité d'ailette	%
$\varepsilon$	coefficient de vide	sd
$\rho$	densité volumique	kg.m <sup>-3</sup>

## **Chapitre II / Etude du refroidisseur : améliorations de l'interface de convection**

### **II/1. INTRODUCTION**

Suivant le niveau de puissance commutée, les composants de puissance sont montés dans des boîtiers pressés de formes circulaires ou dans des modules de formes rectangulaires. Dans tous les cas l'encapsulation du composant est associée à un équipement de refroidissement qui évacue les énergies dissipées dans le semiconducteur vers une source froide.

Pour les applications de fortes puissances qui intéressent le domaine de la traction ferroviaire, ce refroidissement peut s'effectuer, sur les deux faces du composant semiconducteur. La surface d'échange entre le semiconducteur et l'extérieur est donc doublée par rapport à la surface du silicium ; ce qui a pour effet de limiter l'effet néfaste de l'interface métal/métal qui existe entre le boîtier du composant et le refroidisseur.

Dans les applications de moyennes et de faibles puissances qui nous intéressent, les composants de puissance, ici les interrupteurs IGBT, sont montés dans des modules de puissance. Cette encapsulation ne permet qu'un refroidissement sur une seule face, ce qui augmente le rôle thermique de l'interface métal/métal entre la semelle du module et le refroidisseur. Pour un montage classique dans lequel une couche de graisse thermique est ajoutée, la résistance thermique de cette interface arrive à atteindre 17 à 23 % de la résistance totale.

Dans ce contexte la conception du refroidisseur doit être optimale pour utiliser au mieux les performances électriques du convertisseur. Si la conception, l'optimisation et la réalisation d'un refroidisseur passe par l'étude de différentes résistances thermiques qui interviennent dans le cheminement du flux de chaleur, les performances de celui-ci sont très largement liées aux caractéristiques de l'échange existant au niveau de l'interface métal/liquide.

Dans ce second chapitre, après avoir abordé les différentes stratégies de refroidissement, nous présenterons la conception et l'optimisation de la stratégie retenue par notre application en tenant compte des spécificités de celle-ci.

### **II/2. CHOIX DE LA STRATEGIE DE REFROIDISSEMENT**

La stratégie de refroidissement a comme objectif la conception d'un système de refroidissement efficace en terme de performances thermiques, dont le coût, le poids et le volume sont réduits. Le choix d'une stratégie de refroidissement doit préciser la nature du refroidisseur, son fonctionnement normal, ses réactions aux éventuels changements du milieu ambiant, et les accessoires qu'il nécessite. Le fluide caloporteur représente pour notre application le milieu ambiant sur le plan thermique, il est donc impératif de connaître son

influence sur les performances thermique et hydraulique du refroidisseur. Le choix d'une stratégie de refroidissement est déterminant tant pour les performances thermiques que pour le dimensionnement hydraulique. Selon Tuckerman [TUC-82], des densités de puissance allant jusqu'à  $790 \text{ W.cm}^{-2}$  peuvent être évacuées, avec ou sans changement de phase du liquide de refroidissement.

## II/2.1. Influence du fluide de refroidissement

La mise en commun de la source de refroidissement pour les deux chaînes de traction, conduit naturellement à étudier préférentiellement le mélange eau- éthylène- glycol, utilisé classiquement dans les radiateurs thermiques. Plusieurs études ont montré que les propriétés de ce fluide caloporteur varient sur la période d'utilisation du véhicule. Il est par conséquent impératif, pour dimensionner l'organe de refroidissement du convertisseur, de tenir compte de ces dérives et de prendre une marge de dimensionnement pour tolérer les dégradations des performances.

### II/2.1.1. Les propriétés thermophysiques du fluide

Initialement, le fluide caloporteur est de l'eau, que nous allons indiquer dans notre mémoire par 0. Le fluide peut aussi être un mélange eau- éthylène- glycol, avec un pourcentage en éthylène de 20 %, 40 % et 60 %. Ces mélanges seront respectivement indicés par 20, 40 et 60. Selon cette notation les mélanges sont référencés par leur pourcentage en éthylène- glycol. Chaque fluide peut être représenté par ses propriétés thermophysiques. Pour un échangeur, parcouru par un fluide, la résistance thermique est due à deux phénomènes de transfert thermiques, la convection thermique et les transferts de flux au fluide, d'où la dépendance des paramètres suivants caractérisant le fluide :

- la conductivité thermique  $\lambda_w$
- la densité volumique  $\rho_w$
- la viscosité dynamique  $\mu_w$
- la chaleur spécifique massique  $Cp_w$

Ces paramètres sont considérés à la température moyenne du fluide de refroidissement. Les diagrammes des Figure II- 1 et Figure II- 2 donnent leur évolution en fonction de la température. Ces propriétés thermophysiques sont considérées pour une pression de saturation atmosphérique.

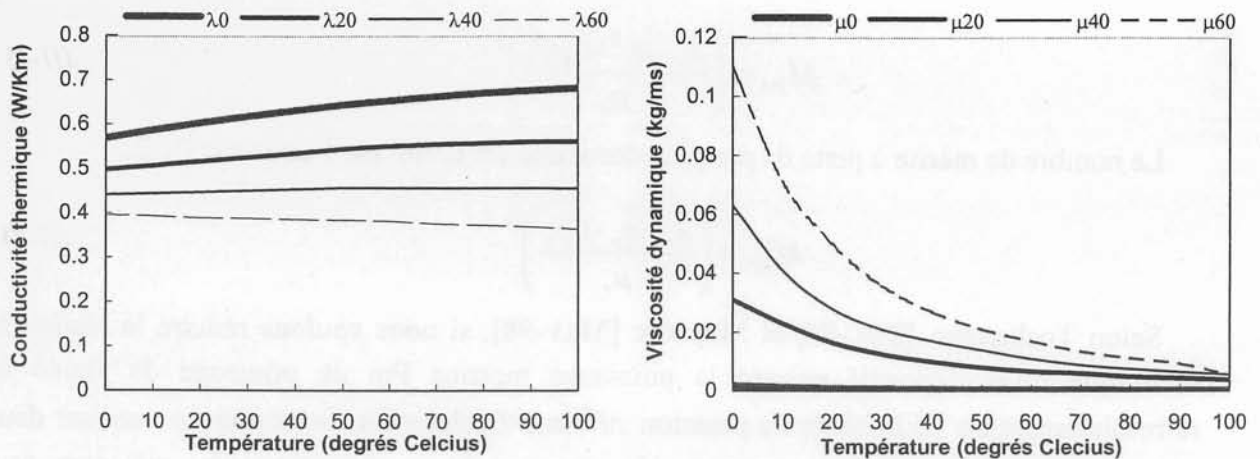


Figure II- 1 Evolution de la conductivité et la viscosité selon la température

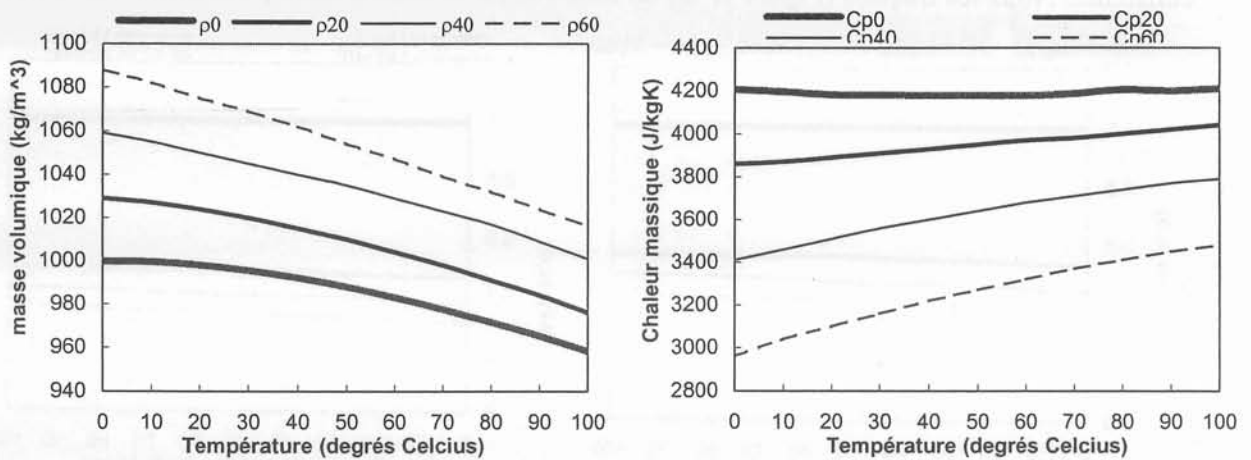


Figure II- 2 Evolution de la densité et de la chaleur spécifique selon la température

Les graphes de la Figure II- 1 et de la Figure II- 2 montrent à la fois les variations des propriétés thermophysiques en fonction du pourcentage en éthylène- glycol dans le mélange et leur variation vis à vis de la température. Même si les ordres de grandeur des propriétés représentées sont les mêmes pour les quatre fluides étudiés, nous devons quand même observer et discuter les variations de ces grandeurs pour les comparer sur le plan hydraulique et thermique.

### II/2.1.2. Qualités du fluide de refroidissement

Le choix d'un fluide refroidissement, pour un échangeur de chaleur donné, doit se faire non seulement en fonction des performances thermiques et hydrauliques attendues, mais aussi en fonction des contraintes de l'environnement. Pour cela, nous pouvons associer au fluide deux nombres de mérite. Le nombre de mérite à puissance motrice constante est défini par l'équation (II-1).

$$M_{Pm} = \left( \frac{\lambda_r \cdot \rho_r^2 \cdot Cp_r^2}{\mu_r} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (II-1)$$

Le nombre de mérite à perte de pression constante est défini par l'équation (II-2).

$$M_{\Delta P} = \left( \frac{\lambda_r \cdot \rho_r \cdot Cp_r}{\mu_r} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (II-2)$$

Selon Tuckerman [TUC-84] et Meysenc [MEY-98], si nous voulons réduire la résistance thermique d'un dispositif suivant la puissance motrice  $P_m$  de pompage du fluide de refroidissement ou de la chute de pression  $\Delta P$  dans l'échangeur, nous pouvons utiliser deux nombres de mérite. Ceux-ci permettent de comparer les performances des mélanges eau-éthylène- glycol à 20 %, 40 % et 60 %, par rapport à celles de l'eau pure. Les nombres sont exprimés lorsque la puissance motrice est constante ou lorsque la chute de pression est constante. Nous les traçons (Figure II- 3) en fonction de la température pour différents fluides.

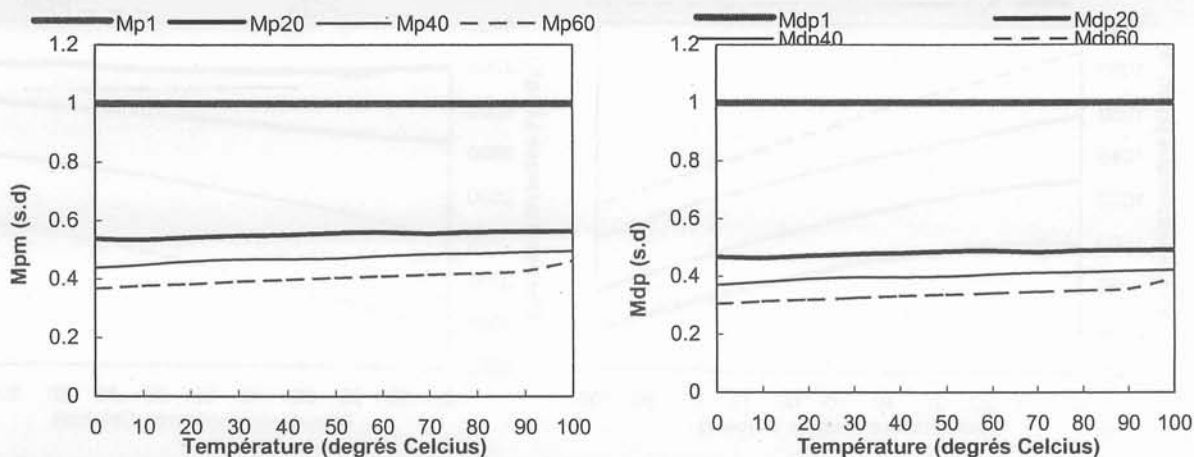


Figure II- 3 Nombre de mérites à puissance motrice et à chute de pression constante

Si nous faisons la comparaison entre l'eau et le mélange eau- éthylène- glycol à 40 %, nous remarquons que les nombres de mérite du mélange eau- éthylène- glycol sont rigoureusement à peu près deux fois celles de l'eau. Ce qui veut dire, qu'avec l'utilisation de l'eau glycolée comme fluide de refroidissement, nous pouvons constater une réduction des performances thermiques du fluide caloporteur. Pour évaluer les dégradations hydrauliques et thermiques du refroidisseur relativement à la réduction des nombres de mérite, nous allons étudier un exemple simple d'échange thermique avec un passage de fluide dans un conduit rectangulaire. La géométrie du problème traité est décrite par le schéma de la Figure II- 4.

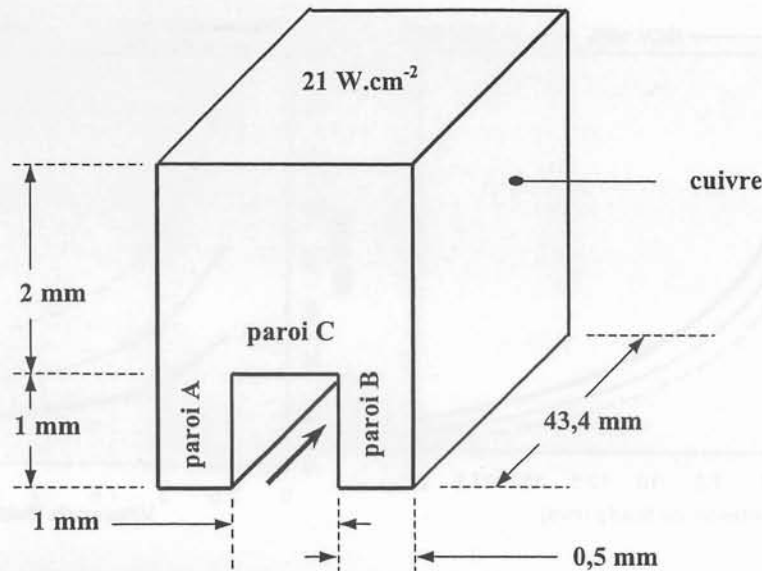


Figure II- 4 Motif élémentaire d'un radiateur à canaux

Le système étudié est à géométrie rectangulaire avec un canal et deux demi- ailettes. Cet ensemble constitue un motif élémentaire du radiateur. Nous utiliserons successivement les quatre fluides de refroidissement présentés précédemment. Nous supposons que la densité de flux appliquée sur la base supérieure du radiateur, est uniforme. Le coefficient global de transfert thermique  $h$  et la chute de pression  $\Delta p$  due aux frottements visqueux, sont les paramètres retenus pour vérifier et donner un ordre de grandeur des performances obtenues suivant le fluide utilisé. Le coefficient global de transfert thermique est considéré seulement sur les parois (A) et (B) du motif. Ces deux parois sont les sièges de phénomènes intenses de convection thermique, car le coefficient de convection local sur la paroi C est négligeable par rapport aux parois (A) et (B). Le coefficient de transfert thermique sur ces deux parois reflète donc la résistance thermique de l'exemple étudié. La chute de pression est considérée relativement au coefficient de frottements visqueux, qui lui est pris pour les quatre parois en contact avec le fluide. Pour effectuer une comparaison nous définissons deux coefficients selon les équations (II-3) et (II-4).

$$RCV \ x\% = \frac{h_{eau+glycol \ x\%}}{h_{eau}} \quad (II-3)$$

$$RP \ x\% = \frac{\Delta p_{eau+glycol \ x\%}}{\Delta p_{eau}} \quad (II-4)$$

Nous désignons par  $RCV$  le rapport des taux de transfert thermique sur les parois entre un fluide donné et l'eau. Quant au  $RP$ , il désigne le rapport des chutes de pression entre un fluide donné et l'eau. Comme nous utilisons de l'eau avec un certain pourcentage en glycol, nous allons associer ce pourcentage aux paramètres précédemment définis, afin de repérer le fluide utilisé. Il est bien évident que le  $RCV$  et le  $RP$  associés à l'eau ont une valeur unitaire. Les diagrammes de la Figure II- 5 donnent alors l'évolution du  $RCV$  et du  $RP$  en fonction de la vitesse de fluide à l'entrée du canal d'un motif de radiateur.

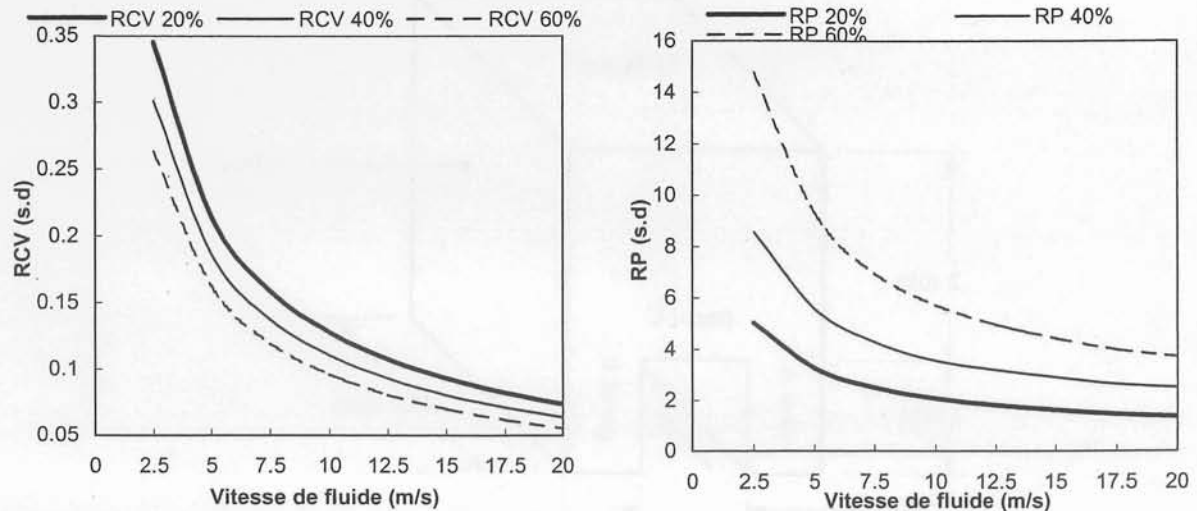


Figure II- 5 Taux de transfert thermique et chute de pression de mélanges eau éthylène- glycol

Nous constatons que le paramètre  $RCV$ , pour les mélanges de fluides utilisés, est considérablement réduit. Suivant la vitesse d'entrée les valeurs obtenues sont comprises entre 5 % et 35 %. De plus, nous remarquons que ce paramètre diminue avec l'augmentation du pourcentage de glycol dans le mélange. Le paramètre  $RP$  présente des valeurs supérieures à l'unité. Ce qui veut dire que les chutes de pression augmentent avec le taux d'éthylène- glycol dans le mélange. Nous pouvons donc dire que l'utilisation du mélange eau- éthylène- glycol pourrait nuire considérablement aux performances thermique et hydraulique de l'échangeur. Sur le plan thermique, dans le meilleur des cas, nous n'avons que le tiers des transferts de chaleur, par rapport à un échangeur utilisant de l'eau. Sur le plan hydraulique les chutes de pression peuvent être multipliées par un facteur supérieur à 2. Edward Jih et al. [JIH-00] ont travaillé sur la conception d'un système de refroidissement en utilisant le logiciel FLUENT, basé sur la méthode CFD (Computational Fluid Dynamics). Ils ont utilisé plusieurs géométries de canaux avec des diamètres hydrauliques compris entre 20 mm et 31 mm. Deux types de fluides ont été utilisés, l'eau et un mélange eau- éthylène- glycol à 50 %. Lors de cette étude, il a été remarqué des pertes en performance thermique (40 % en moins) et hydraulique (30 % en moins), lorsque l'on passe de l'eau au mélange eau- éthylène glycol à 50 %. Cette perte en performances ne pouvait s'expliquer que par les valeurs de la viscosité cinématique. En effet la viscosité cinématique de l'eau est plus faible que celle du mélange eau- éthylène- glycol à 50 %. Ce qui entraîne des nombres de Reynolds plus élevés pour l'eau que pour le mélange eau- éthylène- glycol.

L'étude précédente montre que le choix du fluide peut considérablement influencer sur la qualité du transfert thermique et les frottements visqueux au niveau des parois des canaux. Le fluide est généralement choisi pour plusieurs raisons. Parmi ces raisons nous citons les critères économique, écologique et de disponibilité. En plus de ces critères, nous devons également prendre en compte les performances thermiques et hydrauliques du fluide vis à vis de l'échangeur. L'eau répondrait bien à ces demandes, mais confronte les utilisateurs au problème du gel.

II/2.1.3. Influence de la température sur la qualité de l'eau

Nous avons constaté que le choix du fluide de refroidissement pouvait considérablement, réduire le transfert thermique ( $h$ ) et augmenter le coefficient de frottement visqueux ( $f$ ), ce qui a pour effet de réduire les performances thermique et hydraulique du système de refroidissement. Wang et Peng [WAN-94] aussi ont étudié l'influence des fluides de refroidissement comme le méthanol et l'eau désionisée dans des échangeurs monophasiques en convection forcée. Ils ont constaté que le taux de transfert est hautement dépendant de la caractéristique cinématique et thermique du fluide de refroidissement. Et comme nous étudions le comportement du fluide caloporteur vis à vis des variations de la température, nous allons examiner l'influence de cette grandeur sur le taux de transfert ( $h$ ) et sur le frottement visqueux ( $f$ ).

La structure du refroidisseur utilisée a été précédemment décrite par la Figure II- 4. Cette structure contient une vingtaine de motifs élémentaires. La vitesse du fluide dans un canal est maintenue à  $5,5 \text{ m.s}^{-1}$  pour garantir un régime turbulent. Les propriétés de l'eau sont considérées pour des températures allant de  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ , pour une pression de saturation de 1 atm. Nous allons comparer le taux de transfert et la chute de pression de l'eau, pour une température donnée, par rapport aux mêmes valeurs à la température fixée par le cahier des charges, c'est à dire  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ . D'où la définition, par les équations (II-5) et (II-6), de deux coefficients de comparaison selon la température de l'eau.

$$RCVT = \frac{h_{eau}(T)}{h_{eau}(80)} \quad (II-5)$$

$$RPT = \frac{\Delta p_{eau}(T)}{\Delta p_{eau}(80)} \quad (II-6)$$

Les diagrammes de la Figure II- 6 décrivent alors l'évolution du paramètre  $RCVT$  et du paramètre  $RPT$  en fonction de la température du fluide caloporteur.

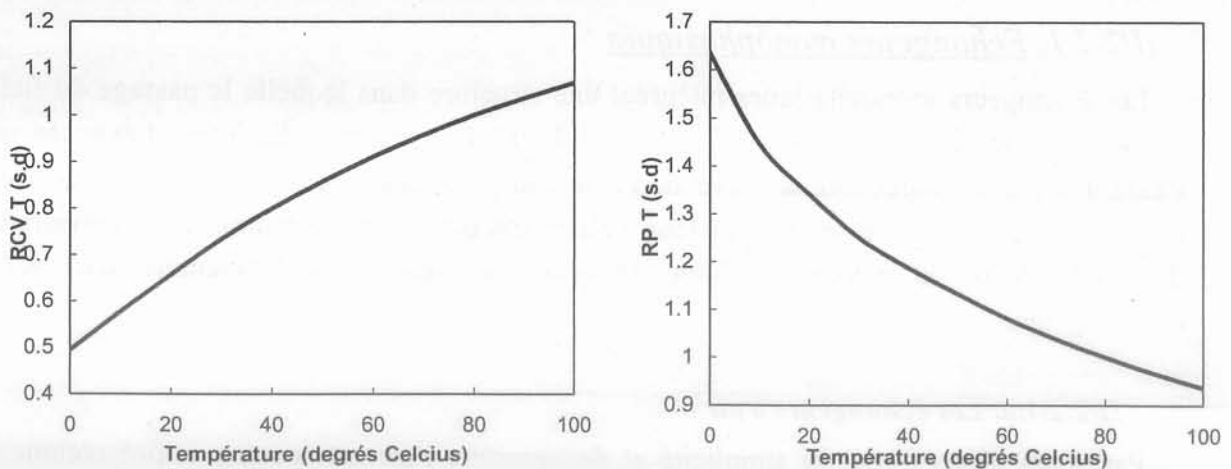


Figure II- 6 Evolution du taux de transfert thermique et de la chute de pression du fluide en fonction de sa température



Il apparaît que l'utilisation de l'eau comme fluide de refroidissement peut aussi avoir un réel impact sur la réduction du taux de transfert thermique pour des températures inférieures à la température imposée par le cahier des charges. En effet, si nous envisageons un scénario de démarrage du système de propulsion électrique, avec une température proche de zéro, l'échangeur ne fonctionnerait qu'à 50 % de sa performance thermique. Et cela, avec 164 % de sollicitation pour le système de pompage hydraulique. Ce qui suffirait largement au refroidissement du semiconducteur dont la jonction se trouverait au voisinage de 45 °C. Les pertes occasionnées, pour cette température de jonction, seraient donc plus faibles, pour les mêmes contraintes électriques imposées par le cahier des charges.

Cette étude montre donc que l'utilisation du fluide de refroidissement provenant de la chaîne de traction thermique à 80 °C, présente des avantages en termes de performances thermique et hydraulique. Si le démarrage à froid ne pose pas de problème sur le plan thermique, nous devons garder à l'esprit la contrainte liée au gel de ce fluide.

## II/2.2. Les alternatives de refroidissement de l'électronique

Face à l'augmentation de la densité des circuits intégrés et de la dissipation de puissance des composants et des dispositifs électroniques, il faut concevoir des refroidisseurs aux performances accrues. L'utilisation de ces techniques de refroidissement doit maintenir leur température de fonctionnement à un niveau de sécurité, fixé par des critères de fiabilité. Différentes stratégies ont été mises au point pour assurer ce refroidissement et sont basées sur les critères suivants :

- la surface du convertisseur
- le niveau de pertes dissipées dans le convertisseur
- la température du milieu ambiant.

### II/2.2.1. Echangeurs monophasiques

Les échangeurs monophasiques intègrent une structure dans laquelle le passage du fluide de refroidissement s'effectue sans changement d'état. La puissance dissipée est évacuée vers l'extérieur par la conduction, la convection et le transport capacitif. Le fluide se "charge" de la puissance dissipée par le semiconducteur, cela se traduit par une élévation de la température du fluide. Selon la nature du fluide de refroidissement nous distinguons deux sortes d'échangeurs.

#### II/2.2.1.a. *Les échangeurs à air*

Par souci d'économie, de simplicité et de propreté, l'air est souvent utilisé comme un vecteur d'extraction de la chaleur dans des échangeurs. Ce mode de refroidissement s'effectue seulement par convection. La convection peut être naturelle ou forcée selon la vitesse de l'air. Pour améliorer la convection, il faut considérablement augmenter la surface de convection selon une procédure d'optimisation. Kleiner et al. [KLE-95] ont travaillé sur des échangeurs à micro ailettes utilisant de l'air comme fluide de refroidissement. Les radiateurs ont été conçus

pour avoir un certain impact sur les performances telles que la résistance thermique, la chute de pression et la puissance motrice. La densité de puissance dissipée est très inférieure à  $100 \text{ W.cm}^{-2}$ . En général, l'amélioration des refroidisseurs à air nécessite des ailettes dont l'épaisseur est négligeable par rapport à leur hauteur et leur longueur, ceci confère à ces refroidisseurs des volumes importants, pour de médiocres niveaux de puissances évacuées [KAR-01]. De plus, pour des cas de fonctionnement en convection naturelle, il faut déterminer le point de fonctionnement thermique du refroidisseur pour bénéficier d'un refroidissement optimum fixé par l'espacement des ailettes. En effet, A. de Lieto Vollaro et al. [LIE-99], à partir d'une relation simple, ont déterminé le pas optimum des ailettes en tenant compte de leur géométrie et de leur conductivité, ceci leur a permis d'augmenter la puissance évacuée de 20 %. La photo de la Figure II- 7 montre un exemple typique de refroidisseur à air. Pour cet exemple, la surface de convection est le double, voir même le triple de la surface de base du radiateur, mais permet d'évacuer seulement quelques dizaines de Watts.

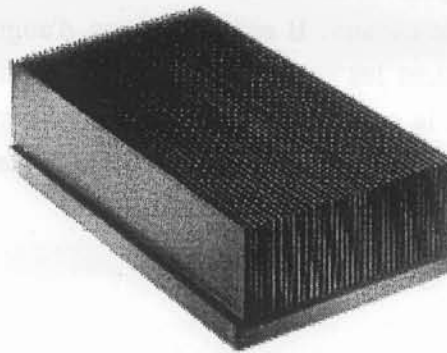


Figure II- 7 Modèle de dissipateur à air

#### II/2.2.1.b. Echangeurs à fluide

Ces échangeurs utilisent des fluides à l'état liquide. Le fluide de refroidissement peut être de l'eau, compte tenu de ses avantages thermiques et hydrauliques. Nous rencontrons aussi des fluides caloporteurs issus de mélanges d'eau et d'éthylène glycol, pour éviter leur gel. Ce peut aussi être un métal à l'état liquide (c'est souvent le cas dans les échangeurs à contre-courants utilisés dans l'industrie métallurgique). La vitesse ou le débit du fluide caloporteur sont maintenus par un système hydraulique de pompage, car l'énergie permettant de le faire circuler se perd par frottements sur les parois de l'échangeur, ceci provoque des pertes de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. La puissance motrice du système de pompage est alors déterminée par ces pertes de pression. A part cet inconvénient majeur, les échangeurs à eau simple phase permettent d'évacuer des flux élevés, jusqu'à  $400 \text{ Wcm}^{-2}$  selon Tuckerman et al [TUC-81], pour des puissances motrices admissibles. Ces échangeurs se présentent sous forme compacte comme sur la Figure II- 8, et occupent moins de volume, que les échangeurs à air.

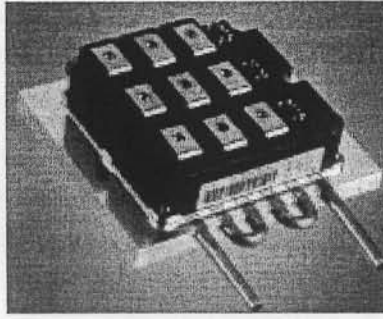


Figure II- 8 Modèle de plaque à eau avec son module de puissance

Nous avons passé en revue les techniques de refroidissement monophasique utilisées dans la traction électrique [KAR-01]. Nous avons alors constaté que selon la structure interne des refroidisseurs à eau, il est possible d'améliorer le niveau de flux de chaleur évacué. Les plaques à eau sont couramment plus rencontrées dans le domaine de l'électronique de puissance. Avec un échangeur à canaux, la résistance thermique est rigoureusement proportionnelle au nombre de canaux. Il convient donc d'augmenter le nombre de canaux, dans la mesure où le permettent les contraintes de fabrication et celles liées aux pertes de pression. C'est pour cela que la conception d'un échangeur de ce type doit être menée avec une optimisation intégrant si possibles les critères énoncés ci- dessous par ordre de priorité

- Réalisation ( RdM, avancée technologique)
- Thermique
- Hydraulique
- Poids/Volume
- Comportement dynamique.

Les critères de réalisation prennent en compte les aspects de la résistance des matériaux (RdM) et ce que la technologie nous permet en matière d'usinage. Ces critères doivent donc être considérés en premier lieu, avant les autres critères dits performances du refroidisseur. Car la réalisation prime sur la conception théorique! En général, un échangeur est conçu avec seulement une partie des critères. L'optimisation est donc dite partielle. Les trois premiers critères sont les plus usuels dans de telles optimisations. Perret C. et al [PER-99] ont travaillé sur la réalisation d'un système de refroidissement monophasique intégré dans une tranche de silicium. Avec de très petites tailles de canaux (400  $\mu\text{m}$  de hauteur et 80  $\mu\text{m}$ ) il fallait passer obligatoirement par une optimisation pour limiter les chutes de pression à 0.2 Bar.

### II/2.2.2. Echangeurs diphasiques

Les refroidisseurs diphasiques sont aussi souvent rencontrés dans les dispositifs électroniques. Selon leurs modes de fonctionnement et leur utilisation, nous en dénombrons deux types. Ceux pour lesquels le fluide caloporteur circule par gravité et ceux pour lesquels le fluide caloporteur circule par pompage.

### II/2.2.2.a. Les répartiteurs de chaleur

Les répartiteurs de chaleur sont, en fait, des caloducs, avec un mode de fonctionnement particulier. Ce mode survient au moment où la vapeur de fluide commence à apparaître. La chaleur dissipée par le semiconducteur, dans la zone chaude, provoque le changement d'une petite quantité du fluide en vapeur. Cette vapeur se déplace de la zone chaude vers la zone froide, subissant alors une condensation et restitue la chaleur à la zone froide: la circulation de la vapeur et du liquide s'effectue grâce à l'action d'un réseau capillaire. Le rapport des états de surface entre les zones froide et chaude est supérieur à l'unité. Ce qui a pour effet, de répartir le flux thermique provenant d'une surface restreinte, sur une surface plus grande. C'est pourquoi ce type de caloduc est appelé répartiteur de flux [AVE-01].

### II/2.2.2.b. Echangeurs à canaux et thermosiphons

Dans les échangeurs à canaux ou à thermosiphons, le transfert thermique se fait aussi par changement de phase du fluide caloporteur. La chaleur dissipée par le composant semiconducteur dans la zone chaude sert à l'ébullition du fluide caloporteur. Ce changement d'état se fait à température constante. Le coefficient d'échange est très grand car il ne dépend que de la densité de flux thermique pariétal rencontré sur les parois des canaux. La densité de puissance évacuée est très élevée, comparée à celle d'un échangeur monophasique [MEY-97]. La zone chaude, classiquement appelée évaporateur, peut comporter des canaux. Elle est reliée à la zone froide par un circuit hydraulique fermé et géré par un système de pompage. La zone froide, appelée condenseur, est pourvue d'une grande surface de convection. L'exemple de la Figure II- 9 montre les deux composantes essentielles d'un échangeur diphasique : l'évaporateur est pourvu de canaux et le condensateur est un simple dissipateur.

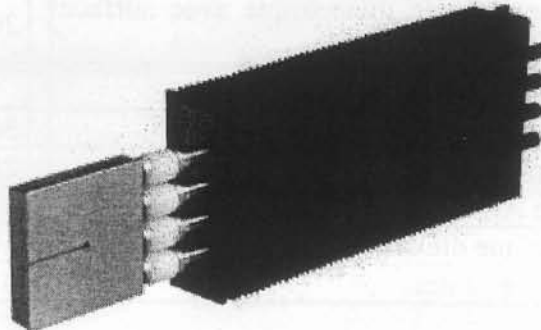


Figure II- 9 Modèle d'un échangeur diphasique à thermosiphon

Notons cependant que pour les caloducs à répartition de chaleur, les zones chaude et froide sont identiques au sens géométrique du terme, et sont reliés seulement par un tube adiabatique. Ces deux zones se différencient simplement par leur température.

Les systèmes diphasiques avec pompage se distinguent par leur mise en œuvre délicate, la recherche du point de fonctionnement et du flux critique. De plus, ces systèmes peuvent générer des chutes de pression excessives, même si les densités de flux et les coefficients de transfert rencontrés sont meilleurs. L'utilisation d'un évaporateur comme refroidisseur nécessiterait celle d'un condenseur, et d'un circuit hydraulique autre que celui du moteur thermique. Il faut donc prendre en compte la réduction du gradient total de la température  $\Delta T$  à cause du point d'évaporation de l'eau qui se situe entre 90 °C et 100 °C selon la pression de

saturation. La température de 125 °C pour la jonction des semiconducteurs ne pourrait plus être garantie, au risque de provoquer un emballement thermique. C'est pourquoi nous n'envisagerons pas l'utilisation d'un système diphasique comme refroidisseur pour le bras d'onduleur.

### II/2.2.3. Classification selon le taux de transfert

Les modes de transferts thermiques peuvent être classés selon leur taux de transfert équivalent  $h_{EQ}$  qui représente en fait la résistance thermique, de la jonction à l'ambiante, par unité de surface du convertisseur. Le Tableau II- 1 énumère les intervalles de variation du taux de transfert équivalent en fonction des différents types de transferts thermiques [FER-99].

Tableau II- 1 Les types de transfert thermique et leurs coefficients d'échange thermique équivalent

Mode de transfert de chaleur		$h_{EQ}$ ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )	
Convection		minimum	maximum
1	naturelle à air + rayonnement	3	15
2	naturelle à air avec surface développée	30	300
3	forcée à air	15	80
4	forcée à air avec surface développée	100	2000
5	forcée à eau	1000	10000
6	forcée à eau avec surface développée	2000	100000
7	forcée à huile	100	1000
8	diphasique à eau	1000	10000
9	diphasique à eau avec surface développée	5000	100000
10	diphasique à fluide diélectrique	500	2000
11	diphasique à fluide diélectrique avec surface développée	2000	20000
<b>Conduction</b>	(épaisseur de conduction : 10 mm)		
12	cuivre	36000	
13	aluminium	20000	
14	céramique $Al_2O_3$	1700	
15	pâte thermique diélectrique	100	500
16	résistance de contact	4000	40000

Cependant, si nous tenons compte du niveau de pertes à évacuer (657 W par bras), du gradient de température (45 K de la jonction à l'ambiante) et de la surface d'un bras d'onduleur (107x62 mm<sup>2</sup> de semelle), nous obtenons un taux de transfert équivalent de 2200  $Wm^{-2}K^{-1}$ . Ce qui correspond au choix des techniques de refroidissements par convection forcée à eau, avec ou sans surface développée (lignes 5 et 6 du tableau précédent). Ce choix justifie donc la conception des échangeurs à canaux ou de types boîte à eau pour le refroidissement des équipements de traction à moyenne tension.

### II/3. AMELIORATION GLOBALE D'UN REFROIDISSEUR A CANAUX

L'étude faite dans le premier chapitre, sur la répartition du gradient de température, de la jonction au milieu ambiant, donne 38 % pour le module de puissance (un bras d'onduleur), 22 % pour l'interface module/refroidisseur et 40 % pour le refroidisseur. Ces contraintes thermiques sont prises en compte dans le cas où les modules de puissances utilisés, sont des produits standards. Nous pouvons donc modéliser, d'après la relation (II-7), la résistance thermique totale de l'équipement classique comprenant à la fois, un module, une interface et un refroidisseur classique.

$$Rth_{JA} = Rth_{JG} + Rth_{GH} + Rth_{HA} \quad (II-7)$$

Chacun des termes dans la relation (II-7) représente la résistance thermique d'une composante de l'équipement composant-refroidisseur. La résistance thermique  $Rth_{JG}$  du composant est fournie par le constructeur. Elle peut aussi être obtenue par estimation, avec un outil de simulation thermique. Le terme  $Rth_{GH}$  représente la part de l'interface matérialisée par la graisse thermique. Enfin, le terme  $Rth_{HA}$  correspond à la résistance thermique du système de refroidissement. Si nous voulons donc améliorer la résistance thermique totale tout en générant des chutes de pressions respectant le cahier des charges nous devons, soit éliminer le terme dû à la graisse thermique, soit améliorer le système de refroidissement.

#### II/3.1. Choix des lois d'échange convective et hydraulique

##### II/3.1.1. Hypothèses de départ

La multiplicité des corrélations en matière de thermique et d'hydraulique rendent le choix de ces corrélations souvent délicat car les configurations retenues pour les établir sont tellement multiples, et difficilement transposables à l'application telle qu'elle est définie dans le cahier des charges, ce qui peut pousser les utilisateurs à faire un mauvais choix. C'est pourquoi, nous allons restreindre le choix de ces corrélations à partir de trois hypothèses que nous justifierons par la suite.

Premièrement, nous allons considérer une répartition uniforme du flux thermique à la surface du refroidisseur. Cette hypothèse, même si elle ne reflète pas l'aspect multi puce des composants de puissance utilisés, se justifie par la présence de l'architecture du module dans laquelle sont montés les composants à semiconducteurs.

Deuxièmement, nous admettons que le flux de chaleur est uniforme sur les parois du refroidisseur, à l'interface solide/fluide. En effet, selon le schéma de la Figure II- 10 deux possibilités existent suivant les conditions aux limites à l'interface solide/fluide. Soit le flux thermique est considéré constant sur la paroi, ce qui implique une répartition des températures de part et d'autre de l'interface, graduellement croissante le long du conduit. Soit la température est considérée constante sur la paroi, ce qui implique une répartition de la température du fluide exponentiellement croissante le long du conduit. Deux sortes de corrélations existent pour chaque hypothèse considérée.

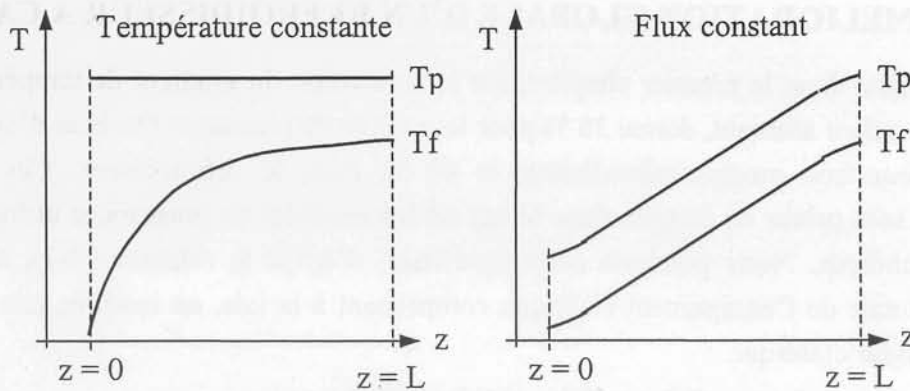


Figure II- 10 Scénarios de la répartition de la température dans un conduit

Troisièmement, nous allons privilégier le régime turbulent, même si les procédures d'optimisation futures feront cas de régime laminaire. Puisque le fluide de refroidissement provient du moteur thermique, il convient d'éviter l'encrassement dans les canaux. C'est pourquoi le choix des canaux de grandes tailles sera privilégié. Selon les travaux de Knight R.W. et al. [KNI-91], le régime turbulent peut, sous certaines conditions apporter des performances thermique et hydraulique meilleures que le régime laminaire. En effet, en augmentant la taille des canaux et en ajustant la vitesse du fluide pour atteindre un régime turbulent, les résistances thermiques capacitive et convective subissent des réductions respectives de 40 % et 75 % par rapport aux valeurs obtenues pour un régime laminaire avec les mêmes chutes de pression. Ils ont aussi noté une réduction de 34 % de la résistance thermique totale de leur refroidisseur en régime turbulent, par rapport à celle obtenue par Tuckerman et Pease [TUC-84] pour le même refroidisseur en régime laminaire (le refroidisseur étudié par Tuckerman et Peace, contrairement à celui de Knight R.W et al, avaient des canaux de tailles plus petites).

### II/3.1.2. *Modélisation analytique*

La structure interne du radiateur à ailettes rectangulaires, placée dans un repère cartésien (Figure II- 11) peut être décomposée en trois résistances thermiques. Ces trois résistances thermiques ont déjà été définies dans le chapitre précédent, par les équations (I-17), (I-50) et (I-53). Chacune caractérise le déplacement du flux de chaleur selon une direction propre. Le flux de chaleur correspondant à la résistance thermique de conduction  $R_{th_{COND}}$  suit rigoureusement la direction  $z$ , celui correspondant à la résistance de convection  $R_{th_{CONV}}$  suit la direction  $x$  et enfin celui correspondant à la résistance capacitive  $R_{th_{CAP}}$  suit la direction  $y$ .

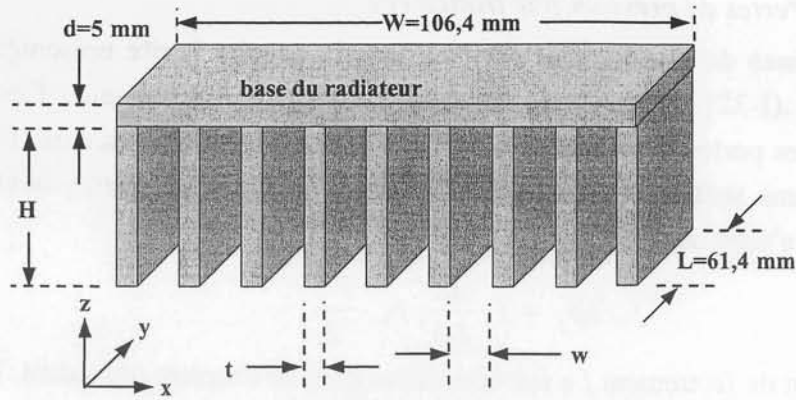


Figure II- 11 Schéma de la structure interne de refroidisseur à canaux

La résistance thermique totale  $Rth_{HA}$  est la somme algébrique (équation (II-8)), des trois termes provenant de chaque phénomène de transfert thermique.

$$Rth_{HA} = Rth_{COND} + Rth_{CONV} + Rth_{CAP} \quad (II-8)$$

En ajoutant les gradients de température liés à ces trois termes, nous obtenons la différence de température entre la zone chaude définie par la température  $T_H$  et la température ambiante  $T_A$  (température d'entrée du fluide).

$$T_H - T_A = (T_H - T_{P,out}) + (T_{P,out} - T_{W,out}) + (T_{W,out} - T_A) \quad (II-9)$$

En définissant les trois termes de résistances thermiques par l'analogie électricité-thermique nous obtenons les relations suivantes :

$$T_H - T_A = Rth_{HA} \cdot P$$

$$T_H - T_{P,out} = Rth_{COND} \cdot P \quad \text{avec} \quad Rth_{COND} = \frac{d}{\lambda_d \cdot W \cdot L}$$

$$T_{P,out} - T_{W,out} = Rth_{CONV} \cdot P \quad \text{avec} \quad Rth_{CONV} = \frac{1}{h \cdot S_{CONV}} \quad (II-10)$$

$$T_{W,out} - T_A = Rth_{CAP} \cdot P \quad \text{avec} \quad Rth_{CAP} = \frac{1}{\rho_w \cdot Cp_w \cdot Q}$$

En injectant chaque terme dans la relation (II-9) nous obtenons la relation (II-8) énoncée précédemment. Dorénavant nous modélisons thermiquement l'échangeur par la résistance thermique totale définie par la relation (II-11). Cette résistance est obtenue en injectant les équations (I-17), (I-50) et (I-53) dans la relation (II-8).

$$Rth_{HA} = \frac{d}{\lambda_d \cdot S_d} + \frac{1}{h \cdot S_{CONV}} + \frac{1}{\rho_w \cdot Cp_w \cdot Q} \quad (II-11)$$

### II/3.1.3. Modélisation hydraulique

La structure interne de l'échangeur, est constituée de,  $Nc$  canaux en parallèle,  $Nt$  ailettes ( $Nt = Nc + 1$ ) un collecteur d'arrivée et un collecteur de départ de fluide. Ce qui provoquent deux types de pertes de charge : les pertes de charge par frottements et les pertes de charge singulières.



**II/3.1.3.a. Pertes de pression par frottement**

Les phénomènes de cisaillement pariétal dans la couche limite présentée précédemment dans l'équation (I-32) apparaissent dans les canaux de l'échangeur. Ces frottements se traduisent par des pertes de pression entre l'entrée et la sortie des canaux. En supposant que les canaux ont une section constante et une vitesse de fluide uniforme, la chute de pression dans les canaux s'écrit alors :

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \rho_w \cdot \frac{V^2}{2} \quad (II-12)$$

Le coefficient de frottement  $f$  a été déjà défini dans le chapitre précédent. La loi de Blasius permet d'obtenir une bonne estimation de ce coefficient.

**II/3.1.3.b. Pertes de pression singulières**

Un obstacle dans une conduite lors du passage de fluide (rétrécissement progressif de section, variation brusque de section, changement de direction, embranchement, obstacle) entraîne une augmentation des pertes d'énergie mécanique. La perte de pression correspondante à cette quantité d'énergie s'exprime alors par la relation ci-dessous :

$$\Delta p_\kappa = \kappa \cdot \rho_w \cdot \frac{V^2}{2} \quad \text{avec } \kappa = \sum \kappa_i \quad (II-13)$$

Le coefficient des pertes singulières  $\kappa$  comptabilise les différents coefficients des pertes de pression singulières. Les schémas de la Figure II- 12 montrent le cas d'un coude, d'un élargissement brusque et d'une bifurcation. Ces scénarios sont couramment rencontrés dans les échangeurs à canaux (les élargissements sont situés à la jonction collecteur- canaux).

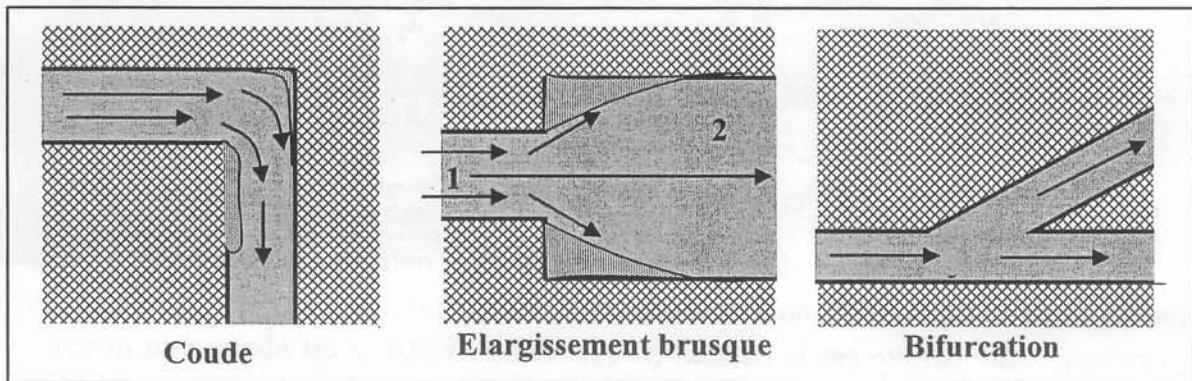


Figure II- 12 Scénarios d'écoulements singuliers dans un échangeur

Si l'angle de la courbure du conduit,  $\theta$  est connu, alors le coefficient de la perte de pression singulière associée est donné par la relation (II-14).

$$\kappa_l = 0,9457 \cdot \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2,047 \cdot \sin^4 \frac{\theta}{2} \quad (II-14)$$

Sinon nous pouvons utiliser le rayon de courbure  $R_C$  en régime laminaire pour évaluer le coefficient de la perte de pression, avec l'équation suivante.

$$\kappa_1 = 0,37 \cdot f \cdot \left[ \left( \frac{R_C}{R} \right)^{0,05} \cdot \frac{Re}{2} \right]^{0,35} \quad \text{si } 40 < \frac{R}{R_C} \cdot Re \leq 10^3$$

$$\kappa_1 = f \quad \text{si } \frac{R}{R_C} \cdot Re \leq 40$$
(II-15)

En régime turbulent nous devons utiliser le coefficient de frottements pour évaluer celui des pertes de pression singulière dans le conduit, à partir de la relation suivante:

$$\kappa_1 = f \cdot \left[ \left( \frac{R_C}{R} \right)^2 \cdot Re \right]^{0,05} \quad \text{si } 6 < \left( \frac{R_C}{R} \right)^2 \cdot Re$$
(II-16)

Concernant l'élargissement brusque de conduit, il y a une forte dépendance du coefficient des pertes de pression associées selon le rapport des sections de passage. L'équation (II-17) donne ce coefficient avec en plus une correction selon le rapport des diamètres du conduit.

$$\kappa_2 = \chi \cdot \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \quad \text{avec } \begin{array}{cccccc} \frac{D_1}{D_2} & 0,1 & 0,2 & 0,4 & 0,6 & 0,8 \\ \chi & 1,0 & 0,9 & 0,7 & 0,4 & 0,2 \end{array}$$
(II-17)

Pour les bifurcations de l'écoulement, les angles des bifurcations par rapport à la conduite d'origine sont utilisés pour estimer le coefficient des pertes de pression singulières associées aux bifurcations. Dans le cas d'une divergence de l'écoulement nous avons le tableau suivant :

Tableau II- 2 Coefficient de pertes singulières selon l'angle de bifurcation

Angle de bifurcation (°)	15	30	45	60	90
Coefficient $\kappa_3$	0,1	0,3	0,7	1,0	1,4

Pour un échangeur à canaux donné, nous pouvons alors énumérer les singularités rencontrées, depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie. Les singularités rencontrées dans les échangeurs étudiés sont les suivantes :

- un élargissement brusque de section
- des coudes à 90 degrés
- des branchements
- des confluent
- un rétrécissement brusque de section

Ces singularités, ajoutées aux chutes de pression par frottements dans les conduits, ne suffisent pas à elles seules pour estimer la chute de pression totale dans l'échangeur. En effet, des singularités liées aux points d'arrêts dans les collecteurs peuvent avoir lieu et sont difficiles à estimer. De plus, l'équirépartition des vitesses dans les canaux n'est pas parfaite. Tous ces facteurs vont entraîner une incertitude d'estimation entre les valeurs théoriques et expérimentales de la chute de pression totale.

D'une part, le système de refroidissement est thermiquement caractérisé par sa résistance thermique totale qui est la somme des termes dus aux trois phénomènes de transferts thermiques in situ (équation (II-11)). D'autre part, ce système est caractérisé, sur le plan

énergétique, par des pertes de pression qui sont dues aux frottements et aux singularités dans le circuit hydraulique. Notre objectif étant d'améliorer les échanges thermiques tout en minimisant les pertes de pression, nous allons donc déterminer les paramètres pouvant influencer sur les performances thermique et hydraulique.

### II/3.1.4. Les degrés de liberté l'échangeur

Dans cette étude, nous recherchons les paramètres propres au refroidisseur, susceptibles de provoquer une variation notable des performances du refroidisseur. Ces paramètres peuvent être de construction ou de fonctionnement. Ils sont déterminés lorsque les conditions dans lesquelles l'échangeur travaille ont été fixées. Ces conditions sont :

- la température moyenne du fluide caloporteur
- la vitesse du fluide dans les canaux
- le régime d'écoulement laminaire ou turbulent
- le débit volumique total
- la géométrie et la disposition de la source dissipatrice

Une fois ces conditions fixées, les seuls paramètres influents sont les suivants :

- la taille des canaux et des ailettes (hauteur  $H$ , largeur des canaux  $w$ , longueur des canaux  $L$  et largeur des ailettes  $t$ )
- l'épaisseur de la base du radiateur :  $d$
- le support d'usinage du radiateur modélisé par sa conductivité thermique :  $\lambda_d$
- la surface de convection  $S_{CONV}$

Chacun de ces paramètres a une seule influence propre sur la performance du radiateur. L'épaisseur de la base du radiateur est fixée à la valeur minimale permettant de garantir une bonne tenue mécanique, une fois le module de puissance monté. Pour cela sa valeur est de 5mm. La chute de pression dans les canaux croît avec la longueur des canaux  $L$ , par conséquent sa valeur est fixée par la largeur du module de puissance, c'est à dire 61,4 mm. Quant à la longueur  $W$  du radiateur, elle est aussi fixée par celle du module de puissance, c'est à dire 106,4 mm. Thermiquement, ces côtes maximales sont justifiées par le fait que dans les conditions de refroidissement performantes, l'ensemble du socle du module ne participe pas à l'écoulement du flux de chaleur [SCH-92]. Selon le Tableau II- 3 ci-dessous, nous pouvons alors dénombrer cinq paramètres ( $d$ ,  $w$ ,  $t$ ,  $H$ ,  $\lambda_d$ ) provenant du radiateur. En y ajoutant les paramètres liés au fluide ( $Q$ ,  $T$ ) nous avons au total sept paramètres à ajuster pour améliorer les performances de l'échangeur.

Tableau II- 3 Paramètres ajustant les performances d'un échangeur à canaux.

Contraintes	Symboles	Paramètres à ajuster	Symboles
Densité de flux ( $W.cm^{-2}$ )	$\phi$	base du radiateur	$W, L, d$
Chute de pression (kPa)	$\Delta P$	Taille et espacement d'ailettes	$H, L, t, w$
Débit volumique ( $L.min^{-1}$ )	$Q$	Taille de canaux et espacement	$H, w, t$
Flux thermique (W)	$P$	Surface de convection	$S_{CONV}$

En choisissant le support du radiateur et en fixant un débit volumique minimum pour garantir le régime d'écoulement turbulent, il reste donc à déterminer les paramètres  $H$ ,  $w$  et  $t$  pour augmenter la surface de convection et donc d'optimiser le flux thermique. Cependant nous devons aussi tenir compte de l'influence de ces paramètres sur la chute de pression. C'est pourquoi nous allons étudier l'influence des paramètres d'optimisation ( $H$ ,  $w$ ,  $t$ ,  $Q$ ) sur les performances du système de refroidissement.

### II/3.2. Etude de l'influence des paramètres non géométriques

Les performances du refroidisseur sont liées aux grandeurs géométriques (taille des ailettes et des canaux) et physiques (conductivité thermique) du radiateur. Ces performances sont aussi liées aux grandeurs cinématiques et physiques du fluide caloporteur. La question que nous nous posons ici, est de connaître les grandeurs qui peuvent améliorer considérablement les performances du système de refroidissement.

#### II/3.2.1. Conductivité thermique du matériau constituant le refroidisseur

La conductivité thermique du support d'usinage du refroidisseur joue un rôle important dans l'élaboration du radiateur de l'échangeur. En effet, le paramètre  $\lambda_d$ , intervient à deux niveaux. D'une part, la résistance thermique de conduction au niveau de la base du radiateur est inversement proportionnelle à la conductivité thermique  $\lambda_d$  (équation (II-10)). D'où l'intérêt d'avoir un support avec une conductivité thermique la plus grande possible. D'autre part, d'après l'équation (I-49), l'efficacité d'ailette du radiateur croît lorsque la conductivité thermique du support augmente. En choisissant bien le support d'usinage du radiateur, en conformité avec certains objectifs comme la réduction du poids, nous pouvons considérablement améliorer les performances, tout en gardant le même niveau de puissance hydraulique. Le diagramme de la Figure II- 1 montre aussi que, pour des valeurs de la conductivité thermique au-delà de  $80 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ , une bonne performance thermique vis à vis du support d'usinage est atteinte.

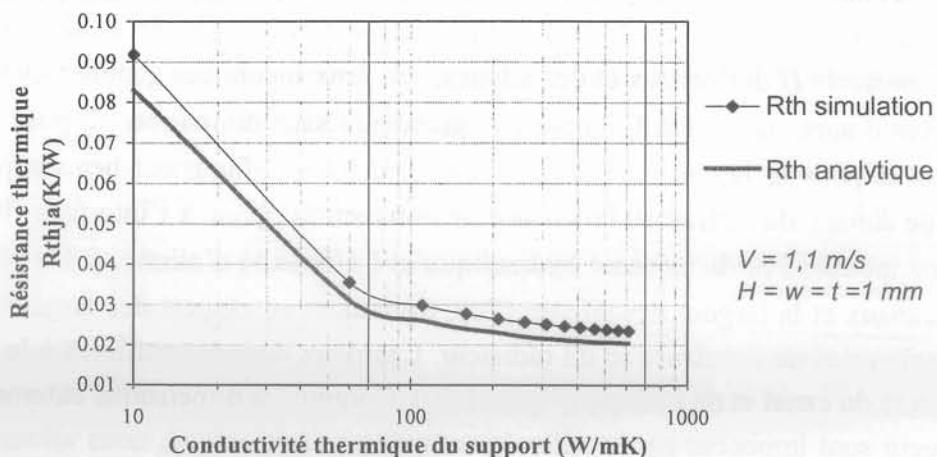


Figure II- 13 Réduction de la résistance thermique selon le choix du support

### II/3.2.2. Le fluide de refroidissement

Nous savons que le coefficient de convection  $h$  dépend de la conductivité thermique du fluide, de la viscosité via le nombre de Reynolds et aussi du nombre de Prandtl. Le nombre de Prandtl est une image de la température du fluide caloporteur. En travaillant donc autour du point de fonctionnement, c'est à dire autour de 80 °C, nous pouvons mettre en évidence l'influence de la vitesse du fluide, qui ne peut s'observer que lorsque l'échangeur est construit. Pour fixer le régime d'écoulement, la plage de variation de la vitesse du fluide est choisie. Cependant, il va sans dire qu'une augmentation de la vitesse, donc du débit volumique s'accompagne d'une modification des performances du système de refroidissement. Nous pouvons, par conséquent, observer deux phénomènes, l'un au niveau de la thermique et l'autre au niveau de l'hydraulique. Sur le plan thermique, la résistance thermique subit d'abord une décroissance rapide puis une décroissance douce, lorsque le débit augmente. La décroissance rapide est due au terme capacitif alors que la décroissance douce est liée au terme convectif. Cette évolution sera explicitée dans la suite du chapitre. Sur le plan hydraulique, la chute de pression et les pertes d'énergie dues au pompage croissent régulièrement.

### II/3.3. Optimisation des paramètres géométriques

Les choix du support d'usinage du radiateur et du fluide de refroidissement sont justifiés par les critères de performances thermique, hydraulique, écologique et de poids. Cependant ces choix ne garantissent pas directement l'obtention d'un système de refroidissement efficace satisfaisant aux exigences de l'application demandée. Pour bénéficier pleinement des performances envisagées, il faut procéder à une optimisation qui se traduit principalement par un dimensionnement géométrique du système de refroidissement.

#### II/3.3.1. Choix du pas d'ailette

Les inconnues géométriques  $w$  et  $t$  décrites par le croquis de la Figure I-30, représentent respectivement la largeur des canaux et la largeur des ailettes de l'échangeur. Pour une hauteur constante  $H$  des canaux et des ailettes, ces deux inconnues géométriques peuvent être remplacées d'après la Figure I-30, par des grandeurs sans dimension :  $\xi$  pour la largeur des canaux et  $\alpha$  pour la largeur des ailettes. Ces grandeurs influencent beaucoup la résistance thermique  $R_{th_{RAD}}$  du radiateur, la surface de convection  $S_{CONV}$  à l'interface fluide/solide, la puissance motrice  $P_m$  du système hydraulique et l'efficacité d'ailette  $\eta$ . De plus, le nombre  $N_c$  des canaux et la largeur des ailettes ( $2\alpha$ ), équivalent au rapport des largeurs ailette/canal, sont des données de construction du radiateur. Ces deux données suffisent à la détermination des largeurs du canal et de l'ailette (Figure I-30). Comme les dimensions externes ( $d$ ,  $L$ ,  $W$ ) de l'échangeur sont imposées par la taille du composant électronique, nous allons déterminer le rapport des largeurs ailette/canal et le nombre  $N_c$  de canaux permettant d'optimiser la résistance thermique  $R_{th_{RAD}}$ , la surface de convection  $S_{CONV}$ , la puissance motrice  $P_m$  et l'efficacité d'ailette  $\eta$ .

Concernant le choix du rapport des largeurs ailette/canal, un premier calcul théorique a été mené. Cette démarche est étroitement basée sur les travaux de Goldberg N. [GOL-84], de Tuckerman R.W et Pease [TUC-81] sur l'optimisation des refroidisseurs dédiés à l'électronique. Goldberg a travaillé sur le refroidissement d'un composant de dimension  $6,35 \times 6,35 \text{ mm}^2$ , avec des canaux de 12,7 mm de profondeur dans le cuivre. L'air a été utilisé comme fluide de refroidissement en régime laminaire. Les résultats ont montré que le choix d'un ratio ailette/canal proche de l'unité, permettait de réduire la résistance thermique de 50 %, en faisant varier la profondeur des canaux, alors qu'aucune optimisation n'avait été entreprise. En effet, cette performance a été obtenue en choisissant seulement trois valeurs de la largeur du canal. Il a été simplement remarqué qu'à débit volumique constant, le nombre de canaux conditionnait à la fois la chute de pression et la résistance thermique, et que les tendances d'évolution de ces deux grandeurs étaient opposées. Tuckerman et Pease [TUC-81], ont travaillé sur le système qui a servi de modèle de base pour les travaux de Goldberg [GOL-84]. Cette fois-ci l'eau est utilisée comme fluide de refroidissement et le silicium comme matériau de l'échangeur. Le rapport des largeurs ailette/canal était de 6,4, la profondeur des canaux de 0,365 mm avec 88 canaux. Une résistance thermique de 0,086 K/W a été obtenue par optimisation, pour une chute de pression de 0,2 bar. L. Meysenc [MEY-98] et C. Perret [PER-01] aussi ont différemment procédé à une optimisation des canaux pour réduire la résistance thermique de leur système de refroidissement. L. Meysenc a eu recours à l'algorithme génétique pour optimiser le refroidisseur d'un interrupteur de puissance IGBT à partir d'un système de refroidissement usiné dans le cuivre. Alors que C. Perret a utilisé un algorithme direct pour optimiser son système de refroidissement en silicium. Tous deux ont montré que le rapport des largeurs ailette/canal ( $2\alpha$ ) idéal pour un bon refroidissement se situe autour de la valeur unitaire. Ce qui nous amène donc à choisir  $\alpha \approx 0.5$ .

Nous allons donc utiliser les l'hypothèses de Goldberg [GOL-84] puisque les canaux du système de refroidissement sont de l'ordre du millimètre (pour éviter l'encrassement des canaux). Pour cela, trois valeurs de la profondeur du canal ont été choisies, pour couvrir la plage 1 mm- 10 mm.

#### *II/3.3.1.a. La résistance thermique du radiateur $R_{thRAD}$*

Il s'avère que les évolutions de la résistance thermique, représentées par les diagrammes de la Figure II- 14, pour une plage de débit volumique 500-1500 l/h, montrent une situation optimum pour un pas d'ailette compris entre 0,4 et 0,6. Le même intervalle est obtenu pour deux autres profondeurs de canaux prises dans la plage 1-10 mm.

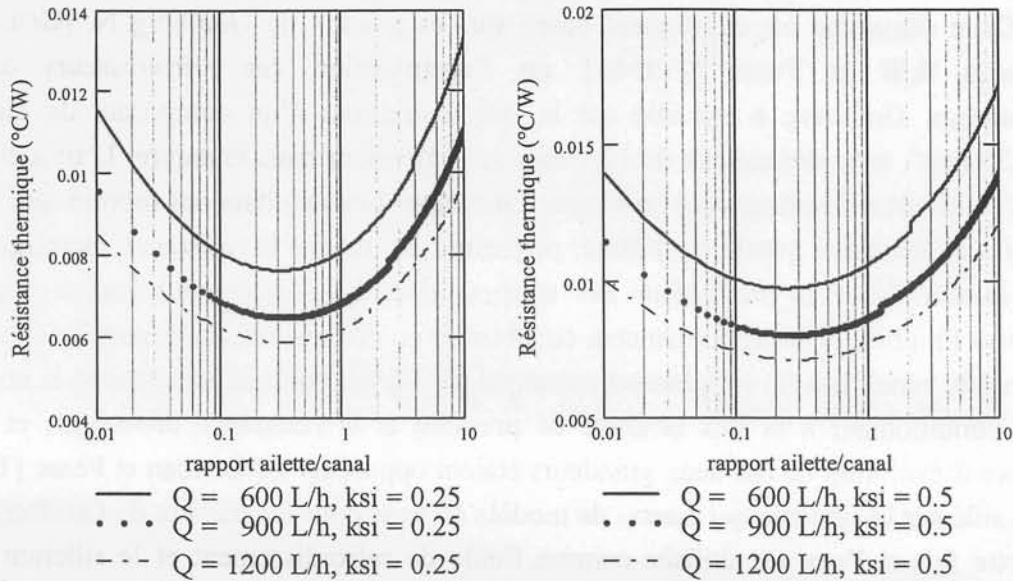


Figure II- 14 Influence du rapport des largeurs ailette/canal sur la résistance thermique  $R_{th_{RAD}}$  du radiateur pour deux valeurs du paramètre  $\xi$  et pour  $H = 2,5\text{mm}$

**II/3.3.1.b. La surface de convection à l'interface liquide/solide  $S_{CONV}$**

Nous avons évalué la surface de convection  $S_{CONV}$ , à l'interface du solide et du fluide de refroidissement. Son expression est donnée par l'équation (I-48). Cette surface de convection est ramenée à la surface de la base du radiateur  $S_d$ . Le rapport obtenu est sans dimension, et permet de juger la qualité de répartition de la densité de puissance de la semelle du composant jusqu'à l'interface solide/fluide. En effet si le rapport entre la surface de convection et la surface de semelle est plus grand que l'unité, la densité de puissance est réduite à l'interface solide/fluide par rapport à celle rencontrée sur la base du radiateur ; ceci permet une meilleure évacuation du flux thermique qui subit une répartition. Le rapport entre la surface de convection et la surface de la base du radiateur est représenté par les diagrammes de la Figure II- 15. Ce rapport est meilleur lorsque le rapport des largeurs ailette/canal se situe entre 0,1 et 0,5. De plus, il faut noter qu'en dehors de la plage 0,1-0,5, ce rapport est le même pour différents débits volumiques. Ceci peut s'expliquer, par le fait que la surface de convection  $S_{CONV}$  tient compte de l'efficacité d'ailette, qui est théoriquement comprise entre 0 % et 100 %. De ce fait une variation du débit volumique n'est prise en compte que partiellement, à l'intérieur de la plage où la surface de convection est maximale. L'influence du débit volumique sur la surface de convection ne se remarque donc qu'à l'intérieur de l'intervalle précédemment cité.

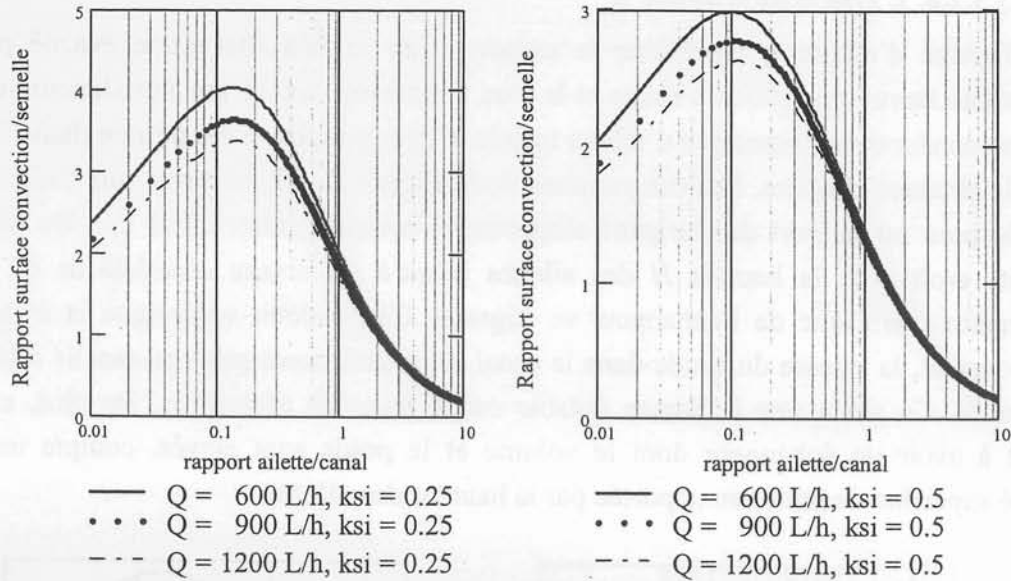


Figure II- 15 Influence du rapport des largeurs ailette/canal sur la surface de convection  $S_{CONV}$  pour deux valeurs du paramètre  $\xi$  et pour  $H = 2,5\text{mm}$

II/3.3.1.c. La puissance motrice  $P_m$

Les diagrammes de la Figure II- 16 montrent que la puissance motrice dans les canaux n'évolue pas de manière remarquable lorsque le rapport des largeurs ailette/canal se situe dans la plage 0,01-0,3. Par contre cette puissance motrice croît linéairement lorsque ce rapport est supérieur à l'unité. Il convient alors de choisir un rapport inférieur ou égal à l'unité pour éviter une forte croissance de la puissance motrice, car celle-ci est une contrainte qui conditionne le coût de fonctionnement du système de refroidissement.

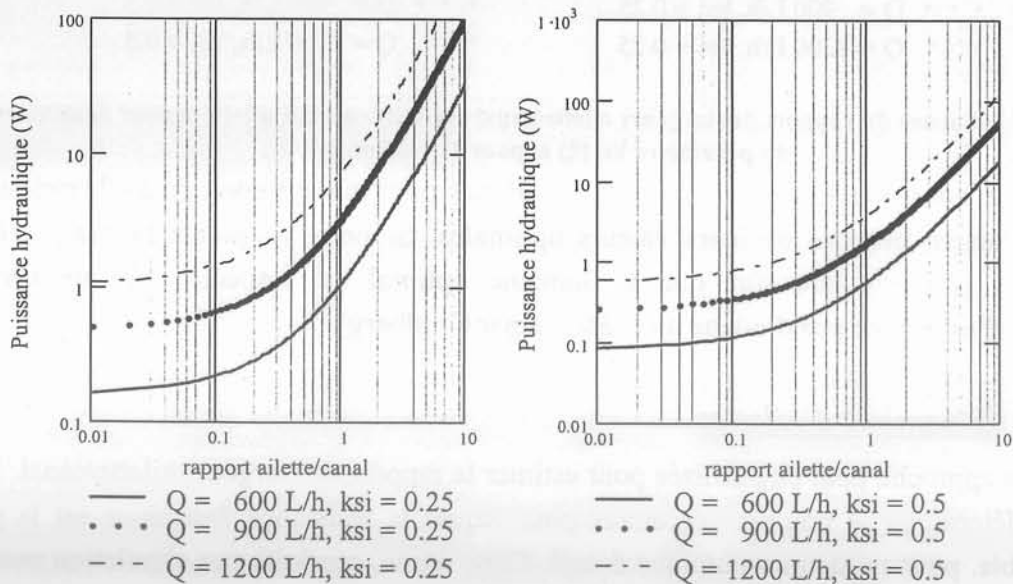


Figure II- 16 Influence du rapport des largeurs ailette/canal sur la puissance motrice  $P_m$  pour deux valeurs du paramètre  $\xi$  et pour  $H = 2,5\text{mm}$



### II/3.3.1.d. L'efficacité d'ailette $\eta$

L'efficacité d'ailette  $\eta$  représente le rapport entre le flux thermique évacué pour une conductivité thermique d'ailette réelle et le flux thermique évacué par le radiateur si celui-ci avait une conductivité thermique d'ailette infinie. Cette grandeur a été définie dans l'équation (I-49) du premier chapitre. Les diagrammes de la Figure II- 17 montrent que l'efficacité est optimale pour un rapport des largeurs ailette/canal compris entre 0,5 et 1,0. De plus, cette efficacité croît avec la hauteur  $H$  des ailettes jusqu'à un niveau. Au-delà de ce seuil, la performance thermique de l'échangeur se dégrade. Car, à débit volumique et à largeur de canal constant, la vitesse du fluide dans le canal est inversement proportionnelle à la hauteur des ailettes. Ce qui a une influence notable sur le transfert thermique. De plus, cela nous conduit à avoir un échangeur dont le volume et le poids sont élevés, compte tenu de la quantité superflue de matériau apportée par la hauteur des ailettes.

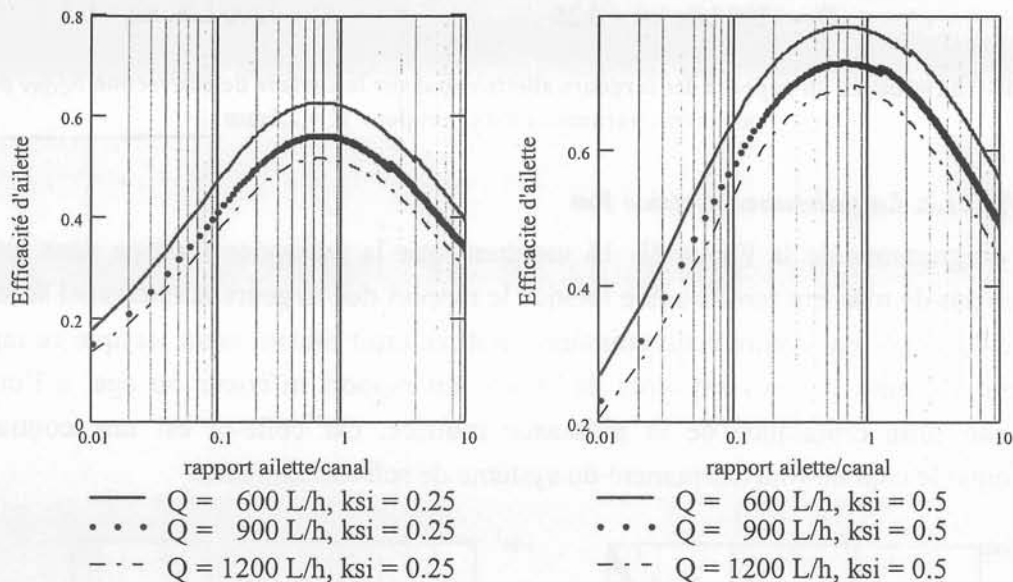


Figure II- 17 Influence du rapport des largeurs ailette/canal sur l'efficacité d'ailette  $\eta$  pour deux valeurs du paramètre  $\xi$  et pour  $H = 2,5\text{mm}$

Finalement, nous pouvons choisir un pas des ailettes pour que les contraintes thermique et hydraulique soient proches de leurs valeurs optimales. Si nous adoptons un pas d'ailette unitaire nous pouvons être sûrs que le domaine optimal est respecté avec un certain pourcentage d'erreur (ce pas d'ailette a été adopté par Goldberg).

### II/3.3.2. Le nombre d'ailettes

Une autre approche peut être utilisée pour estimer le rapport des largeurs ailette/canal. Elle consiste à déterminer le nombre de canaux pour lequel la résistance thermique est la plus faible possible, pour un débit volumique donné. Cette étude, conduite par simulation avec le logiciel Flotherm3.2, a été effectuée pour des dimensions standards de modules de puissance ( $80 \times 61,4 \text{ mm}^2$ ) et une profondeur de canal compatible avec les méthodes de réalisation technologique. Le graphe de la Figure II- 18 montre l'évolution de la température à la base du radiateur en fonction du nombre de canaux. Ce diagramme montre qu'au-delà de 20 canaux la

température de la base du radiateur ne subit pas de variation significative (environ  $-0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$  par canal).

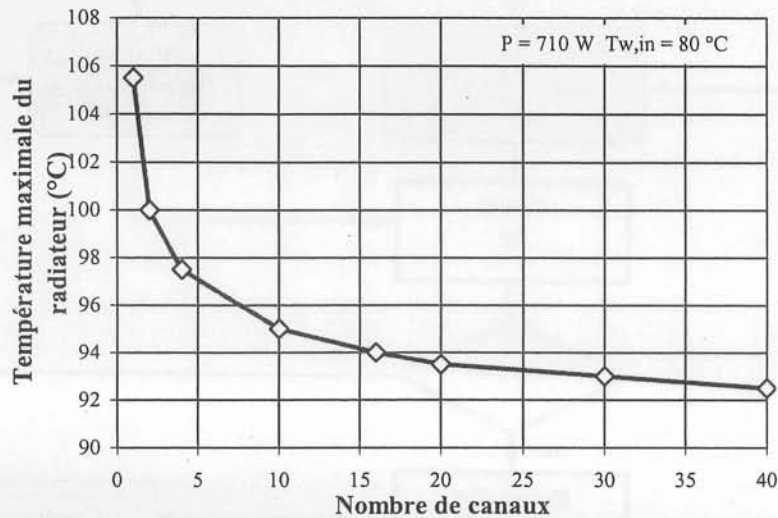


Figure II- 18. Réduction de la résistance thermique selon le nombre de canaux avec une profondeur de canal de  $H = 2,5\text{ mm}$

Dans la suite de notre démarche nous retiendrons la géométrie suivante :

- rapport des largeurs ailette/canal :  $2\alpha = 1$
- nombre de canaux :  $Nc = 20$
- nombre d'ailettes :  $Nt = 21$
- largeur d'ailette :  $t = 2\text{ mm}$
- largeur de canal :  $w = 2\text{ mm}$

### II/3.3.3. Le choix de la profondeur des canaux

A partir de cette géométrie de référence, nous allons étudier la sensibilité des performances hydraulique et thermique du refroidisseur par rapport à la profondeur des canaux tout en tenant compte de la limite des outils d'usinage. L'algorithme de la Figure II- 19 explique le calcul de la résistance thermique optimale, en tenant compte des contraintes du problème, c'est à dire, une évacuation minimale de  $657\text{ W}$  et une perte de pression maximale de  $0,2\text{ Bar}$ . Une première boucle de calcul permet d'imposer le régime de l'écoulement dans les canaux de l'échangeur. Ici le régime turbulent est recommandé compte tenu de la taille des canaux que nous recherchons. Une seconde boucle permet de maximiser la surface de convection tout en respectant la résistance thermique de l'échangeur et la chute de pression.

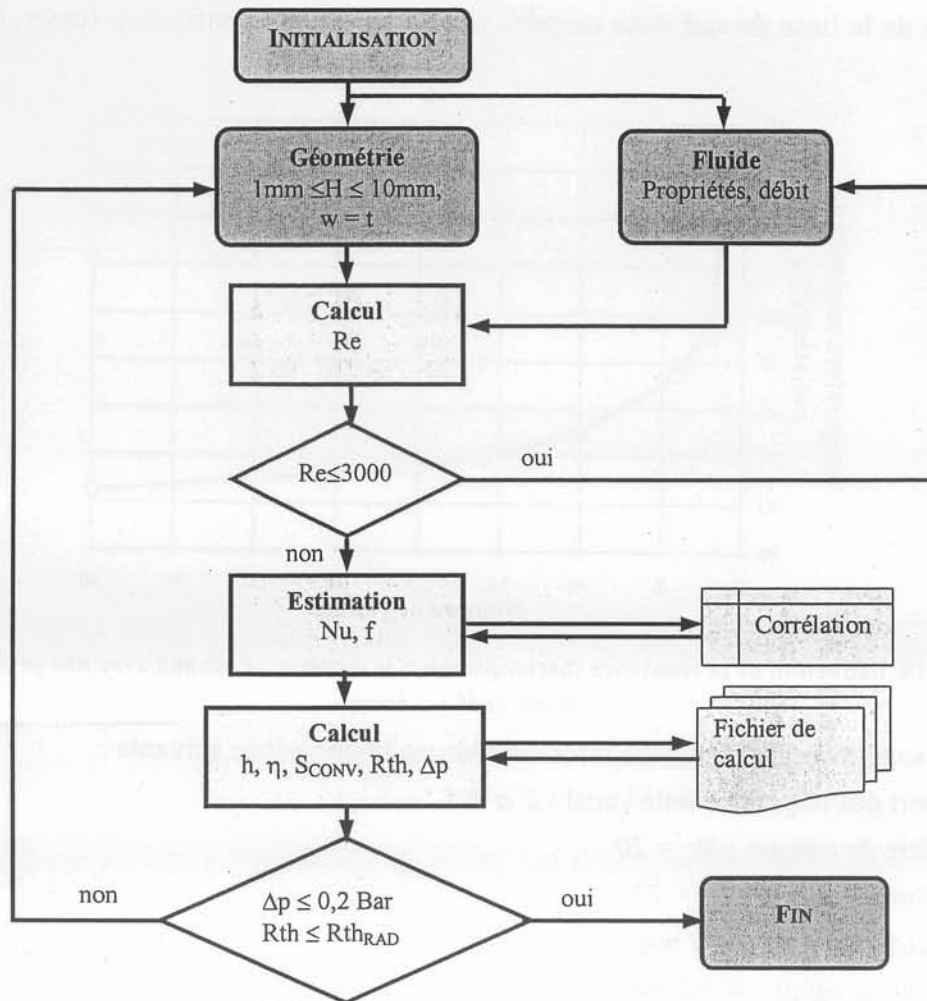


Figure II- 19 Algorithme de l'optimisation de la profondeur des canaux.

En régime turbulent, le coefficient de frottement  $f$  est estimé selon l'équation (I-43) le nombre de Nusselt  $Nu$  est estimé avec l'équation (I-44). Les équations (I-45) et (I-46) sont utilisées pour le régime laminaire, bien que l'algorithme proscrive ce mode d'écoulement. Puis, la résistance thermique  $Rth_{RAD}$  de l'échangeur et la chute de pression  $\Delta P$  sont calculées. Lorsque les valeurs des deux paramètres sont respectées, la configuration associée est retenue.

### II/3.3.4. Les configurations retenues

Plusieurs profondeurs de canaux ont été choisies afin de vérifier l'évolution des corrélations empiriques utilisées pour effectuer l'estimation du nombre de Nusselt. Le Tableau II- 4 présente les profondeurs de canaux choisies et le gain du radiateur associé en terme de surface d'échange par rapport à la surface de base du module de puissance. Ce tableau montre aussi qu'en augmentant la profondeur des canaux nous améliorons la surface de convection  $S_{CONV}$  tout en diminuant l'efficacité  $\eta$  des ailettes. De même, lorsque la profondeur  $H$  des canaux augmente, le coefficient de convection équivalent  $h_{EQ}$  est de plus en plus grand alors que le coefficient de convection réel  $h$  suit la tendance inverse.

Tableau II- 4 Les caractéristiques des prototypes d'échangeurs retenus et optimum

Configuration	unités	Prototype 1		Prototype 2		Prototype 3	
		retenue	optimale	retenue	optimale	retenue	optimale
$H$	$mm$	2,5	2,5	5	5	7,5	7,5
$w$	$mm$	2	2	2	2	2	2
$t$	$mm$	2	2	2	2	2	2.8
$Q_{MIN}$	$L/min$	3	10	4,5	10	6,1	10
$S_{CONV}/S_d$		1,7	1,7	2,6	2,8	3,2	3,3
$\eta$		0,94	0,96	0,84	0,93	0,73	0,91
$h_{EO}$	$Wm^{-2}K$	10678	11730	12473	9725	13917	8997
$h$	$Wm^{-2}K$	6398	6880	4843	3440	4378	2739
$Rth_{RAD}$	$K/kW$	26,6	22	22,3	25	19,7	27
$\Delta p$	$Pa$	143	1014	63	127	47	64

Les solutions optimales ont été retenues à partir d'une fonction objectif, résultante d'une combinaison linéaire de la résistance thermique  $Rth_{RAD}$  et de la chute de pression  $\Delta P$ . Les coefficients de pondération de la résistance thermique et de la chute de pression dans cette fonction objectif sont respectivement les inverses des valeurs maximales associées à chaque grandeur ( $Rth_{RAD\ max} = 0,027\ K/W$  et  $\Delta P_{max} = 0.2\ Bar$ ).

L'examen de l'efficacité d'ailette  $\eta$  et du coefficient d'échange convectif  $h$  nous montre, qu'à débit volumique  $Q$  constant, les canaux moins profonds se caractérisent par une bonne efficacité d'ailette et une bonne convection thermique. Mais les chutes de pression sont plus grandes. Ce que nous vérifierons, en procédant à une campagne de mesures expérimentales.

### II/3.4. Validations expérimentales

Les validations expérimentales passent par la réalisation technologique des prototypes, la mise en place du banc de mesures et les campagnes de caractérisations. Nous allons par la suite décrire cette phase pratique.

#### II/3.4.1. Réalisations des prototypes

Pour valider le travail de dimensionnement résumé dans le Tableau II- 4, nous avons choisi de réaliser trois prototypes de radiateurs. Leur géométrie sont en tout point identique, seules diffèrent les profondeurs de canaux. Ces profondeurs sont aussi reportées sur les collecteurs d'entrée et de sortie du refroidisseur. Les prototypes de radiateurs sont présentés sur la Figure II- 20.

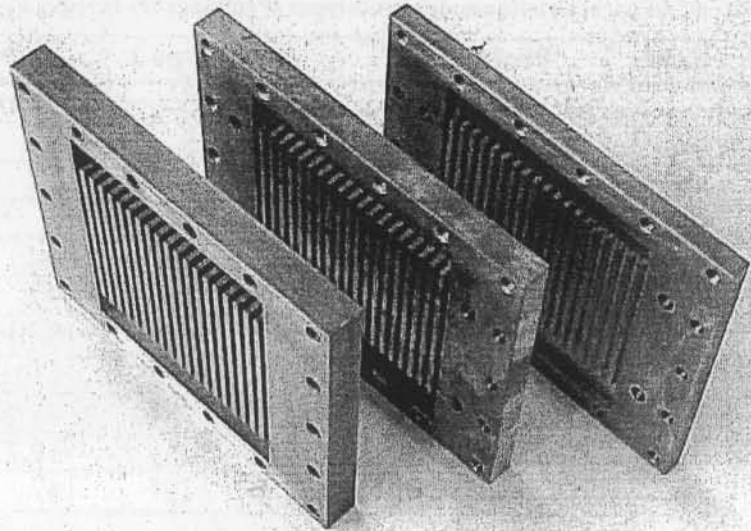


Figure II- 20 Prototypes de radiateurs avec des hauteurs d'ailette de 7,5 mm, 5 mm et 2,5 mm

Un prototype complet d'échangeur est obtenu par association d'un radiateur et d'un réservoir d'eau (Figure II- 21). L'étanchéité de l'ensemble est obtenue par collage puis par vissage. Une colle d'étanchéité est appliquée entre le radiateur et le collecteur d'eau. L'ensemble est ensuite chauffé dans un four à 100 °C environ pendant 20 min. Puis, l'ensemble est vissé pour assurer sa consolidation.

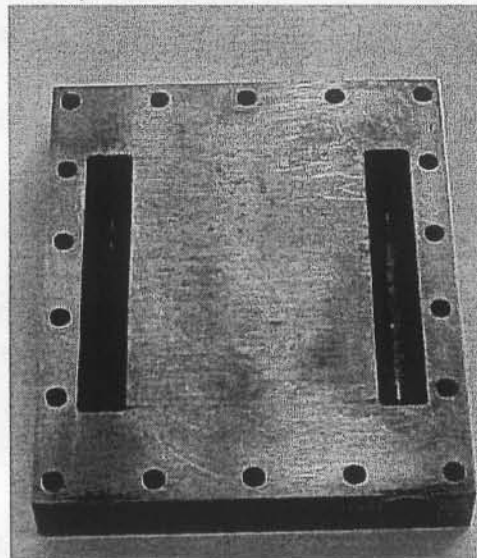


Figure II- 21 Prototype de réservoir de fluide pour les radiateurs utilisés.

#### II/3.4.2. Le banc d'instrumentation

Un module de puissance 600 V- 400 A a été monté sur l'échangeur avec un couple de serrage indiqué par le constructeur du module de puissance :

- Fuji Electric [FUJ-95] recommande un couple de serrage compris entre 2,5 et 3,5 Nm
- Toshiba Semiconductor [TOS-88] impose un couple de 3 Nm

Un autre module de puissance jouant le rôle d'interrupteur pilote, permet de commander la mise en puissance du module testé. Une carte électronique commande le module de puissance, et génère aussi le signal de la commande de l'interrupteur pilote. Cette carte permet aussi la mesure de la température de jonction  $T_J$  dans le composant par la méthode du paramètre

thermosensible [SCH-92]. Un oscilloscope permet la mesure de la chute de tension aux bornes du composant, ce qui permet de calculer la puissance  $P$  dissipée par le module de puissance sous test.

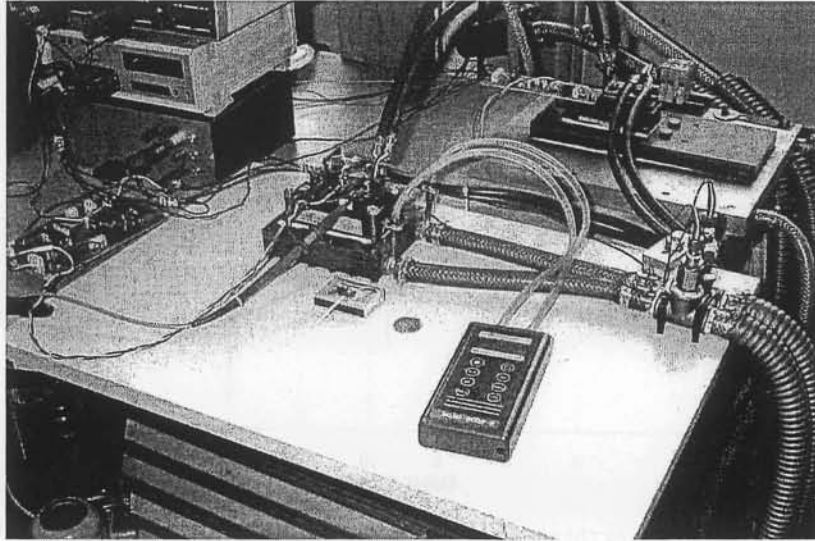


Figure II- 22 Description du banc de mesures.

Deux thermocouples, l'un à l'entrée et l'autre à la sortie de l'échangeur, donnent l'élévation ( $T_{w,out} - T_{w,in}$ ) de la température de l'eau, ce qui permet d'évaluer la résistance thermique capacitive  $Rth_{CAP}$ . Un troisième thermocouple placé entre la graisse thermique et l'échangeur donne la température  $T_H$  sur la face supérieure du radiateur, et permet d'évaluer la résistance thermique totale  $Rth_{RAD}$  du refroidisseur. Un manomètre différentiel donne la chute de pression  $\Delta P$  entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

### II/3.4.3. Performances thermique et hydraulique

#### II/3.4.3.a. Résistances thermiques

La résistance thermique capacitive  $Rth_{CAP}$ , liée à l'élévation de la température de l'eau a été définie de deux manières selon l'équation (I-53). Nous rappelons ici, que cette grandeur est déterminée expérimentalement par la relation (II-18), à partir des données expérimentales.

$$Rth_{CAP} = \frac{T_{w,out} - T_{w,in}}{P} \quad (II-18)$$

Le diagramme de la Figure II- 23 présente l'évolution des résistances thermiques capacitatives expérimentale et théorique, en fonction du débit volumique. Ces diagrammes montrent que le bilan énergétique dans l'échangeur est bien respecté, car les valeurs de la résistance thermique capacitive, obtenues par la théorie sont en accord avec l'expérience, avec un écart absolu de 0,6 K/kW. D'où la validation de la relation de conservation de l'énergie dans l'échangeur.

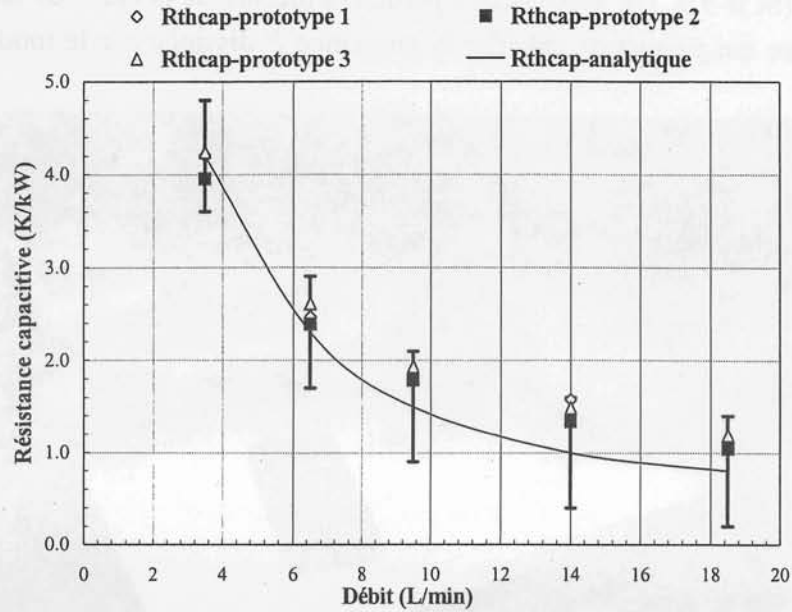


Figure II- 23 Résistances thermiques capacitives expérimentale et théorique (K/kW)

La résistance thermique expérimentale du radiateur est obtenue à partir de la température moyenne de la base du radiateur  $T_H$ , de celle de l'eau à l'entrée de l'échangeur  $T_{W,in}$  et de la puissance  $P$  dissipée par le composant. L'équation (II-19) exprime donc la relation qui lie cette résistance thermique aux données précédentes.

$$Rth_{RAD} = \frac{T_H - T_{W,in}}{P} \quad (II-19)$$

Les diagrammes de la Figure II- 24, Figure II- 25 et Figure II- 26 décrivent l'évolution des résistances thermiques totales pour les trois prototypes d'échangeur étudiés.

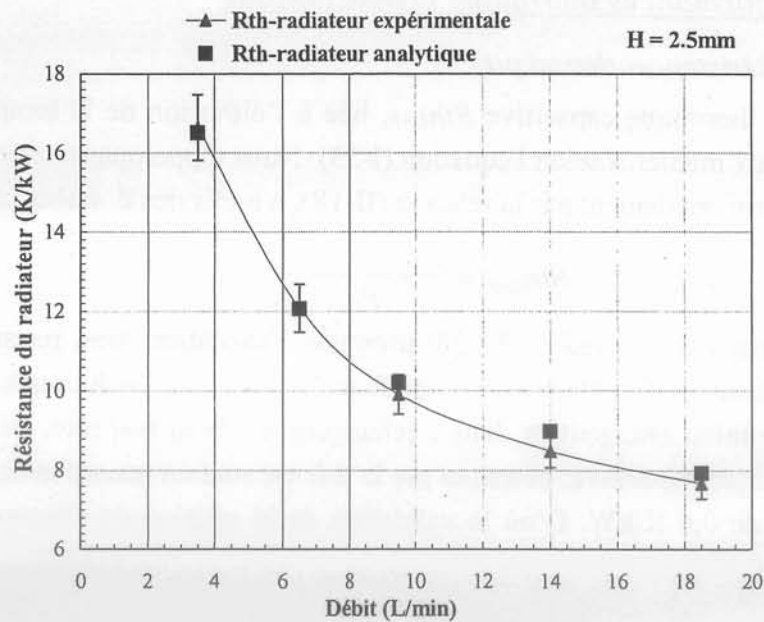


Figure II- 24 Résistances thermiques totales expérimentale et théorique du prototype 1

Les valeurs expérimentales de la résistance thermique pour le prototype 1 de radiateur sont en accord avec les valeurs calculées selon la théorie, avec une erreur absolue de 0,6K/kW.

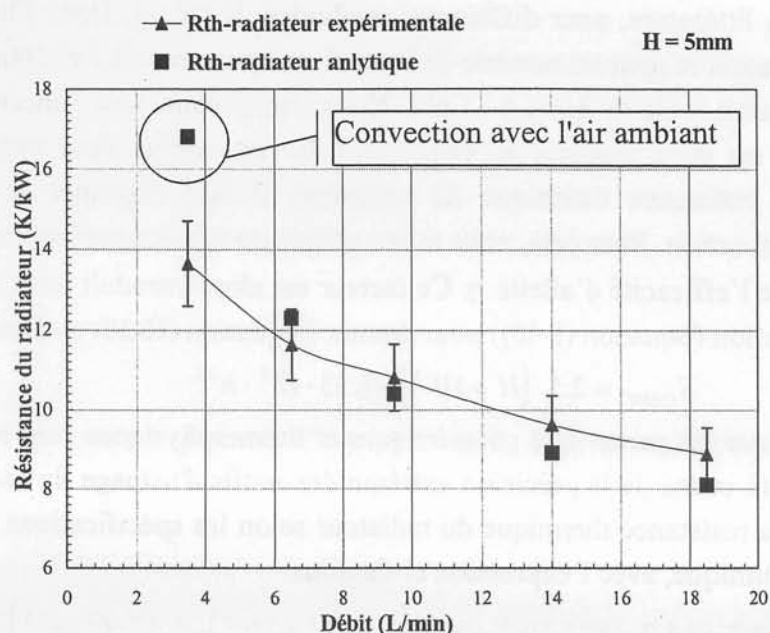


Figure II- 25 Résistances thermiques totales expérimentale et théorique du prototype 2

Le même scénario concernant l'accord des valeurs expérimentales et théoriques, est rencontré pour les prototypes 2 et 3. L'erreur absolue rencontrée est alors de 0,8K/kW pour le prototype 2 et de 0,7K/kW pour le prototype 3. De plus, nous notons que pour de faibles débits volumiques, il apparaît un phénomène de convection thermique entre les parois externes de l'échangeur et l'air ambiant.

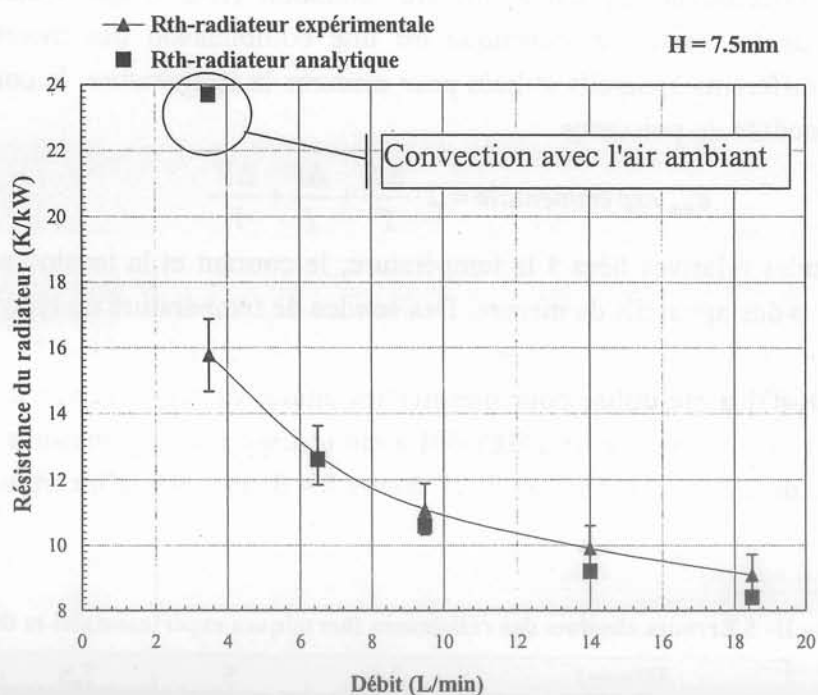


Figure II- 26 Résistances thermiques totales expérimentale et théorique du prototype 3

Concernant la résistance thermique du radiateur, les valeurs expérimentales obtenues sont légèrement supérieures aux valeurs théoriques. L'erreur sur les valeurs théoriques provient essentiellement de la précision des corrélations théoriques utilisées pour estimer le nombre de Nusselt. Polidori et al [POL-99], ont étudié les incertitudes résultantes de l'écart relatif entre



les données de la littérature, pour différentes méthodes de calcul. Dans l'hypothèse de flux constant sur les parois et pour un nombre de Prandtl compris entre 0,7 et 100, l'incertitude sur le nombre de Nusselt varie de 3,7% à 11,6%. Nous choisissons donc l'incertitude maximale. Cette incertitude est donc associée au coefficient de convection. Pour estimer l'incertitude théorique sur la résistance thermique du radiateur, il faut exprimer sa valeur selon le coefficient de convection. Pour cela, nous avons utilisé un développement limité à l'ordre un, de l'expression de l'efficacité d'ailette  $\eta$ . Ce facteur est alors introduit dans l'expression de la surface de convection (équation (I-48)) pour donner l'équation (II-20) ci-dessous.

$$S_{CONV} = 2.5 \cdot (H + 10^{-3}) - 1.33 \cdot H^2 \cdot h^{0.5} \quad (II-20)$$

En supposant que les paramètres géométriques et thermophysiques sont spécifiés avec une incertitude nulle (à cause de la précision extrême des outils d'usinage du refroidisseur), nous déduisons alors la résistance thermique du radiateur selon les spécifications des prototypes et selon le débit volumique, avec l'expression ci-dessous.

$$Rth_{RAD} = (2.7 + 14.7 \cdot Q^{-1}) \cdot 10^{-3} + h^{-1} \cdot [2.5 \cdot (H + 10^{-3}) - 1.3 \cdot H^2 \cdot h^{0.5}]^{-1} \quad (II-21)$$

Le calcul différentiel de la résistance thermique obtenue permet de calculer l'incertitude relative théorique selon l'expression (II-22) ci-dessous.

$$\varepsilon_{Rth \text{ théorique}} = \frac{1}{Rth_{RAD}} \left| \frac{\partial Rth_{RAD}}{\partial h} \right| \cdot h \cdot \left( \frac{\Delta h}{h} \right) \quad (II-22)$$

Quant à l'incertitude relative expérimentale, nous l'estimons à partir de la relation (II-19), par un calcul différentiel. Ce calcul montre (équation (II-23)) que l'incertitude relative expérimentale de la résistance thermique est une combinaison des incertitudes relatives provenant des différents appareils utilisés pour mesurer la température, le courant et la chute de tension du module de puissance.

$$\varepsilon_{Rth \text{ expérimentale}} = 2 \cdot \frac{\Delta T}{T} + \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta V}{V} \quad (II-23)$$

Les incertitudes relatives liées à la température, le courant et la tension sont données par les constructeurs des appareils de mesure. Des sondes de température de type E [OME-00] ont été utilisées pour mesurer les températures, avec une incertitude de 0,4 %. Un oscilloscope Tektronix [TEK-87] a été utilisé pour mesurer les chutes de tension avec une incertitude de 5%. Une sonde de courant Metrix [MET-99] a été utilisée pour les mesures de courant avec une incertitude de 2,5 %. Le Tableau II- 5 donne les deux types d'incertitudes théorique et expérimentale.

Tableau II- 5 Erreurs absolues des résistances thermiques expérimentales et théoriques

$H(mm)$	2,5	5	7,5
$\varepsilon_{Rth \text{ théorique}} (\%)$	9,8	10,0	10,1
$\varepsilon_{Rth \text{ expérimentale}} (\%)$	6,1		

Concernant l'incertitude théorique, nous pouvons dire que l'incertitude sur le nombre de Nusselt se retrouve sur la résistance thermique par le biais de la résistance de convection.

L'incertitude expérimentale est inférieure à la valeur théorique, ce que nous expliquons par la précision des instruments de mesure.

L'observation des diagrammes des résistances thermiques précédemment tracés permet de faire deux remarques importantes. D'une part, l'accord des valeurs théoriques et expérimentales avec les incertitudes suivantes :

- 5 % pour le prototype 1
- 7,7 % pour le prototype 2
- 7 % pour le prototype 3.

Considerant ces niveaux d'erreurs, nous pouvons dire que les valeurs expérimentales obtenues sont acceptables. D'autre part, la résistance thermique est plus petite pour des canaux peu profonds (prototype 1 avec une profondeur de canal de 2,5 mm), ce qui veut dire que l'échange thermique est meilleur par rapport aux cas de canaux plus profonds (prototypes 1 et 2 avec des profondeurs de canaux respectives de 5 mm et 7,5 mm). A débit volumique constant, la vitesse du fluide dans les canaux de petites profondeurs, est plus grande que celle des canaux de grandes profondeurs. Cela se traduit par une amélioration de la convection forcée. Ce qui explique les différences entre les résistances thermiques pour les trois échangeurs. Notons au passage que moins le canal est profond, plus la résistance thermique est sensible au débit volumique. Ce qui confère au prototype 1 une bonne sensibilité thermique vis-à-vis du débit volumique.

#### II/3.4.3.b. Chutes de pression et puissance motrice

L'étude expérimentale de la chute de pression a été effectuée avec un manomètre différentiel placé entre l'entrée et la sortie du refroidisseur. Pour les trois prototypes, la chute de pression a été mesurée en fonction du débit volumique traversant le refroidisseur. Les graphes sont présentés Figure II- 27.

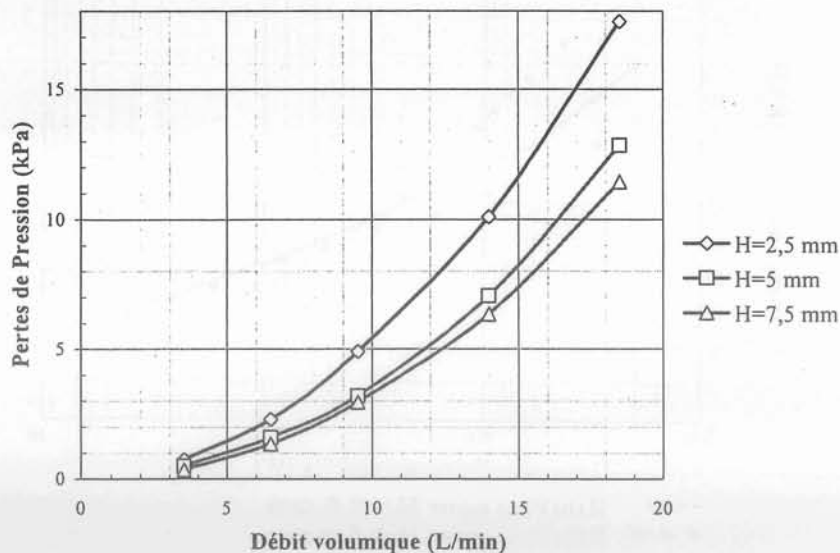


Figure II- 27 Pertes de pression expérimentales dans les trois échangeurs

Comme nous le voyons, la taille des canaux a une influence remarquable sur la chute de pression occasionnée dans l'échangeur. Cette évolution est normale car la chute de pression est une fonction croissante du nombre de Reynolds. Par conséquent, plus le canal est petit, plus la vitesse du fluide et le nombre de Reynolds augmentent dans les canaux. Le coefficient de frottement suit aussi la même évolution. L'utilisation de canaux peu profonds induit une consommation énergétique plus grande que celle de canaux profonds. En effet, l'utilisation de canaux de petites tailles nécessite, pour un débit volumique donné, une pompe hydraulique plus puissante. La puissance motrice étant le produit de la chute de pression par le débit volumique, celle-ci suit alors la même croissance que la chute de pression, lorsque la taille des canaux diminue.

En ce qui concerne les chutes de pression théoriques, les outils de simulation que nous possédons ne nous permettent pas d'avoir des résultats approchant au mieux les résultats expérimentaux obtenus. Le fait de ne pas pouvoir prendre en compte les points singuliers de l'écoulement dans l'échangeur explique la grande différence entre les valeurs théoriques et expérimentales. Ces points singuliers génèrent des pertes de pression qui ne sont pas négligeables devant celles du réseau de canaux que nous pouvons parfaitement modéliser. Ils sont principalement situés au niveau des collecteurs de l'échangeur. Une estimation théorique de la chute de pression avec le logiciel de simulation Flotherm3.2 donne des erreurs relatives allant de 60 % à 100 %. La modélisation de l'entrée et de la sortie du fluide est mal prise en compte avec cet outil de simulation.

Afin de prendre en compte à la fois les performances thermiques des refroidisseurs et les contraintes qu'ils induisent sur le plan énergétique, nous avons tracé l'évolution de la résistance thermique de chacun des prototypes en fonction de la puissance motrice du système de pompage qui leur est associé (Figure II- 28).

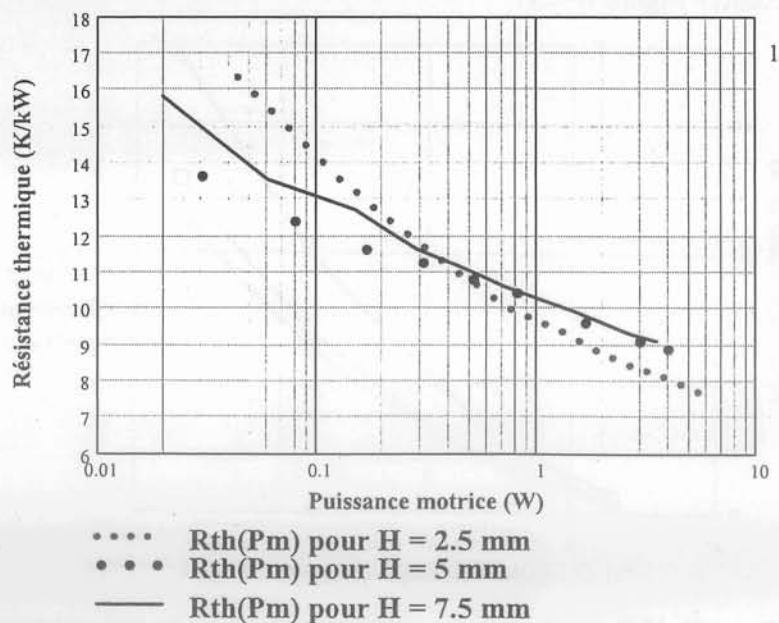


Figure II- 28 Evolution de la résistance thermique selon la puissance motrice pour les prototypes 1, 2 et 3 de refroidisseurs

La puissance motrice est calculée à partir de l'équation analytique (I-55). La résistance thermique utilisée pour cette comparaison est la résistance thermique pratique, avec une précision de 6,1 %. Les courbes de la résistance thermique en fonction de la puissance motrice pour les trois prototypes sont représentées sur le même graphe.

Comme attendu, les tendances d'évolution de la résistance thermique et de la puissance motrice du refroidisseur sont opposées. L'objectif étant de minimiser ces deux grandeurs, cette minimisation ne peut s'effectuer qu'avec un compromis en fonction du cahier de charges demandé. Ce point optimal dépend de la performance thermique demandée et des limitations énergétiques retenues pour le système hydraulique. En d'autres termes, un bon refroidissement nécessite plus d'énergie et devient plus cher sur la durée de fonctionnement de l'équipement. Dans ce cas, l'utilisation de l'échangeur doit se faire en tenant compte de deux contraintes. D'une part, le niveau de pertes à évacuer impose une première sollicitation thermique de l'échangeur, ce qui représente une contrainte forte sur la résistance thermique totale. D'autre part, la puissance électrique absorbée par la pompe hydraulique, impose une limitation de la performance thermique de l'échangeur, c'est aussi une contrainte forte sur la résistance thermique totale. D'où la nécessité de trouver un compromis au niveau de la performance thermique et hydraulique de l'échangeur.

#### II/3.4.3.c. Comparaison des prototypes

Afin de comparer les trois prototypes, nous imposons la même contrainte thermique aux trois échangeurs. Ici nous fixons une résistance thermique de 0,010 K/W, ce qui respecte bien la spécification thermique du cahier des charges. Le Tableau II- 6 dresse alors les performances hydrauliques de chaque prototype.

Tableau II- 6 Comparaison des performances hydrauliques à  $R_{th_{RAD}}$  fixée

	$R_{th_{RAD}}$ (K/W)	$Q$ (l/min)	$\Delta P$ (kPa)	$P_m$ (W)
$H=2,5$ mm	0,010	9,98	4,69	0,78
$H=5$ mm	0,010	12,14	5,34	1,08
$H=7,5$ mm	0,010	13,36	5,88	1,31

A partir de ce tableau, une seule remarque s'impose. A performance thermique égale, la puissance motrice hydraulique augmente lorsque la profondeur des canaux augmente. Le débit volumique permettant de respecter la contrainte thermique fixée, suit aussi une évolution croissante en fonction de la profondeur des canaux. Le tableau précédent montre qu'un échangeur avec des canaux peu profonds permet de trouver un bon compromis entre les performances thermique et hydraulique. En effet, plus le canal est peu profond, de fortes vitesses de fluide sont aisément atteintes tout en ayant des débits volumiques modérés.

## II/3.5. Conclusion de l'étude

### II/3.5.1. Recommandations

L'étude pratique des performances thermiques des trois prototypes permet de valider la corrélation de Nusselt choisie pour la phase de pré-dimensionnement. Le coefficient d'échange convectif est grand pour des canaux de petite taille et fournit donc un échange thermique meilleur. Mais les canaux peu profonds provoquent des pertes de pression plus importantes qui doivent être corrigées en réduisant le débit volumique. Le choix d'un échangeur avec des canaux moins profonds doit donc se faire suivant un compromis entre les performances thermique et hydraulique. Néanmoins le choix peut se porter sur le prototype de faible profondeur de canal. Un tel échangeur permet un gain de poids et de volume. Car plus le canal est profond plus l'ailette est haute et plus le poids du radiateur est grand. Le choix du dimensionnement est cependant fonction des performances. En effet, si après avoir effectué ce dimensionnement, l'utilisateur souhaite améliorer la résistance thermique du refroidisseur, il ne peut qu'agir sur le débit du fluide. L'augmentation du débit conduit d'une part à réduire l'efficacité des ailettes sans pour autant dégrader la performance thermique, et d'autre part à dégrader les performances hydrauliques du refroidisseur.

Pour notre application, le choix du prototype 1 ( $H = 2,5$  mm) permet d'obtenir une surface d'échange maximale, égale à 1,6 fois la surface de la semelle du module de puissance, avec une efficacité d'ailette optimale de 94 %. Cet optimum est fonction du débit volumique de fluide caloporteur.

### II/3.5.2. Solution retenue

Le prototype retenu pour l'évacuation des pertes d'un bras d'onduleur est celui donnant de faibles résistances thermiques de convection. Cependant l'augmentation du débit volumique doit tenir compte de l'effet d'ailette qui s'oppose aux performances thermiques de convection. D'où la proposition de solution donnée par le tableau ci-dessous.

Tableau II- 7 Solutions préconisées pour évacuer 700 W par bras d'onduleur

	$H(mm)$	$t=w(mm)$	$Q(L/min)$	$R_{th}(K/kW)$	$S_{CONV}/S_d$	$\Delta P(kPa)$	$P_m(W)$	$P_E(W)$
Min	2,5	2	8	10,9	1,6	3,6	0,5	1,67
Max			18,5	7,7	1,6	17,6	5,5	18,3

La puissance motrice  $P_m$  étant comprise entre 0,5 W et 5,5 W pour respecter l'évacuation de plus de 657 W (avec une marge de 43 W en plus), une pompe hydraulique a été utilisée pour imposer le débit volumique nécessaire. Son rendement est environ égal à 30 %. En calculant la puissance électrique  $P_E$  consommée par la pompe via son rendement (de 1,67 W à 18,3 W), nous avons choisi une pompe de puissance nominale 24 W avec, par exemple, les calibres en tension et courant de 12 V et 2 A.

## II/4. AMELIORATION DE LA CONVECTION PAR L'UTILISATION DES INTERFACES FRITEES

Nous avons précédemment montré que l'amélioration de l'échange thermique dans un refroidisseur monophasique, passe par une optimisation géométrique des canaux et des ailettes. De plus, la valeur du coefficient d'échange  $h$  est essentielle pour obtenir de bonnes performances thermiques. Ce paramètre est fonction du mode d'écoulement du fluide dans le conduit. Il est aussi fonction de l'état de surface de la paroi, à l'interface solide/fluide. Nous allons donc évaluer l'apport des matériaux frittés à la convection thermique, afin d'améliorer le transfert thermique à l'interface solide/fluide du refroidisseur.

### II/4.1. Motivations et théorie des surfaces frittées

Rosenfeld et North [ROS-95] ont fait une synthèse détaillée des travaux menés sur l'amélioration des transferts thermiques fluides dans le domaine de l'aérospatiale, de la défense militaire et de la traction électrique. Ces études se sont portées sur le développement de refroidisseurs très performants et compacts pour réduire la consommation d'énergie et les coûts de fabrication. Deux types d'échangeurs ont été développés pour des applications spécifiques : les échangeurs à caloducs dont les réseaux capillaires sont pourvus de milieux poreux et les échangeurs à ailettes dont les canaux contiennent un réseau de matériau poreux (PSPPM ou Pumped Single Phase Porous Media). Koh et Colony [KOH-74] ont validé le niveau d'évacuation dans un échangeur de type PSPPM, ils ont étudié un cas d'échangeur, utilisant de l'hydrogène comme fluide de refroidissement et ont trouvé que le flux thermique dissipé était supérieur à  $230 \text{ W.cm}^{-2}$  et pouvait être encore amélioré avec la nature du matériau poreux et la géométrie de l'échangeur. Kim et al [KIM-00] aussi ont utilisé un dispositif de refroidissement similaire pour évaluer les performances thermique et hydraulique à partir du coefficient de convection et du coefficient de frottements. Pour cela, ils ont utilisé l'analogie de Colburn qui définit un facteur noté  $j$ . D'après l'analogie de Colburn les coefficients de frottement visqueux  $C_f$  et de convection thermique  $h$  dépendent du nombre de Darcy  $f$  et du facteur  $j$ , dans le cas d'un échangeur classique. Les résultats expérimentaux montrent que le coefficient de frottement est plus faible pour un PSPPM que pour un échangeur classique pour de faibles nombres de Reynolds ( $Re \leq 800$ ). La tendance se renverse pour des nombres de Reynolds élevés ( $Re > 1000$ ). Les performances thermiques pour un PSPPM sont alors similaires à celles d'un échangeur classique. D'où l'intérêt d'utiliser les matériaux poreux dans les systèmes de refroidissement monophasiques, pour améliorer l'échange thermique convectif pour de faibles vitesses du fluide caloporteur.

Il a été aussi démontré par Rosenfeld [ROS-92] qu'une modélisation unidimensionnelle pouvait être utilisée pour caractériser les phénomènes de transferts thermiques solide- poreux-fluide (Figure II- 29).

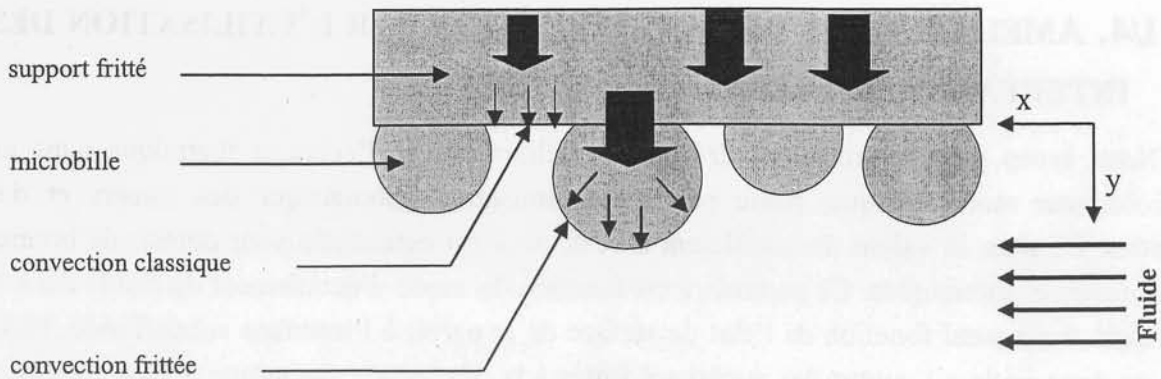


Figure II- 29 Les modes de transferts convectifs sur une surface frittée

Les modes de transferts thermiques sur une surface frittée se résument en une convection classique sur les surfaces dépourvues de microbilles et une convection améliorée sur la surface des microbilles. La loi régissant la température  $T$  au voisinage de la paroi, pour un modèle 1D, avec un coefficient de transfert solide/fluide constant, est donnée par l'équation (II-24).

$$\frac{d^2T}{dy^2} - \frac{h_p \cdot S_p}{\lambda_w} (T - T_p) = 0 \quad (II-24)$$

Dans cette équation, le flux thermique s'écoule selon la direction des  $y$  croissants. Dans ce sens, nous passons du milieu solide au milieu poreux. Concernant les conditions aux limites, la température dans le solide est constante à l'interface et il n'y a pas d'échange de flux en dehors du milieu poreux. Donc la face arrière de la cloison poreuse est adiabatique. L'intégration de l'équation (II-24) avec les conditions aux limites et le bilan d'énergie sur l'interface nous permet d'exprimer la densité de flux  $q$  échangée.

$$q = \varepsilon \cdot h_p \cdot [T(0) - T_c] - \lambda_w \left( \frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \quad (II-25)$$

Cette expression est composée de deux termes de transferts thermiques convectifs. Le premier terme est lié au phénomène de convection sur les surfaces frittées. Le second est lié à la convection thermique classique. Le coefficient de convection équivalent est alors composé de deux termes comme suite :

$$h_0 = \varepsilon \cdot h_p + \left( h_p \cdot S_p \cdot \lambda_w \right)^{\frac{1}{2}} \quad (II-26)$$

Le premier terme représente le coefficient de convection classique sur les surface vides, par conséquent fait intervenir le taux de vide  $\varepsilon$  du frittage. Le deuxième terme sous la racine carrée représente le coefficient de convection provenant de l'amélioration de la surface de convection. Cependant, le taux de vide  $\varepsilon$  et la surface de convection classique  $S_p$  sont difficiles à déterminer, ce qui rend difficile la séparation des deux termes précédemment évoqués. Néanmoins nous pensons que l'utilisation d'une surface frittée à l'interface solide/fluide, introduit non seulement un coefficient de convection lié au frittage, mais aussi un autre coefficient lié à l'amélioration de surface. Nous allons donc vérifier que le coefficient de convection obtenu est meilleur par rapport à celui d'une surface lisse.

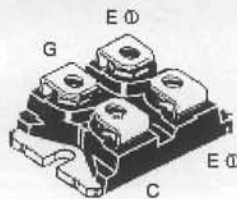
## II/4.2. Manipulations expérimentales

Pour quantifier l'apport d'une interface en matériau fritté pour notre application, nous avons réalisé trois prototypes de refroidisseurs dans lesquels nous ferons circuler de l'eau en convection forcée. Pour ces trois prototypes, l'ensemble formé par le composant et le refroidisseur reste identique. Seul diffère l'état de surface de la paroi solide/fluide par la présence d'une couche poreuse spécifique à chaque prototype.

### II/4.2.1. Dispositifs étudiés

L'ensemble du dispositif étudié est constitué d'une source de dissipation réalisée par un composant de puissance monté dans un boîtier ISOTOP<sup>®</sup>, d'un demi échangeur recouvert d'une couche de matériau fritté et d'un second demi échangeur à parois lisse. Le composant de puissance utilisé est décrit par la Figure II- 30.

SOT-227B, miniBLOC



G = Gate, C = Collector, E = Emitter  
 ⊕ either emitter terminal can be used as

Figure II- 30 Composant utilisé pour les validations expérimentales

C'est un IGBT dont le calibre en courant est 100 A, le calibre en tension est 600 V. Le support, représenté par le schéma de la Figure II- 31, est une plaque en cuivre de faible épaisseur. Sa face active est dépourvue de différents états de surface, selon le prototype de refroidisseur envisagé :

- une surface nue dont le prototype d'échangeur est noté (0L)
- une couche de frittage dont le prototype d'échangeur est noté (1L)
- deux couches de frittage dont le prototype d'échangeur est noté (2L)

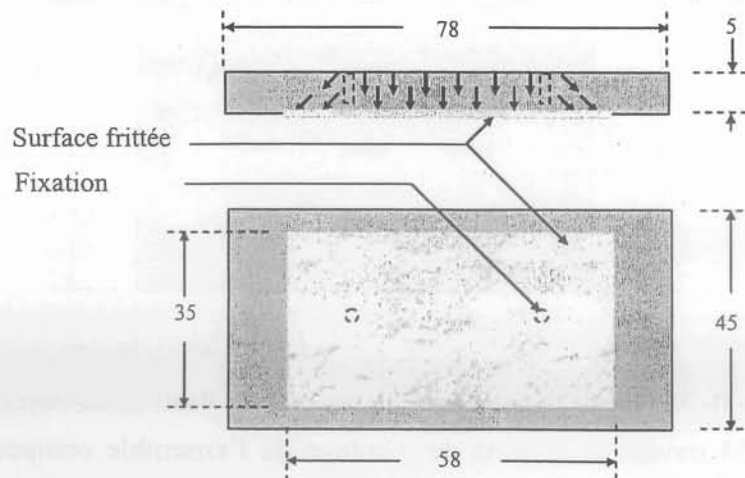


Figure II- 31 Schéma technologique du support en frittée (grandeurs en mm)



Nous décrivons ici le procédé de fabrication d'une surface frittée. Dans un premier temps, des microbilles en cuivre sont mêlées entre elles avec une colle spéciale. Les dimensions des billes varient de 30  $\mu\text{m}$  à 100  $\mu\text{m}$ . Puis les billes sont étalées sur la surface à fritter. Le support est ensuite placé dans un four chauffé à environ 900 °C sous vide pour éviter tout phénomène d'oxydation. Selon le procédé et la taille des microbilles, il existe différents types de frittages. Le frittage monocouche, décrit par la première image de la Figure II- 32, est obtenu avec des micro billes dont les diamètres sont compris entre 80  $\mu\text{m}$  et 100  $\mu\text{m}$ . Une seule couche de billes a été déposée sur le support. Le frittage bicouche, montré par les deux dernières photos de la Figure II- 32, est obtenu à partir d'un frittage monocouche sur laquelle, une seconde couche de micro billes d'environ 30  $\mu\text{m}$  de diamètres a été déposée. Le taux de vide pour le frittage bicouche est alors inférieur au taux de vide du frittage monocouche.

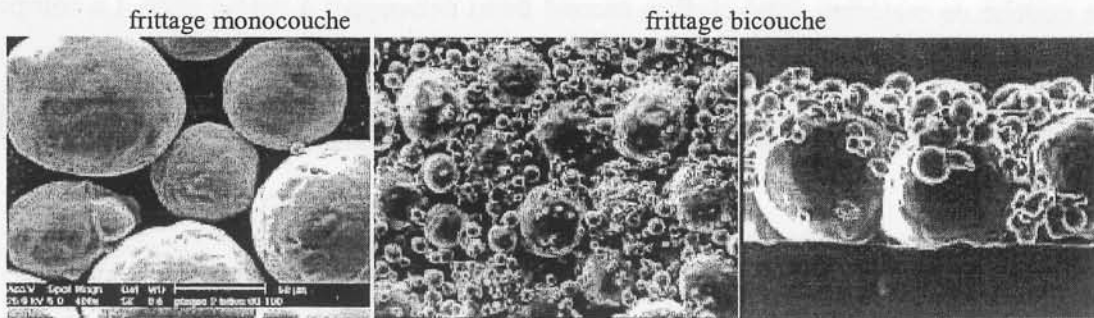


Figure II- 32 Types de frittages observés avec un grossissement x400

Le réservoir de fluide, dont les dimensions sont données par la Figure II- 33 est construit dans le même matériau que le support. Il est composé d'une arrivée de fluide avec une répartition de fluide et d'un départ de fluide avec un collecteur de fluide.

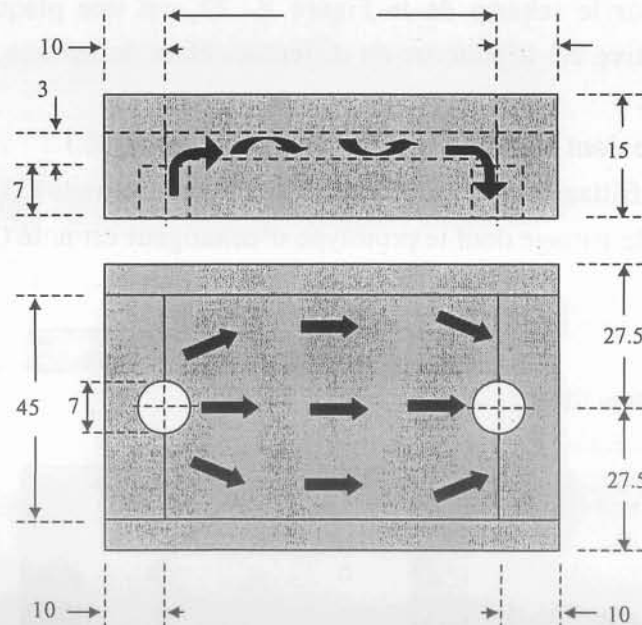


Figure II- 33 Schéma technologique du réservoir de fluide (grandeurs en mm)

La Figure II- 34 montre le schéma de montage de l'ensemble composant- refroidisseur. L'assemblage du support et du réservoir et leur étanchéité ont été assurés avec des vis et de la colle. Le module de puissance IGBT est monté sur le support avec des vis de montage, le

couple de serrage appliqué (1,5 N.m), est celui conseillé par le constructeur [IXY-00]. Une graisse thermique de conductivité thermique  $0,7 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$  a été appliquée entre la semelle et le support avant le serrage des vis.

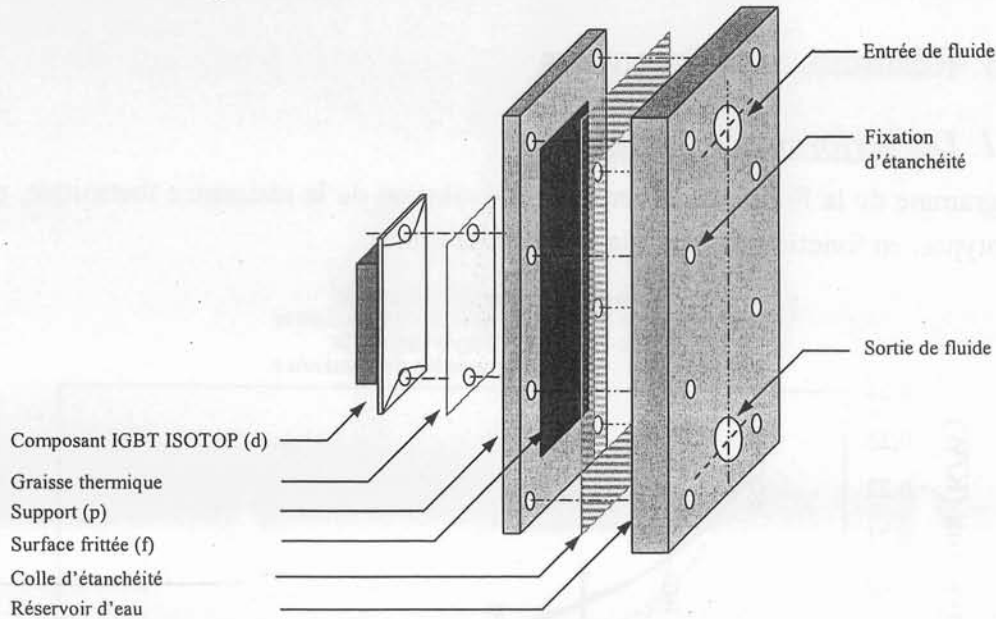


Figure II- 34 Schéma de montage du composant et de son refroidisseur

Deux tuyaux de même diamètre pour l'entrée et la sortie de fluide permettent d'alimenter l'échangeur en fluide et de recueillir le fluide évacué par l'échangeur.

#### II/4.2.2. Méthodes expérimentales

Pour respecter les normes de refroidissement et limiter la température de jonction du semiconducteur à  $125 \text{ }^\circ\text{C}$ , nous avons imposé une élévation de température classiquement adoptée ( $\Delta T_j = 45^\circ\text{C}$ ). En prenant en compte cette contrainte et celle du fluide de refroidissement dont la température initiale est de  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ , nous augmentons la puissance dissipée dans le composant, jusqu'à ce que la température de jonction du composant atteigne la valeur maximale fixée. Nous mesurons ensuite les grandeurs permettant de calculer la résistance thermique de l'échangeur. Ces grandeurs sont :

- les températures du fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur :  $T_{w,in}$ ,  $T_{w,out}$
- la température du support (d) à l'interface graisse/métal, côté refroidisseur :  $T_{sg}$
- la chute de tension à l'état passant du composant :  $V_{CE}$
- le courant traversant le composant semiconducteur :  $I_C$

En utilisant ces données dans l'équation (II-27) ci-dessous, nous estimons, via l'équation (II-19), la résistance thermique de l'échangeur comprenant les termes de conduction et de convection.

$$R_{th_{CONV}} = \frac{T_{sg} - T_{w,out}}{V_{CE} \cdot I_C} \quad (II-27)$$

Cette résistance thermique est essentiellement de type convectif compte tenu de l'épaisseur du diffuseur entre l'interface graisse/refroidisseur et l'interface refroidisseur/fluide. La chute de pression  $\Delta P$  est mesurée grâce à deux anémomètres, placés à l'entrée et à la sortie de

l'échangeur. Le débit volumique est mesuré, puis la puissance hydraulique absorbée par l'échangeur est calculée à partir du produit du débit et de la chute de pression.

## II/4.3. Résultats expérimentaux

### II/4.3.1. *Les performances thermiques*

Le diagramme de la Figure II- 35 présente l'évolution de la résistance thermique, pour les trois prototypes, en fonction du débit de fluide caloporteur.

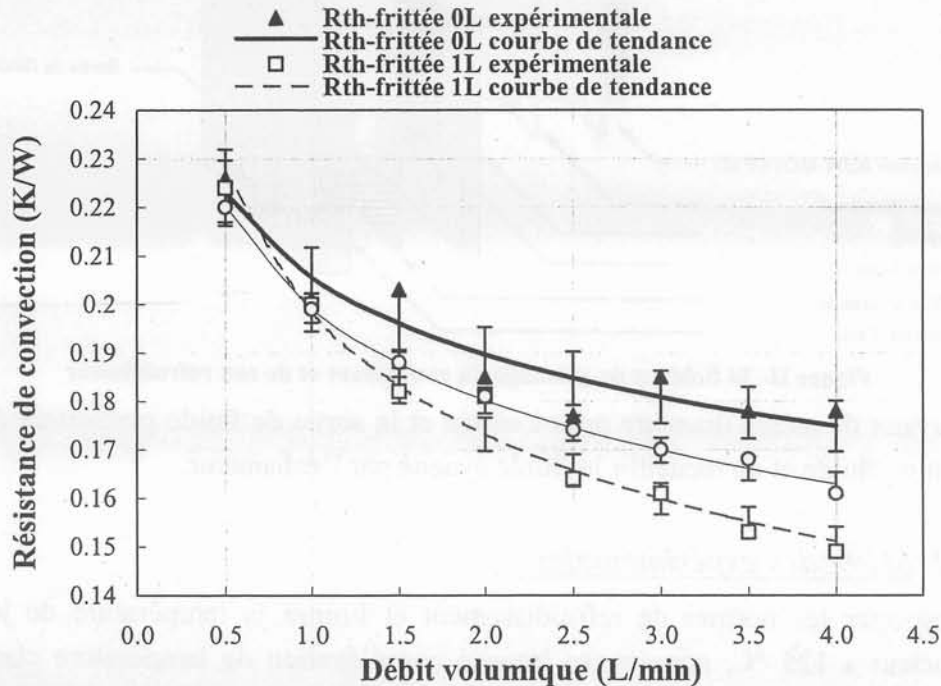


Figure II- 35 Résistance thermique due à la convection à l'interface solide/fluide en fonction du débit

Comme nous le constatons, l'introduction d'une couche de matériau fritté au niveau de l'interface solide/liquide améliore l'échange thermique et permet d'augmenter le coefficient d'échange convectif  $h$ . L'introduction de ce réseau poreux a pour effet de diminuer l'épaisseur de la couche limite fluide, en générant des turbulences. Cet effet est d'autant plus significatif que le débit volumique est important. La forte porosité du prototype 1L, pourvu d'une seule couche frittée, est favorable pour de bonnes performances thermiques. Mais cela introduit une fragilité mécanique au niveau de la couche frittée, surtout en présence de forts débits volumiques. L'utilisation, pour le prototype 2L, d'une seconde couche frittée améliore la structure mécanique de l'ensemble mais réduit les performances thermiques de l'échangeur. Un compromis devra donc être établi vis-à-vis de l'épaisseur du fritté et de la performance thermique du refroidisseur.

Il faut remarquer que les points expérimentaux suivent les courbes des tendances associées avec respectivement une erreur relative de 3 % pour le prototype 0L, 2 % pour les prototypes 1L et 2L. Concernant la précision des mesures, nous pouvons la calculer en utilisant l'équation (II-23). Cette fois-ci le calibre du courant a changé, ce qui donne une précision de 5% au niveau de la lecture du courant. Les précisions pour les mesures de température et de

tension ne changent pas par rapport à l'étude précédemment faite sur le refroidissement classique. Nous en déduisons donc, que les mesures de la résistance de convection sont effectuées avec une précision de 10,8 %.

Pour relativiser l'amélioration apportée par la couche de matériau fritté et situer les performances thermiques de chacun des prototypes, nous avons estimé la réduction (Figure II-36) de la résistance thermique de convection par rapport à celle qui est obtenue avec le prototype étalon doté d'une surface lisse (0L).

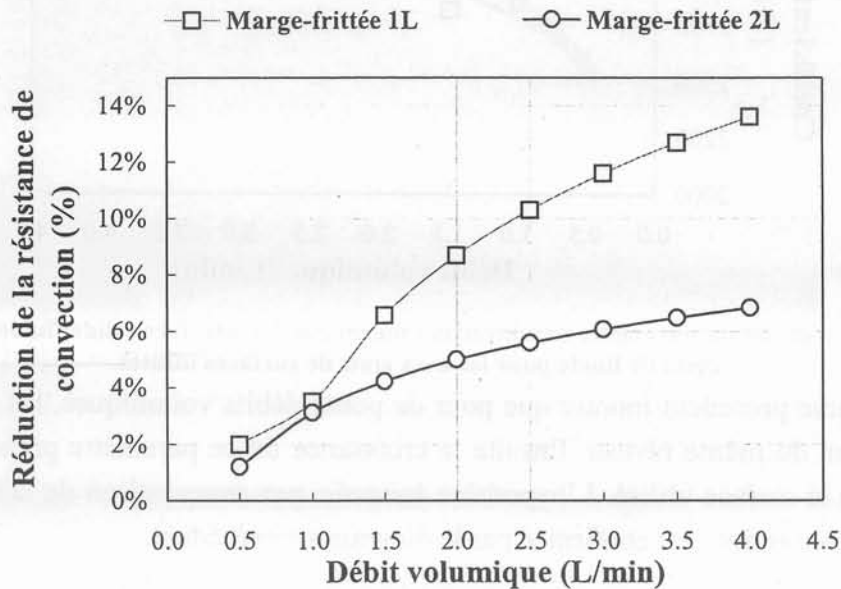


Figure II- 36 Réduction de la résistance de convection des prototypes utilisant des couches frittées par rapport au prototype utilisant une couche lisse

Pour un débit volumique maximal de 4 l/min, l'amélioration est de 14 % pour le prototype 1L réalisé avec une seule couche de matériau fritté. Pour ce même débit volumique l'amélioration n'est que de 7 % pour le prototype 2L réalisé avec deux couches de matériau fritté. Cette différence peut s'expliquer si nous pensons à la théorie de la couche limite fluide présentée précédemment et à l'apparition d'une couche de conduction empêchant la circulation du fluide dans l'épaisseur du fritté. En effet, l'ajout d'une deuxième couche, compte tenu de la réduction du taux de vide, provoque l'emprisonnement d'une partie du fluide entre les billes de cuivre formant la surface frittée. Cette partie ne peut donc pas participer efficacement au mouvement des masses fluides. Ce qui entraîne une limitation de la convection thermique.

Pour estimer le coefficient de convection, nous avons calculé la surface de la convection en supposant que le flux de chaleur subissait un épanouissement de 45°, ce qui donnait une expression ci- dessous :

$$S_{CONV} = (L_d + 2 \cdot e_d) \cdot (W_d + 2 \cdot e_d) = 1750 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2 \quad (II-28)$$

$$h = \frac{1}{S_{CONV} \cdot Rth_{CONV}} \quad (II-29)$$

En utilisant la relation (II-29) nous obtenons finalement le coefficient d'échange équivalent de la convection thermique, que nous représentons sur le diagramme de la Figure II- 37.

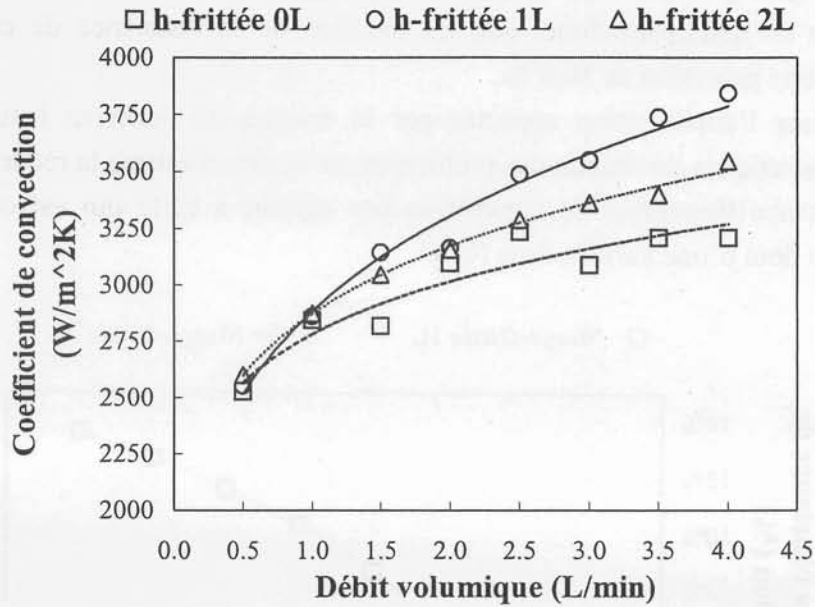


Figure II- 37 Evolution du paramètre de convection thermique à l'interface solide/fluide en fonction du débit de fluide pour les trois états de surfaces utilisés.

Le diagramme précédent montre que pour de petits débits volumiques, les coefficients de convection sont du même niveau. Ensuite la croissance de ce paramètre prend de l'ampleur selon l'état de la surface utilisé. L'hypothèse énoncée, par comparaison de la réduction de la résistance de convection, est confirmée par le diagramme précédent.

#### II/4.3.2. les performances hydrauliques

Les pertes d'énergie occasionnées par le refroidissement sont estimables à partir de la chute de pression et du débit volumique. Le diagramme de la Figure II- 38 donne ces pertes d'énergie.

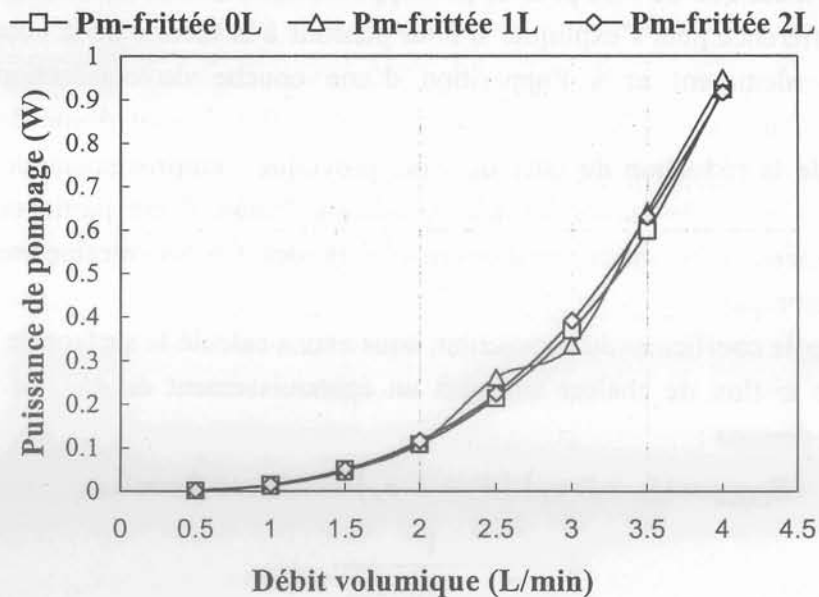


Figure II- 38 Puissance hydraulique absorbée par le refroidissement des prototypes

Nous constatons que l'application des surfaces frittées dans notre étude n'occasionne pas de pertes d'énergie supplémentaire significative, ce qui est contraire au scénario que nous avons prévu compte tenu de l'état de surface du support. Nous pouvons cependant dire que la nature du frittée utilisée (taille des billes, espacement) a introduit un phénomène thermique observable (14% d'amélioration de la résistance thermique) et un probable phénomène hydraulique négligeable.

#### II/4.4. Conclusion de l'étude sur les frittées

L'évaluation de l'apport des matériaux frittés pour le refroidissement des composants électroniques fait partie d'un programme de collaboration entre le GPM2 (Génie Physique Mécanique et Matériaux) et le LEG (Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble), soutenu par l'INPG (Institut National Polytechnique de Grenoble) dans le cadre des actions du programme "Bonus Qualité Recherche".

Cette première campagne de réalisation et d'évaluation de prototypes frittés montre qu'il est possible d'améliorer le coefficient d'échange entre un fluide et une paroi en la rendant poreuse par l'apport d'une couche de matériau fritté. Le choix de la structure poreuse conditionne à la fois les performances thermiques obtenues et la robustesse du frittage. Ces deux efforts étant contradictoires, il paraît nécessaire de compléter ce travail par des études de vieillissement de ce type de refroidisseur pour détecter d'éventuelles dégradations qui apparaîtraient au fil du temps, suite à l'encrassement.

### II/5. CONCLUSION

Dans ce deuxième chapitre, nous nous sommes intéressés au dimensionnement d'un refroidisseur adapté aux besoins du cahier des charges.

Avec des composants "standards" du commerce, nous avons montré qu'il était possible, avec un fluide refroidissement de 80°C, de concevoir un refroidisseur permettant aux modules de puissance de dissiper une puissance de 700W sans que leur température de jonction ne dépasse 125°C.

Ce résultat a été obtenu en concevant de manière optimale le refroidisseur. Ce travail a aussi pris en considération le coût du système de pompage. Ce dernier point est essentiel pour un équipement embarqué où l'énergie est limitée et chère.

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons conçu la structure interne optimale du système de refroidissement. Pour cela, nous avons conduit des modélisations thermique et hydraulique avec le logiciel Flotherm3.2. Plusieurs modèles analytiques ont ensuite été élaborés pour utiliser les corrélations choisies et conduire une optimisation de l'ensemble.

L'optimisation du système de refroidissement montre qu'un espacement des canaux ( $2\alpha$ ) proche de l'unité, permet d'obtenir de bonnes performances thermique et hydraulique de l'échangeur. Ce qui est donc en accord avec notre recherche dans la littérature. Un paramétrage de la profondeur des canaux montre que l'échangeur le plus performant est, dans

notre cas et avec les critères que nous avons retenus, celui dont la profondeur des canaux est de 2,5 mm. Dans ce cas la résistance thermique recherchée est obtenue avec une puissance motrice inférieure à 5,5 W.

Dans la seconde partie de ce chapitre nous avons conduit une réflexion visant à améliorer le coefficient d'échange convectif qui existe entre un fluide et une paroi. Pour ce faire, nous avons étudié l'apport des matériaux frittés.

Avec l'aide du GPM2 et plus particulièrement Monsieur KAPESKI, nous avons réalisé et caractérisé deux prototypes avec une surface frittée. La première campagne de caractérisation expérimentale montre l'intérêt de cet apport. Une réduction de 14 % de la résistance thermique de convection a été obtenue avec l'un des prototypes sans pour autant que les contraintes hydrauliques soient modifiées. Des essais complémentaires doivent cependant être menés pour évaluer le vieillissement et la durée de vie de ces dispositifs.

## Bibliographie du chapitre II

- [AVE-01] Y. Avenas, B. Mallet, C. Gillot, A. Bricard, C. Schaeffer, G. Poupon, E. Fournier, Thermal Spreaders for High Heat Flux Power Devices, 7<sup>th</sup> International Workshop on THERMAL INVEctigations of ICs. and systems. pp 59-63 . Sept. 25-27 2001. Paris, France.
- [FER-99] Environnement des semiconducteurs de puissance :la thermique électronique. Document technique RMO/MC/99-5. Ferraz Date Industries, Groupe Carbone Loraine. Mars 1999.
- [FUJ-95] Fuji Electric, Technical notes for Fuji Electric 600V-400A power modules: 1MBI400F-060 datasheet.
- [GOD-84] Goldberg N., Narrow Channel Forced Air Heat Sink, *IEEE Transactions, Components, Hybrids and Manufacturing Technology*, Vol. CHMT, No 1 ; pp. 154-159.
- [IXY-00] IXYS, Technical notes for IXYS ISOTOP component IXGN200N60. 2000.
- [JIN-00] C. Edward Jih, K. Chen, T. Abraham, V. Siddapureddy, R. Poulson, V. A. Sankaran, « Design of Liquid Cooled Coldplate for the Inverter of the Hybrid Electric Vehicle », *Proceedings of the ASME Heat Transfer Division*, HTD-Vol.366-4, 2000.
- [KAR-01] O. Karim, J.-C. Crebier, C. Gillot, C. Schaeffer, B. Mallet, E. Gimet. 'Heat Transfer Coefficient for Water Cooled Heat Sink: Application for Standard Power Modules Cooling at High Temperature'. *Power Electronics Specialist Congress*. CD-Rom .June 17- 22, 2001, Vancouver,. British Columbia, Canada.
- [KIM-00] S.Y. Kim, J.W. Paek, B.H. Kang. 'Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger'. *Tansaction of the ASME* , Vol. 122, pp 572-578, August 2000.
- [KLE-95] Kleiner M. B., Kuehn S. A., Habberger K., High Performance Forced Air Cooling Scheme Employing Microchannel Heat Exchangers, *IEEE Transaction on Components, Packaging, and Manufacturing Technology Part A*, Volume 18, Issue 4, December 1995, pp 795-804.
- [KNI-91] R.W. Knight,J.S. Goodling, D.J. Hall, Optimal Design of Forced Convection Heat Sinks-Analytical, *Transaction of the ASME*, Vol.113, pp 313-321, September 1991.
- [KOH-74] J.C.Y Koh, R. Colony, Analysis of Cooling Effectiveness for Porous Materiam in a Coolant Passage, *Journal of Heat Transfer 116*, 1974, pp324-330.
- [MET-99] Notice de fonctionnement MX350M/MX355 Metrix. Copyright Metrix 906 129 501-Ed.01- 5/99.
- [MEY-97] A. Bricard, L. Meysenc, S. Raël, C. Schaeffer, Conception et Dimensionnement d'un Micro- Echangeur Diphasique pour le Refroidissement des Composants d'Electronique de Puissance, *Rev. Gén Therm* (1997) 36, pp 149-156.
- [MEY-98] L. Meysenc, Etude de micro- échangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance. Thèse de Doctorat INPG soutenue le 16 février 1998.
- [OME-00] International Thermocouple and Extension Grade Wire Color Codes, EMTSS-010E-12, <http://www.Omega.com>.
- [PER-01] C. Perret, Réalisation et optimisation de refroidisseur à microcanaux en technologie silicium. Thèse de Doctorat INPG soutenue le 23 février 2001.



- [POL-99] G. Polidori, M. Rebay, J. Padet, Retour sur les résultats de la théorie de la convection forcée laminaire établie en écoulement de couche limite externe 2D, *Int J. Therm. Sci* (1999) 38, p 398-409.
- [ROS-92] J.H. Rosenfeld, 'Porous Media Heat Exchangers for High Heat Flux Applications'. *Hight Heat Flux Engineering* , SPIE Vol. 1739, pp 41-50, 1992.
- [ROS-93] J.H. Rosenfeld, R. Schumacher, R.D. Watson, J.M. McDonald 'Test Result From a Pumped Single Phase Porous Metal Heat Exchanger'. *Hight Heat Flux Engineering II*, SPIE Vol. 1997, pp 53-64, 1993.
- [ROS-95] J.H. Rosenfeld, M. T. North 'Porous Media Heat Exchangers for Cooling of High-Power Optical Components'. *Optical Engineering* , Vol. 34 No. 2, pp 335-341, 1995.
- [SCH-92] Ch. Schaeffer, Analyse des Comportements Electrique et Thermique des Interrupteurs de Puissance IGBT à Technologie Hybride, *Thèse de Doctorat de l'INPG*, Grenoble, 1992.
- [TUC-81] D. B. Tuckerman and Pease R. F., High performance Heat Sinking for VLSI, *IEEE Electronic Device Letters*. Vol. EDL-2, No. 5, pp. 126-129. 1981.
- [TUC-82] D. B. Tuckerman and Pease R. F., Optimized Convective Cooling Using Micro Machined Structure, *Journal of Electrochemical Society* 129(3) C98 (1982).
- [TUC-84] D.B. Tuckerman, Heat Transfer for Microstructures for Integrated Circuits. Stanford University- PhD., 1984.
- [TOS-88] Toshiba Semiconductor, Technical notes for Toshiba 600V-400A power modules: MG400J1US1 datasheet.
- [TEK-87] Tek Operators Manuals 070-6014-00, product group 38. 2465A/2455A/2445A Oscilloscopes and options. Revised Ed. Sept 1987.
- [WAN-94] Wang B. X., Peng X. F., "Experimental Investigation on Forced Flow Convection of Liquid Flow Through Microchannels", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, N° 37 (Suppl.1), pp 73-82, 1994.

# *Chapitre III*



## Nomenclature du chapitre III

Symboles	Définitions	Unités
$A$	constante de pondération dans la fonction objectif	sd
$B$	constante de pondération dans la fonction objectif	sd
$C_{p_w}$	chaleur spécifique massique du fluide	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$D_h$	diamètre hydraulique	mm
$H$	profondeur de canal, hauteur d'ailette	mm
$t$	largeur d'ailette	mm
$d$	épaisseur de diffusion de l'échangeur	mm
$f$	coefficient de frottement de Darcy	sd
$h$	coefficient de convection thermique	$W.K^{-1}.m^{-2}$
$\lambda_w$	conductivité thermique du fluide	$W.m^{-1}.K^{-1}$
$\lambda_d$	conductivité thermique du support cuivre	$W.m^{-1}.K^{-1}$
$w$	largeur de canal	mm
$L$	longueur de l'échangeur sur la direction du fluide	mm
$N_c$	nombre de canaux du refroidisseur	sd
$Nu$	nombre de Nusselt	sd
$P$	perte totale de puissance par module	W
$P_u$	puissance dissipée par unité de surface de silicium	$W.cm^{-2}$
$P_m$	puissance motrice hydraulique nécessitée par l'échangeur	W
$Pr_w$	nombre de Prandtl du fluide	sd
$Q$	débit volumique du fluide	l/min
$Re$	nombre de Reynolds	sd
$R_{tht}$	résistance thermique totale de l'équipement	$K.W^{-1}$
$S_{CONV}$	surface de convection solide fluide	$cm^2$
$S_d$	surface de la semelle du module de puissance	$cm^2$
$V$	volume total du convertisseur associé au refroidisseur	$cm^3$
$W$	largeur de l'échangeur	mm
$\eta$	rendement, efficacité d'ailette	%
$\beta$	paramètre d'efficacité d'ailette	$mm^{-1}$
$k_{si} = \xi$	facteur de forme des canaux (rapport entre la hauteur et la largeur des canaux)	sd
$\alpha$	demi facteur d'espacement des canaux (demi largeur sur profondeur d'ailette)	sd
$\rho_w$	densité volumique du fluide	$kg.m^{-3}$
$\mu_w$	viscosité dynamique du fluide	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\Delta T_j$	gradient maximum de température	K
$\Delta P$	chute de pression de l'échangeur	kPa
$N_{CONV}$	rapport de la surface de convection et de la surface de semelle	sd
$h_{EQ}$	coefficient de transfert équivalent	$W.K^{-1}.m^{-2}$
$R_{th_{JC}}$	résistance thermique de la jonction à la semelle	$K.W^{-1}$
$R_{th_L}$	valeur de $R_{th_{JC}}$ pour $2000 W.K^{-1}.m^{-2}$	$K.W^{-1}$
$h_L$	coefficient de convection équivalent limite ( $2000 W.K^{-1}.m^{-2}$ )	$W.K^{-1}.m^{-2}$
$\varphi$	densité de flux thermique	$W.cm^{-2}$
$R_c$	résistance thermique carrée	$K.W^{-1}.cm^{-2}$
$M$	poids total du convertisseur associé au refroidisseur	kg



## Chapitre III / Elimination de l'interface d'assemblage composant-refroidisseur

### III/1. INTRODUCTION

Dans le premier chapitre de ce mémoire, nous avons mis en évidence que trois résistances thermiques, jouaient un rôle, majeur dans le comportement de l'onduleur pendant les phases de traction électrique du véhicule hybride.

Ces trois résistances sont :

- la résistance thermique du module "standard"
- la résistance thermique de l'interface métal/métal existant entre le radiateur et la semelle du module
- la résistance thermique de l'interface liquide/parois du refroidisseur

L'étude de l'association classique module/refroidisseur [KAR-00], montre que la répartition du gradient de température existant entre la jonction d'un composant et le milieu ambiant est généralement celle présentée sur la Figure III- 1.

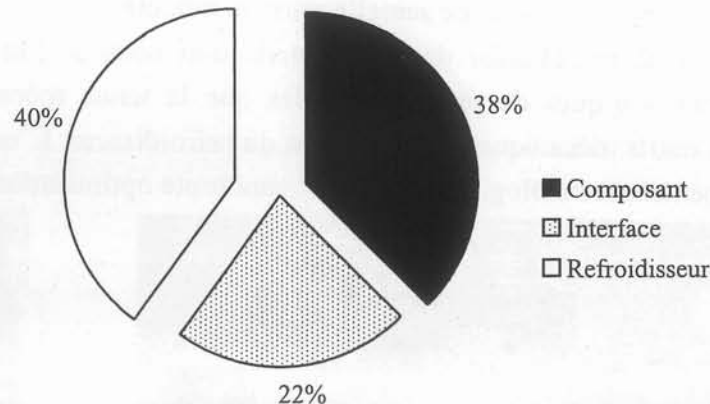


Figure III- 1 Répartition du gradient de température pour une association classique

En utilisant des composants standards du marché, nous n'avons qu'une seule possibilité pour améliorer les performances thermiques intrinsèques du module de puissance. Dans le deuxième chapitre de ce mémoire, nous nous sommes intéressés à réduire la résistance thermique de l'interface liquide/parois en développant une surface d'échange convectif important via un réseau de micro canaux et en améliorant le coefficient d'échange convectif par l'apport d'une couche de matériau fritté.

Dans ce troisième chapitre, nous nous intéressons à concevoir des architectures d'assemblages qui visent à éliminer l'interface métal/métal existant entre le module de puissance et son système de refroidissement.

Cette interface, généralement matérialisée par une couche de graisse thermique, peut introduire un gradient de température très significatif pouvant atteindre 23 % du gradient total existant entre la température de jonction et la température d'entrée du fluide caloporteur.

Cette interface peut être supprimée en intégrant le refroidisseur dans la semelle du module. Deux prototypes ont été conçus et réalisés en reportant les composants pour comparer ces différentes solutions. Les paragraphes suivants détaillent les démarches de notre travail.

## III/2. CONDITIONNEMENT DU MODULE DE PUISSANCE

### III/2.1. Présentation d'un module de puissance

#### III/2.1.1. Dimensions externes

Selon le dimensionnement électrique de l'onduleur dont la puissance apparente est de 35 kVA, le calibre de composants actifs à utiliser sont les modules IGBT dont le calibre en tension est 600 V, et le calibre en courant 400 A. Ces modules sont fournis par les constructeurs Eupec, Toshiba, Fuji et Hitachi. Un prototype de ces modules, décrit par la Figure III- 2, est doté d'une semelle en cuivre dont les dimensions sont les suivantes :

- 106,4 mm de longueur
- 61,4 mm de largeur
- 3 mm à 4 mm d'épaisseur de semelle selon le modèle.

La conception d'un radiateur dans la semelle doit donc se faire en tenant compte des contraintes technologiques de réalisation telles que la tenue mécanique de la semelle, la disponibilité d'outils mécaniques de réalisation du refroidisseur. C'est pourquoi une phase de prédimensionnement technologique s'impose avant toute optimisation.

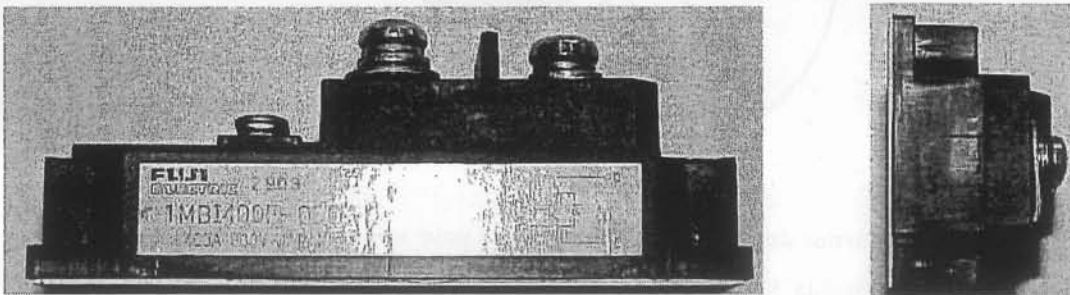


Figure III- 2 Descriptions externes du module de puissance

#### III/2.1.2. Disposition des sources de puissance

Il faut aussi déterminer la position d'usinage des canaux et les dimensions externes du radiateur. Pour répondre à ces questions, il a été nécessaire de démonter un module de puissance, afin de connaître le positionnement des sources de dissipations. La Figure III- 3 montre l'intérieur d'un module de puissance 600 V, 400 A.

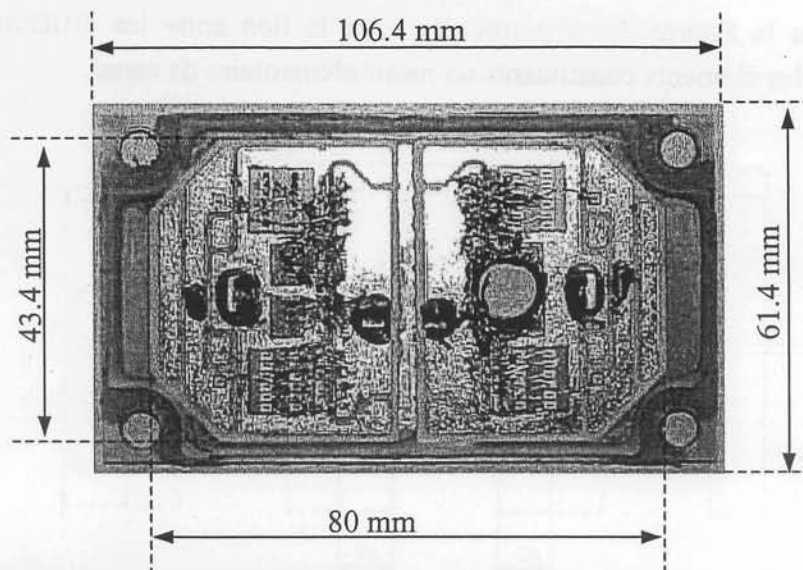


Figure III- 3 Dimensions de la semelle et disposition géométrique des puces

Nous voyons sur la Figure III- 3, que l'interrupteur est constitué de quatre puces d'IGBT montées en parallèle et associées à quatre puces de diodes montées en antiparallèle pour assurer la bidirectionnalité en courant. La topologie du module fait apparaître une double symétrie qui vise à équilibrer le courant dans chaque composant élémentaire. La taille des puces IGBT est  $12 \times 12 \text{ mm}^2$ , celle des diodes  $5 \times 7 \text{ mm}^2$ . Avec cette implantation, nous pouvons définir les dimensions externes du refroidisseur à intégrer dans la semelle du module. Nous avons choisi d'utiliser l'ensemble de la surface de semelle disponible pour intégrer le refroidisseur, ce qui nous conduit à retenir les valeurs suivantes :

$$W = 80 \text{ mm} \quad L = 43,4 \text{ mm} \quad H + d = 3 \text{ mm} \quad (\text{III-1})$$

Les paramètres  $W$ ,  $L$  et  $(H+d)$  définissent respectivement la longueur, la largeur et la hauteur du radiateur. La hauteur du radiateur comprend l'épaisseur de sa base  $d$  et la hauteur des ailettes  $H$ .

### III/2.2. Les contraintes d'usinage

L'épaisseur minimale de la semelle du module étant de 3 mm, nous avons voulu conserver une épaisseur de diffuseur de 2 mm pour conserver une bonne rigidité mécanique de la semelle du module et donc d'usiner les canaux sur une profondeur de 1 mm. D'où les spécifications suivantes :

- $H = 1 \text{ mm}$  : la profondeur d'usinage, c'est aussi la profondeur des canaux
- $d = 2 \text{ mm}$  : l'épaisseur du diffuseur en cuivre

Il reste donc à fixer la largeur  $w$  des canaux et celle des ailettes  $t$ . Ces dimensions sont donc ramenées à la profondeur d'usinage selon les notations suivantes :

- $\alpha = (t/2).w^{-1}$  : le rapport entre la demi largeur d'ailette et la largeur de canal
- $ksi = \xi = w.H^{-1}$  : le facteur de forme du canal, c'est le rapport entre la largeur de canal et la profondeur de canal.



Le croquis de la Figure III- 4 permet de faire le lien entre les différentes dimensions géométriques et les éléments constituant un motif élémentaire de canal.

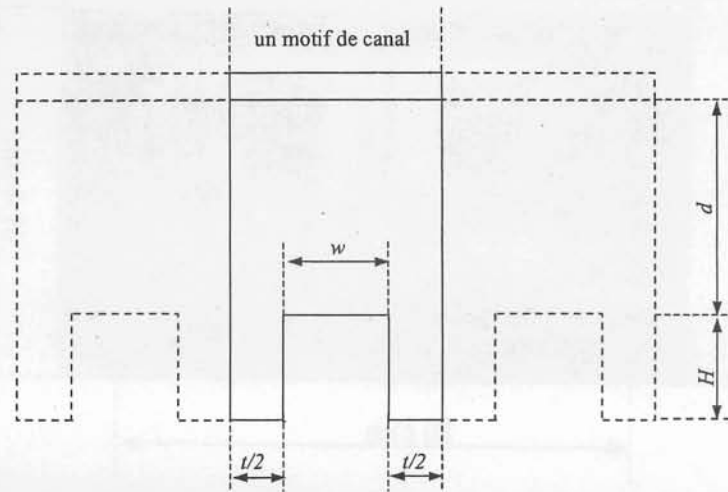


Figure III- 4 Répartition des différentes grandeurs sur un motif de canal

Nous allons, à partir des grandeurs définies ci-dessus, étudier l'évolution de la surface de convection  $S_{CONV}$  ramenée à la surface de la semelle du module  $S_d$ . En faisant intervenir le paramètre d'efficacité d'ailette. Ce rapport désigné par  $N_{CONV}$  est défini par l'expression (III-2) pour laquelle  $\eta$  est l'efficacité des ailettes.

$$N_{CONV} = \frac{S_{CONV}}{S_d} = \left( \frac{2}{\xi} \cdot \eta + 1 \right) \cdot (1 + 2 \cdot \alpha)^{-1} \quad (III-2)$$

L'étude de  $N_{CONV}$ , en fonction des facteurs  $\alpha$  et  $\xi$  permet d'évaluer l'influence de ces grandeurs. Les Figure III- 5 et Figure III- 6 montrent cette évolution dans le cas où le paramètre d'échange convectif  $h$  sur les parois des canaux est égal à  $4000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ), ce qui correspond à une convection forcée minimale avec de l'eau comme fluide caloporteur.

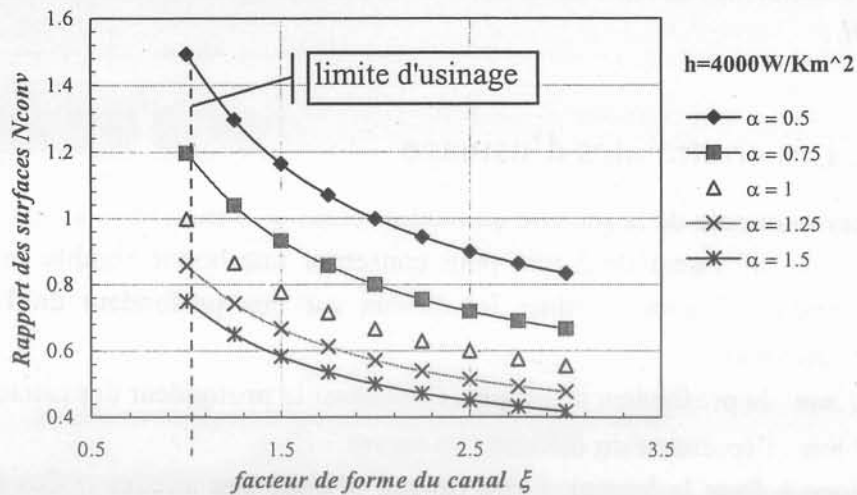


Figure III- 5 Evolution du rapport  $N_{CONV}$  des surfaces en fonction du facteur de forme du canal pour différentes valeurs du demi pas d'ailette

D'après le réseau de caractéristiques présenté Figure III- 5 et en prenant en compte la limite d'usinage, nous voyons que le point qui permet d'avoir une surface de convection

maximale est celui pour lequel le rapport hauteur sur largeur du canal est proche de l'unité ( $\xi=1$ ) et le rapport  $\alpha$  égal à 0,5.

Ce raisonnement prend en compte l'efficacité d'ailette  $\eta$  dont l'évolution est représentée avec les mêmes grandeurs à la Figure III- 6.

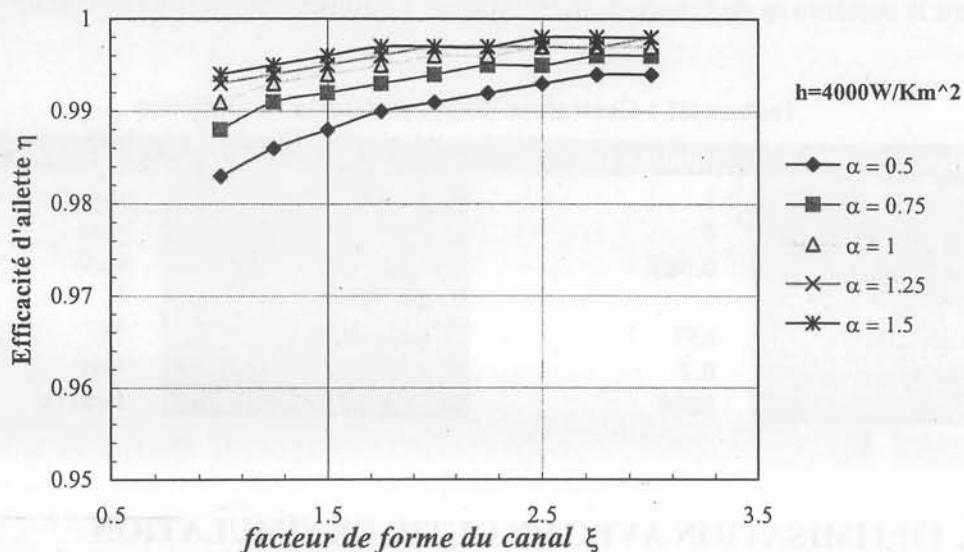


Figure III- 6 Evolution de l'efficacité d'ailette en fonction du facteur de forme du canal pour différentes valeurs du demi pas d'ailette

Nous voyons sur ce réseau de caractéristiques, que l'efficacité  $\eta$  varie dans une plage comprise entre 98 % et 100 % suivant l'évolution des grandeurs  $\xi$  et  $\alpha$ .

Une étude de la sensibilité de l'efficacité d'ailette en fonction du coefficient d'échange convectif  $h$  a ensuite été menée. Pour notre application, le paramètre  $h$  varie dans une plage avec des facteurs multiplicatifs allant de  $10^3$  à  $10^4$ . Sur cette plage, les variations de l'efficacité d'ailette sont faibles et nous considérons que ce dimensionnement est optimal pour la plage étudiée.

### III/2.3. Les contraintes de dimensionnement

Les contraintes de dimensionnement thermique ciblent la résistance thermique totale, la puissance totale évacuée et la chute de pression. La résistance thermique du boîtier (0,087 KW<sup>-1</sup> dans notre exemple) est la valeur minimale de la résistance totale du dispositif. Pour avoir la valeur maximale, il faut considérer que dans le pire des cas la résistance thermique du refroidisseur ne doit pas excéder celle du refroidisseur classique, c'est à dire 37.6 % de 45/657 K/W. Le dispositif doit être capable d'évacuer la perte minimale générée par la conversion de 35 kVA, avec un rendement de 94,4 %. Ce qui correspond donc à une puissance minimale de 657 W pour chaque bras d'onduleur, donc pour un module. Concernant la chute de pression, nous nous sommes fixés un seuil total de 1 bar (c'est à dire la perte de pression maximale d'un échangeur classique avec un facteur de sécurité de 5). Cette valeur comprend la chute de pression dans les ailettes et les amenées d'eau. Ces considérations nous permettent de dresser le Tableau III-1. Nous avons jugé utile d'ajouter

une information concernant la durée de vie de l'équipement entier. Bien que nous n'ayons aucune information quantitative sur ce paramètre, il est important de mettre l'accent sur l'importance de cette investigation. Il existe des logiciels de simulation capables de répondre en partie à cette question à partir des coefficients de dilatation des différents matériaux qui constituent le système et de l'examen thermique de l'équipement en régime transitoire.

Tableau III-1 Contraintes d'optimisation du refroidisseur

contraintes	minimum	maximum	unités
pas d'ailettes $t$	1	41.4	mm
hauteur d'ailettes $H$	0	1	mm
résistance thermique	0.087	0.113	K.W <sup>-1</sup>
$\Delta T_j$	-	45	K
puissance dissipée	657	700 ou plus	W
chute de pression	0.2	1	Bar
durée de vie	5000	-	heures

### III/3. OPTIMISATION AVEC UN OUTIL DE SIMULATION

#### III/3.1. Méthode utilisée

Cette méthode est aussi appelée la méthode des volumes finis, appellation qui provient de la définition de la méthode. Le système entier est découpé en volumes élémentaires isothermes. L'application de l'équation de Fourier et de la quantité de mouvement permet d'établir le profil thermique du système. Cette méthode est couramment employée dans certains logiciels de simulation, tels que Flotherm3.2 que nous allons utiliser pour faire des simulations de thermique et d'hydraulique.

#### III/3.2. Recherche d'une configuration optimale

La configuration optimale adaptative est l'une des configurations qui respecte à la fois le cahier des charges et les contraintes de réalisation technologique. Les paramètres d'optimisation sont le nombre de canaux  $N_c$  et le débit volumique de fluide  $Q$ . En effet, le nombre de canaux est défini par rapport au facteur de forme  $\xi$  du canal. Le choix de  $\alpha$  est effectué pour 0,5. La relation entre  $N_c$  et  $\xi$  est définie par l'équation (III-3).

$$N_c = \frac{W}{\xi \cdot (1 + 2 \cdot \alpha) \cdot H} = \frac{40}{\xi} \quad (III-3)$$

Nous faisons varier le nombre de canaux de 1 à 80 et le débit volumique de 2 l/min à 10 l/min. Puis les grandeurs sur lesquelles des contraintes ont été fixées, sont relevées et examinées. Un nombre de mérite unité est attribué à chacune de ces grandeurs dès qu'une contrainte est respectée. Nous obtenons les tableaux suivants.

Résistance thermique

	1	4	8	10	16	20	40	80
2	0	0	0	0	0	0	0	1
4	0	0	0	0	1	1	1	1
6	0	0	1	1	1	1	1	1
8	0	1	1	1	1	1	1	1
10	0	1	1	1	1	1	1	1

Chute de pression

	1	4	8	10	16	20	40	80
2	1	1	1	1	1	1	1	1
4	1	1	1	1	1	1	1	1
6	1	1	1	1	1	1	0	0
8	1	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0

Puissance dissipée

	1	4	8	10	16	20	40	80
2	0	0	0	0	0	0	1	1
4	0	0	1	1	1	1	1	1
6	0	1	1	1	1	1	1	1
8	0	1	1	1	1	1	1	1
10	0	1	1	1	1	1	1	1

Résultats

	1	4	8	10	16	20	40	80
2	1	2	2	2	2	2	2	3
4	2	1	2	2	3	3	3	3
6	2	3	4	4	4	4	2	2
8	2	3	3	3	3	3	3	3
10	1	3	3	3	3	3	3	3

Le résultat peut être présenté sous forme d'une surface décrite par la Figure III- 7. Nous constatons l'existence de solutions optimales pour un nombre de canaux compris entre 8 et 20 canaux, pour un débit volumique au voisinage de 6 l/min. Comme solution optimale pour la réalisation pratique, nous allons choisir le refroidisseur à 20 canaux qui respecte aussi bien les contraintes technologiques que thermiques préalablement fixées [KAR-01].

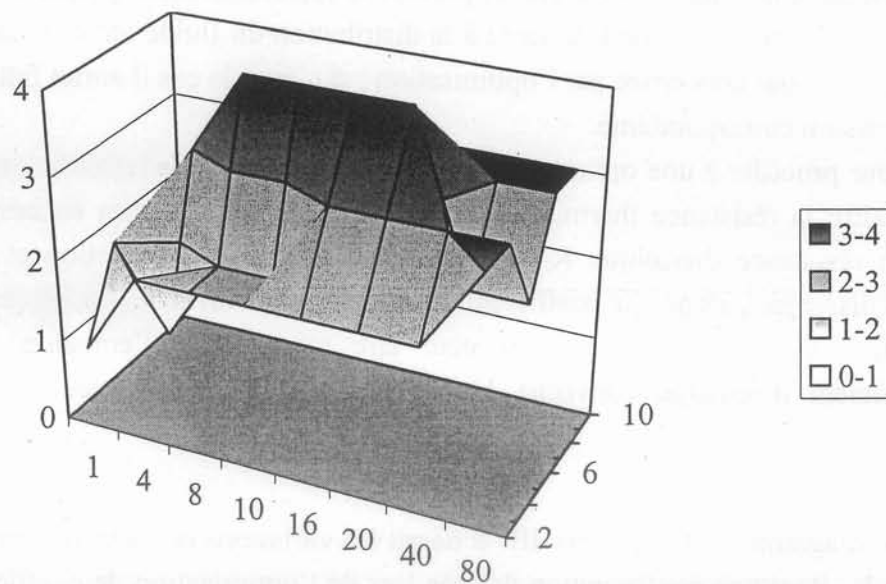


Figure III- 7 Recherche du point optimum pour le refroidisseur

### III/4. OPTIMISATION GLOBALE

#### III/4.1. Corrélations et inconnues

L'association module/refroidisseur par intégration du refroidisseur dans la semelle peut provoquer des chutes de pression énormes à cause de la petite taille des canaux, même si elle permet de réduire la résistance thermique. Il est donc impératif de choisir la taille des canaux de telle sorte que la chute de pression soit acceptable tout en gardant les performances thermiques visées. La hauteur des canaux est fixée par les contraintes de tenue mécanique de la semelle :  $H=1\text{ mm}$  est une limite acceptable. Néanmoins, il faut fixer les largeurs  $w$  du canal et  $t$  de l'ailette (ou celles des grandeurs  $\xi$  et  $\alpha$ ) pour respecter les performances thermique et hydraulique.

Concernant les corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dans les canaux nous prenons celles qui ont été utilisées dans le chapitre précédent car le choix de la profondeur des canaux nous situe bien dans l'hypothèse des canaux de tailles millimétriques.

#### III/4.2. Définition de la fonction objectif et optimisation

Le refroidisseur est composé de deux parties. La partie supérieure ou radiateur à ailettes, usinée dans la semelle du module, permet le refroidissement proprement dit. La deuxième partie ou amenée d'eau est destinée à la distribution du fluide dans les canaux. Cette dernière partie n'est pas concernée par l'optimisation ; si c'était le cas il aurait fallu en estimer la chute de pression correspondante.

Pour procéder à une optimisation de l'association module/refroidisseur, il est important de connaître la résistance thermique liée à l'empilage des couches successives du composant. Cette résistance thermique  $R_{JC}$  est purement due à la conduction et dépend du type de refroidissement, donc du coefficient d'échange équivalent  $h_{EQ}$  appliqué sur la semelle. Le coefficient d'échange équivalent peut être relié, selon l'équation (III-4) [GIL-99] au coefficient d'échange convectif  $h$  rencontré sur les parois des canaux du système de refroidissement.

$$h_{EQ} = N_{CONV} \cdot h \quad (III-4)$$

Le diagramme de la Figure III- 8 décrit les variations de cette résistance pour un quart de module. Pour une configuration donnée lors de l'optimisation, le coefficient de convection  $h$  est évalué, ce qui permet d'estimer le coefficient d'échange équivalent  $h_{EQ}$ , donc la résistance de la jonction à la semelle  $R_{th_{JC}}$ .

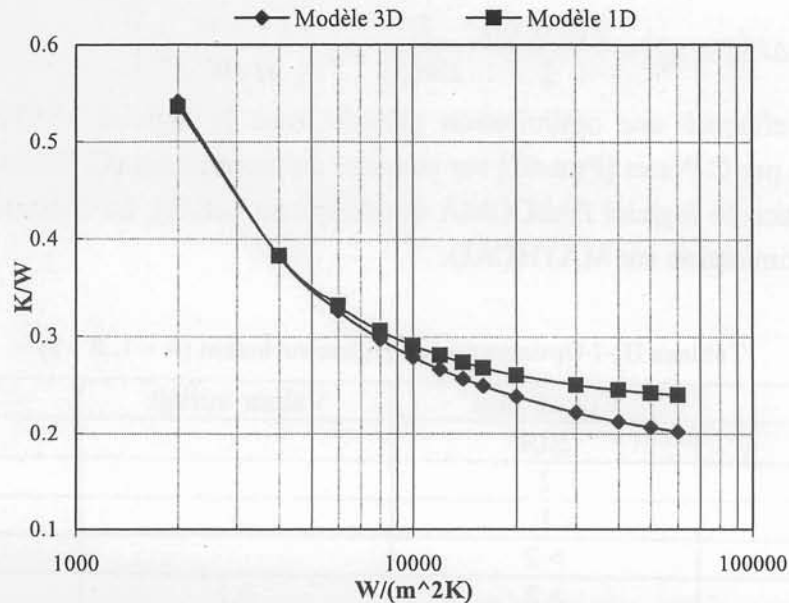


Figure III- 8 Résistance thermique du quart de boîtier estimée selon les modèles 1D et 3D

En approchant la résistance thermique jonction/semelle du diagramme précédent par une courbe de tendance, nous obtenons la relation (III-5). Dans cette relation il faut considérer les valeurs limites de  $Rth_{JC}$  et de  $h_L$ , avec  $Rth_L = 1 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$  et  $h_L = 2000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$ .

$$\frac{Rth_{JC}}{Rth_L} = \frac{10^{-3}}{4} \cdot \left[ -19,3 \cdot \ln^3 \left( \frac{h_{EQ}}{h_L} \right) + 161,7 \cdot \ln^2 \left( \frac{h_{EQ}}{h_L} \right) - 511,2 \cdot \ln \left( \frac{h_{EQ}}{h_L} \right) + 997,2 \right] \quad (\text{III-5})$$

Les contraintes de l'optimisation, compte tenu du cahier de charges et de la disponibilité des moyens technologiques s'imposent d'elles-mêmes. Ces contraintes peuvent changer selon que l'on effectue une optimisation thermique ou hydraulique. La fonction objectif est une combinaison linéaire des deux fonctions objectifs principales. Sa formule est donnée par l'expression de l'équation (III-6).

$$F(\xi, \alpha, Q) = \left( A \cdot \frac{Rth}{Rth_{max}} + B \cdot \frac{\Delta P}{\Delta P_{max}} \right) \cdot \frac{1}{A + B} \quad (\text{III-6})$$

Cette fonction est comprise entre 0 et 1, si les maximums pour les contraintes sont bien définis. Les coefficients A et B ou poids des contraintes, sont choisis en fonction de leur sévérité. L'optimisation s'effectue en deux parties qui se résument au calcul de la résistance thermique totale et de la chute de pression totale dans les canaux. Lors du calcul de la résistance thermique, les trois inconnues  $(\xi, \alpha, Q)$  sont utilisées selon l'équation (III-7).

$$Rth(\xi, \alpha, Q) = Rth_{JC} + \frac{Dh(\xi)}{\lambda_w \cdot Nu(\xi, \alpha, Q) \cdot N_{CONV}(\xi, \alpha, Q) \cdot W \cdot L} + \frac{1}{\rho_w \cdot Cp_w \cdot Q} \quad (\text{III-7})$$

La valeur du Nusselt est calculée en utilisant les corrélations de Kays [KAY-80] en régime laminaire et Gnielinski [GNI-76] en régime turbulent. Le paramètre  $\eta$  désigne l'efficacité d'ailette du radiateur. Le terme  $N_{CONV}$  fait état du rapport  $S_{CONV}/S_d$ . Le calcul de la chute de pression tient aussi compte des trois inconnues en question, à savoir le triplet  $(\xi, \alpha, Q)$ . En exprimant autrement la vitesse du fluide dans les canaux, on obtient la relation (III-8) ci dessous pour la chute de pression liée aux canaux.

$$\Delta P(\xi, \alpha, Q) = \frac{f(\xi, \alpha, Q)}{2} \cdot \frac{L}{Dh(\xi)} \cdot \rho_w \cdot \left( \frac{1 + 2 \cdot \alpha}{H \cdot W} \cdot Q \right)^2 \quad (III-8)$$

Nous avons effectué une optimisation globale avec le logiciel MATHCAD, selon la méthode utilisée par C.Perret [PER-01] sur chacune des contraintes (C. Perret a utilisé comme outil d'optimisation le logiciel PASCOMA développé au L.E.G). Le Tableau III-2 donne les résultats de l'optimisation sur MATHCAD.

Tableau III-2 Optimisation en régime turbulent (A = 1, B = 1)

Paramètres	Contraintes	Valeur initiale	Optimum
$\phi(W.cm^{-2})$	20,4	-	20,4
$d(mm)$	2	-	2
$H(mm)$	1	-	1
$t(mm)$	> 2	-	2
$w(mm)$	> 2	0.1	2,024
$Nc$	-	0,02	20
$Q(l.min^{-1})$	< 10	0,25	10
$\Delta P(Bar)$	< 0,2	-	0,11
$\Delta T_j(K)$	45	-	45
$Pm(W)$	-	-	1,8
$Re$	> 2300	-	11400
$R_{tht}(K/W)$	-	-	0,066
$Coût(F)$	-	-	166,17

### III/4.3. Sensibilité du point optimal

Pour étudier la sensibilité de l'optimum selon les paramètres  $A$  et  $B$ , nous avons tracé l'évolution de la résistance thermique et de la chute de pression optimales autour du point optimum pour différentes valeurs de  $A$  et  $B$ . On obtient les courbes suivantes.

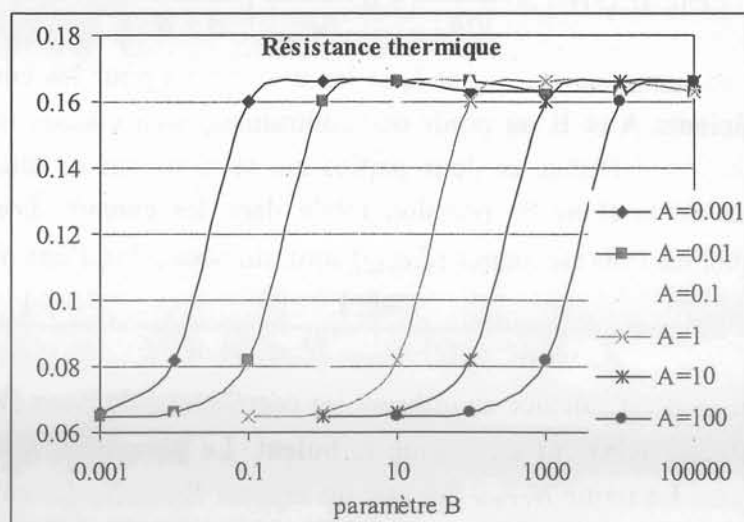


Figure III- 9 Sensibilité de la résistance thermique totale optimale exprimée en K/W, selon les facteurs de pondération A et B de la fonction objectif

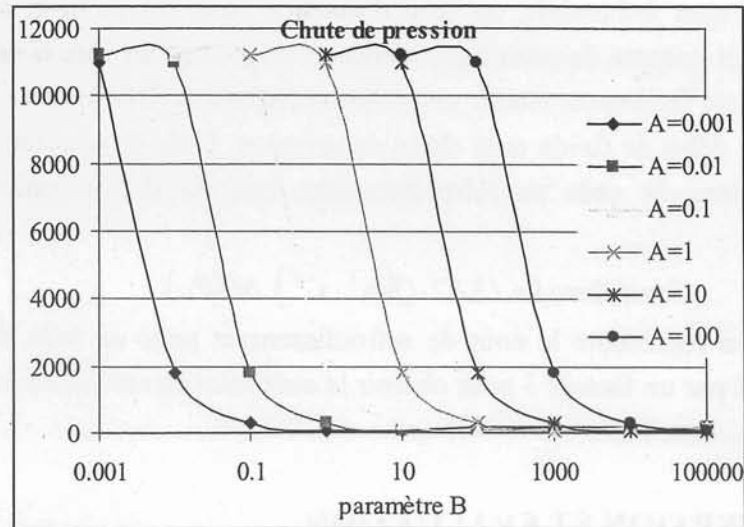


Figure III- 10 Sensibilité de la chute de pression optimale exprimée en Pa, selon les facteurs de pondération A et B de la fonction objectif

Les diagrammes de la résistance thermique optimale et de la chute de pression optimale, obtenus pour différentes valeurs des paramètres de pondération  $A$  et  $B$ , utilisés dans la fonction objectif  $F$ , ont des allures identiques pour chaque valeur du paramètre  $A$ . Ce qui veut donc dire que l'on peut fixer une valeur pour le paramètre  $A$ , le point optimal peut alors être obtenu selon le paramètre  $B$ . Mais le choix de  $B$  pour cet optimum doit se faire avec un compromis entre la résistance thermique et la chute de pression. La même étude a été faite pour le régime laminaire ( $Re < 3000$ ), mais, dans ce cas, la recherche d'un optimum global n'a pas donné de résultats intéressants respectant le cahier des charges.

### III/4.4. Le coût du refroidissement

Pour évaluer le coût du refroidissement, il est nécessaire de prendre la prise en compte la durée de vie moyenne de l'équipement (5000 heures). Nous adoptons une conversion essence/électricité pour alimenter la pompe électrique. Ce dispositif comprend le moteur thermique, un alternateur et une batterie. Ce dispositif se décrit par le schéma fonctionnel ci-dessous.

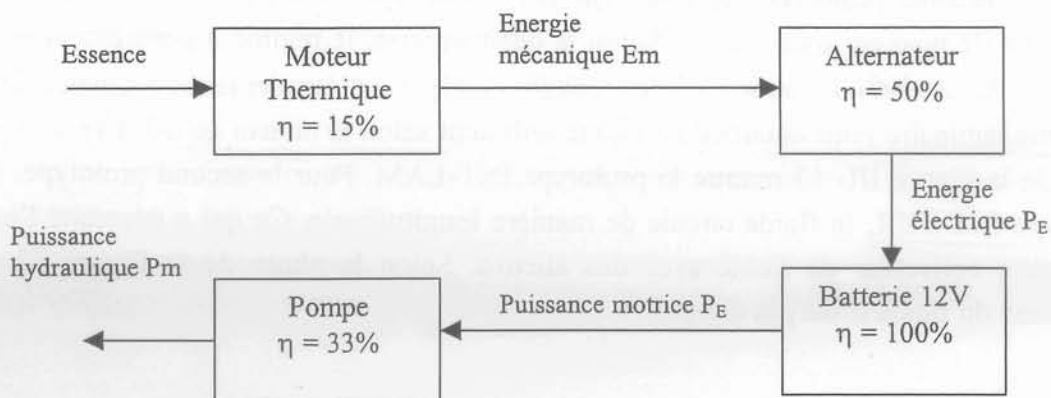


Figure III- 11 Schema d'alimentation du circuit de refroidissement



Selon les chiffrages industriels, un litre d'essence équivaut environ à 50 MJ en terme d'énergie. En tenant compte de cette équivalence et du fait qu'un litre d'essence est estimé à 0,95 €, nous pouvons facilement établir une relation (équation (III-9)) entre le prix en Euro du refroidissement, le débit de fluide et la chute de pression. Cette expression nous permet donc d'attribuer un critère de coût au refroidissement lors de l'optimisation du système de refroidissement.

$$Coût(Euro) = 13,82 \cdot Q(m^3 \cdot s^{-1}) \cdot \Delta P(Pa) \quad (III-9)$$

Cette expression représente le coût de refroidissement pour un bras d'onduleur qui doit donc être multiplié par un facteur 3 pour obtenir le coût total de refroidissement.

### III/5. CONCEPTION ET EVALUATION

#### III/5.1. Conception de prototypes

Concernant la conception du refroidisseur, deux sortes prototypes ont été réalisées. Ces prototypes proviennent de l'optimisation adaptative liée au problème de l'association module/refroidisseur. Ces prototypes diffèrent l'un de l'autre par la direction de circulation du fluide caloporteur (Figure III- 12).

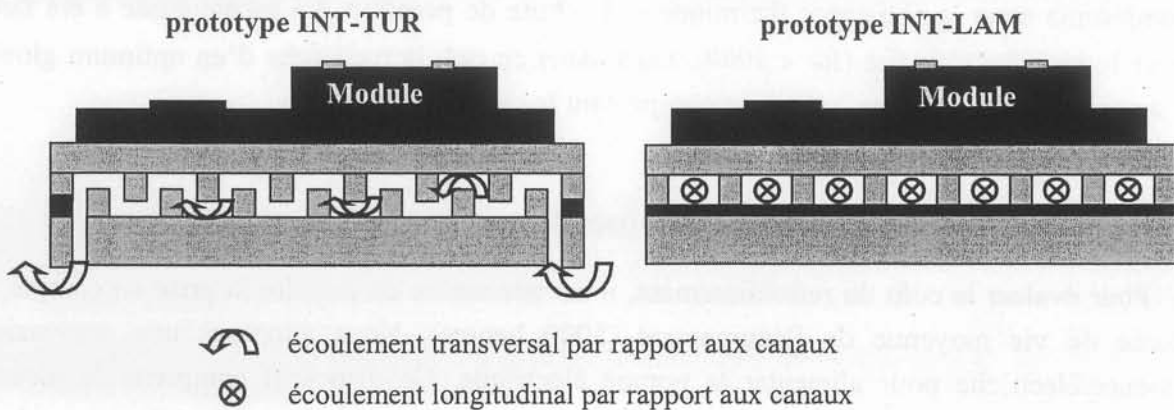


Figure III- 12 Déplacement de fluide pour les deux prototypes de refroidisseurs intégrés

Pour le premier prototype que nous nommons prototype INT-LAM, le fluide circule dans les canaux de manière transversale. Selon le débit imposé, le régime d'écoulement peut être turbulent ( $Re \geq 3000$ ) ou laminaire ( $Re < 3000$ ). Le régime d'écoulement commence donc par le régime laminaire pour atteindre le régime turbulent selon le niveau du débit volumique. La photo de la Figure III- 13 montre le prototype INT-LAM. Pour le second prototype, appelé prototype INT-TUR, le fluide circule de manière longitudinale. Ce qui a nécessité l'usinage d'un autre collecteur de fluide avec des ailettes. Selon la photo de la Figure III- 14 la circulation du fluide n'est pas directe.

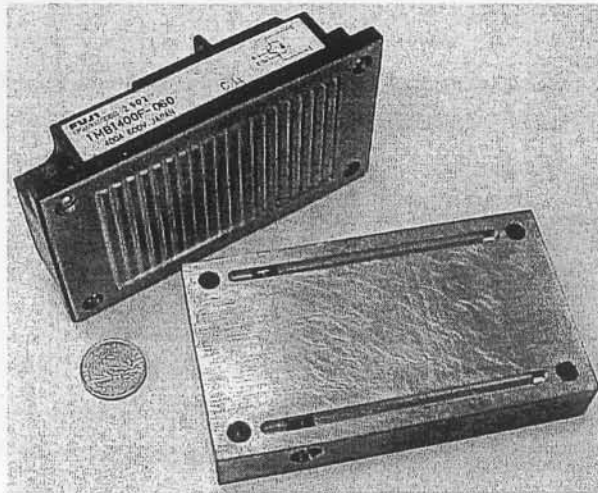


Figure III- 13 Prototype INT-LAM et son reservoir de fluide



Figure III- 14 Prototype INT-TUR et son reservoir de fluide

## III/5.2. Les critères d'évaluation

### III/5.2.1. Définition des critères

Pour pouvoir procéder à une comparaison triviale des différents équipements étudiés, il vaut mieux définir un ensemble de critères d'évaluation, pour tous les équipements. Ces critères sont ici au nombre de trois. Nous allons les appliquer pour un bras d'onduleur et son propre système de refroidissement.

- $-Pu$  : les pertes évacuées par unité de surface de silicium pour un bras d'onduleur et pour un gradient total de température  $\Delta T$  de 45 K. C'est le rapport entre la puissance dissipée par le module et la surface totale de silicium dans le module. Cette grandeur est abordée dans [TUC-81] pour la réalisation d'un refroidisseur pour semiconducteurs.
- $-Pm$  : la puissance hydraulique du système de pompage pour un bras d'onduleur. C'est la consommation énergétique du refroidisseur qui est associée à une pompe hydraulique. C'est le produit de la perte de pression et du débit volumique.
- $-Rc$  : la résistance thermique par unité de surface de semelle, obtenue pour un bras d'onduleur. C'est le rapport de la résistance thermique totale de l'association module refroidisseur et de la surface de la semelle du module de puissance.
- $-V$  : l'encombrement. C'est le volume occupé par l'assemblage module-refroidisseur. Ce volume ne prend pas en compte le volume des éléments passifs utilisés dans la réalisation de l'onduleur. Il concerne seulement un bras d'onduleur.
- $-M$  : le poids d'un bras d'onduleur. Le poids du dispositif module/refroidisseur peut être optimisé en tenant compte de la tenue mécanique des différentes composantes du refroidisseur. Ce poids est évalué dans les cas où le système de refroidissement, comprenant le radiateur et son réservoir de fluide, est entièrement usiné dans le cuivre. Le réservoir pourra, par la suite, être usiné dans un matériau présentant de bonnes propriétés en matière de poids, de tenue mécanique et de thermique.

### III/5.2.2. *Modèle de comparaison*

Dans cette étude, le terme évaluation est utilisé pour comparer les équipements par rapport à un équipement déjà étudié, correspondant au cas du refroidissement classique. Nous allons choisir le prototype de refroidisseur dont la hauteur des canaux est fixée à 2,5 mm, car c'est le plus performant du point de vue thermique et hydraulique.

### III/5.2.3. *Evaluations*

Le dispositif expérimental utilisé pour les instrumentations du prototype de base est encore employé pour caractériser les dispositifs étudiés. Un circuit hydraulique fermé associé à une bouilloire est monté pour asservir la température du fluide de refroidissement autour de 80 °C. Un capteur de pression à deux prises, une pour l'entrée de fluide dans le refroidisseur et l'autre pour la sortie, est utilisé pour mesurer la chute de pression. Les températures de jonction sont estimées par la méthode du paramètre thermosensible. Deux cartes électroniques, sont utilisées pour la commande des modules de puissance.

#### III/5.2.3.a. *Pertes évacuées par unité de surface*

La surface de silicium est la même pour tous les prototypes car ils utilisent le même module de puissance. La surface active de silicium est de 4,84 cm<sup>2</sup> (notons que la surface totale de silicium est de 6,24 cm<sup>2</sup>, avec 4x1,1x1,1 cm<sup>2</sup> pour les IGBT et 4x0,5x0,7 cm<sup>2</sup> pour les diodes). Le diagramme des pertes par unité de surface montre que le prototype INT-TUR est plus efficace en terme d'évacuation, le prototype INT-LAM a une efficacité moyenne par rapport au prototype INT-TUR. Ces résultats viennent confirmer l'hypothèse de l'amélioration des performances thermiques des refroidisseurs en régime turbulent. La densité maximale atteinte est alors de 141 W.cm<sup>-2</sup>.

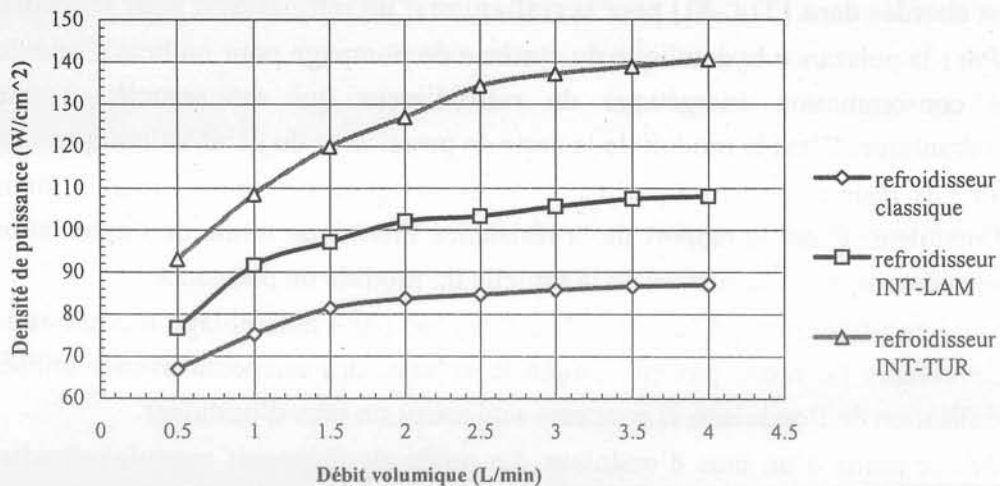


Figure III- 15 Densité de puissance évacuée par surface de silicium pour  $\Delta T = 45K$

#### III/5.2.3.b. *Puissance hydraulique*

Le diagramme ci- dessous montre que les prototypes INT-LAM et INT-TUR ont besoin à peu près de la même puissance hydraulique pour respecter les contraintes thermiques.

Cependant il faut noter la faible valeur de la puissance hydraulique pour le cas classique. En effet l'intégration du refroidisseur dans la semelle nécessite environ 100 fois plus de puissance hydraulique et de chute de pression. Cela vient du frottement fluide accentué, compte tenu de la petite taille des canaux. De plus, il faut noter que les puissances hydrauliques ne tiennent pas compte du rendement de la pompe hydraulique, ce qui laisse à présager deux à trois fois une puissance électrique de la pompe par rapport à la puissance hydraulique.

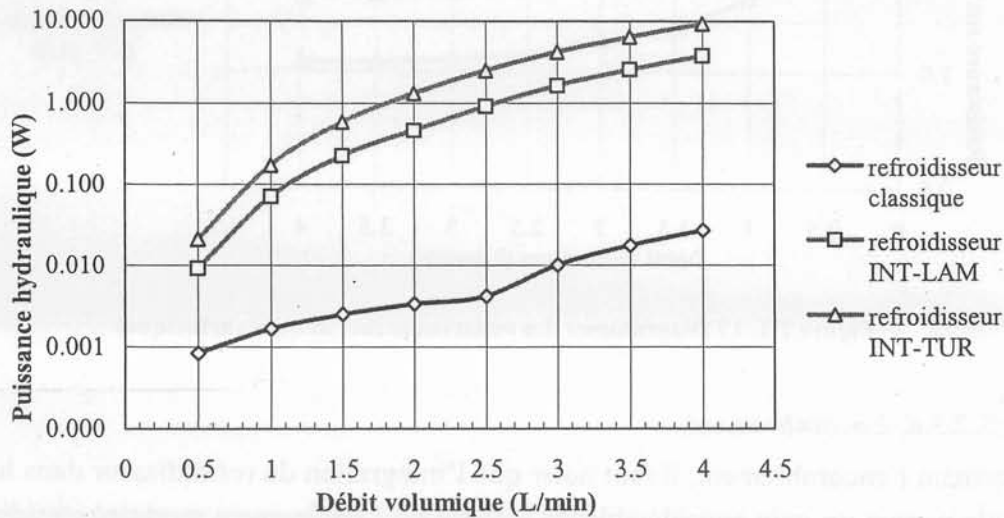


Figure III- 16 Puissance hydraulique fournie par la pompe

### III/5.2.3.c. Résistances thermiques surfaciques

La surface de semelle est la même pour tous les systèmes à cause des mêmes raisons évoquées pour les densités de puissance. La surface de semelle est de  $65,3 \text{ cm}^2$ . Le diagramme des résistances thermiques par unité de surface de semelle montre que la résistance thermique par unité de surface est divisée par un facteur 1,26 lorsque l'on passe du refroidisseur classique au refroidisseur intégré INT-LAM. Elle est divisée par 1,62 lorsque l'on passe du refroidisseur classique au refroidisseur intégré INT-TUR. La valeur de la résistance par unité de surface relative à l'interface est de  $22,3 \% \times 45 \text{ K}/(0,657 \text{ kW} \times 65,3 \text{ cm}^2)$ , soit  $0,23 \text{ K}/(\text{kW} \cdot \text{cm}^2)$ . En pourcentage cela représente 17,7 % de la résistance pour le refroidisseur INT-LAM et 22 % pour le refroidisseur INT-TUR. Ces valeurs représentent respectivement la différence des résistances thermiques par unité de surface entre les refroidisseurs classique et INT-LAM et entre les refroidisseurs classique et INT-TUR. Ces réductions des résistances thermiques par surface de semelle peuvent donc présenter un réel intérêt au niveau de la marge en performances thermiques. Le passage du prototype INT-LAM au prototype INT-TUR montre un gain de 23 %, qui correspond à l'amélioration du transfert thermique dû à la convection forcée turbulente dans l'échangeur intégré INT-TUR.

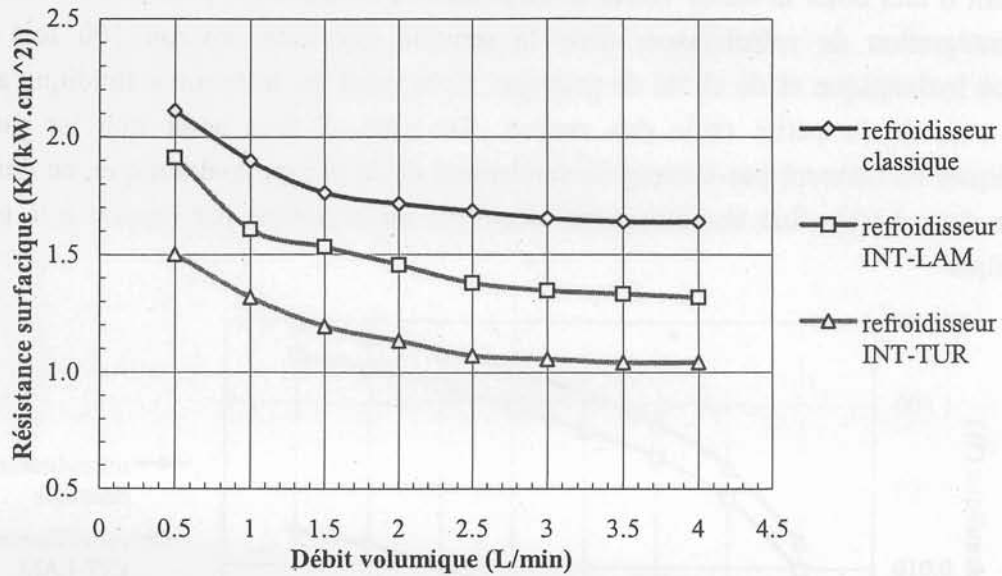


Figure III- 17 Diagrammes des résistances thermiques surfaciques

III/5.2.3.d. Encombrement

Concernant l'encombrement, il faut noter que l'intégration du refroidisseur dans la semelle du module permet un gain considérable du volume de l'équipement module/refroidisseur, 50 % selon le diagramme de la Figure III- 18. Cette étude ne tient cependant pas compte des éléments passifs (capacités de filtrage), des commandes rapprochées et des bus-bar du convertisseur électronique.

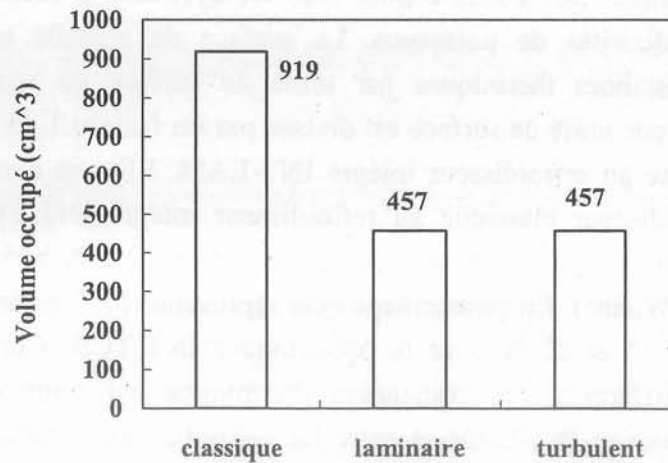


Figure III- 18 Encombrement dû à l'association module/refroidisseur

III/5.2.3.e. Poids

Les différents dispositifs ont été respectivement pesés. Cependant nous mettons l'accent sur le fait que ces données ne prennent pas en compte les éléments passifs et les bus barres. Le diagramme de la Figure III- 19 fait état de l'estimation du poids pour chaque type d'association d'un bras d'onduleur et de son refroidisseur. Nous notons alors une réduction de

poids de 60 % pour le prototype INT-LAM et 53 % pour le prototype INT-TUR. Ces valeurs sont intéressantes même si nous nous intéressons au poids de l'onduleur entier, qui équivaut au triple du poids d'un bras.

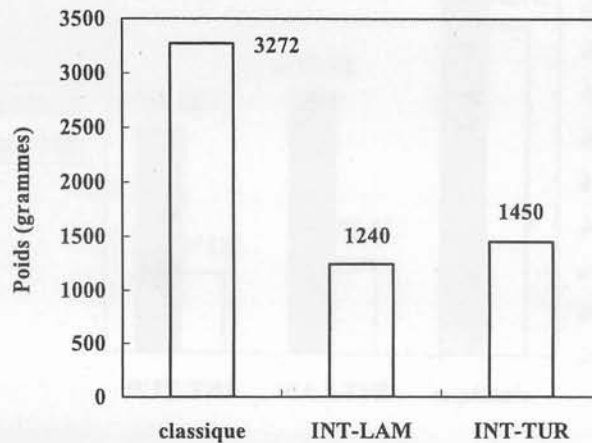


Figure III- 19 Poids total pour chaque association bras d'onduleur refroidisseur

Pour réduire le poids de l'équipement de manière considérable, nous proposons deux solutions. La première consiste simplement à éliminer les masses de métaux dans certaines régions du système de refroidissement, en usinant des cavités dans ces régions. Cependant ce travail doit se faire en tenant compte des contraintes de tenue mécanique du système de refroidissement en utilisant un outil de calcul de résistance des matériaux. La deuxième solution consiste à confectionner le réservoir du refroidisseur avec un matériau présentant une bonne tenue mécanique, et qui supporte aussi des températures avoisinant la température de jonction des semiconducteurs. Nous pouvons suggérer l'utilisation de l'aluminium ou le même matériau que le boîtier plastique du module de puissance. De ce fait le problème de poids est parfaitement circonscrit, puisque le matériau à employer ne va pas subir de déformations à cause des températures de jonction. Car l'aluminium ou le plastique du boîtier peuvent supporter des température allant de  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  à  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , tout en ne subissant aucune altération. Le Tableau III-3 donne la densité volumique des différents matériaux qui peuvent être utilisés pour concevoir le réservoir du refroidisseur.

Tableau III-3 Masse volumique des matériaux pour le réservoir

Matériau	Cuivre	Aluminium	Plastique module
densité ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	8960	2700	1490

Il faut noter que la densité du plastique du module n'est pas donnée par les constructeurs de modules. De ce fait, nous avons procédé à une estimation, selon deux méthodes, en prélevant un échantillon du matériau plastique en question. Les valeurs obtenues par les deux méthodes sont en accord avec une incertitude de 8 %. Le graphe de la Figure III- 20 donne une estimation théorique de la réduction du poids pour un bras d'onduleur et son refroidisseur, si le réservoir de fluide du système de refroidissement était fabriqué avec soit de l'aluminium, soit avec du plastique module.

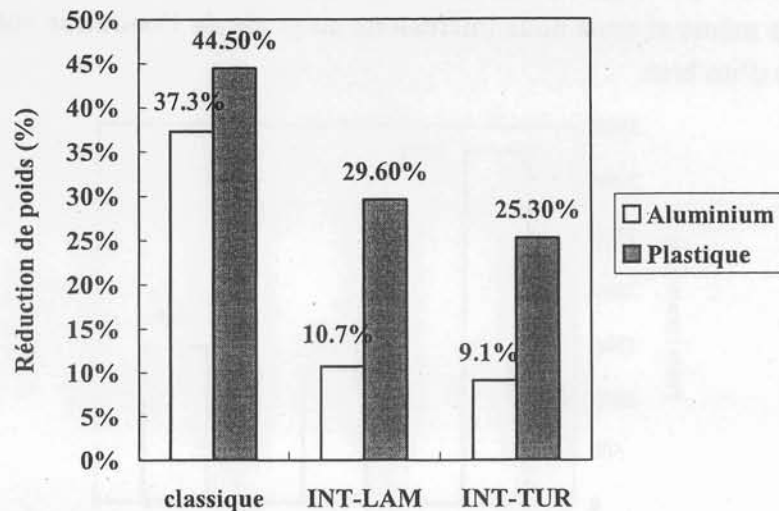


Figure III- 20 Réduction théorique du poids de l'ensemble onduleur- refroidisseur si le réservoir de fluide est fabriqué avec de l'aluminium ou du plastique

### III/6. LES ENJEUX LIES A L'ELIMINATION DE L'INTERFACE

#### III/6.1. Souplesse du dimensionnement de l'onduleur

Pour des raisons de fonctionnalité et de durée de vie, le système de refroidissement est souvent dimensionné par les concepteurs de convertisseurs, alors que la thermique n'est pas leur domaine de prédilection. L'intégration du système de refroidissement dans le convertisseur allège le travail des concepteurs de convertisseurs et représente un avantage en termes de délai de conception et de compacité.

Deux solutions sont envisageables pour l'utilisation de modules standards avec élimination de l'interface métal/métal. L'une consiste en la démarche effectuée dans ce chapitre, c'est à dire faire usiner la semelle des modules après leur achat. L'autre concerne les constructeurs de modules qui pourraient directement intégrer le refroidisseur dans la semelle du module. C'est dans ce cadre que Schulz-Harder et al [SCH-00] ont travaillé sur l'élaboration de prototypes de modules de puissance 600 V ayant les mêmes dimensions que les modules utilisées dans ce travail. Dans cette étude deux types de céramiques, l'AlN classique et l'Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ont été utilisés. Les résistances thermiques obtenues pour un débit volumique de 4 l/min sont présentées par le Tableau III-4.

Tableau III-4 Résistances thermiques des prototypes de modules avec refroidisseur intégré dans la semelle avec un débit de 4L/min

Prototype de module avec refroidisseur	Eupec céramique : AlN	Eupec céramique : Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Fuji céramique : AlN	Fuji(Simulation) céramique : AlN
Rth <sub>JA</sub> (K/kW) intégré	36	48	78	70
Rth <sub>JA</sub> (K/kW) classique	60	-	82	-

Dans ce tableau, les prototypes du constructeur Eupec sont les équipements conçus par Schulz-Harder et al. Ces équipements ont été conçus avec des modules de puissance BSM400GA120DL [EUP-02] de calibre 400 A- 1200 V. Le prototype du constructeur Fuji est un module de puissance 1MBI400F-060 [FUJ-95] de calibre 400 A- 600 V qui comprend son refroidisseur à canaux dans sa semelle, il est désigné par le prototype INT-LAM. Premièrement nous remarquons que la tendance de concepteurs de convertisseurs est d'intégrer le refroidisseur dans l'équipement électronique, puisque cette technique est récente. Deuxièmement, nous pouvons affirmer que la résistance thermique du boîtier proposé par les constructeurs dépend de la technique de refroidissement du semiconducteur.

### III/6.2. Amélioration du comportement en régime dynamique

En éliminant l'interface entre le composant électronique et le système de refroidissement, la source de dissipation se trouve plus proche de la source froide. Le gradient de température est alors amélioré. En effet, selon Rodrigues et al [ROD-98], plus le gradient de température entre le silicium et le milieu ambiant est élevé, plus les phénomènes liés à la fatigue thermique sont accentués. Ces phénomènes pouvant être les causes de la réduction de la durée de vie du composant, à partir du cyclage thermique du composant. De plus, la réduction de la résistance thermique entraîne donc celle du temps de transit global de l'équipement. La réponse thermique impulsionnelle de l'équipement est donc plus courte.

### III/7. CONCLUSION

Les investigations sur l'amélioration de l'association du module de puissance et de son refroidisseurs ont été menées en prenant en considération, les paramètres géométriques du module de puissance, les contraintes thermiques et hydrauliques initialement imposées par la réalisation technologique d'un refroidisseur classique. Ces investigations, visant l'élimination de l'interface entre le module et le refroidisseur, nous a conduit à la conception d'un équipement intégrant à la fois le module de puissance et son refroidisseur. Deux prototypes, INT-LAM et INT-TUR ont été réalisés et évalués par rapport à un équipement classique comprenant un module et un refroidisseur externe. Les critères d'évaluations montrent un gain notable de 17,7 % en terme de performance thermique pour INT-LAM et 22 % pour INT-TUR. Un gain supplémentaire de 23 % a été constaté en comparant les performances thermiques des refroidisseurs INT-LAM et INT-TUR. Ce gain correspond à l'amélioration de la convection dans l'échangeur INT-TUR, à cause du régime turbulent dans ce type de refroidisseur. Cependant, il faut noter la hausse des pertes de pression d'un facteur avoisinant 100 au pire des cas. Ce résultat est logique compte tenu de la profondeur des canaux adoptés dans les échangeurs. Concernant l'encombrement volumique, nous pouvons noter un gain de 50 % pour les deux prototypes, INT-LAM et INT-TUR intégrant leur système de refroidissement. Nous pouvons aussi noter une réduction de poids de l'équipement, en usinant le réservoir de l'échangeur dans un matériau léger présentant une bonne tenue mécanique. Le



pourcentage de cette réduction, pour un matériau plastique, est de 30 % pour le prototype INT-LAM, et de 25 % pour le prototype INT-TUR. Ce pourcentage est environ de 10 % pour les deux prototypes, dans le cas où l'aluminium est utilisé pour la fabrication de cet organe du refroidisseur.

## Bibliographie du chapitre III

- [EUP-02] Technical Notes for EUPEC 1200V-400A Power Module BSM400GA120DL, <http://www.eupec.com>.
- [FUJ-95] Fuji Electric, Technical notes for Fuji Electric 600V-400A power modules: 1MBI400F-060 datasheet.
- [GIL-99] C. Gillot, D. Henry, C. Schaeffer, C. Massit, A New Packaging Technique for Power Multichip Modules, *IEEE Industry Applications Society*. Phoenix, Arizona. Oct. 3-7. 4, 1999.
- [GNI-76] V. Gnielinski, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipes and Channels Flows, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16. 1976.
- [KAR-00] O. Karim, C. Gillot, C. Schaeffer, E. Gimet, S Derou. 'Heat sink Exchanger Dimensioning for Hybrid Inverter'. 6<sup>th</sup> *International Workshop on THERMal INvestigations of ICs. and systems*, pp 159-163. Sept. 24-27 2000. Budapest, Hungary.
- [KAY-80] W. M. Kays, M.E. Crawford, Numerical Solutions for Laminar Flow Transfer in Circular Tubes, *Trans. ASME*, Vol. 77, pp 1265-1274. 1980.
- [PER-01] C. Perret. "Réalisation et optimisation de refroidisseurs à microcanaux en technologie silicium" thèse de doctorat de l'INPG, Grenoble, Mai 2001.
- [ROD-98] R.G. Rodrigues, D.E Piccone, W.H. Tobin, L.W. Willinger, J.A. Barrow, T.A. Hansen, J. Zhao, L. Cao, Operation of Power Semiconductors at their Thermal Limit, *IEEE-IAS'98 Proc.*, 1998, pp 942-953.
- [SCH-00] J. Schulz-Harder, K. Exel, A. Meyer, T. Licht, M. Loddenkötter, 'Micro Channel Water Cooled Power Modules' *IEEE PESC 2000*, Arizona.
- [TUC-81] D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease. 'High Performance Heat Sink for VLSI'. *IEEE Electron. Devices Letters*, Vol EDL-2, N°5, May 1981, pp126-129.



# *Chapitre IV*



## Nomenclature du chapitre IV

	symboles	Unités
<i>CEM</i>	Compatibilité ElectroMagnétique	
<i>DBC</i>	Direct Bonded Copper (Isolant électrique)	
<i>d</i>	épaisseur de diffuseur en cuivre	mm
<i>H</i>	profondeur des canaux	mm
<i>IGBT</i>	Insulated Gate Bipolar Transistor (Interrupteur à Grille de commande Isolée)	
<i>L</i>	longueur des canaux	mm
<i>Nc</i>	nombre de canaux	sd
<i>Re</i>	nombre de Reynolds	sd
<i>t</i>	largeur des ailettes	mm
<i>w</i>	largeur des canaux	mm
<i>W</i>	largeur du système de refroidissement	mm



## Chapitre IV / Amélioration des performances thermiques du composant de puissance

### IV/1. INTRODUCTION

Dans les chapitres précédents, nous avons étudié trois possibilités de refroidissement de convertisseurs utilisant des modules de puissance standards. La méthode classique, consiste à utiliser un refroidisseur externe sous le module de puissance avec une application de graisse thermique. Cette méthode pénalise le cheminement du flux de chaleur, à cause de l'interface entre le composant et son refroidisseur. C'est pour cela que ce refroidisseur externe doit être thermiquement performant. Deux possibilités d'améliorations des performances ont été entreprises. D'une part, l'optimisation des canaux et des ailettes permet de trouver un compromis entre les performances thermiques et hydrauliques. D'autre part, une amélioration de la convection thermique à l'interface solide/fluide permet une amélioration de la performance thermique, sans altérer la performance hydraulique.

La méthode d'intégration du refroidisseur dans la semelle du composant semiconducteur a été utilisée. Les performances thermiques ont été améliorées au détriment des pertes d'énergies occasionnées dans le refroidisseur, mais ces pertes restent acceptables compte tenu des contraintes du cahier des charges.

Dans notre recherche des possibilités de refroidissement pour l'électronique de puissance, nous avons rencontré des techniques qui méritent d'être retenues pour de futures applications, pour les chaînes de traction hybrides. En effet ces techniques, même si elles ne s'appliquent pas aujourd'hui à notre cahier de charge, pourraient être sollicitées ultérieurement à cause de leurs avantages. Ces techniques vont donc être présentées, pour positionner les performances thermiques et hydrauliques de nos équipements par rapport à celles-ci.

### IV/2. LE REPORT DE MODULE SUR LE REFROIDISSEUR MODUCAL

La technique de report de puces de composants semiconducteurs (modules de puissance) est une nouvelle technique qui a été développée en collaboration avec ALSTOM, FERRAZ SHAWMUT et le LEG. Cette technique vise particulièrement l'élimination de l'interface module refroidisseur et la compacité de l'ensemble module- refroidisseur. Pour évaluer ses performances thermiques, il a été nécessaire de déterminer ses différents réseaux de résistances thermiques, sous forme de matrices [KAR-01]. Mais tout d'abord, comment se présente cette structure ?



## IV/2.1. Présentation du refroidisseur Moducal

L'équipement Moducal étudié ici est composé de deux parties essentielles. La photo de la Figure IV- 1 montre le module de puissance qui comprend un assemblage de puces d'IGBT et ses connectiques. Un bus permet de recueillir le courant total. Sous le module de puissance se trouve un système de refroidissement pourvu d'un réseau complexe de conduits d'eau.

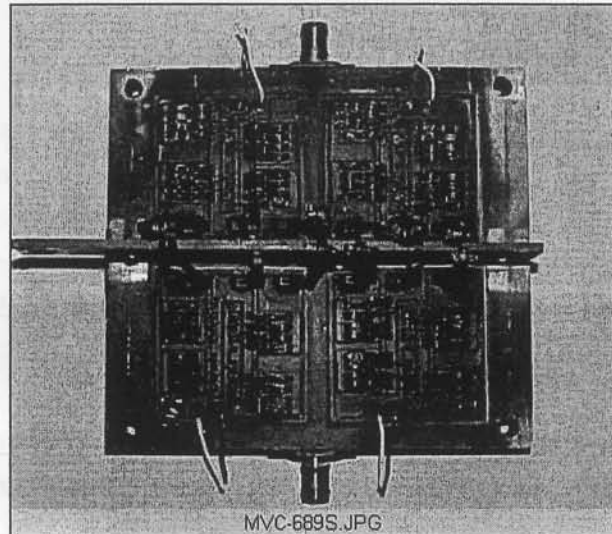


Figure IV- 1 Présentation du refroidisseur Moducal et ses puces

### IV/2.1.1. Description interne

La structure Moducal [KAR-01],[HUG-98] est un refroidisseur de type boîte à eau développé par la société FERRAZ SHAWMUT. Cette structure est fabriquée de la manière suivante. Des plaques d'aluminium, pourvues de trous orientés selon deux directions différentes, sont alternativement déposées les unes sur les autres comme le montre le premier schéma de la Figure IV- 2. Les plaques sont dotées de trous dont les motifs sont de petites tailles et décalés d'un angle de  $+75,54^\circ$  ou  $-75,54^\circ$  d'une couche à l'autre.

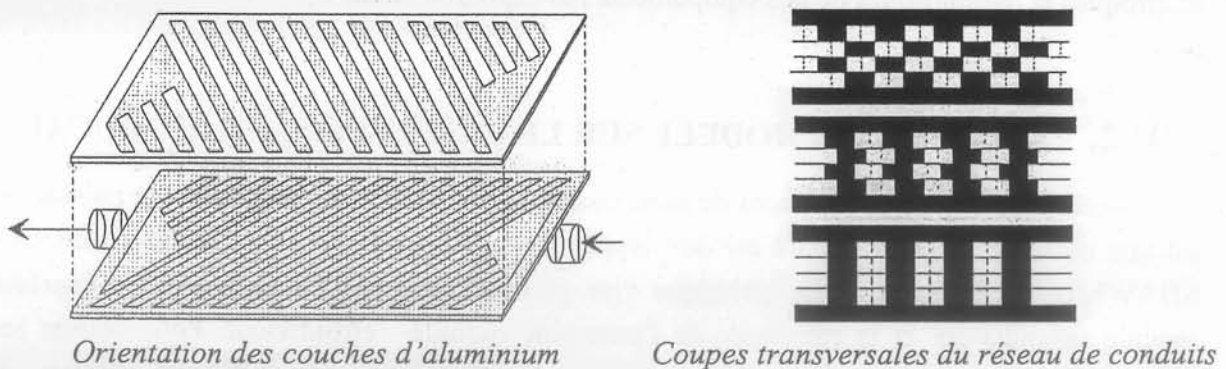


Figure IV- 2 Structure interne du refroidisseur Moducal

D'une part, cette structure permet une circulation croisée du fluide caloporteur. En effet, selon la succession des coupes transversales sur le deuxième schéma de la Figure IV- 2, la direction d'un canal n'est pas parallèle à celle liant les deux orifices d'entrée et de sortie de fluide. Le fluide se déplace du centre vers l'extérieur de Moducal, en passant d'une plaque d'aluminium à l'autre et vice versa, créant ainsi un régime d'écoulement turbulent. D'autre

part, la distance parcourue par le fluide dans un conduit est supérieure à celle que parcourt le fluide pour un canal classique. La disposition successive des couches permet donc d'augmenter la surface d'échange à l'interface solide/fluide. C'est pour ces deux raisons que le transfert thermique convectif est amélioré, comparé au cas d'un échangeur classique à canaux.

#### *IV/2.1.2. Les fonctionnements thermique et hydraulique*

En hydraulique, il existe deux méthodes pour provoquer le régime turbulent dans les échangeurs à plaques : soit la vitesse du fluide dans les conduits est suffisante pour que le nombre de Reynolds  $Re$  de l'écoulement (équation (I-35)) soit supérieur au seuil de 2300, soit les plaques sont ondulées et empilées. De cette manière, l'intérieur des conduits est pourvu de parois ondulés, ce qui provoque des perturbations au niveau du déplacement de fluide. Même pour de faibles niveaux de vitesse. De ce fait, la couche limite fluide est diminuée, favorisant ainsi les déplacements de masses fluides dans le conduit. Les masses de fluide qui se chargent en flux de chaleur sur les parois du conduit, sont alors libres de se déplacer jusqu'à l'extérieur de l'échangeur. Le nombre de Nusselt moyen obtenu avec un conduit à parois ondulées (ou corruguées), est plus grand que celui rencontré dans un conduit à parois lisses. Selon la description interne du refroidisseur Moducal (Figure IV- 2), c'est la deuxième méthode qui est utilisée. Mais il faut noter le niveau élevé des pertes de pression liées à cette méthode. En effet, une très forte augmentation du coefficient de frottements est constatée pour des conduits corrugués par rapport aux conduits lisses [THO-95].

### IV/2.2. Technique de report de module

#### *IV/2.2.1. Les motivations du report de module*

Le report de module vise deux objectifs principaux. D'une part, cette technique permet une haute intégration de semiconducteurs, c'est à dire une augmentation du nombre de puces par unité de surface du composant. Ce qui a pour effet d'augmenter le courant total du composant et de rendre moins sévères les contraintes électriques par puce d'IGBT. D'autre part, la technique de report de module, si elle est bien menée, permet de réduire la résistance thermique de la jonction à l'ambiante, par l'élimination des brasures froides.

#### *IV/2.2.2. Le module de puissance reporté*

Le module de puissance reporté sur le refroidisseur Moducal est constitué de seize puces élémentaires d'IGBT de calibre 50 A et de surface  $11 \times 11 \text{ mm}^2$  chacune. Quatre puces élémentaires sont mises en parallèles et brasées sur le même substrat DBC. Cela équivaut à un interrupteur élémentaire dont la performance classique de conduction à l'état passant est de 200 A, la tenue en tension pour chaque interrupteur étant de 3300 V. De ce fait les quatre puces d'un substrat DBC sont reliées à un même collecteur (ou drain) et un émetteur (ou

source), et ne peuvent donc pas être commandées séparément. Le schéma de la Figure IV- 3 montre la disposition spatiale des puces élémentaires sur le refroidisseur.

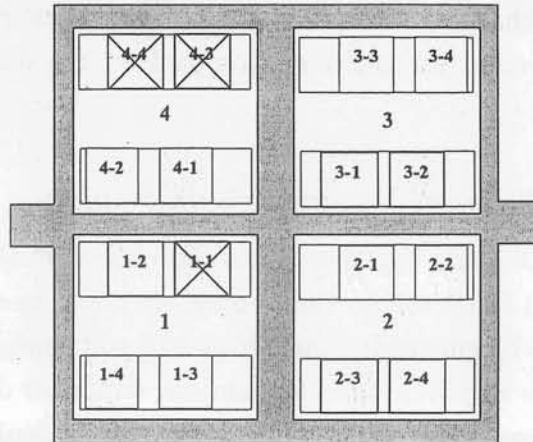


Figure IV- 3 Arrangement spatial des puces sur le Moducal

D'après la disposition précédente, il faut envisager les influences mutuelles thermiques entre les puces d'un même substrat et entre les puces de différents substrats. Ceci ne va pas simplifier la répartition de la température des substrats. D'où la nécessité d'utiliser une terminologie de résistance thermique matricielle.

#### IV/2.2.3. Description de la structure de report

La Figure IV- 4 montre deux sortes d'assemblages, de la puce de silicium jusqu'au refroidisseur. L'assemblage classique est le plus souvent rencontré pour des applications avec des semiconducteurs standards. Dans ce cas un refroidisseur extérieur est requis pour le refroidissement, ce qui a pour effet de pénaliser les performances thermiques de l'association composant-refroidisseur, à cause de la graisse qui introduit une forte résistance thermique. Quant à l'assemblage de Moducal, il se différencie du précédent par l'absence de la brasure côté refroidisseur, de la graisse thermique et de la semelle du composant. De ce fait cette structure fait abstraction des résistances thermiques de conduction liées à ces différentes couches.

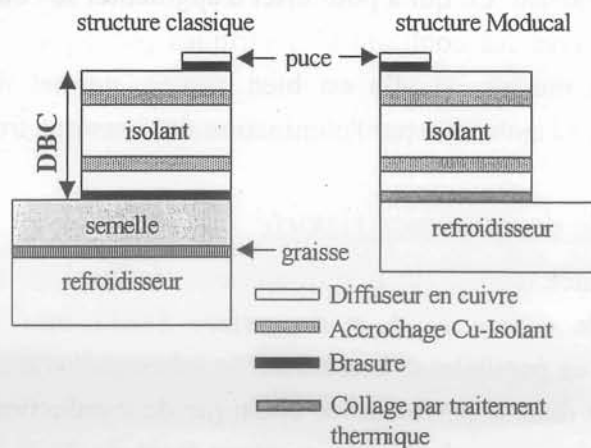


Figure IV- 4 Empilage de Moducal comparé à un empilage classique

Cette nouvelle structure d'empilage permet donc de réduire considérablement la résistance thermique de la jonction jusqu'à l'ambiante. Mais cette performance thermique obtenue par

l'élimination des couches en question, peut être amoindrie si la technique de report n'est pas menée correctement. D'où l'impact de la qualité de la technique du report de puces sur les performances thermiques de l'ensemble Moducal.

### IV/2.3. Performances du report de module

Comme la structure Moducal est constituée de quatre substrats dont chacun joue la fonction d'un interrupteur IGBT de commande indépendante, nous allons donc relever les caractéristiques de Moducal pour un seul interrupteur. De ce fait la résistance thermique de la structure entière est le quart de la résistance thermique d'un interrupteur, alors que la chute de pression est présentée pour tout le module. Nous pourrions par la suite évaluer la puissance motrice soit pour un bras d'onduleur, soit pour un onduleur complet.

#### IV/2.3.1. Résistance thermique d'un interrupteur

La résistance thermique d'un interrupteur, de sa jonction à l'ambiante est égale à la somme des contributions apportées par les résistances thermiques calculées à partir des relations (II-18) et (II-19). Le diagramme de la Figure IV- 5 présente l'évolution de ce paramètre en fonction du débit volumique de fluide caloporteur.

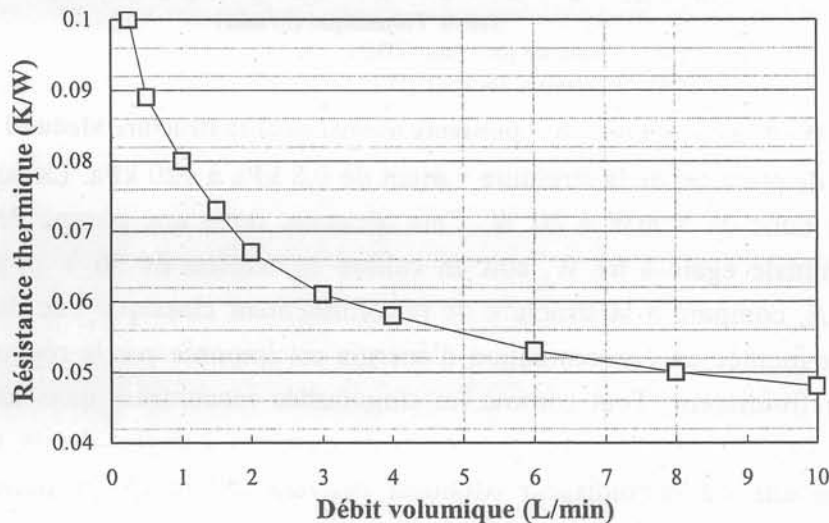


Figure IV- 5 Résistance thermique pour un interrupteur de Moducal avec un gradient  $\Delta T = 45^\circ\text{C}$

Compte tenu des valeurs atteintes par la résistance thermique d'un interrupteur, nous pouvons dire que la résistance thermique totale de l'équipement est comprise entre 25 K/kW et 12 K/kW selon le débit choisi. Ces valeurs sont nettement inférieures aux résistances thermiques atteintes par un interrupteur classique d'IGBT (entre 87 K/kW et 77 K/kW). Ces valeurs s'expliquent par une forte réduction des contraintes thermiques due à la qualité de la technique de report. Cependant cette technique demande à être améliorée du point de vue du fonctionnement électrique des puces IGBT. En effet, le prototype Moducal testé contenait des interrupteurs défectueux (Figure IV- 3). C'est pourquoi nous avons effectué les mesures expérimentales sur un seul substrat.

IV/2.3.2. Chutes de pression et puissance motrice par interrupteur

Un manomètre différentiel branché sur le circuit hydraulique à l'entrée et à la sortie du refroidisseur Moducal, a permis d'évaluer les pertes de pression relativement aux débits volumiques. Nous estimons alors la puissance hydraulique consommée par le refroidisseur en utilisant la relation (I-55) définie au premier chapitre. Le diagramme de la Figure IV- 6 donne donc l'évolution de la puissance hydraulique et des pertes de pression en fonction du débit volumique de fluide.

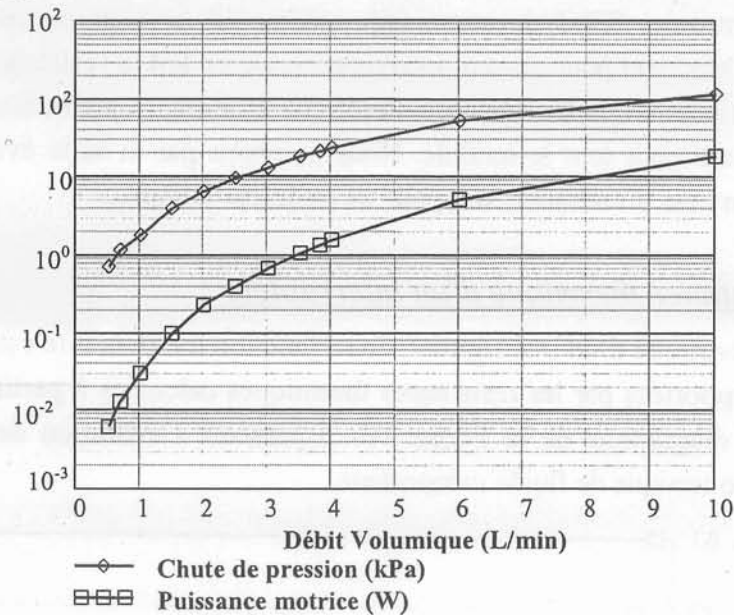


Figure IV- 6 Chute de pression et puissance motrice pour la structure Moducal 16 IGBT

Les chutes de pression de la structure varient de 0,8 kPa à 120 kPa. La puissance motrice associée varie donc de 3 mW à 20 W. Cela nécessite donc une pompe de consommation électrique nominale égale à 67 W, soit un calibre en tension de 36 V pour un calibre en courant de 2 A, comparé à la structure de refroidissement classique vue dans le deuxième chapitre. Cette montée en consommation d'énergie est imposée par le régime d'écoulement turbulent du refroidisseur. Tout comme les singularités rencontrées dans les collecteurs de refroidisseurs du deuxième chapitre, les points de cassures à angles droits, présents dans le réseau de conduits du refroidisseur Moducal peuvent expliquer les pertes de pressions importantes.

IV/2.4. L'utilisation de l'équipement Moducal dans la traction électrique

L'équipement Moducal a été conçu pour une utilisation dans la traction ferroviaire, donc pour les équipements embarqués. Il présente, à long terme, un intérêt d'application pour le refroidissement des convertisseurs de traction hybride. Pour alors quantifier les avantages liés à l'emploi d'un équipement embarqué tel que Moducal, nous allons comparer certaines de ses performances à celles d'équipements déjà connus.

*IV/2.4.1. Les équipements de comparaison utilisés dans la traction électrique*

Le premier équipement (prototype 1) est un système classique composé d'un module de puissance 600 V- 400 A et d'un refroidisseur externe, avec de la graisse thermique représentant l'interface entre le module et le refroidisseur. Cet équipement ayant déjà fait l'objet de notre étude dans le second chapitre, nous n'allons donc pas nous attarder sur sa description et ses caractéristiques.

Le deuxième équipement est constitué du même module de puissance, mais le refroidisseur est à l'intérieur de la semelle du composant. Cet équipement a été étudié dans le troisième chapitre. De plus un prototype similaire a été présenté par Schutz- Harder et al [SCH-00] pour le compte du fabricant de module de puissance Eupec.

*IV/2.4.2. Densité de puissance et encombrement volumique*

Pour comparer la densité de puissance dissipée par chaque équipement, il faut évaluer la surface de silicium utilisée dans les composants. Les modules de puissance 600 V- 400 A sont constitués de quatre puces d'IGBT dont la surface est 11x11 mm<sup>2</sup>. Un interrupteur de Moducal est par contre composé de quatre puces d'IGBT de surface 13x13 mm<sup>2</sup>. Un module de puissance remplit la même fonction qu'un interrupteur de Moducal. Les puissances dissipées par surface de silicium sont déterminées pour la configuration suivante :

- une température de jonction standard égale à 125 °C
- une température du fluide de refroidissement de 80 °C
- un débit volumique de 4 l/min

L'histogramme de la Figure IV- 7 indique les densités de puissance pour un interrupteur de la structure Moducal et pour les deux équipements de comparaison. Selon ce diagramme la structure Moducal pourrait être utilisée pour remplacer les équipements classiques, pour régler les problèmes de poids, à cause de sa structure en aluminium qui offre une bonne réduction de poids.

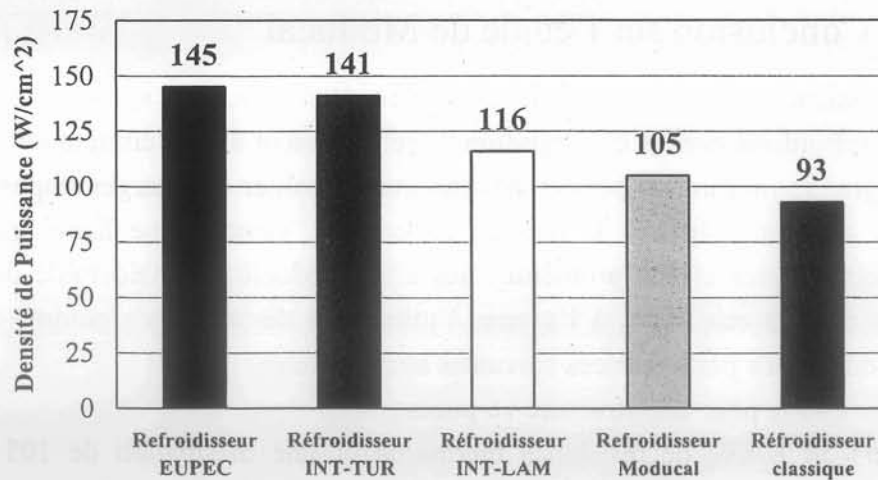


Figure IV- 7 Comparaison des densités de puissance par surface de silicium

L'encombrement tout comme le poids, sont des paramètres à considérer avec une grande attention, pour les équipements embarqués, car ils sont déterminants, voir critiques dans la gestion de l'habitacle et du coût de la propulsion électrique. L'encombrement est présenté sur la Figure IV- 8 pour les trois structures. Ce paramètre prend en compte le volume du refroidisseur et du composant. Les éléments clés d'un onduleur comme les bus barres, les condensateurs et les cartes de commande (commandes rapprochées et éloignées), ne sont pas pris en compte dans notre estimation, car ils sont spécifiques à chaque application, il en est de même pour leur volume.

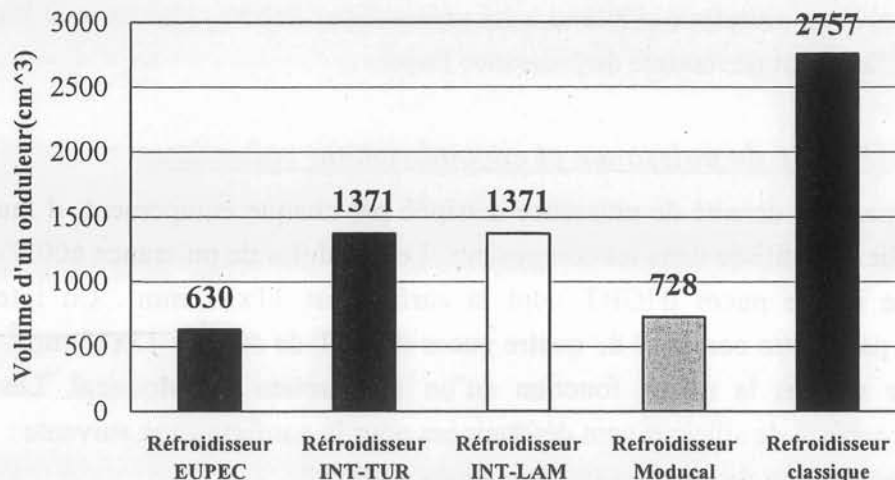


Figure IV- 8 Encombrements pour une structure onduleur sans la prise en compte des éléments passifs

L'équipement Moducal occupe moins de place, comparé aux autres prototypes de refroidisseurs classiques et intégrés que nous avons conçus. Cela s'explique par son aspect de type plaque à eau et par sa structure en aluminium. Cependant ce prototype présente une qualité moyenne en terme de dissipation. De plus, il présente des inconvénients sur le plan économique, car ce n'est pas un composant standard.

#### IV/2.5. Conclusion sur l'étude de Moducal

Le refroidissement des modules de puissance standards, en utilisant des techniques classiques de refroidissement et d'intégration de refroidisseur avec l'élimination de l'interface relative à la graisse thermique, permet de respecter le cahier de charges imposé. Mais pour répondre aux demandes liées à la montée en courant, donc à une haute intégration des dispositifs électroniques et aux problèmes liés à une réduction considérable de poids et de volume, nous devons envisager, à l'avenir, l'utilisation de structures comme Moducal. En effet, avec Moducal les performances suivantes sont atteintes :

- électrique : 800 A pour une structure 16 puces
- thermique : 58 K/kW de résistance thermique et une dissipation de 105 W/cm<sup>2</sup> par substrat pour un débit volumique de 4 l/min
- hydraulique : 2 W de puissance motrice pour seize puces à 4 l/min.

De plus, il faut noter son faible niveau d'occupation en volume et en poids. Cet équipement pourrait donc être une solution pour la traction électrique. Dans cette optique nous conseillons

la mise en place d'une connectique entre les différentes puces de Moducal, afin de remplir une fonction d'onduleur.

Comme la structure Moducal, d'autres équipements ont vu le jour et se sont révélés être d'une importance capitale pour de futures applications dans le domaine des électroniques embarquées. La fonction interrupteur IGBT à refroidissement double face en est une.

### IV/3. LE REFROIDISSEMENT DOUBLE FACE

La réalisation d'un interrupteur avec un système de refroidissement à double face à été possible grâce à une étude de doctorat menée au LEG (Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble) par C. Gillot [GIL-00]. Cette étude à été conduite avec deux partenaires dont le LETI (Laboratoire d'Electronique et des Technologies de l'Information) et ALSTOM.

#### IV/3.1. Les dispositifs mis en œuvre

La réalisation de l'équipement s'est effectuée en trois étapes. L'optimisation et la conception des systèmes de refroidissement a été la première étape, elle s'est effectuée au LEG. La conception des interrupteurs IGBT et leur implantation sur les refroidisseurs se sont effectuées au LETI. L'évaluation de l'équipement a été la dernière étape. Celle-ci s'est déroulée au LEG et à ALSTOM.

##### IV/3.1.1. *Structure de l'empilage double face*

La structure double face est composée, selon la Figure IV- 9, de deux empilages, l'un sur la partie inférieure du semiconducteur, est un empilage classique dépourvu de tranche de semelle en cuivre. L'autre empilage se trouve sur la partie supérieure du semiconducteur, c'est aussi un empilage classique dépourvue de la tranche de semelle.

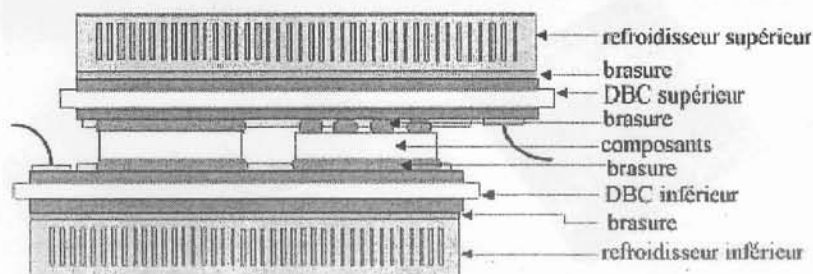


Figure IV- 9 Description de l'empilage pour un interrupteur refroidi sur ses deux faces

Ces deux empilages inférieur et supérieur sont composés des cinq couches constituant ainsi un empilage classique dont les caractéristiques ont déjà été définies dans le Tableau I-7. De plus, une technologie supplémentaire issue de la microélectronique, la connexion par "flip chip", a été utilisée pour remplacer les connectiques généralement réalisées par des fils d'aluminium appelés "bonding wire". Cette nouvelle technologie a été adoptée dans le but d'augmenter le nombre d'entrées et de sorties électriques du composant. Les isolations



électriques sont des tranches de Nitrure d'Aluminium (AlN) d'épaisseurs habituelles (630  $\mu\text{m}$ ). Cette dernière couche est liée aux couches de cuivre de part et d'autre par des accrochages dont la conductance par unité de surface est égale à  $2 \times 10^5 \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Les deux refroidisseurs associés à l'assemblage sont identiques. Leurs caractéristiques géométriques sont définies par le Tableau IV-1.

Tableau IV-1 Dimensions géométriques des systèmes de refroidissement double face

largeur d'ailette	$t$	200	$\mu\text{m}$
largeur de canal	$w$	200	$\mu\text{m}$
profondeur de canal	$H$	2	mm
épaisseur de diffuseur	$d$	1	mm
longueur de canal	$L$	29	mm
largeur du radiateur	$W$	40	mm
nombre de canaux	$Nc$	100	

La configuration géométrique des refroidisseurs a été choisie, suite à une étude d'optimisation utilisant les algorithmes génétiques [MEY-98]. Cette configuration, compte tenu de la taille des canaux, nécessite un organe de filtrage du fluide caloporteur. De plus le régime hydraulique est laminaire ( $Re < 2100$ ) pour des débits volumiques inférieurs à 5 l/min. Le régime est ensuite turbulent ( $Re \geq 2100$ ) pour les débits supérieurs à 5 l/min.

#### IV/3.1.2. Structure du module de puissance

La partie électronique de puissance du prototype double face est composée de deux puces d'IGBT de section  $11,8 \times 11,8 \text{ mm}^2$ , et de quatre diodes fournies par la société MITEL. Deux diodes sont associées à une puce IGBT pour former un interrupteur bidirectionnel en courant de calibre 1600 V- 50 A. La Figure IV- 10 montre la disposition des deux IGBT et de leurs diodes antiparallèles, et l'assemblage du module.

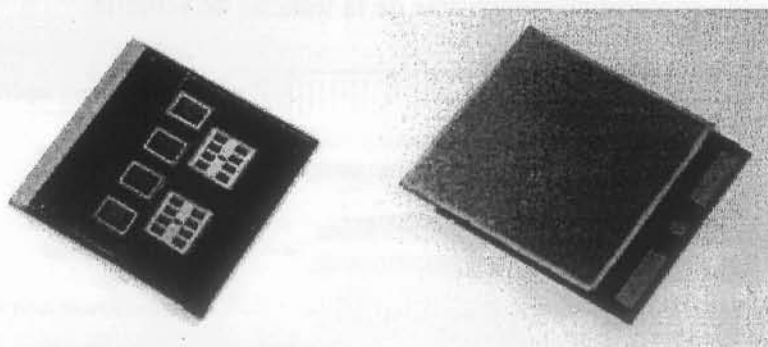


Figure IV- 10 Présentation du composant ouvert et assemblé

Le montage des composants du module est une étape qui influence beaucoup la valeur de la résistance thermique du module. C'est pour cela que cette opération s'est effectuée selon cinq étapes. La première étape consiste à faire passer un flux haute température pour désoxyder les surfaces à brasier, la deuxième à aligner et déposer les composants sur les régions désoxydées du substrat. Dans la troisième étape, le substrat et ses composants sont mis dans un four de refusion sous vide, pour effectuer les brasures. Les deux dernières étapes concernent le nettoyage et la caractérisation du substrat.

Maintenant que nous avons brièvement décrit la structure avec un refroidisseur double face, nous allons examiner ses performances thermique et hydraulique pour les situer par rapport aux performances des équipements que nous avons conçus.

### IV/3.2. Performances du refroidisseur double face

Comme précédemment, nous allons établir la résistance thermique pour un assemblage de deux d'IGBT de  $11,8 \times 11,8 \text{ mm}^2$  de la structure refroidie sur ses deux faces. Nous considérerons ensuite la moitié des valeurs obtenues. De ce fait, nous pourrions aisément confronter ces valeurs aux valeurs des équipements précédents qui eux aussi, intègrent quatre puces d'IGBT. La chute de pression et la puissance motrice sont déterminées pour un module entier.

#### IV/3.2.1. Performances thermique et hydraulique d'un module

La résistance thermique du module est déterminée avec la terminologie des résistances thermiques matricielles développée par Raël [RAE-97]. Dans cette démarche il faut d'abord effectuer le calcul des résistances thermiques propres à chaque puce, en activant une seule puce, dans ce cas la résistance thermique de la puce est évaluée à partir de la température de jonction, de la température d'entrée du fluide et de la puissance dissipée par la puce. Puis les résistances thermiques mutuelles entre chaque puce sont évaluées en activant deux puces en même temps. Le diagramme de la Figure IV- 11 présente l'évolution de la résistance thermique jonction- ambiante en fonction du débit volumique de fluide caloporteur.

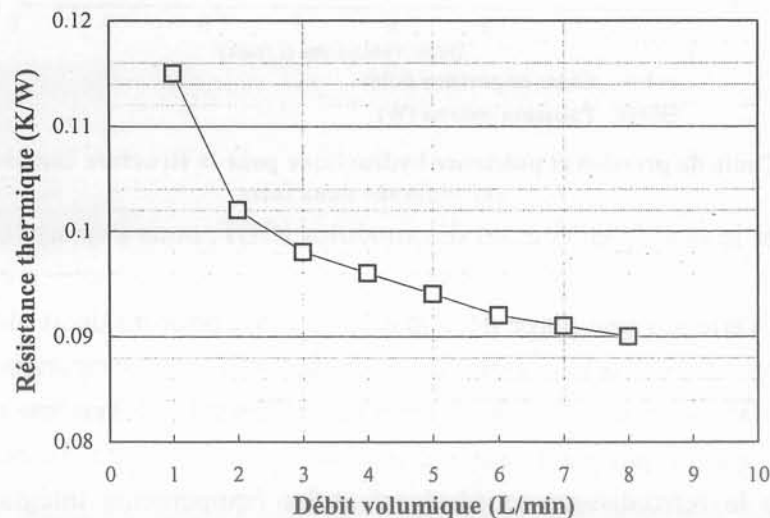


Figure IV- 11 Résistance thermique pour un module refroidi par double face avec un gradient de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$

Nous ne devons prendre en compte que la moitié de la résistance thermique donnée par le diagramme précédent pour respecter les surfaces de silicium des équipements étudiés. Dans ce cas, la résistance thermique varie entre  $58 \text{ K/kW}$  et  $45 \text{ K/kW}$  selon le débit volumique imposé. Nous pouvons remarquer que la résistance thermique n'est pas très sensible aux variations du débit volumique. D'où l'intérêt de travailler avec de faibles débits volumiques pour minimiser les pertes de pression. Ces valeurs de résistances thermiques représentent, la

moitié des valeurs obtenues pour un équipement classique ( entre 87 K/kW et 77 K/kW), les deux tiers des valeurs obtenues pour un module standard avec son refroidisseur intégré dans la semelle (entre 86 K/kW et 68 K/kW). Cette bonne performance peut s'expliquer, d'une part, par le rapprochement des composants et du système de refroidissement à cause de l'élimination de l'interface composant- refroidisseur. D'autre part, l'aspect refroidissement double face de ce dispositif en est une des raisons principales. En effet, pour ce mode de refroidissement le flux de chaleur est évacué de part et d'autre du module, mais pas en proportions égales.

La puissance motrice a été calculée selon la méthode habituelle, à partir de la chute de pression et du débit volumique. Le diagramme de la Figure IV- 12 décrit les évolutions de la perte de pression et de la puissance hydraulique associée au refroidissement de deux puces d'IGBT provenant de la structure étudiée.

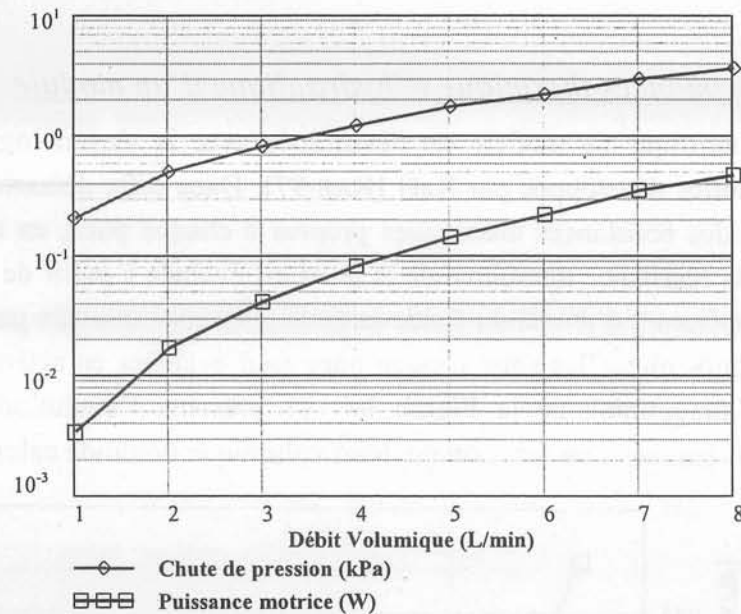


Figure IV- 12 Chute de pression et puissance hydraulique pour la structure composée de deux IGBT refroidie sur deux faces

Pour respecter le calibre en courant des modules IGBT, nous devons considérer le double des valeurs du diagramme précédent. Dans ce cas, la puissance motrice correspondant à un bras d'onduleur varie sur une plage de 7 mW à 10 mW, pour un débit allant de 0 l/min à 4 l/min. Cette plage de valeurs se situe à un niveau inférieur, comparativement aux plages rencontrées pour Moducal et pour nos équipements intégrant leur système de refroidissement. Cette différence s'explique par le régime d'écoulement laminaire du refroidisseur à deux faces, alors que le refroidisseur de Moducal et les équipements intégrant leur échangeur fonctionnent préférentiellement en régime turbulent. En effet le régime laminaire avec un domaine de Reynolds compris entre 400 et 1700, génère moins de chute de pression, comparé au régime turbulent des structures intégrées avec un nombre de Reynolds variant de 2000 à 6000. Seuls les équipements à refroidissement classique ont une plage de valeurs en puissance motrice identique à la plage du refroidisseur deux faces. Cela s'explique par le nombre de Reynolds atteint dans ces échangeurs. Ce nombre, même s'il se situe dans la plage du

domaine turbulent (2000 à 4010), n'est assez élevé pour induire la chute de pression importante caractéristique d'un régime turbulent bien développé.

#### IV/3.2.2. Comparaison avec nos structures

La densité de puissance dissipée par surface de silicium a été évaluée pour les mêmes conditions comme pour l'étude précédemment faite avec Moducal. Cette valeur est présentée sur le diagramme de la Figure IV- 13 pour une comparaison entre prototypes.

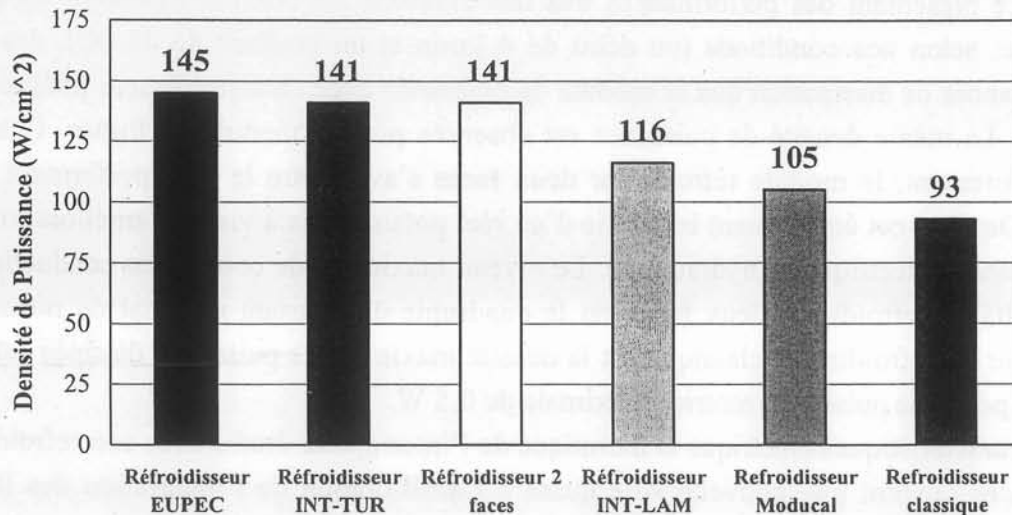


Figure IV- 13 Comparaison des densités de puissance par surface de silicium

Sur le diagramme précédent, le niveau de la densité de puissance dissipée est égal à celui de notre équipement intégrant un refroidisseur à régime turbulent dans sa semelle, et celui conçu par Eupec. En plus de cette performance de dissipation, il faut aussi mettre l'accent sur les valeurs nominales que peut atteindre cet équipement : un flux de 390 W/cm<sup>2</sup> et un courant nominal égale à 3,5 fois le courant nominal des puces en utilisation classique [GIL-99].

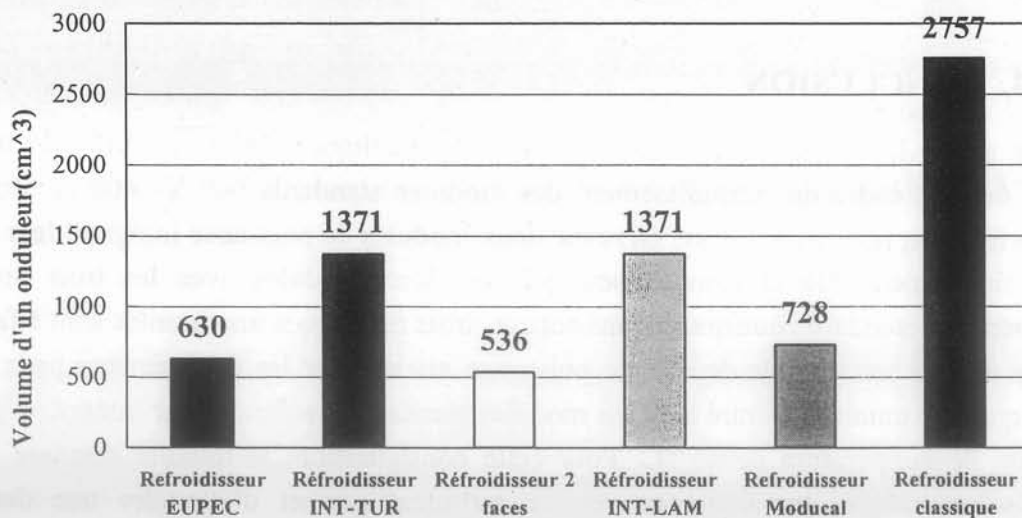


Figure IV- 14 Volumes des structures onduleur sans la prise en compte des éléments passifs

La comparaison des volumes (Figure IV- 14) occupés par les onduleurs conçus à partir de chaque type de module de puissance, avec leur système de refroidissement associé, montre que les modules de puissance avec un refroidissement à deux faces sont les moins

volumineux. Ceci présente un certain avantage pour notre cahier des charges, bien que cet équipement ne soit pas standard.

### IV/3.3. conclusion sur l'étude du module refroidi sur deux faces

La collaboration entre trois partenaires dont deux laboratoires, le LETI et le LEG et un équipementier en traction ferroviaire, ALSTOM a permis la réalisation d'un module de puissance présentant des performances très intéressantes. En effet, le dispositif en question bénéficie, selon nos conditions (un débit de 4 l/min et un gradient de 45 °C), des mêmes performances de dissipation que le module de puissance avec un refroidisseur intégré dans la semelle. La même densité de puissance est observée pour le module de Eupec. Concernant l'encombrement, le module refroidi sur deux faces s'avère être le plus performant que les autres. De plus, cet équipement bénéficie d'un réel potentiel vis à vis de l'amélioration de ses performances électrique et hydraulique. Le niveau maximum de courant en conduction de la puce d'IGBT refroidi sur deux faces est le quadruple du courant nominal du même IGBT utilisé sur un refroidisseur classique. Et la densité maximale de puissance dissipée est de 390 W/cm<sup>2</sup>, pour une puissance motrice maximale de 0,5 W.

Les caractéristiques électrique et thermique de l'interrupteur étudié avec son refroidisseur à deux faces ouvrent une nouvelle voie quant à l'amélioration de l'intégration des IGBT de traction. En effet, ce prototype montre bien que selon la qualité du refroidissement des puces, le niveau du courant nominal peut être amélioré. Ce qui évite de mettre plusieurs puces en parallèle pour obtenir un certain calibre en courant. De plus les problèmes d'encombrement et de poids peuvent être levés avec l'utilisation d'un tel composant. Cependant celui-ci présente un inconvénient à son utilisation. En effet, ce module de puissance, tout comme Modulcal, n'est pas encore un produit semiconducteur standard.

## IV/4. CONCLUSION

Pour situer les performances thermiques et hydrauliques des dispositifs électroniques conçus dans le cadre du refroidissement des modules standards 600 V- 400 A dédiés à la traction hybride, nous avons passé en revue deux modules de puissance intégrant leur système de refroidissement. De la comparaison des ces deux modules avec les trois prototypes d'équipements standards que nous avons conçus, trois remarques importantes sont à faire.

La première concerne la densité de puissance atteinte par les équipements pour le débit volumique maximum rencontré avec les modules standards à refroidisseur intégré, et pour une élévation de température de 45 °C. Pour cette configuration, le module standard avec un refroidisseur intégré, travaillant en régime turbulent permet d'atteindre une densité de puissance de même niveau que le refroidisseur deux faces, et le refroidisseur de Eupec. Cependant la résistance thermique obtenue est du même niveau que celle du module de Eupec. Cette résistance est moins bonne par rapport au module à deux refroidisseurs et par rapport à Modulcal. Cela s'explique par le fait que le module utilisé pour intégrer un

refroidisseur (INT-TUR et INT-LAM), tout comme le module de Eupec, ont le même empilage, par conséquent ont le même niveau de résistance. Par contre le module à refroidissement double face et Moducal ont été conçu avec un empilage spécifique dépourvu de certaines couches de brasure comme la couche de brasure froide. Ce qui leur confère une performance thermique améliorée.

La deuxième remarque concerne les performances de poids et de volume. En effet nos prototypes sont les plus volumineux et les plus lourds comparés à Moducal et au module à refroidissement double face. Cependant, des améliorations peuvent être apportées en concevant un refroidisseur avec un réservoir de fluide en matériau plastique.

Enfin, la troisième remarque qui représente un point particulier de notre cahier des charges, concerne le coût de fabrication et la disponibilité des dispositifs électroniques. Etant donné que nos prototypes et le prototype Eupec sont faits à partir de modules de puissance standards, leur utilisation est privilégiée, contrairement aux prototypes comme Moducal et le module à refroidissement double face. Mais il faut souligner l'importance de ces prototypes spécifiques pour des applications futures à cause de leurs forts potentiels de dissipation et de conduction.

## Bibliographie du chapitre IV

- [GIL-97] C. Gillot, L. Meysenc, C. Schaeffer, A. Bricard, Integrated Single and Two-Phase Micro Heat Sinks Under IGBT Chips, *IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, pp. 994-999. Oct. 5-9, 1997. New Orleans, Louisiana.
- [GIL-99] C. Gillot, D. Henry, C. Schaeffer, C. Massit, A New Packaging Technique for Multichip Modules, *IEEE Industry Applications Conference*, pp. 1765-1769. Oct. 3-7, 1999. Phoenix Arizona.
- [GIL-00] C. Gillot., "Etude et réalisation d'une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration" Thèse de doctorat de l'INPG, Grenoble, Septembre 2000.
- [HUG-98] M. Hugon, M. Vergnes, Caractérisation thermique du refroidisseur moducal. Rapport de DEA. LEG, 1998.
- [KAR-01] O. Karim, M. Hugon, M. Vergnes, C. Schaeffer. Cooling Device "Moducal" Thermal Characterization'. *7<sup>th</sup> International Workshop on THERMAL INvestigations of ICs. and systems*, pp. 64-68. Sept. 25-27 2001. Paris, France.
- [MEY-98] Luc Meysenc, "Etude des micro-échangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance", Thèse de doctorat de l'INPG, Grenoble, Février 1998.
- [PER-99] C. Perret, J. Boussey, C. Schaeffer, M Coyaud, Integration of Cooling Devices in Silicon Technology. *IEEE Industry Applications Conference*, pp. 1780-1786. Oct. 3-7, 1999. Phoenix Arizona.
- [RAE-97] S. Raël, "Conception de micro-échangeurs dédiés au refroidissement des composants électroniques de puissance", Rapport post-doctoral, Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble, 1997.
- [THO-95] B. Thonon, Echangeurs à plaques: dix ans de recherche au GRETh, Partie I. Ecoulements et transferts de chaleur en simple phase et double phase. *Revue Générale de Thermique*, Tome XXXIV – n° 397 – Janvier 1995, p. 77-90.

# *Conclusion générale*





## Conclusion générale

L'automobile, tout comme le ferroviaire, est un marché en pleine expansion, compte tenu des mesures de prévention liées à la pollution et au tarissement des sources d'énergie, et aussi, compte tenu de la place que prend l'automobile dans notre vie quotidienne. A ces contraintes d'économie et de normes, il faut ajouter les besoins du consommateur, à savoir l'ergonomie et le confort. Tout cela pousse le concepteur à revoir son produit tant sur le plan fonctionnel qu'économique. D'où la conception d'organes de plus en plus performants. C'est pour cela que le refroidissement de la chaîne de traction qui est l'un des organes essentiels du véhicule hybride, nous a été confié, avec un cahier des charges à fortes contraintes thermiques.

D'une part, dans ce cahier des charges, l'industriel propose l'utilisation du circuit de refroidissement de la chaîne de traction thermique, ce qui représente une contrainte thermique forte à cause du faible gradient de température pour que la jonction des semiconducteurs ne dépasse pas le seuil standard.

D'autre part, pour des soucis d'approvisionnement et de prix d'achat des semiconducteurs, l'utilisation des composants standards est privilégiée. En tenant compte de ces principales contraintes, nous avons retenu trois techniques de refroidissement à utiliser selon les besoins de l'industriel.

Pour évaluer une quelconque possibilité de refroidissement sur un semiconducteur, nous avons été amenés à estimer ses pertes en fonction du cahier de charges imposé. Une première étude sur l'estimation des pertes de puissance occasionnées par la conversion de la tension continue fournie par des accumulateurs en tension alternative triphasée nous a conduit au choix de deux composants semiconducteurs standards qui sont :

- un module de EUPEC comprenant un onduleur et faisant 1971 W de pertes totales
- un module de SIEMENS comprenant un bras d'onduleur et faisant aussi 657 W de pertes totales par bras.

L'utilisation du premier module introduit moins de contrainte sur les semiconducteurs, comparé au module de SIEMENS. Nous avons donc consacré nos travaux au refroidissement du module qui subit plus de contraintes. Une deuxième étude sur le cheminement des pertes de puissance, de la source de dissipation, jusqu'à la source froide a permis de calculer, non seulement la résistance thermique maximale du refroidisseur permettant cet acheminement thermique, mais aussi le pourcentage en élévation de la température que prenait chaque composante de l'association onduleur-refroidisseur. Cette répartition se définit de la manière suivante :

- 37,6 % pour le composant
- 40,1 % pour le refroidisseur
- 22,3 % pour l'interface composant/refroidisseur.

Les possibilités permettant une réduction du gradient de la température, donc de la résistance thermique globale, consistent, soit à améliorer le refroidisseur par une optimisation

ou par une amélioration du mode de transfert thermique à l'interface parois/fluide du système de refroidissement, soit par l'élimination de l'interface composant refroidisseur.

L'optimisation porte entièrement sur la géométrie du réseau de canaux et d'ailettes du refroidisseur. Pour mener ce dimensionnement, le bon choix des corrélations, en régime laminaire et turbulent a été effectué à partir d'une comparaison des nombres de Nusselt provenant de la simulation et des données de la littérature. Cette comparaison montre que le choix des corrélations de la littérature peut se faire avec un écart relatif négligeable qui se retrouve sur les résistances thermiques.

Trois techniques ont été élaborées pour étudier la faisabilité d'une réduction du gradient de la température du système de refroidissement.

Pour la technique de refroidissement classique, incluant le composant, le système de refroidissement et la graise thermique, trois prototypes de refroidisseurs ont été élaborés pour étudier l'influence de la profondeur des canaux sur les performances thermique et hydraulique. Cette étude montre que les performances thermiques sont meilleures pour des canaux peu profonds et que les performances hydrauliques en sont pénalisées mais respectent quand même le cahier de charges.

Pour la technique de refroidissement avec l'élimination de la graise thermique, deux prototypes de refroidisseurs ont été élaborés, l'un fonctionnant en régime laminaire et l'autre en régime turbulent. Il s'avère que le refroidisseur intégré dans la semelle du composant avec un écoulement turbulent permet une meilleure extraction de la puissance dissipée, cependant la puissance motrice est élevée. L'étude de surfaces frittées montre aussi que l'on peut améliorer la convection thermique de notre dispositif de 14 % en appliquant sur les parois des systèmes de refroidissement une couche de microbilles. Et cela avec le même coefficient de frottements que dans le cas des parois à surfaces lisses.

Enfin, pour mieux évaluer le pouvoir d'extraction de nos prototypes, nous avons étudié deux équipements d'électronique de puissance, avec leur refroidisseur associé. Le premier, Moducal, a une performance thermique meilleure que celle des prototypes de refroidisseurs classiques et celles des refroidisseurs intégrés, avec les mêmes performances hydrauliques. Le second, l'interrupteur à refroidissement double face présente aussi les mêmes performances thermiques que le refroidisseur Moducal. De plus cet équipement présente aussi de meilleures performances hydrauliques. Cependant ces composants ne sont pas des modules standards. Nous résumons sur la Figure 0- 2 les performances maximales de tous ces équipements, pour un bras d'onduleur, par le diagramme suivant :

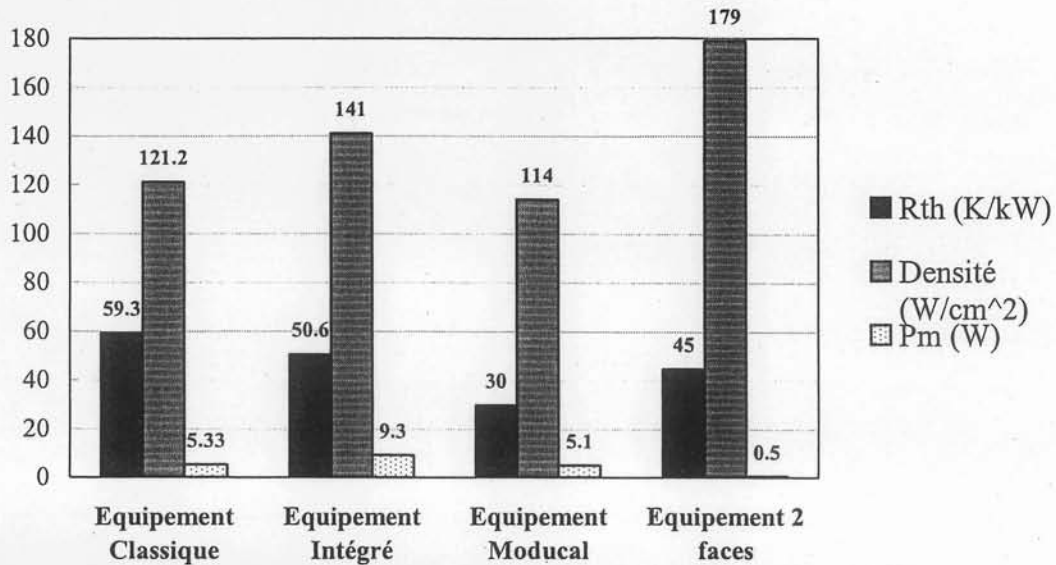


Figure 0- 2 Paramètres comparatifs des différentes techniques de refroidissement

La contrainte thermique imposée par le chemin thermique est respectée pour les équipements conçus mais avec une consommation inférieure à 10 W du côté de la pompe hydraulique. De même, les équipements non standards respectent la contrainte thermique avec une meilleure marge, pour des puissances motrices inférieures à 5 W.

Les améliorations pouvant être apportées à ces travaux portent sur trois axes. Premièrement, le travail sur le refroidissement des modules de puissance standard est bien possible avec un fluide de refroidissement provenant du moteur thermique. Cependant ce travail doit être complété par une étude de fiabilité. Pendant cette étude de fiabilité il faut estimer et comparer la durée de vie des composants utilisés sous les contraintes thermiques imposées par le cahier des charges. Si la durée de vie du composant est inférieure aux 5000 heures, durée de vie moyenne d'un véhicule, il faut alors prévoir des procédures de maintenance au niveau des composants comme il en est de même dans la traction ferroviaire. Deuxièmement, nous pouvons envisager la conception de systèmes de refroidissements intégrés dans la semelle du composant avec l'utilisation des surfaces frittées pour bénéficier du gain de 14% en convection. Ce travail doit se faire en collaboration avec un fournisseur de puces d'IGBT sur substrat. En effet, compte tenu de la température à laquelle le frittage des surfaces s'effectue (environ 900°C), le procédé de fabrication des surfaces frittées sur la semelle en cuivre doit précéder le procédé de brasage des puces sur la semelle. Troisièmement, la standardisation des prototypes de comparaison, Modulal et le module refroidi sur deux faces, pourrait être des solutions de remplacement de nos prototypes dans le futur, si les contraintes du cahier de charges devenaient plus sévères.



# *Annexes*



## ANNEXE A - Dimensionnements

### A/1. MODELISATION DES ENERGIES DE COMMUTATION PAR INTERRUPTEUR

Les énergies de commutation ON et OFF des IGBT dépendantes de la tenue en tension, du courant efficace, du saut de courant et des temps de commutation.

Tableau A-1. Données du constructeur pour 125°C

$I_C$ (A)	0	100	200	400	600	800
$E_{ON}$ (mJ)	0	4,36	8	14,54	21,82	37,09
$E_{OFF}$ (mJ)	0	10,91	20,36	43,64	74,18	108,36

Avec ce tableau, nous déduisons une loi de l'énergie de commutation en fonction du courant, pour une température de jonction de 125° C, sur une plage de courant allant de 0 A à 800 A.

$$\begin{aligned} E_{ON}(I_C) &= (0,028 \cdot I_C^2 + 21,41 \cdot I_C + 1247) \cdot 10^{-6} \cdot J \\ E_{OFF}(I_C) &= (0,063 \cdot I_C^2 + 84,2 \cdot I_C + 771,1) \cdot 10^{-6} \cdot J \end{aligned} \quad (A-1)$$

Cette modélisation est alors comparée, selon la courbe ci-dessous, aux données spécifiées par le constructeur.

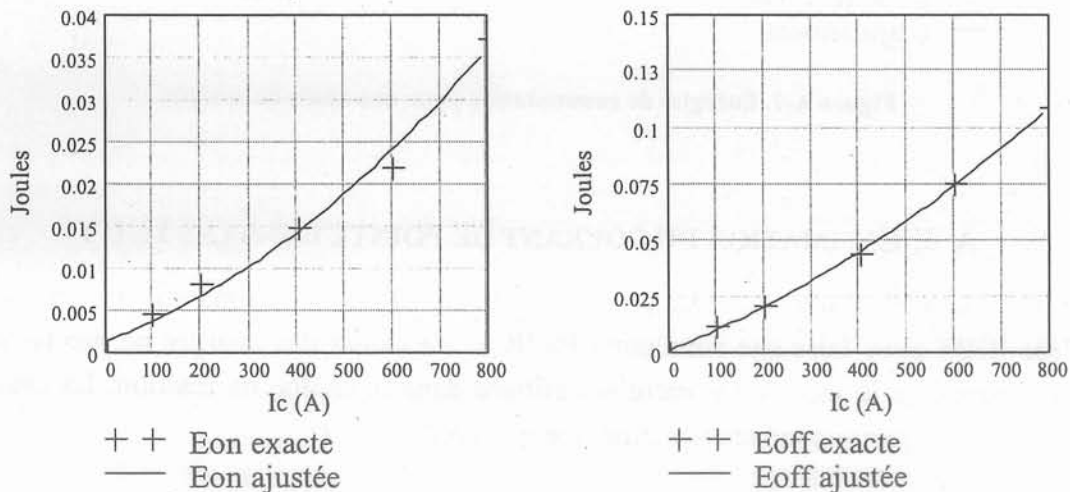


Figure A-1. Energies de commutation pour un interrupteur IGBT de module

L'énergie de commutation ON de la diode est nulle, celle de la commutation OFF (équation (A-2)) est dépendante du courant  $I_C$ , de la charge recouvrée  $Q_{RR}$ , de la pente du courant lors du blocage de la diode et des temps de commutation.



$$E_{REC}(I_C) = \frac{U_f}{6} \cdot \left[ \frac{2 \cdot Q_{RR} \cdot I_C}{t_{RR} \cdot t_R(I_C)} \cdot \left( \frac{di}{dt} \right)_{OFF}^{-1} \right] \cdot \left[ t_{RR} - \frac{2 \cdot Q_{RR} \cdot I_C}{t_{RR} \cdot t_R(I_C)} \cdot \left( \frac{di}{dt} \right)_{OFF}^{-2} \right]$$

$$\text{avec } \begin{cases} Q_{RR} = 15 \cdot 10^{-6} \cdot C \\ t_{RR} = 170 \cdot 10^{-6} \cdot s \\ \left( \frac{di}{dt} \right)_{OFF} = 2000 \cdot A \cdot \mu s^{-1} \end{cases} \quad (A-2)$$

Le paramètre  $t_R$  est une fonction de  $I_C$  dont nous donnons une courbe de tendance à partir des données du constructeur à une température de 125° C. Ce qui nous permet alors d'évaluer l'énergie de commutation au blocage de la diode.

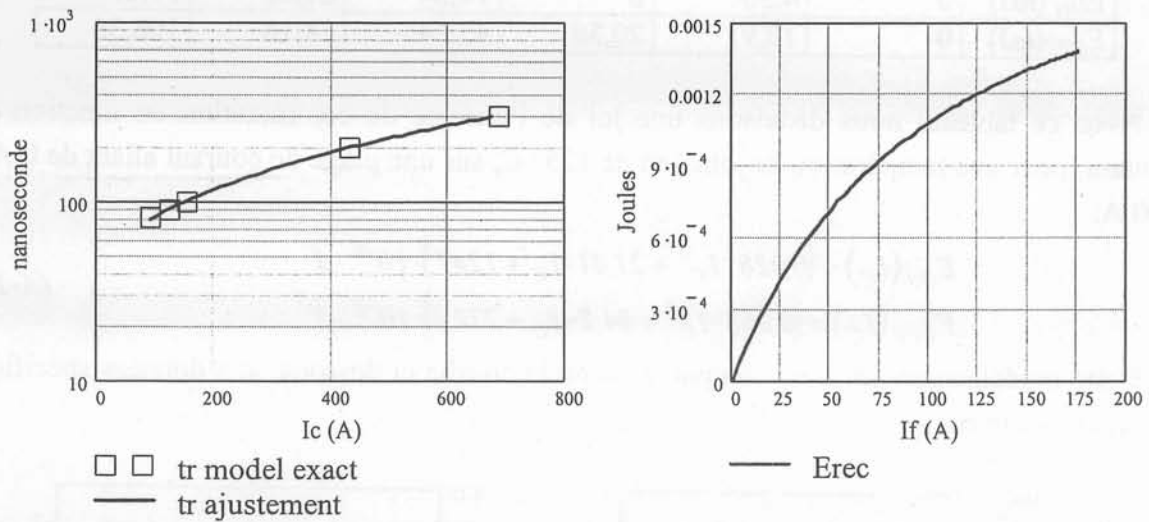


Figure A-2. Energies de commutation pour une diode de module

### A/2. ESTIMATION DU COURANT DE POINTE DANS LES IGBT

Pour connaître le courant de pointe dans les IGBT, nous allons utiliser une structure onduleur IGBT pour faire une simulation PSPICE. Le cahier des charges ne précise pas les caractéristiques de la machine asynchrone utilisée dans la chaîne de traction. La charge est donc représentée par une inductance triphasée quelconque ( $L, r$ ).

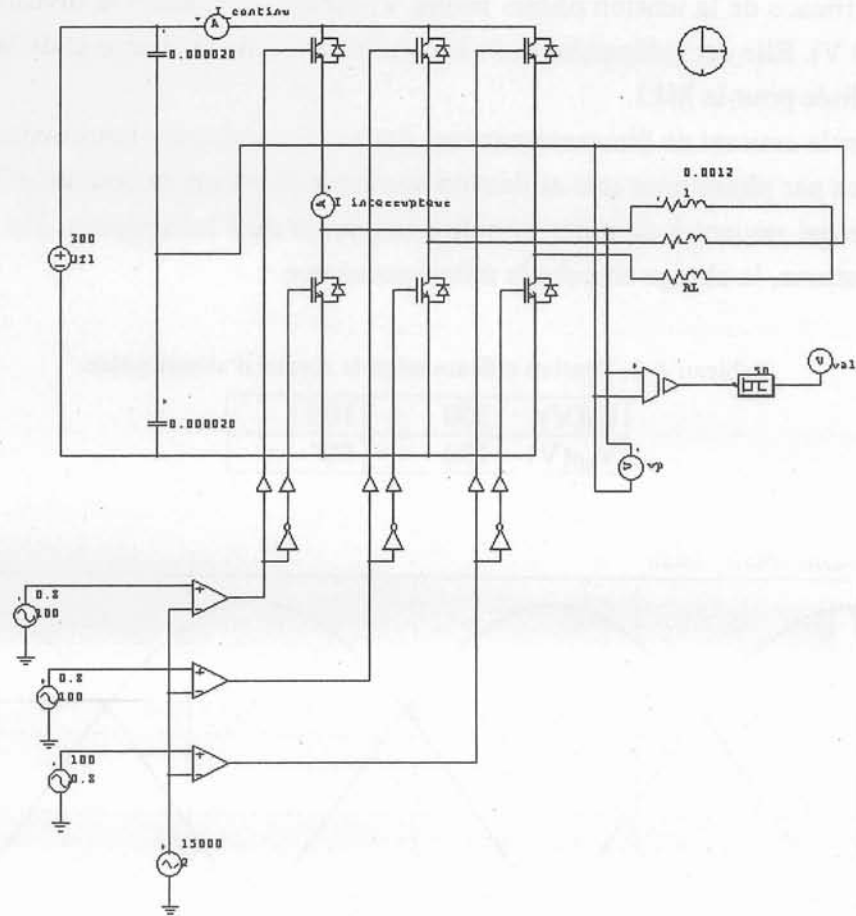


Figure A-3 Structure du circuit de la simulation

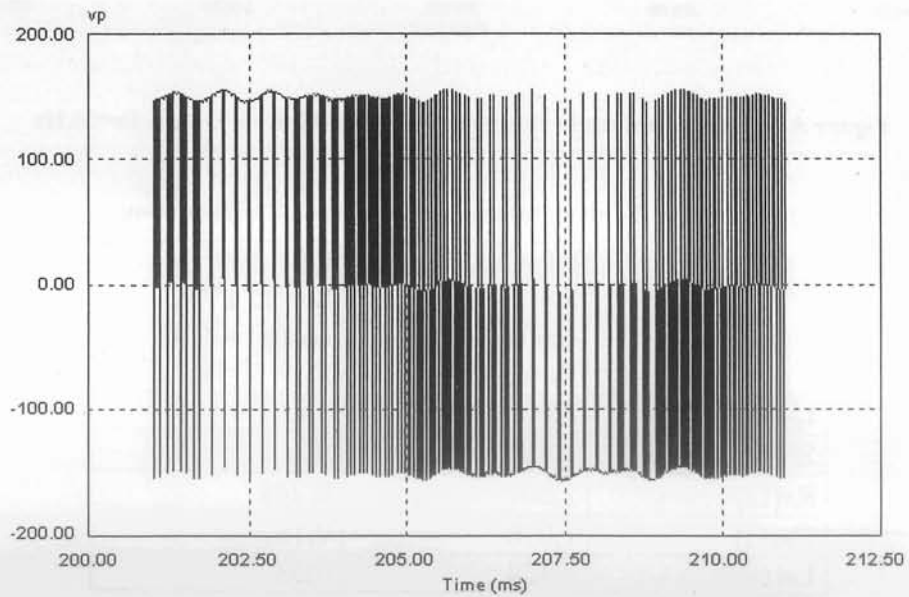


Figure A-4 Tension phase- neutre en sortie

La valeur efficace de la tension phase- neutre  $V$ , est obtenue, selon le niveau de la batterie (300 V ou 100 V). Elle est indépendante de la configuration de la charge et de la fréquence de découpage utilisée pour la MLI.

Pour estimer le courant de dimensionnement des semiconducteurs nous avons admis que le courant efficace par phase pour une utilisation nominale équivaut au courant efficace dans un demi- bras, ce qui revient à éliminer la bidirectionnalité de l'interrupteur. De plus, selon le niveau de la batterie, la charge absorbe la même puissance.

Tableau A-2. Tension efficace selon le niveau d'alimentation

$U_f(V)$	300	100
$V_{eff}(V)$	150	50

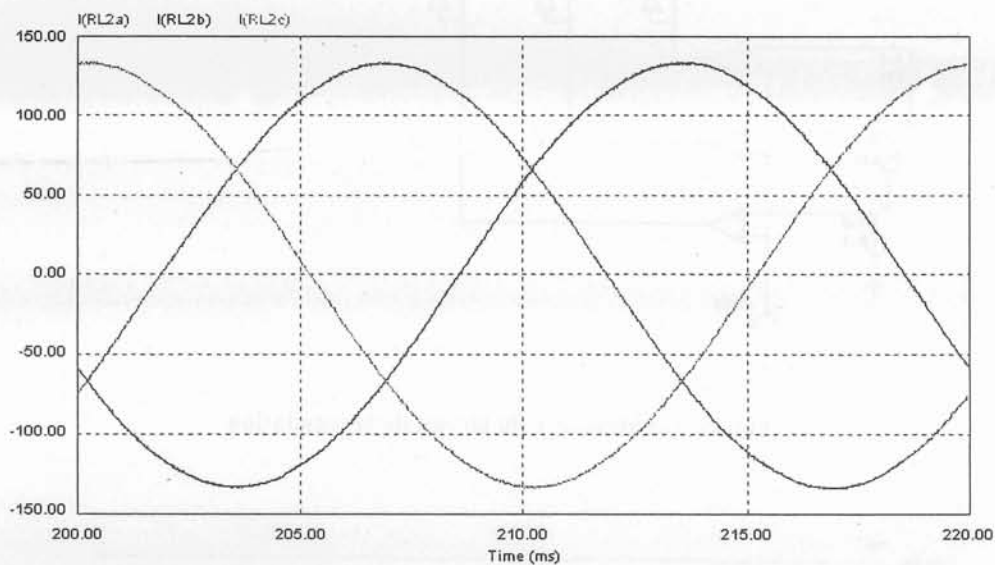


Figure A-5. Courants dans la charge avec  $R=0,25 \Omega$ ,  $L=0,53 \text{ mH}$ ,  $F_s=50 \text{ Hz}$

Tableau A-3. Contraintes sur la charge selon l'alimentation

	$U_f = 300 \text{ V}$ $S = 35 \text{ kVA}$ $\cos(\varphi) = 0,83$ $F_s = 50 \text{ Hz}$	$U_f = 100 \text{ V}$ $S = 25 \text{ kVA}$ $\cos(\varphi) = 0,83$ $F_s = 50 \text{ Hz}$
$I_{eff}(A)$	75	160
$Z(\Omega)$	1,929	0,3
$R_s(\Omega)$	1,601	0,249
$X_s(\Omega)$	1,076	0,167
$L_s(mH)$	3,424	0,53

La valeur  $I = 160 \text{ A}$  est choisie comme courant efficace maximum. Cette valeur est ensuite utilisée pour calculer le courant moyen et le courant de pointe dans les semiconducteurs.

Tableau A-4. Contraintes maximales en courant

	IGBT	DIODE
$I_{\max}(A)$	330	330
$I_m(A)$	94	53
$I_{\text{eff}}(A)$	160	117

### A/3. ESTIMATION DES PERTES

#### A/3.1. Pertes de conduction

Les pertes de conduction sont calculées à partir des chutes de tension  $v_{CE}$  de chaque semiconducteur. Pour une température de jonction de 125 °C, la chute de tension est décomposée en deux parties, une partie résiduelle  $v_Q$  (ou une tension seuil) et une partie ohmique de résistance  $r_Q$ . La tension seuil et la résistance dynamique sont alors relevées sur la caractéristique statique du composant.

Tableau A-5. Paramètres de la caractéristique statique

	MODULE SIEMENS (un bras d'onduleur)		MODULE EUPEC (un onduleur complet)	
	IGBT	DIODE	IGBT	DIODE
$v_Q(V)$	0,923	1,345	0,900	1,300
$r_Q(m\Omega)$	2,98	1,43	2,98	1,43

En multipliant cette décomposition par le courant, nous avons la puissance de conduction instantanée que nous intégrons sur une période basse fréquence pour obtenir la puissance de conduction.

$$\begin{aligned}
 v_{CE}(i_c) &= v_Q + r_Q \cdot i_c \\
 P_{COND} &= v_{CE}(i_c) \cdot i_c = v_Q \cdot i_c + r_Q \cdot (i_c)^2 \\
 P_{COND} &= \frac{1}{T_S} \int_0^{T_S} P_{COND} \cdot dt = v_Q \cdot I_m + r_Q \cdot I_{\text{eff}}^2
 \end{aligned} \tag{A-3}$$

#### A/3.2. Pertes de commutation

Les pertes en commutation sont calculées pour chaque courant  $I_k$  à la commutation  $k$ . En notant  $N$  le nombre de commutations sur une demi-période, nous avons :

$$N = \frac{Fd}{2 \cdot F_S} \quad \text{et } k = 0;1\dots N \tag{A-4}$$

Avec la configuration  $(m, \varphi)$  de la MLI, nous déduisons le courant de pointe  $I_{\max}$ , puis le courant instantané pour chaque phase. Dans le cas où l'origine des phases serait prise sur le courant, celui-ci à l'expression suivante :

$$i(t) = I_{max} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot Fs \cdot t) \quad (A-5)$$

Le courant  $I_k$  pour la commutation  $k$  au temps  $t_k = k \cdot Td$  est obtenu par :

$$I_k = i(k \cdot Td) = I_{max} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot \pi}{N}\right) \quad (A-6)$$

Les énergies de commutations  $E_{ON}$ ,  $E_{OFF}$ , et  $E_{REC}$  sont ensuite calculées pour le courant  $I_k$  à partir des expressions (II-7) et (A-2). Les puissances de commutation sont ensuite déduites :

$$P_{ON} = \frac{Fs}{2} \cdot \sum_{k=0}^N E_{ON}(I_k)$$

$$P_{OFF} = \frac{Fs}{2} \cdot \sum_{k=0}^N E_{OFF}(I_k) \quad (A-7)$$

$$P_{REC} = \frac{Fs}{2} \cdot \sum_{k=0}^N E_{REC}(I_k)$$

#### A/4. DETERMINATION DE LA TEMPERATURE $T_C$ SOUS LE COMPOSANT

Les températures sous chaque composant IGBT et diode sont calculées avec la loi d'Ohm thermique résultante de l'analogie électrique/thermique.

$$T_j - T_{C,i} = Rth_{JC,i} \cdot P_i \quad (A-8)$$

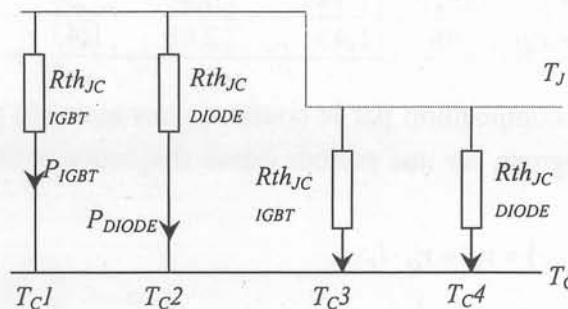


Figure A-5. Modélisation thermique des composants d'une phase d'onduleur

La température de la semelle du module de puissance, du point de vue dimensionnement thermique, est alors égale à la température maximale sous les composants IGBT et diode.

$$T_c = \text{Max}(T_{C,i}) \quad i = 1, \dots, 4 \quad (A-9)$$

## ANNEXE B - Modélisations

### B/1. DIFFÉRENTES RESISTANCES THERMIQUES

Pour toutes les géométries utilisées nous adoptons un angle  $\Omega$  relatif à l'épanouissement du flux thermique. L'épaisseur et la conductivité du matériau utilisé, sont respectivement désignées par les paramètres  $e$  et  $\lambda$ .

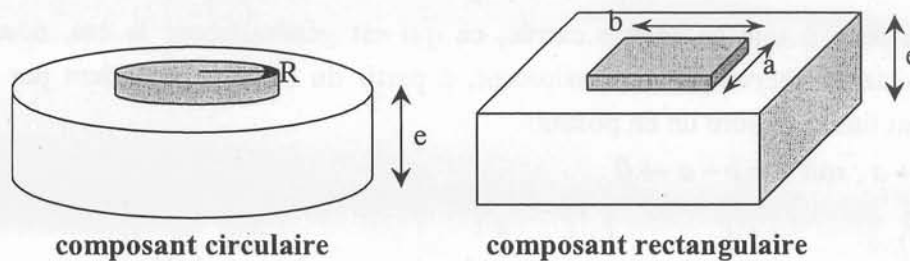


Figure B-1. Puces de différentes géométries et diffuseurs associés

Dans le cas d'une puce de silicium de forme circulaire, l'épanouissement du flux de chaleur se fait selon un cône d'angle au sommet  $2\Omega$ . Dans le cas d'une puce rectangulaire de côtés  $a$  et  $b$  ( $b > a$ ), l'épanouissement du flux de chaleur se fait selon une pyramide dont les arrêts de chaque face font un angle  $2\Omega$ .

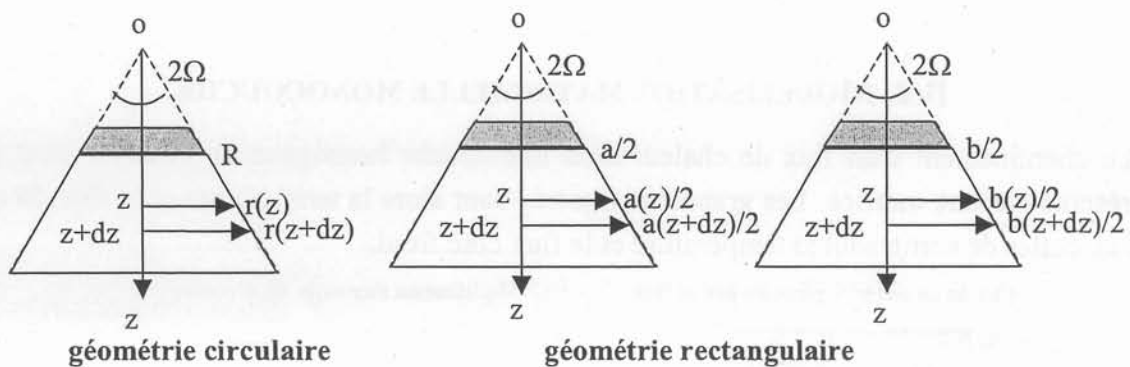


Figure B-2. Tranche élémentaire selon la géométrie

Dans ces cas la résistance thermique élémentaire due à la conduction dans le matériau dissipateur est donnée par la relation suivante selon les géométries.

$$\text{forme circulaire: } dR_{th} = \frac{dz}{\lambda \cdot \pi \cdot r(z)^2} \quad (B-10)$$

$$\text{forme rectangulaire: } dR_{th} = \frac{dz}{\lambda \cdot (a + 2 \cdot z \cdot \tan(\Omega)) \cdot (b + 2 \cdot z \cdot \tan(\Omega))} \quad (B-11)$$

Nous effectuons un changement de variable  $r = z \cdot \tan(\Omega)$  pour la géométrie circulaire, puis nous faisons une intégration entre  $r = R$  et  $r = R + e \cdot \tan(\Omega)$ . Le résultat donne:

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{e}{R} \cdot \tan(\Omega)} \quad (B-12)$$

Pour la géométrie rectangulaire, nous effectuons une décomposition en éléments simples, puis nous faisons une intégration entre  $z = 0$  et  $z = e$ .

$$dR_{th} = \frac{1}{\lambda \cdot (b-a)} \cdot \left[ \frac{1}{a + 2 \cdot z \cdot \tan(\Omega)} - \frac{1}{b + 2 \cdot z \cdot \tan(\Omega)} \right] \cdot dz \quad (B-13)$$

$$R_{th} = \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot (b-a) \cdot \tan(\Omega)} \cdot \ln \left[ \frac{b}{a} \cdot \frac{a + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega)}{b + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega)} \right] \quad (B-14)$$

Lorsque la puce à une géométrie carrée, ce qui est généralement le cas, nous pouvons obtenir la résistance thermique du dissipateur, à partir du résultat précédent par un simple développement limité d'ordre un en posant:

$$b \rightarrow a ; \text{ soit } x = b - a \rightarrow 0$$

$$\Rightarrow R_{th} = \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot x \cdot \tan(\Omega)} \cdot \left[ \ln \left( 1 + \frac{x}{a} \right) - \ln \left( 1 + \frac{x}{a + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega)} \right) \right] \quad (B-15)$$

$$\ln(1+x) \rightarrow x$$

$$\Rightarrow R_{th} = \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot x \cdot \tan(\Omega)} \cdot \left[ \frac{x}{a} - \frac{x}{a + 2 \cdot e \cdot \tan(\Omega)} \right] = \frac{e}{\lambda \cdot a^2 \cdot \left( 1 + \frac{2 \cdot e}{a} \cdot \tan(\Omega) \right)} \quad (B-16)$$

## B/2. MODELISATION MATRICIELLE MONOCOUCHE

Le cheminement d'un flux de chaleur dans une couche homogène de matériau peut être représenté par une matrice. Les grandeurs d'entrée sont alors la température et le flux du côté chaud, celles de sortie sont la température et le flux côté froid.

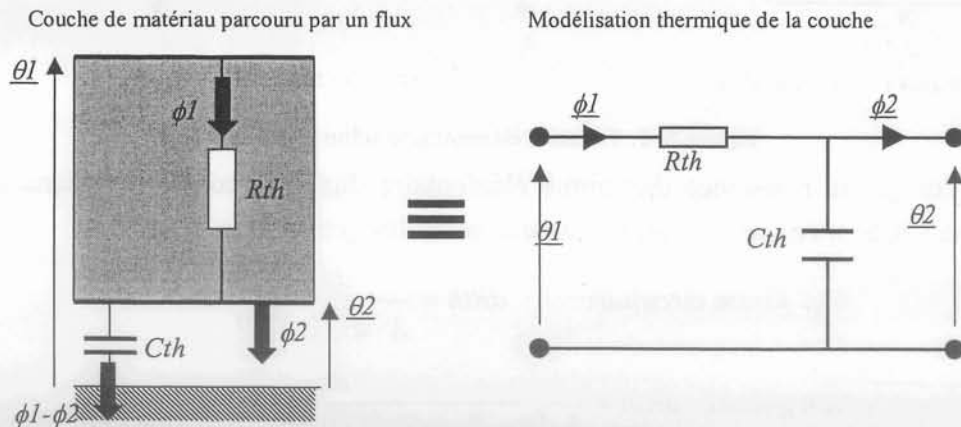


Figure B-2. Schéma de l'analogie électrique

La loi d'Ohm pour la résistance thermique donne:

$$\theta_1 - \theta_2 = R_{th} \cdot \phi_1 \Rightarrow \theta_2 = \theta_1 - R_{th} \cdot \phi_1 \quad (B-17)$$

Le bilan de flux thermique dans la capacité thermique, associé à la relation précédente donne la relation (B-18). Le passage en transformée de Laplace pour les deux équations (B-17) et (B-18) permet de modéliser la couche en une matrice 2x2

$$\begin{aligned}\phi_1 - \phi_2 &= C_{th} \cdot \frac{d\theta_2}{dt} \\ \Rightarrow \phi_2 &= \phi_1 - C_{th} \cdot \frac{d}{dt}(\theta_1 - R_{th}\phi_1)\end{aligned}\tag{B-18}$$

$$\begin{pmatrix} \theta_2 \\ \phi_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -R_{th} \\ -p \cdot C_{th} & 1 + p \cdot \tau_{th} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \phi_1 \end{pmatrix}\tag{B-19}$$

### B/3. LES PROPRIETES PHYSIQUES DES FLUIDES UTILISES

Les propriétés thermophysiques des fluides employés sont soit données sous formes de corrélations, soit sous formes de tableau. Dans la majorité des cas ces valeurs sont spécifiées pour une pression de saturation du fluide égale à la pression atmosphérique.

Tableau B-1. Propriétés de l'eau à P=1 bar

T	$\rho$	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^9$	$\lambda \cdot 10^3$	Cp	$\beta \cdot 10^4$	Pr
0.01	999,8	1786	1786	569	4218	-0,6	13,2
10	999,6	1304	1305	587	4194	0,7	9,32
20	998,2	1002	1004	603	4182	1,8	6,95
30	995,6	798,3	802	618	4179	3,2	5,40
40	992,2	653,9	659	631	4179	3,9	4,33
50	988,0	547,8	554	643	4181	4,5	3,56
60	983,2	467,3	473	653	4185	5,1	2,99
70	977,7	404,8	414	662	4195	5,7	2,56
80	971,8	355,4	366	670	4198	6,3	2,23
90	965,3	315,6	327	676	4207	7,0	1,96
100	958,3	283,1	295	681	4218	7,5	1,75
°C	kg.m <sup>-3</sup>	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	K <sup>-1</sup>	sd

Tableau A-5. Propriétés du mélange eau- éthylène- glycol à 20%, à P=1 bar

T	$\rho$	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^9$	$\lambda \cdot 10^3$	Cp	$\beta \cdot 10^4$	Pr
0.01	1029	31000	30126	498	3860		240,28
10	1027	23000	22395	507	3870		175,56
20	1024	16500	16113	516	3890		124,39
30	1020	12500	12255	525	3910		93,10
40	1015	10000	9852	534	3930		73,60
50	1010	8000	7921	543	3950		58,20
60	1004	6700	6673	550	3970		48,36
70	998	6000	6012	554	3980		43,10
80	991	5000	5045	557	4000		35,91
90	984	4400	4472	560	4020		31,59
100	976	3900	3996	561	4040		28,09
°C	kg.m <sup>-3</sup>	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	K <sup>-1</sup>	sd



Tableau A-5. Propriétés du mélange eau-éthylène-glycol à 40 %, à P=1 bar

T	$\rho$	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^9$	$\lambda \cdot 10^3$	Cp	$\beta \cdot 10^4$	Pr
0.01	1059	63000	59490	441	3410		487,14
10	1055	41000	38863	444	3460		319,50
20	1050	28000	26667	447	3510		219,87
30	1045	21000	20096	450	3560		166,13
40	1040	17000	16346	453	3600		135,10
50	1035	14000	13527	456	3640		111,75
60	1029	11000	10690	456	3680		88,77
70	1023	8900	8700	456	3710		72,41
80	1017	7610	7483	456	3740		62,42
90	1009	6500	6442	456	3770		53,74
100	1001	5600	5594	455	3790		46,65
°C	kg.m <sup>-3</sup>	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	K <sup>-1</sup>	sd

Tableau A-5. Propriétés du mélange eau-éthylène-glycol à 60 %, à P=1 bar

T	$\rho$	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^9$	$\lambda \cdot 10^3$	Cp	$\beta \cdot 10^4$	Pr
0.01	1088	110000	101103	395	2960		824,30
10	1082	71000	65619	393	3040		549,21
20	1075	50000	46512	389	3100		398,46
30	1069	36000	33676	387	3160		293,95
40	1062	27000	25424	384	3220		226,41
50	1054	21000	19924	383	3270		179,30
60	1047	17000	16237	381	3320		148,14
70	1039	13500	12993	375	3370		121,32
80	1032	11200	10853	372	3410		102,67
90	1024	9200	8984	368	3450		86,25
100	1016	5500	5413	363	3480		52,73
°C	kg.m <sup>-3</sup>	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	K <sup>-1</sup>	sd

## ANNEXE C - Equations utilisées dans un échangeur à canaux

### C/1. EXPRESSION ANALYTIQUE DE LA SURFACE DE CONVECTION

La surface de convection  $S_{CONV}$  est la surface d'échange à l'interface solide/fluide, dans les canaux de l'échangeur.

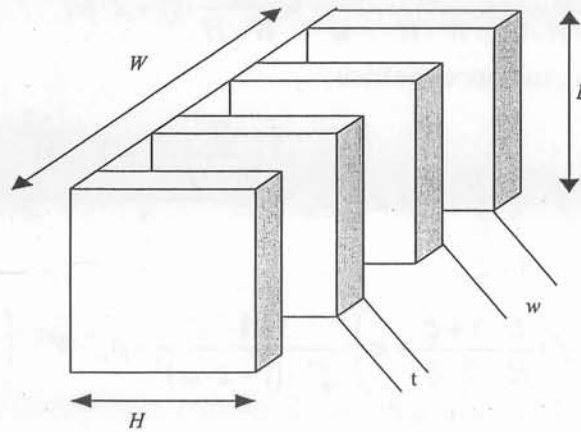


Figure C-1. Définition des paramètres géométriques

Si l'échangeur est pourvu de  $N_c$  canaux et  $N_t$  ailettes, nous avons alors  $N_t = N_c + 1$ . En tenant compte de l'efficacité des ailettes, la surface de convection s'écrit:

$$S_{CONV} = (2 \cdot \eta \cdot H + w) \cdot L \cdot N_c \quad (C-20)$$

Sachant la définition du facteur de forme des canaux  $\xi$  et du rapport des largeurs ailette/canal  $2\alpha$ , nous avons:

$$H = \frac{w}{\xi} \quad (C-21)$$

$$N_c = \frac{W}{t + w} = \frac{W}{(2 \cdot \alpha + 1) \cdot w} \quad (C-22)$$

La surface  $S_{CONV}$  s'exprime autrement

$$S_{CONV} = \left( 2 \cdot \frac{w}{\xi} \cdot \eta + w \right) \cdot L \cdot \frac{W}{(2 \cdot \alpha + 1) \cdot w} \quad (C-23)$$

$$S_{CONV} = \left( 2 \cdot \frac{\eta}{\xi} + 1 \right) \cdot \frac{L \cdot W}{2 \cdot \alpha + 1}$$

Le produit  $LW$  désigne la surface  $S_d$  de la semelle du module de puissance. Nous pouvons donc écrire:

$$\frac{S_{CONV}}{S_d} = \left( 2 \cdot \frac{\eta}{\xi} + 1 \right) \cdot \frac{1}{2 \cdot \alpha + 1} \quad (C-24)$$

## C/2. EXPRESSIONS DE LA PUISSANCE MOTRICE

La puissance motrice  $P_m$  se calcule à partir de la chute de pression. Celle-ci s'exprime selon la formule:

$$\Delta P = \left( f \cdot \frac{L}{Dh} + \kappa \right) \cdot \rho_w \cdot \frac{V^2}{2} \quad (C-25)$$

Nous détaillons alors le diamètre hydraulique  $Dh$  et la vitesse  $V$  du fluide.

$$Dh = \frac{4 \cdot H \cdot w}{2 \cdot (H + w)} = \frac{4 \cdot H \cdot \xi \cdot H}{2 \cdot (H + \xi \cdot H)} = \frac{2 \cdot \xi}{1 + \xi} \cdot H \quad (C-26)$$

$$V = \frac{Q}{Nc \cdot H \cdot w} = \frac{Q}{W \cdot H} \cdot \frac{w+t}{w} = \frac{Q}{W \cdot H} \cdot (1 + 2 \cdot \alpha) \quad (C-27)$$

Nous déduisons alors la puissance motrice:

$$P_m = Q \cdot \Delta P = Q \cdot \left( f \cdot \frac{L}{\frac{2 \cdot \xi}{1 + \xi} \cdot H} + \kappa \right) \cdot \rho_w \cdot \frac{\left( \frac{Q}{W \cdot H} \cdot (1 + 2 \cdot \alpha) \right)^2}{2} \quad (C-28)$$

$$P_m = \Delta P \cdot Q = \frac{1}{2} \cdot \left( f \cdot \frac{L}{H} \cdot \frac{1 + \xi}{2 \cdot \xi} + \kappa \right) \cdot \frac{1}{\xi^4 \cdot (1 + 2 \cdot \alpha)^2} \cdot \rho_w \cdot W^2 \cdot \left( \frac{Q}{H^2} \right)^3$$

## ANNEXE D - Données expérimentales

### D/1. CHUTE DE PRESSION LIEE A LA TUYAUTERIE

Les mesures ont été faites sans le module de puissance à refroidissement directe dans la boucle d'eau. Pour chaque débit volumique la chute de pression est mesurée. Trois campagnes de mesures ont été faites.

	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	L /min
$\Delta p_1$	0.1	0.2	0.9	2	3.9	5.7	7.8	10.5	kPa
$\Delta p_1$	0.1	0.4	1.1	2.4	3.8	5.8	8.2	10.5	kPa
$\Delta p_1$	0.1	0.3	1	2.3	3.9	6.2	8.2	10.9	kPa
$E(\Delta p)$	0.1	0.3	1	2.23	3.87	5.9	8.07	10.63	kPa
$\sigma$	0	0.1	0.1	0.21	0.06	0.27	0.23	0.23	kPa
$\epsilon(\%)$	0	33	10	9	1	4	3	2	-

### D/2. ETALONNAGE DES MODULES DE PUISSANCE 1MBI400F-060

Les mesures sont effectuées en imposant la température de la semelle du module de puissance constante, et en faisant circuler un faible courant de 10mA entre le collecteur et l'émetteur de module. Une commande positive de 15V est toujours appliquée à la base. La chute de tension est alors mesurée.

#### D/2.1. Module N° 3306C1

$T_c$	16.7	24.7	30.2	40.1	50.3	60.2	70.5	80.7	90	98.1	°C
$V_{ds}$	492	479	470	452	430	408	384	358	333	312	mV

#### D/2.2. Module N°2903C3

$T_c$	16	24.5	30.6	40.2	49.7	60.4	70.4	80.3	90.8	97.5	°C
$V_{ds}$	494	480	470	454	435	411	388	364	338	320	mV

#### D/2.3. Module N°2903C0

$T_c$	25.8	32.3	42.1	47	52.3	61.5	71.3	82.3	91.3	-	°C
$V_{ds}$	468	460	447	438	428	410	388	362	338	-	mV

#### D/2.4. Module N°2905C2

$T_c$	21.5	29.7	40.5	50.1	60.7	70.2	80.1	90.2	-	-	°C
$V_{ds}$	482	471	453	435	412	389	365	340	-	-	mV

### D/3. EVALUATIONS THERMIQUE ET HYDRAULIQUE DE DISPOSITIFS

#### D/3.1. Prototype laminaire

Module de puissance 1MBI400F-060 N°2905C2. Un système de canaux parallèles a été usiné dans la semelle du module. La taille des canaux est :  $D=1\text{mm}$ ,  $lc=2\text{mm}$ ,  $ec=2\text{mm}$ ,  $Nc=20$ . Dans ce style de refroidissement le fluide se déplace à l'intérieur des canaux et parallèlement aux canaux.

	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	L/min
$\Delta T_j$	46.2	46.7	47	47.1	45	45.2	45.1	44.7	K
$P_d$	371	443	470	494	500	511	520	559	W
$R_{th}$	0.125	0.105	0.100	0.095	0.090	0.089	0.087	0.080	K/W
$\Delta p$	1.2	4.5	9.9	15.9	25.7	38.4	52.1	67.6	kPa

#### D/3.2. Prototype classique

Module de puissance 1MBI400F-060 N°2903C0. Le module est associé à un refroidisseur extérieur, le prototype 1 ( $D=5\text{mm}$ ,  $lc=2\text{mm}$ ,  $ec=2\text{mm}$ ,  $Nc=20$ ) des refroidisseurs classiques avec utilisation de graisse thermique. Dans ce style de refroidissement le fluide se déplace aussi à l'intérieur des canaux et parallèlement aux canaux.

	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	L/min
$\Delta T_j$	44.7	45.1	45.2	45.2	45.2	45.1	45	45	K
$P_d$	325	364	394	405	410	416	419	421	W
$R_{th}$	0.138	0.124	0.115	0.112	0.110	0.108	0.107	0.107	K/W
$\Delta p$	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	kPa

#### D/3.3. Prototype turbulent

Module de puissance 1MBI400F-060 N°2903C3. Un système de canaux parallèles a été usiné dans la semelle du module. La taille des canaux est :  $D=1\text{mm}$ ,  $lc=3\text{mm}$ ,  $ec=1\text{mm}$ ,  $Nc=20$ . Dans ce système le fluide se déplace le long du module perpendiculairement aux canaux, contrairement au cas d'un système normal.

	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	L/min
$\Delta T_j$	44.2	45	45.3	45.5	45.7	45.9	45.8	46.2	K
$P_d$	450	525	580	614	650	644	672	680	W
$R_{th}$	0.098	0.086	0.078	0.074	0.070	0.071	0.068	0.068	K/W
$\Delta p$	2.6	10.5	24.1	41.5	64	89.3	117.8	150.3	kPa

### D/3.4. Structure moducal

Structure à report de puces. Les 16 puces proviennent d'un module 1700V 800A.

	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	L/min
$\Delta T_j$	42.5	44.9	46	47.5	48	48.7	49	48.3	K
Pd	950	1328	1550	1720	1845	1970	2045	2075	W
Rth	0.045	0.034	0.030	0.028	0.026	0.025	0.024	0.023	K/W
$\Delta p^*$	0.7	1.8	3.9	6.5	9.3	13.0	18.0	23.1	kPa

\*valeurs prenant en compte la chute dans la tuyauterie.

### D. aurea experiment



Table 1. Summary of the data from the D. aurea experiment.

## AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 30 Mars 1992 relatif aux Etudes Doctorales,

Vu les Rapports de présentations de :

Monsieur PIERRE MERLE

Monsieur JEAN-MARIE DORKEL

**Monsieur OUATTARA KARIM**

est autorisé à présenter une thèse en soutenance en vue de l'obtention du diplôme de **Docteur de l'Institut National Polytechnique de Grenoble**, spécialité "GENIE ELECTRIQUE".

Fait à Grenoble, le 30.09.02

