UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Génie Electrique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

« Mansour TAWK »

Thèse dirigée par **« Christian SCHAEFFER »** et
codirigée par **« Yvan AVENAS » et « Afef LEBOUC »**

préparée au sein du **Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble (G2Elab)**
dans **l'École Doctorale Electrotechnique Electronique Automatique et traitement di Signal (EEATS)**

Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique

Thèse soutenue publiquement le **« 09 Mars 2011 »**,
devant le jury composé de :

M. Stéphane LEFEBVRE
Professeur des universités, CNAM, Cachan , **Président**

M. Nourredine TAKORABET
Professeur des universités, INP Nancy , **Rapporteur**

M. Zoubir KHATIR
Directeur de recherche, LTN, Statory , **Rapporteur**

M. Christophe ESPANET
Professeur des universités, FEMTO-ST/ENISYS, Belfort , **Membre**

M. Jacques SALAT
Ingénieur de recherche et de formation, HISPANO-SUIZA , **Membre**

M. Christian SCHAEFFER
Professeur des universités, INP-Grenoble , **Membre**

M. Yvan AVENAS
Maître de conférence, INP-Grenoble , **Membre**

Mme. Afef LEBOUC
Directeur de recherche, INP-Grenoble , **Membre**

A la mémoire de mon Père Antonios TAWK,
A ma Mère Thérèse, A mes sœurs Wardé, Ghada, Maha
A la femme de ma vie Aline

REMERCIEMENTS

Les travaux de cette thèse se sont déroulés au laboratoire de Génie Electrique de Grenoble (G2elab) en collaboration avec le laboratoire de physicochimie des Electrolytes, Colloïdes et Sciences Analytiques (PECSA) de l'université de Pierre et Marie Curie VI dans le cadre du projet THERMELEC.

Je remercie en premier lieu l'ensemble des membres du jury :

- **Stéphane Lefebvre,** Professeur des universités, pour m'avoir fait l'honneur de participer et de présider le jury.
- **Nourredine Takorabet,** Professeur des universités, pour avoir accepté d'être rapporteur de ce travail. Je vous remercie pour l'intérêt que vous avez porté à ma thèse, ainsi que pour la précision de votre rapport.
- **Zoubir Khatir,** Directeur de recherche, pour avoir accepté d'être aussi rapporteur de ce travail : Je suis vraiment reconnaissant de l'attention que vous avez porté à ma thèse donnant assurément une valeur supplémentaire à ce manuscrit de thèse.
- **Christophe Espanet,** Professeur des universités, pour avoir pris part à ce jury en tant qu'examinateur.
- **Jacques Salat,** Ingénieur à Hispano – Suiza, aussi pour avoir pris part à ce jury en tant qu'examinateur. Après ces trois années de travail collaboratif au sein du projet THERMELEC, je profite de cette occasion pour vous dire que j'ai beaucoup apprécié le faite de participer à ce projet , et je vous remercier très sincèrement pour les échanges scientifiques lors des réunions de comité techniques.
- **Christian Schaeffer** pour avoir accepté d'être mon directeur de thèse. J'ai beaucoup apprécié ton honnêteté, tes compétences humaines et scientifiques. Je suis très heureux que ton nom figure en premier lieu sur la page de titre de cette thèse et je te remercie donc de m'avoir fait confiance pour cette thèse.
- **Yvan Avenas** pour l'ensemble de cette thèse, de tous ces bons moments passés, pour ta franchise, pour tous. Franchement après ces trois années de travail avec toi, je ne regrette pas une seule seconde. Tes compétences scientifiques, ta façon de travailler et d'agiter les idées pour faire avancer les travaux m'auront énormément apportées. Merci vraiment pour cette expérience avec toi.
- **Afef Lebouc** pour l'ensemble de cette thèse. J'ai beaucoup apprécié t'avoir à mes cotés pendant cette thèse. Et c'était vraiment important pour moi d'avoir tes conseils et ton expérience. J'ai beaucoup apprécié et je te remercie d'avoir suivi mes travaux.

Je remercie très sincèrement **Jean Chevalet** et **Emmanuel Dubois** nos partenaires au laboratoire PECSA de l'université de Pierre et Marie Curie VI. J'ai beaucoup apprécié les discussions scientifiques enrichissantes que nous avons menés tous ces trois années de travail collaboratif.

Je voudrais remercier toutes les personnes qui font la vie du laboratoire G2Elab et que j'ai eu le plaisir de côtoyer dans une ambiance conviviale pendant toutes des années. **James Roudet, Jean Paul ferrieux et Gérard Meunier**. Je pense en particulier à mes amis de **l'équipe EP** et **l'équipe MADEA**. **Nicolas Rouger** pour ton soutien de tous les jours, ton amitié, ta gentillesse et tous nos bons moments ensemble. J'ai vraiment aimé partager ce bureau avec toi. **Mickael Petit** pour tous nos bons moments, ton amitié et nos échanges scientifiques et culturels. **Eric Vagnon** j'étais très heureux de travailler ensemble à la fin de cette thèse. Je te remercie et je te souhaite une bonne chance pour la suite (Dans la musique….).

J'adresse ma profonde reconnaissance à tous les ingénieurs, techniciens et mécaniciens du laboratoire G2elab pour avoir toujours été disponibles à me dépanner dans mes montages expérimentaux et plus particulièrement à **Claud Brun** (Dji-Dji), **Emmanuel Arnauld**, **Stéphane Catellani** qui se sont occupés de la réalisation de la boucle de refroidissement.

La liste est encore longue, je remercie donc tous mes ami(e)s du laboratoire : **Aktam Asfour, Monica Biserica, Encu Petr, Adrian Florescu, Mathieu Hauck, Anca Goleanu, Christian Jecu, Urich Legait, Olivier Martins, Fabien Mestrallet, Benoit Sarrazin, Bill Sesanga, Jean Romain Sibue, Kien Lai Dac, Ahmadi Behzad, Ghaith Warkozek…..** Nous avons passé tous ensemble de bons moments et je vous remercie pour votre support, votre aide et votre amitié.

Je voudrais remercier ici aussi quelques personnes du G2Elab pour leurs gentillesses, leurs compétences et leurs qualités humaines : **Sedik Bacha, Jacques Davoine, Elise Riado, Rosita Atienza, raphael Caire, Valerie Coquuand, Jacqueline Delay, Sylvie Garcia, Mireille Pellissier, Cristie Calixte, Pierre-Olivier Jeannin, Gilles Cauffet.** J'ai passé de très bons moments dans ce laboratoire et je vous remercie.

J'ai l'occasion ici de remercier mes ami(e) s pour avoir contribué à ma réussite, grâce à leur aide, leur gentillesse, leurs expériences, leur soutien et je voudrai dire ici qu'ils comptent pour moi**.** Je remercie mes deux amis et collèguesdans le même Labo (Futur Docteurs), **Razmik Demerjian** et **Ali Jazzar** très sincèrement et je vous souhaite une très bonne continuation. Je remercie aussi **Joseiph Seif** et sa famille pour tous leurs soutiens tout au long de cette thèse. **Mazhar Nigro et Maya,** je vous remercie pour votre support et votre amitié. Je remercie aussi **Ghislaine Staub**, **George Greige, Rabih Jmayel**… la liste étant très longue, alors merci à vous toutes et tous. Et Pardon à ceux que j'oublie.

Avant d'attaquer la partie qui est finalement la plus personnelle pour moi, je voudrais remercier**, Majdi Geagea et Ramy Fakhry.**

J'arrive donc à la fin de ces remerciements, et je souhaite ici remercier infiniment Dieu et tous les membres de ma famille : J'ai une pensée particulière pour mon Père **Antonios Tawk** qui est plus parmi nous. J'ai aussi une pensée tès très particulière à ma mère **Thérèse Tawk** et mes sœurs **Wardé Tawk** et son mari **Salim**, **Ghada Tawk** et son mari **Kozhaya**, et bien sûr ma petite sœur **Maha tawk**. Je vous aime et vous embrasse et je vous remercie de tout mon cœur. Vous m'avez toujours soutenu et encouragé.
Je remercie tous le reste de ma famille : depuis **Antonio, Mérita, Imad et Ziad…** à mes deux grands Pères **Antonios et Mansour**. J'espère que nous trouverons toujours de bonnes occasions pour faire la fête ensemble.

Des remerciements aussi à ma seconde famille : je souhaite donc remercier ici toute la **famille de ma fiancée Aline Maroun Msaed** et particulièrement mon pote **George Moussaed** et la **belle Carine**, d'être venus à ma soutenance, pour tous nos bon moments et tous ceux qu'ils nous restent encore à vivre ensemble.

Pour terminer, je souhaite ici dire un grand Merci à la **femme de ma vie Aline**, que je voudrai continuer ma vie avec elle et construire ensemble notre petite famille. Merci pour ton soutien affectif tout au long de ces années…

Sommaire

SOMMAIRE 9

NOMENCLATURE 15

INTRODUCTION GENERALE 21

I. CHAPITRE I. APPORTS DES METAUX LIQUIDES POUR LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ACTIFS DE PUISSANCE. 25

SOMMAIRE 27

I.1. INTRODUCTION 28

I.2. LE PROJET THERMELEC 28

I.2.1. Présentation 28

I.3. LA GESTION THERMIQUE DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES DE PUISSANCE 30

I.3.1. Transfert de chaleur par conduction 31
I.3.2. Transfert de chaleur par convection 32
I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement 33
I.3.4. Notion de résistance thermique 34
I.3.5. Comment augmenter le calibre du courant ? 36
I.3.5.1. Amélioration du système de refroidissement 36
I.3.5.2. Utilisation des composants qui fonctionnent à haute température 36

I.4. LES PRINCIPALES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT UTILISEES EN ELECTRONIQUE DE PUISSANCE 37

I.4.1. Refroidissement à air 37
I.4.2. Caloducs 38
I.4.3. La convection forcée avec un liquide 39
I.4.3.1. Convection dans des canaux 40
I.4.3.2. Refroidissement par jets et spray 42
I.4.3.2.1. Refroidissement par jets 42
I.4.3.2.2. Refroidissement par spray 42
I.4.4. Conclusion 43

I.5. LE REFROIDISSEMENT PAR METAL LIQUIDE 45

I.5.1. Propriétés physiques du gallium 45
I.5.2. Exemples de systèmes de refroidissement pour l'électronique 47
I.5.3. Le système Nanocoolers 47
I.5.4. Le système Danamics 48
I.5.5. Conclusion 49

I.6. CONCLUSION 49

II. CHAPITRE II. ETUDE DU SYSTEME DE POMPAGE 51

SOMMAIRE 53

II.1. INTRODUCTION 54

II.2. LES POMPES MAGNETOHYDRODYNAMIQUES.....54

II.2.1. Principe physique 54
II.2.2. Pompes MHD à conduction 55
II.2.2.1. Pompes MHD à courant continu 56
II.2.2.1.1. Exemple de mise en œuvre 57
II.2.2.2. Pompes MHD à courant altenatif 59
II.2.3. Pompe MHD à induction 60
II.2.3.1. Principe physique 60
II.2.4. Conclusion 62

II.3. REALISATION DE LA POMPE MHD DC 62

II.3.1. Etude préliminaire 62
II.3.2. Point durs pour la réalisation pratique 64
II.3.2.1. Matériau pour le corps de la pompe 64
II.3.2.2. Matériaux des électrodes 65
II.3.3. Géométrie de la pompe 67
II.3.4. Boucle hydraulique de tests 68

II.4. MODELISATION.....70

II.4.1. Introduction 70
II.4.2. Modèle analytique 70
II.4.2.1. Etude de l'écoulement 71
II.4.2.1.1. Equation de continuité 71
II.4.2.1.2. Conservation de la quantité de mouvement 71
II.4.2.1.3. Caractéristique débit-pression de la pompe 72
II.4.3. Modèle 2D 76
II.4.3.1. Géométrie 76
II.4.3.2. Physique 77
II.4.3.3. Résultats 77
II.4.3.4. Conclusions sur le modèle 2D 79
II.4.4. Modèle 3D 79
II.4.4.1. Géométrie 80
II.4.4.2. Simulations et résultats 80
II.4.4.2.1. Etude à tension nulle 81
II.4.4.2.2. Etude à une tension de 15 mV 82
II.4.4.2.3. Etude à pression fixe 84
II.4.4.3. Comparaison entre simulations et expérience 84

II.5. CONCLUSION 87

III. CHAPITRE III. ETUDE DU REFROIDISSEUR..... 89

SOMMAIRE 91

III.1. INTRODUCTION 92

III.2. SOLUTION RETENUE 92

III.3. ETUDE EXPERIMENTALE 92

III.3.1. Principe 92
III.3.2. Choix du matériau 93
III.3.3. Choix de la géométrie 94
III.3.4. Mise en œuvre dans une boucle de tests 97
III.3.5. Résultats expérimentaux 99

III.4. SIMULATIONS NUMERIQUES 102

III.4.1. Résultats de simulation 102
III.4.1.1. Modélisation de la géométrie 102
III.4.1.2. Résultats 103
III.4.2. Conclusion 105

III.5. DIMENSIONNEMENT 105

III.5.1. Introduction 105
III.5.2. Rappels sur les corrélations en convection forcée 106
III.5.2.1. Nombre de Reynolds 106
III.5.2.2. Nombre de Prandtl 107
III.5.2.2.1. Longueur d'établissement hydraulique 107
III.5.2.2.2. Longueur d'établissement thermique 107
III.5.2.3. Nombre de Nusselt 108
III.5.2.4. Nombre de Peclet 109
III.5.3. Dimensionnement par calcul d'ailette 109
III.5.3.1. Principe de calcul 109
III.5.3.1.1. Définition d'une ailette 109
III.5.3.1.2. Détermination du champ de température 110
III.5.3.1.3. Démarche générale pour le dimensionnement des ailettes 111
III.5.3.2. Application au gallium liquide 111
III.5.3.3. Démarche 112
III.5.3.4. Analyse des résultats de simulation 117
III.5.4. Dimensionnement par calcul du coefficient d'échange équivalent 119
III.5.4.1. Principe 119
III.5.4.2. Résultats 120

III.6. MODELE D'OPTIMISATION 121

III.6.1. Principe de l'optimisation sous contraintes 121
III.6.2. Définition du cahier de charge 122
III.6.3. Mise en équation du problème 123
III.6.4. Résultat d'optimisation du refroidisseur 124
III.6.5. Conclusion 125

III.7. CONCLUSION 126

IV. CHAPITRE IV. REFLEXIONS SUR LA MISE EN ŒUVRE DES REFROIDISSEURS A METAUX LIQUIDES EN ELECTRONIQUE DE PUISSANCE 127

SOMMAIRE **129**

IV. CHAPITRE IV. REFLEXIONS SUR LA MISE EN ŒUVRE DES REFROIDISSEURS A METAUX LIQUIDES EN ELECTRONIQUE DE PUISSANCE 125 ..... **129**

IV.1. INTRODUCTION **130**

IV.2. ETUDE DE L'INFLUENCE DU MATERIAU DU REFROIDISSEUR **130**

IV.3. REFROIDISSEUR MONO PUCE **131**

IV.3.1. Géométrie 132
IV.3.2. Etude numérique 133
IV.3.3. Résultats 135
IV.3.4. Puissance de pompage pour une puissance dissipée de 1 kW 136
IV.3.5. Conclusion 137

IV.4. DIFFUSEUR DE CHALEUR (SPREADER) A METAL LIQUIDE **138**

IV.4.1. Principe de fonctionnement 138
IV.4.2. Proposition de mise en œuvre 140
IV.4.3. Modélisation et résultats 142
IV.4.3.1. Comparaison avec un spreader massif 143

IV.5. CONCLUSION **144**

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES **147**

BIBLIOGRAPHIE **153**

ANNEXE (ETUDE DE LA COMPATIBILITE DE DIFFERENTS MATERIAUX AVEC LE GALLIUM) REALISEE PAR LE LABORATOIRE PECSSA DURANT L'ANNEE 2010 ..... **159**

.

Nomenclature

Variable et constantes physiques :

Nom	Symbole	Valeur	Unité (Système international)
Capacité calorifique	C_p		$J.kg^{-1}.K^{-1}$
Champ électrique	E		$V.m^{-1}$
Champ magnétique	H		$A.m^{-1}$
Coefficient de convection	h		$W.m^{-2}.K^{-1}$
Coefficient de convection moyenne	h_{moy}		$W.m^{-2}.K^{-1}$
Coefficient d'échange équivalent	$h_{équivalent}$		$W.m^{-2}.K^{-1}$
Constante de Stephan	σ_s	$5{,}6704.10^{-8}$	$W.m^{-2}.K^{-4}$
Conductivité électrique	σ		$S.m^{-1}$
Conductivité thermique	λ		$W.m^{-1}.K^{-1}$
Courant	I		A
Débit	Q		$m^3.s^{-1}$
Déphasage	θ		rad
Densité de flux de chaleur	φ		$W.m^{-2}$
Densité de courant	J		$A.m^{-2}$
Différence de température	ΔT		K
Emissivité équivalente	ε_{12}		
Flux	Φ		W
Flux de chaleur échangé par l'ailette	Φ_a		W
Flux convectif	Φ_c		W
Force de Lorentz	F_L		$N.m^{-3}$
Force due à la pression	$f_{pression}$		$N.m^{-3}$
Force visqueuse	$f_{viscosité}$		$N.m^{-3}$
Force de pesanteur	$f_{pesanteur}$		$N.m^{-3}$
Induction magnétique	B		T
Induction magnétique des aimants	Ba		T
Longueur d'établissement thermique	Le_{th}		m
Longueur d'établissement hydraulique	Le_{tm}		m
Masse volumique	ρ		$kg.m^{-1}$
Nombre de Reynolds	Re		
Nombre de Peclet	Pe		
Nombre de Prandtl	Pr		
Nombre de Nusselt	Nu		
Nombre de Hartmann	Ha		
Perméabilité du vide	μ_0	$4.\pi.10^{-7}$	$H.m^{-1}$
Perméabilité relative du Fer	μ_{r-Fer}	10000	
Perméabilité relative	μ_r		

Non	Symbole	Valeur	Unité (Système international)
Pertes de charge dues à la MHD	ΔP_{MHD}		Pa
Pertes de charge hydrauliques à l'entrée du canal	$\Delta P_{entrée}$		Pa
Pertes de charges hydraulique à la sortie du canal	ΔP_{sortie}		Pa
Perte volumique	ϕ		$W.m^{-3}$
Pression	P		Pa
Puissance hydraulique	P_h		W
Pulsation	w		$rad.s^{-1}$
Résistance	R		Ω
Résistance thermique	R_{th}		$K.W^{-1}$
Résistance thermique (Puce – boîtier)	$R_{th,jc}$		$K.W^{-1}$
Résistance thermique (boîtier – refroidisseur)	$R_{th,cs}$		$K.W^{-1}$
Résistance thermique (refroidisseur)	$R_{th,sa}$		$K.W^{-1}$
Résistance thermique de conduction	$R_{th-cond}$		$K.W^{-1}$
Résistance thermique de convection	$R_{th-conv}$		$K.W^{-1}$
Résistance électrique des électrodes	R_e		Ω
Résistance électrique de contact	R_c		Ω
Rendement de la pompe MHD DC	η		
Température	T		K
Température de jonction	T_j		K
Température maximale de la surface	$T_{\max}$		K
Température ambiante	T_a		K
Température entrée du fluide	T_e		K
Température sortie du fluide	T_s		K
Température mesurée expérimentalement	$T_{expérimental}$		K
Température obtenue par des simulations	$T_{simulation}$		K
Température du fluide dans le canal	T_f		K
Température des parois dans le canal	T_p		K
Température moyenne de la paroi verticale	T_V		K
Température moyenne de la paroi horizontale	T_H		K
Tension	U		V
Tension appliquée aux électrodes de la pompe	Vin		V
Tension dans le canal de la pompe	U_c		V
Viscosité cinématique	μ		$Pa.s$
Vitesse	v		$m.s^{-1}$

Variables géométriques :

Non	Symbole	Valeur	Unité (Système international)
Diamètre hydraulique	D_h		m
Epaisseur de la plaque supérieure du refroidisseur	e		m
Hauteur du canal de la pompe	H_p		m
Hauteur du canal du refroidisseur	H_c		m
Hauteur des ailettes du refroidisseur	H_a		m
Largeur du canal de la pompe	l_p		m
Largeur du canal du refroidisseur	l_c		m
Largeur des ailettes du refroidisseur	l_a		m
Longueur du canal de la pompe	L_p		m
Longueur du canal du refroidisseur	L_c		m
Longueur des ailettes du refroidisseur	L_a		m
Surface d'échange de l'ailette	S_a		m^2
Surface de convection totale du refroidisseur	S_{conv_total}		m^2
Surface de convection équivalente du refroidisseur	$S_{équivalent}$		m^2
Surface du refroidisseur	S		m^2

Introduction générale

Malgré l'apparition des composants semi-conducteurs à grand gap, la gestion thermique des composants électroniques reste d'actualité. En effet, le calibre en courant d'un semi-conducteur de puissance, en régime permanent, est en général non pas limité par ses caractéristiques électriques et physiques intrinsèques mais plutôt par son environnement et, en particulier, par son système de refroidissement. Ainsi, s'il est efficacement refroidi, un IGBT peut sans problème dissiper des flux de chaleur de plusieurs centaines de Watt par centimètre carré. Dans la plupart des cas, il est illusoire de vouloir évacuer de tels niveaux de densité de flux de chaleur avec, en prime, des valeurs de pertes totales souvent de plusieurs centaines de Watt avec de simples dissipateurs à air. Pour cela, il est possible d'utiliser un liquide caloporteur qui prélève la chaleur au niveau du composant de puissance et qui la redistribue dans un dissipateur ayant une grande surface d'échange avec l'air.

Depuis quelques années, des études sur des refroidisseurs pour l'électronique utilisant des métaux liquides comme des alliages à base de gallium ou des alliages de sodium potassium sont apparues. Cela est dû aux excellentes propriétés physiques de ces fluides. Par exemple, le gallium possède une conductivité thermique proche de 28 $W.m^{-1}.K^{-1}$, valeur qui est 40 fois plus grande que celle de l'eau. Nous comprenons donc que ce type de fluide permet d'atteindre des coefficients d'échanges convectifs très importants et donc une possibilité de dissipation très importante en terme de densité de flux de chaleur. Outre leurs fortes conductivités thermiques, les métaux liquides ont aussi pour avantage d'être de bons conducteurs électriques, ce qui rend possible l'utilisation de pompes électromagnétiques ou magnétohydrodynamiques. Ces pompes reposent sur l'utilisation couplée d'un champ magnétique et d'un courant électrique qui créent une force de Laplace entraînant le fluide à travers un circuit hydraulique.

En ce sens, l'utilisation d'un fluide métallique caloporteur dans une boucle de refroidissement pour des composants électronique de puissance peut être une solution très satisfaisante pour la gestion thermique, permettant de réduire significativement le volume de la boucle et d'augmenter les densités de flux à évacuer et donc la puissance commutable générée par le composant ou le module.

Les travaux de ce mémoire de thèse s'inscrivent donc dans cette logique de la simplification et de l'amélioration de la gestion thermique des composants électroniques de puissance. Ces travaux se sont déroulés dans le cadre du projet « THERMELEC » porté par la société Hispano Suiza, financé par la DGE, et labellisé par le pôle de compétitivité Astech de la région Ile de France. Il a été lancé au début de l'année 2008 et consiste à étudier plusieurs solutions techniques pour l'amélioration du management thermique de l'électronique de puissance dans le cadre de l'avion plus électrique.

L'objectif de cette thèse est donc d'étudier et de réaliser un système de refroidissement pour les composants électroniques de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique qui est le gallium ou un alliage de gallium. En particulier, il s'agit d'étudier la pompe ainsi que le refroidisseur se trouvant sous les composants de puissance.

Le premier chapitre de ce mémoire de thèse présente le contexte de l'étude et la problématique de la gestion thermique des composants électroniques. Nous présenterons le projet « THERMELEC ». Nous proposerons au lecteur une introduction sur la nécessité du refroidissement dans le domaine de l'électronique de puissance, et plus particulièrement dans le cas des composants semi-conducteurs (IGBT, diodes, etc.). Ainsi nous parlerons des transferts de chaleur entre ces composants et l'environnement extérieur. Une rapide étude bibliographique sur les principales techniques de refroidissement nous montrera que leurs limites d'utilisation sont dues essentiellement à la nature du fluide caloporteur. Nous profiterons de cette étude pour montrer l'intérêt de l'utilisation des métaux liquides pour le refroidissement dans ce domaine. Nous tenterons, pour cela, de démontrer qu'ils permettent de repousser certaines limitations présentes dans les dispositifs classiques de refroidissement. En gardant en tête les problématiques exposées dans ce premier chapitre, nous avons débuté des études de modélisation et de réalisation sur les systèmes de refroidissement à métaux liquides. Les études sur la pompe électromagnétique sont traitées dans le chapitre II, celles sur le refroidisseur dans le chapitre III.

Le chapitre II est donc consacré à l'étude et à la mise en œuvre d'une pompe électromagnétique compatible à notre problématique de refroidissement. L'état de l'art présenté au début de ce chapitre, nous servira à choisir le type de pompe le mieux adapté pour notre système. Nous présenterons ensuite une étude analytique puis numérique nous permettant d'illustrer les phénomènes physiques ayant lieu à l'intérieur de la pompe. Ces modèles analytiques et numériques seront validés expérimentalement à la fin du chapitre par une étude expérimentale.

Le troisième chapitre sera consacré à l'étude et à la réalisation du refroidisseur. Dans ce chapitre, nous présenterons la technique de refroidissement retenue pour notre système. Comme pour la pompe, nous présenterons une étude numérique du refroidisseur qui sera validée expérimentalement dans un banc dédié. Nous proposerons aussi au lecteur à la fin de ce chapitre une méthode d'optimisation du refroidisseur.

Suite aux résultats des études effectuées dans les chapitres II et III, le dernier chapitre, propose des réflexions sur la mise en œuvre des refroidisseurs à métaux liquides en nous rapprochant plus spécifiquement de l'application de refroidissement en électronique de puissance. Nous présenterons dans un premier temps les points durs pour la réalisation des systèmes de refroidissement à métaux liquides. Ensuite, nous proposerons une étude numérique dans laquelle nous comparerons un refroidisseur à eau et un autre utilisant du gallium liquide. Enfin, nous verrons que le métal liquide pourrait être astucieusement utilisé pour améliorer la conductivité thermique équivalente des substrats de puissance.

Chapitre I. Apports des métaux liquides pour le refroidissement des composants actifs de puissance

Sommaire

I.CHAPITRE I. APPORTS DES METAUX LIQUIDES POUR LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ACTIFS DE PUISSANCE. 25

SOMMAIRE **27**

I.1. INTRODUCTION **28**

I.2. LE PROJET THERMELEC **28**

I.2.1. Présentation 28

I.3. LA GESTION THERMIQUE DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES DE PUISSANCE. **30**

I.3.1. Transfert de chaleur par conduction 31
I.3.2. Transfert de chaleur par convection 32
I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement 33
I.3.4. Notion de résistance thermique 34
I.3.5. Comment augmenter le calibre du courant ? 36
I.3.5.1. Amélioration du système de refroidissement 36
I.3.5.2. Utilisation des composants qui fonctionnent à haute température 36

I.4. LES PRINCIPALES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT UTILISEES EN ELECTRONIQUE DE PUISSANCE **37**

I.4.1. Refroidissement à air 37
I.4.2. Caloducs 38
I.4.3. La convection forcée avec un liquide 39
I.4.3.1. Convection dans des canaux 40
I.4.3.2. Refroidissement par jets et spray 42
I.4.3.2.1. Refroidissement par jets 42
I.4.3.2.2. Refroidissement par spray 42
I.4.4. Conclusion 43

I.5. LE REFROIDISSEMENT PAR METAL LIQUIDE **45**

I.5.1. Propriétés physiques du gallium 45
I.5.2. Exemples de systèmes de refroidissement pour l'électronique 47
I.5.3. Le système Nanocoolers 47
I.5.4. Le système Danamics 48
I.5.5. Conclusion 49

I.6. CONCLUSION **49**

I.1. Introduction

Comme nous le verrons plus tard, les propriétés physiques des métaux liquides permettent d'obtenir des échanges de chaleur assez exceptionnels. C'est pourquoi ils sont aujourd'hui largement utilisés pour le refroidissement des réacteurs nucléaires. L'objectif de ce chapitre est de montrer qu'ils pourraient être utilisés avec intérêt dans le domaine de l'électronique de puissance.

Ainsi, nous entamerons notre propos en présentant le projet « THERMELEC » qui a servi de cadre à ces travaux de thèse. Dans un deuxième temps, nous proposerons au lecteur une introduction sur la nécessité du refroidissement dans le domaine de l'électronique de puissance. Nous axerons notre discussion plus particulièrement sur les composants semi-conducteurs (IGBT, diodes, etc…) et nous étudierons pour cela les transferts de chaleur entre une puce placée sur un dispositif de refroidissement et l'air ambiant. Nous présenterons ensuite les principales techniques actuelles de refroidissement des composants électroniques de puissance. Nous en profiterons pour donner leurs avantages et leurs limites d'utilisation. La plupart de ces techniques sont utilisées dans l'industrie mais présentent des limitations en fonction des applications. Ces limitations sont dues essentiellement à la nature du fluide caloporteur. Nous tenterons, par une analyse, de les identifier

Enfin, la dernière partie de chapitre montrera les intérêts des métaux liquides pour le refroidissement des composants électroniques de puissance. Nous tenterons pour cela de démontrer qu'ils permettent de repousser certaines limitations présentes dans les dispositifs classiques de refroidissement.

I.2. Le projet THERMELEC

I.2.1. Présentation

Le projet THERMELEC (Management Thermique des Electroniques de Puissance Embarquées) est porté par la société Hispano Suiza et a été labellisé par le pôle de compétitivité Astech de la région Ile de France. Il a débuté au début de l'année 2008. Il consiste à étudier plusieurs solutions techniques pour l'amélioration du management thermique de l'électronique de puissance dans le cadre de l'avion plus électrique.

Les travaux réalisés actuellement sur l'avion plus électrique pour le remplacement des équipements hydrauliques par des équipements électriques montrent qu'il est nécessaire, pour obtenir un gain maximum de masse et de volume, de faire des progrès au niveau des chaînes électriques (moteur et électronique de puissance). Un des axes forts de progrès réside dans une gestion thermique performante de ces équipements, depuis le lieu de la dissipation jusqu'à la source froide.

THERMELEC a alors pour objectif de développer et de valider de nouvelles solutions d'évacuation et de transfert de chaleur en environnement réacteur, qui utilisent au mieux les

sources froides locales, tout en se focalisant sur les contraintes de fiabilité, de robustesse et de réduction de masse des équipements et des solutions proposées.

Le G2Elab intervient dans une partie de ce projet dédiée à l'étude d'une boucle de refroidissement utilisant un métal liquide magnétique. En particulier, nous devons concevoir la pompe et le refroidisseur qui se trouve sous les composants de puissance.

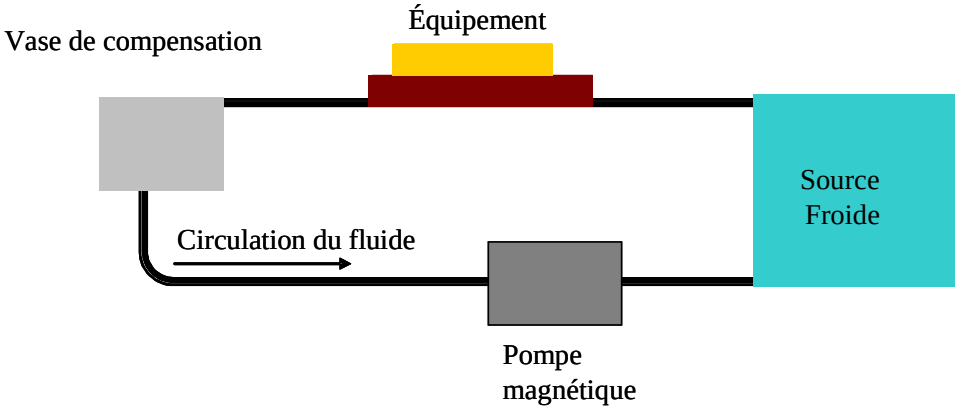


Figure I.1 : Présentation schématique de la boucle de refroidissement de THERMELEC

Sur la Figure I.1, nous montrons le schéma envisagé de la boucle de refroidissement étudiée dans le projet. Ce n'est en fait rien d'autre qu'une boucle classique à convection avec un liquide dans laquelle la pompe mécanique a été remplacée par une pompe magnétique.

Le travail qui nous a été confié se répartit sur deux des parties du système suscité : l'étude de l'échange de chaleur au niveau de l'équipement électronique (source de chaleur pouvant dissiper 1 kW sur quelques cm^2) d'une part et d'autre part la réalisation de la pompe magnétique.

Notre partenaire est le laboratoire PECSA de l'Université Pierre et Marie Curie (Paris VI). Ce laboratoire dispose d'un brevet sur la synthèse de métaux liquides et magnétiques, appelés « Smart Fluids ». L'objectif de notre travail est donc de montrer l'intérêt que pourraient avoir ces fluides pour le refroidissement de l'électronique de puissance.

Au démarrage du Projet THERMELEC, il a donc été décidé de réaliser un système de refroidissement fonctionnant avec un fluide innovant conducteur et magnétique à la fois. Le but était donc de mettre en valeur les propriétés magnétiques et conductrices de ce fluide, tout en étudiant et réalisant le système complet.

L'étude et la synthèse des fluides magnétiques et conducteurs ont été faites en parallèle à nos travaux. Il était prévu que nous ayons à disposition ces fluides et leurs caractéristiques dès la deuxième année du projet. Malheureusement la production de ce fluide a été achevée en novembre 2010 c'est-à-dire en fin de troisième année. A cause de la durée limitée de la thèse et du projet, nous avons axé nos travaux sur l'étude et la réalisation d'un système de refroidissement avec un métal liquide et plus particulièrement avec le gallium (ou un de ses alliages) car c'est ce type de solvant qui est visé pour les fluides magnétiques conducteurs du projet.

Il est à noter ici que le gallium dispose d'une conductivité thermique de l'ordre de 30 $Wm^{-2}K^{-1}$ ce qui laisse espérer des coefficients d'échange convectifs largement plus grands que ceux obtenus avec de l'eau. Le gallium a néanmoins de nombreux défauts :

- il dissout la plupart des métaux classiques.
- il s'oxyde très rapidement ce qui modifie très rapidement ses propriétés de mouillage,
- sa température de fusion est proche de 30°C

Le dernier point est important puisqu'il impose que le système de refroidissement travaille à une température supérieure à 30°C ce qui est gênant pour la plupart des applications. Pour diminuer la température de fusion, la solution est d'utiliser un alliage. Le plus connu est le gallinstan (GaSnIn) qui remplace aujourd'hui le mercure dans les thermomètres et qui est vendu comme ayant une température de fusion de -18°C. Ce point reste tout de même très problématique pour l'application visée (l'aviation) mais nous ne l'étudierons pas.

Un cahier de charge nous a donc été fourni par notre partenaire Hispano-Suiza. Les principales contraintes sont les suivantes :

- Puissance dissipée par l'électronique : 1kW,
- Surface de dissipation de quelques cm^2 : 50mm x50mm a été choisi arbitrairement,
- Fluide caloporteur : gallium ou alliage de gallium,
- Température maximale de la surface du refroidisseur : 125°C,
- Elévation de température du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du refroidisseur : 20°C,
- Environnement très sévère : la boucle de refroidissement est placée dans un environnement dont la température ambiante peut varier de -50°C à 50°C.

La problématique des travaux de thèse étant posée, nous allons maintenant présenter quelques généralités sur le refroidissement des composants électroniques de puissance puis nous montrerons l'intérêt des métaux liquides comme le gallium.

I.3. La gestion thermique des composants électroniques de puissance

L'électronique de puissance est née avec l'apparition des composants de puissance à jonctions comme les diodes, les transistors bipolaires et les thyristors. Depuis une vingtaine d'années, les développements technologiques des semi-conducteurs de puissance sont surtout axés sur l'utilisation des composants à grille isolée (MOS, IGBT). Les modules IGBT couvrent aujourd'hui une large gamme, allant d'une dizaine à quelques milliers d'ampères et de 300 à 6500V afin de se conformer aux desideratas d'une multitude d'applications dans les domaines des fortes et des moyennes puissances. Sous diverses formes, on retrouve ainsi le module IGBT dans la commande industrielle de moteurs, les alimentations ininterruptibles (UPS), la traction électrique, la gestion de sources d'énergie éoliennes ou solaires, les véhicules électriques, les ascenseurs et les appareils domestiques.

Les puces semi-conductrices qui sont à l'intérieur des modules de puissance sont réalisées à partir d'un matériau de faible volume. C'est en général une pastille de silicium, de section typique allant de quelques mm^2 au cm^2 et d'épaisseur comprise entre 70 et 500 μm. C'est donc dans cette

petite pastille de quelques dizaines de mm^3 qu'une puissance pouvant aller de quelques dizaines à quelques centaines de Watt peut être dissipée. Le boîtier qui la renferme doit donc permettre une évacuation efficace des pertes sous peine d'une importante montée en température et donc d'une destruction de la puce.

La Figure I.2 représente une coupe typique d'un composant électronique monté sur un dissipateur. Cette coupe présente quatre parties essentielles : la puce, la semelle qui sert de support à cette dernière et qui permet, comme nous le verrons plus tard, d'évacuer et d'épanouir le flux de chaleur, le radiateur et l'interface thermique entre la semelle et ce radiateur.

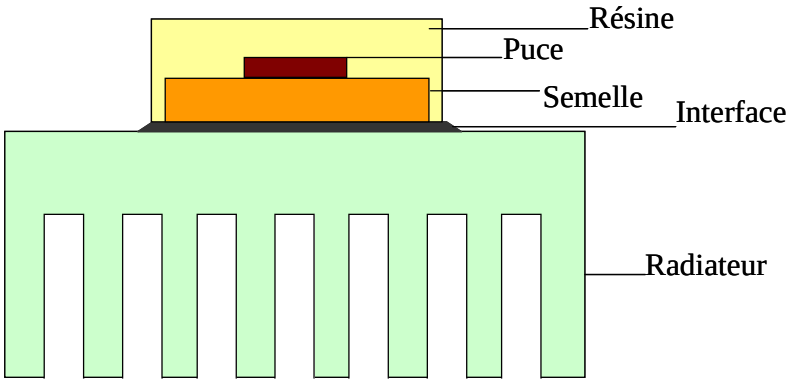


Figure I.2: Coupe typique d'un composant électronique de puissance monté sur un dissipateur

Il est à noter ici que la partie semelle de la Figure I.2 est souvent réalisée à partir de plusieurs couches de matériaux différents chacune étant liée aux autres par une transition (brasure, soudure) très mince. En particulier, une de ces couches peut servir d'isolant afin d'isoler électriquement la puce du radiateur ou même pour isoler plusieurs puces entre elles dans le cas de modules multipuces.

L'interface est en général réalisée par un matériau d'interface thermique : graisse, colle, graphite… Nous trouvons ensuite le refroidisseur qui a pour objectif de diffuser la chaleur et d'augmenter la surface d'échange entre le système électronique et l'air ambiant. La puce et la semelle qui forment le composant ou le module de puissance sont souvent recouvertes d'un matériau isolant électrique comme de la résine ou encore des gels diélectriques. Ainsi, la grande majorité des échanges thermiques entre la puce et l'ambiant seront effectués à travers la semelle, l'interface thermique et le dissipateur.

Dans un tel système, les échanges de chaleur entre la puce et l'ambiant sont effectués par conduction, convection et rayonnement. Nous allons maintenant proposer quelques rappels sur ces notions.

I.3.1. Transfert de chaleur par conduction

La diffusion de la chaleur à travers le composant, « de la puce vers la paroi du radiateur » est effectuée par conduction. C'est un mode de transfert de la chaleur entre deux points d'un solide ou d'un fluide immobile et opaque qui trouve son origine dans l'activité moléculaire de la matière. Le transfert d'énergie thermique se faisant des particules les plus énergétiques à température la

plus élevée (la puce dans notre cas) vers les moins énergétiques, dont la température est inférieure (ailettes du radiateur). Pour illustrer ce phénomène de transfert de chaleur, prenons l'exemple de la Figure I.3, d'un barreau soumis à deux températures T_1 et T_2 à ses extrémités.

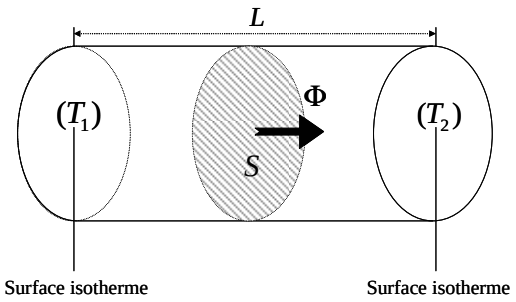


Figure I.3 : Conduction de la chaleur dans un barreau

Le flux de chaleur Φ [W] échangé entre les deux extrémités du barreau peut s'écrire de la manière suivante.

$$\Phi = \frac{k}{L} S(T_1 - T_2) \qquad \textbf{Équation I.1}$$

avec L la longueur du barreau, S sa section et T_1, T_2 les températures à ses extrémités.

En règle générale, un problème de transfert de chaleur par conduction pour un corps isotrope est traité en appliquant à un élément de volume de ce corps le premier principe de la thermodynamique (Eyglunent 1997). En faisant l'hypothèse que la transformation thermodynamique se fait à une pression constante, et en considérant que la conductivité thermique de ce corps est constante, on obtient alors l'équation de la chaleur qui est définie par l'équation suivante :

$$\rho C_p \frac{\partial^2 T}{\partial t} = \lambda \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \phi_i \qquad \textbf{Équation I.2}$$

où ρ est la masse volumique ($kg.m^{-3}$), C_p la capacité calorifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$), λ la conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$), et ϕ la puissance volumique [$W.m^{-3}$] générée dans le corps.

Pour un même flux de chaleur dissipé par la puce, plus la conductivité thermique de la semelle est élevée plus le gradient de température entre la puce et la paroi du radiateur est faible. D'où l'importance du choix d'un matériau bon conducteur thermique pour éviter les forts gradients de température qui dégradent fortement la capacité d'évacuation de la chaleur par conduction.

I.3.2. Transfert de chaleur par convection

La température de la puce est en grande partie conditionnée par l'échange thermique qui a lieu entre la paroi du radiateur et l'air ambiant. L'échange dans cette zone se fait par convection. C'est le mode de transfert de chaleur dans un fluide en mouvement (Eyglunent 1997). Du point de vue

ingénierie, le principal problème réside dans le calcul de la puissance thermique qui peut être échangée entre le fluide en mouvement et la surface solide. La Figure I.4 montre le schéma de principe de la convection entre un solide dont la température est T_1 et l'extérieur (fluide en mouvement) dont la température est T_2.

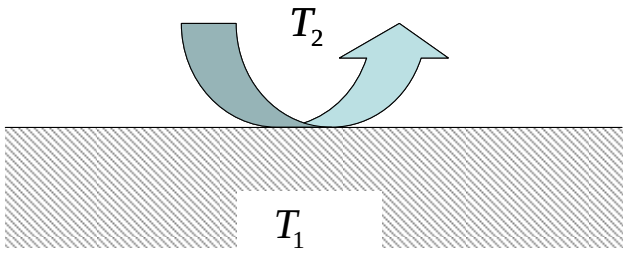


Figure I.4 : Principe de la convection

La flux de chaleur échangé entre la surface et le fluide en mouvement s'écrit comme suit dans le cas général :

$$\Phi = hS(T_1 - T_2) \qquad \textbf{Équation I.3}$$

avec S la surface d'échange entre le solide et le fluide en m^2 et h est le coefficient d'échange convectif qui s'exprime en $Wm^{-2}K^{-1}$.

Ce mode de transfert de chaleur est assez complexe car le calcul du coefficient d'échange h entre le fluide et le solide résulte de deux phénomènes qui sont la conduction et le mélange des particules à l'intérieur du fluide. Si le mouvement n'est provoqué que par les seules différences de température on parle de convection naturelle. Si par contre ce mouvement résulte d'une action mécanique, on parle de convection forcée. En conséquence, des notions de mécanique des fluides sont nécessaires pour résoudre un problème de convection.

Nous pouvons voir clairement d'après l'Équation I.3 que h est inversement proportionnel à la différence de température entre le fluide et le solide. Ce coefficient h dépend essentiellement des propriétés physiques du fluide utilisé et de la géométrie du solide. Sa valeur augmente si la conductivité thermique du fluide augmente. Ce point sera abordé plus tard dans ce chapitre.

I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement

Tous les corps solides, liquides ou gazeux émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne ; il s'agit donc d'un flux de chaleur émis par le corps considéré. En conséquence, contrairement à la convection et à la conduction, le transfert d'énergie par rayonnement ne nécessite pas obligatoirement la présence d'un milieu matériel.

Dans le cas des transferts thermiques, le rayonnement consiste en un échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent comme montre la Figure I.5. Ce flux peut se mettre sous la forme :

$$\Phi = \varepsilon_{12}\sigma_s\left(T_1^4 - T_2^4\right) \qquad \textbf{Équation I.4}$$

ε_{12} est l'émissivité équivalente de l'ensemble paroi 1 – paroi 2 et σ_S la constante de Stéfan.

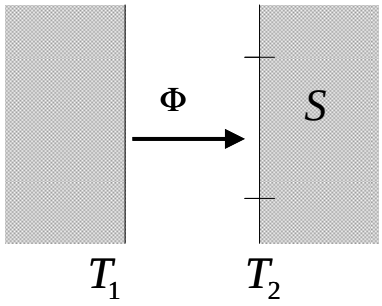


Figure I.5 : Principe du rayonnement

En réalité, tous les problèmes rencontrés dans les applications (industrielles ou non), aussi simples soient-elles, font intervenir un couplage entre ces trois modes de transfert : ce n'est que l'analyse du problème physique à étudier qui permet éventuellement de négliger l'un ou l'autre des processus par rapport à celui qui prédomine.

I.3.4. Notion de résistance thermique

Pour dimensionner les systèmes de refroidissement, l'électricien utilise fréquemment la notion de résistance thermique R_{th}. Cette grandeur provient d'une analogie faite entre les problèmes de conduction de la chaleur (loi de Fourier) et de conduction électrique (loi d'Ohm). Elle permet de relier une différence de température dans un système au flux de chaleur qui circule dans ce dernier de la manière suivante :

$$Rth = \frac{\Delta T}{\Phi}$$ **Équation I.5**

Ainsi, si on prend l'exemple du barreau cité sur la Figure I.3, la résistance thermique sera dans ce cas $R_{th} = L/\lambda S$. Dans le cas du transfert de chaleur par convection (Figure I.4) la résistance thermique sera $R_{th} = 1/hS$. Cette grandeur s'exprime en $K.W^{-1}$. Plus une résistance thermique est faible, plus les échanges de chaleur s'accompagnent de faibles différences de température.

La Figure I.6 présente le schéma électrique équivalent des transferts de chaleur entre une puce semi-conductrice et le milieu ambiant tel qu'il est habituellement utilisé par les électriciens.

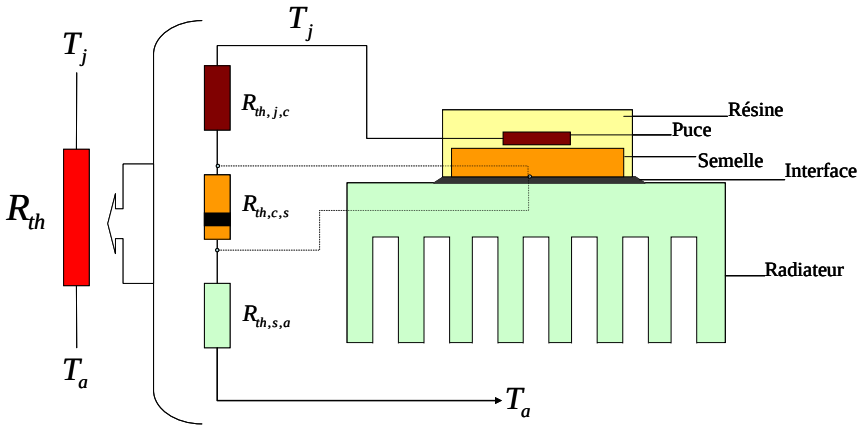


Figure I.6 : Schéma électrique équivalent aux transferts de chaleur entre une puce semi-conductrice et l'air ambiant

La température T_j est appelée température de jonction, elle représente une température moyenne du semi-conducteur (C Gillot 2000). Au delà de cette température, la puce perd ses propriétés physiques et ne fonctionne plus. Pour les composants silicium, celle-ci est comprise en général entre 120°C pour les composants IGBT haute tension et 250°C pour certaines technologies de MOSFET basse tension. T_a représente la température ambiante.

R_{th} est la résistance thermique totale du système (composant + refroidisseur) et est définie par la relation suivante :

$$Rth = \frac{T_j - T_a}{\Phi} \qquad \textbf{Équation I.6}$$

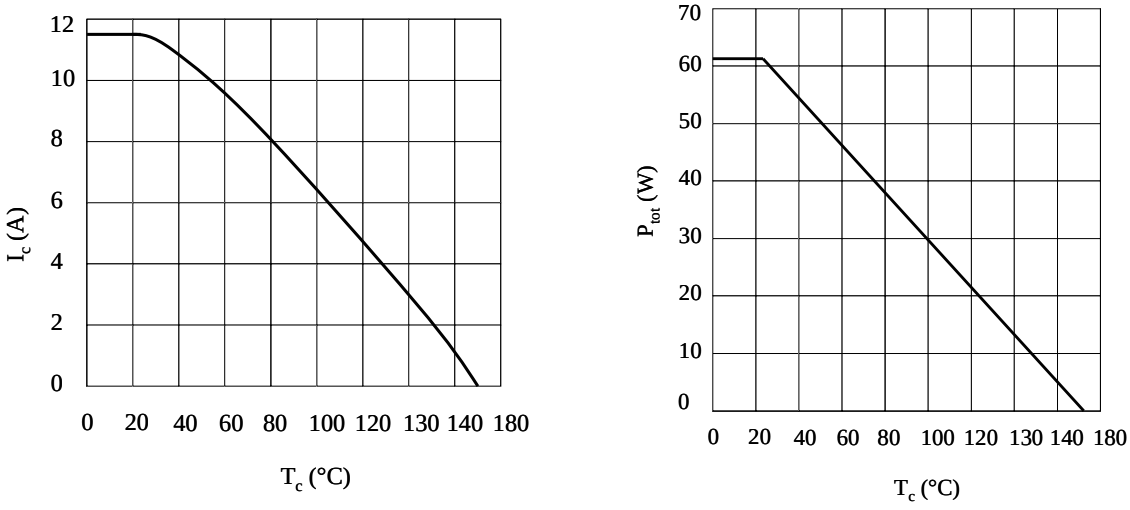
avec Φ la puissance dissipée par la puce en Watts.

Cette résistance thermique peut être séparée en trois autres distinctes qui sont :

- la résistance thermique entre la puce et le boîtier notée $R_{th,jc}$: cette valeur est fournie par le constructeur.
- la résistance thermique entre le boîtier et le refroidisseur associé notée $R_{th,cs}$: c'est la résistance thermique de l'interface entre le boîtier de la puce et le radiateur
- la résistance thermique du refroidisseur notée $R_{th,sa}$: elle caractérise le refroidisseur sous le composant électronique.

La valeur de la résistance thermique totale d'un dispositif électronique de puissance sur un refroidisseur est très importante car elle est directement liée au calibre en courant du composant. En effet, contrairement au calibre en tension qui est défini par la structure physique de la puce, le calibre en courant est en général plutôt relié à des critères thermiques et dépend de fait principalement des possibilités d'évacuation de la chaleur de ce dispositif.

Pour illustrer notre propos, la Figure I.7 présente l'extrait d'une documentation constructeur d'un IGBT dans laquelle nous voyons deux courbes sur lesquelles figurent le calibre en courant et la puissance dissipée en fonction de la température au niveau de la semelle du composant



(a) Courant DC max du collecteur (b) Puissance dissipée

Figure I.7 : Caractéristiques thermiques d'un IGBT IRGB/S/SL4B60K (International Rectifier) données constructeurs

Nous voyons donc qu'une augmentation de cette température (donc une dégradation du système de refroidissement à température ambiante donnée) entraîne une diminution du calibre en courant. Pour un même composant, l'obtention d'un fort calibre en courant passe donc par la mise en œuvre d'un système de refroidissement performant.

I.3.5. Comment augmenter le calibre du courant ?

Outre la mise en parallèle de puces semi-conductrices qui est consommatrice de volume, la solution pour augmenter le calibre en courant des composants de puissance peut être effectuée de deux manières :

- améliorer les transferts de chaleur entre la puce et l'air ambiant c'est-à-dire diminuer les résistances thermique $R_{th,jc}$, $R_{th,cs}$ et $R_{th,sa}$.
- augmenter la température maximale de jonction en changeant de technologie de composant.

Nous allons détailler dans les deux paragraphes suivants ces deux solutions en signalant dans chaque cas les problèmes rencontrés.

I.3.5.1. Amélioration du système de refroidissement

Dans la majorité des applications, le concepteur de convertisseurs travaille avec des boîtiers existants et ne peut modifier la résistance thermique $R_{th,jc}$. Il doit donc essayer de réduire au mieux les deux autres. Deux alternatives se présentent pour agir sur la résistance $R_{th,cs}$. La première consiste à ajouter une couche la plus conductrice possible entre le composant et le refroidisseur afin de combler les interstices entre les deux parois. La graisse thermique peut par exemple jouer ce rôle. La seconde alternative consiste à intégrer la totalité ou une partie du refroidisseur dans la semelle du composant afin d'éliminer cette interface. Enfin, pour réduire la troisième résistance thermique $R_{th,sa}$, il faut améliorer le système de refroidissement. Nous en rediscuterons dans la partie I.4.

I.3.5.2. Utilisation des composants qui fonctionnent à haute température

Comme cela a été mentionné précédemment, une des solutions pour augmenter le calibre en courant consiste à augmenter la 'Température maximale de jonction T_j'. Cette solution est rendue possible par l'apparition de composants semi-conducteurs à grand gap comme le carbure du silicium (SiC) ou le nitrure de gallium (GaN). Leurs propriétés physiques devraient leur permettre de travailler à des températures de fonctionnement supérieures à $400°C$ (Civrac 2009).

Si nous prenons un composant en silicium et un autre composant en SiC ou en GaN, nous pouvons dire que, à pertes données, le refroidisseur peut être moins performant dans le cas du SiC ou du GaN que dans le cas d'un composant en Si. En d'autres termes, en utilisant un refroidisseur identique et une puce de taille identique, un composant haute température permet d'augmenter les densités de pertes, donc la puissance commutable et le calibre en courant.

Nous pouvons rajouter que, même si nous entrevoyons aujourd'hui la possibilité d'utiliser à grande échelle des composants en carbure de silicium ou en nitrure de gallium, la recherche sur les systèmes de refroidissement reste d'actualité car c'est elle qui permettra d'aller vers des

systèmes électroniques de puissance à forte densités volumiques de pertes. Néanmoins, la température engendrée par ce type de composant peut poser des problèmes vis-à-vis de certains refroidisseurs. Ces problèmes sont essentiellement liés à la nature des fluides utilisés dans ces systèmes.

Nous allons maintenant présenter un état de l'art sur les différentes techniques de refroidissement. Cela nous permettra de cerner les principaux avantages et défauts de chaque technique. Nous pourrons ensuite montrer l'intérêt des métaux liquides pour le futur du refroidissement en électronique de puissance.

I.4. Les principales techniques de refroidissement utilisées en électronique de puissance

Dans cette partie, nous allons donc décrire les principales techniques de refroidissement utilisées pour le refroidissement des modules de puissances. Il s'agit des dissipateurs à air à convection naturelle ou forcée, des caloducs et des boucles de refroidissement utilisant un liquide caloporteur.

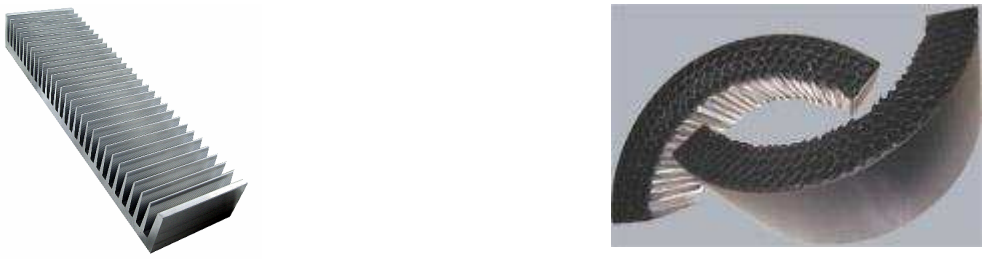
I.4.1. Refroidissement à air

Dans le cas où les composants sont faiblement contraints thermiquement, la solution la plus utilisée aujourd'hui est le dissipateur à air. Dans ce cas, l'échange thermique entre le dissipateur et le milieu ambiant est à la fois convectif et radiatif. Il peut être utilisé avec un ventilateur (convection forcée) ou sans (convection naturelle) Dans ce dernier cas, le mouvement est dû à une simple différence de température au sein d'un milieu. Dans le cas de la convection naturelle et pour l'ordre de grandeur des températures qui nous intéressent, le coefficient d'échange équivalent ne dépasse pas 15 $Wm^{-2}K^{-1}$.

Afin d'avoir un ordre d'idée de l'efficacité de ce type d'échange thermique, nous donnerons l'exemple d'une dissipation de 1 W sur une surface de 100 cm^2 (ordre de grandeur de la surface d'un petit module de puissance). Dans ce cas, l'échauffement est d'au moins 66°C ($\Delta T=\Phi/hS$).

La nécessaire augmentation de la puissance dissipée passe donc par l'augmentation de la surface d'échange entre le dispositif et le milieu ambiant. La solution la plus rencontrée est le radiateur à ailettes sur la Figure I.8 (a) mais il existe d'autres types de dissipateurs à air comme les 'nids d'abeille' sur la Figure I.8 (b) avec un coefficient d'échange équivalent proche de 300 $Wm^{-2}K^{-1}$, ce qui correspond à une réduction d'un rapport 20 de l'élévation de la température (Wilson & Simons 2005).

Pour la convection forcée avec des ventilateurs et en utilisant des gros dissipateurs à ailettes, ce coefficient d'échange équivalent peut augmenter jusqu'à 2000 $Wm^{-2}K^{-1}$ selon la société Aavid spécialisée dans le refroidissement des composants électroniques.



(a) radiateur à ailettes (b) nids d'abeilles

Figure I.8 : Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)

Les principaux avantages de cette technique de refroidissement sont le coût et la facilité de mise en œuvre. C'est donc la solution qui sera privilégiée dans la plupart des cas. Nous pouvons ajouter que ce type de refroidisseur peut être utilisé sans problème dans des applications haute température, ses performances augmentant même avec la température. Néanmoins, il dispose de deux défauts importants. Le premier est la limitation en terme de densité de flux de chaleur dissipée par les composants qui reste inférieure à 100 $Wm^{-2}K^{-1}$. Le deuxième est qu'il n'est pas possible d'utiliser cette solution dans les cas où le système électronique est confiné (circulation d'air difficile ou impossible). Afin d'offrir une réponse à ces deux limites, nous allons voir dans la partie suivante qu'il est possible d'associer un caloduc au dissipateur.

I.4.2. Caloducs

Un caloduc est un système qui prélève de la chaleur en un point et la redistribue vers un autre grâce au un changement de phase d'un fluide caloporteur. Le mouvement du fluide est effectué sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Généralement il est composé de trois parties : l'évaporateur, le condensateur et la zone adiabatique.

Le principe de fonctionnement des caloducs est représenté sur la Figure I.9. Au niveau de l'évaporateur, le liquide prend une forme gazeuse et va vers le condenseur où il reprend sa forme liquide. Il est alors ramené vers l'évaporateur grâce au réseau capillaire qui joue le rôle de moteur du caloduc.

L'intérêt essentiel du principe caloduc est qu'il génère entre la zone d'évaporation (source chaude) et la zone de condensation (source froide) une différence de température très faible. On dit alors que le caloduc joue le rôle de court circuit thermique.

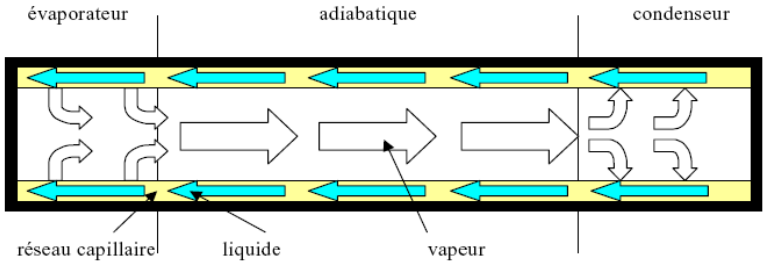


Figure I.9 : Principe de fonctionnement d'un caloduc

Ce phénomène bien connu a été quantifié par plusieurs auteurs (Gao & Zampino 2010), (Hopkins et al. 1999) qui ont montré que la valeur de la conductivité équivalente de l'espace vapeur pouvait atteindre des valeurs cent fois supérieures à celle du cuivre. En particulier dans le domaine de l'électronique de puissance, des études ont montré qu'il était possible de les intégrer dans les substrats DCB ou directement dans le silicium fixés sous la puce (Ivanova 2005).

Dans les applications les plus courantes, les caloducs permettent de transporter des flux de chaleur de quelques dizaines à quelques centaines de Watt en fonction de leur taille. Les longueurs courantes des caloducs utilisés pour le refroidissement des composants électroniques de puissance sont comprises entre 100 et 1000 mm avec des diamètres de 2 à 15 mm.

En conclusion, cette technique de refroidissement permet d'améliorer le refroidissement à air classique. En effet, les limites en terme de densité de flux de chaleur au niveau des composants de puissance peuvent atteindre les 150 $W.cm^{-2}$ (voire les 200 $W.cm^{-2}$ pour quelques cas particuliers) car la chaleur est amenée de manière plus homogène au niveau du dissipateur. L'énorme avantage de la solution caloduc est la possibilité d'extraire la chaleur de zones difficilement accessibles sans utiliser de pompe pour la circulation du fluide. C'est également un dispositif assez facile à mettre œuvre.

Les caloducs comportent également des inconvénients comme leur fonctionnement qui dépend fortement de la gravité. Notons également qu'il faut faire très attention aux températures maximales d'utilisation à cause de la pression de saturation qui peut devenir très importante et qui peut donc les détruire.

Nous ne rentrerons pas dans les détails dans ce mémoire mais il faut savoir qu'il existe toute une famille de dispositifs de refroidissement dont le fonctionnement peut être rapproché des caloducs mais pour lesquelles les utilisations sont encore peu fréquentes. Il s'agit des boucles à pompage capillaire, des loop-heat-pipe ou encore des caloducs pulsés. Même s'ils présentent des avantages par rapport aux caloducs, principalement une plus faible dépendance du fonctionnement face à la gravité, les densités de flux de chaleur maximales restent du même ordre de grandeur.

Pour les application électroniques les plus contraintes thermiquement, on utilise le plus souvent une autre technique : les boucles de refroidissement liquide à convection forcée.

I.4.3. La convection forcée avec un liquide

Comme cela est mentionné ci-dessus, la valeur du coefficient d'échange convectif h est limitée dans le cas de l'air. Cette limitation est due essentiellement à sa faible conductivité thermique. Cependant, l'air peut être remplacé par un autre fluide afin d'augmenter la valeur de h et donc la puissance évacuée. Dans de nombreux cas, le fluide utilisé pour la convection forcée est l'eau. Ceci est dû à sa très bonne capacité calorifique, sa conductivité thermique et à sa simplicité d'utilisation, sans oublier son bas coût et sa disponibilité. Dans d'autres cas, on peut aussi avoir recours à des fluides diélectriques comme les fluorinert, le midel, le R12 (Luc Meysenc 1992)

Dans le cas de la convection forcée sans changement de phase, le coefficient d'échange équivalent peut atteindre dans certain cas des valeurs proches de 10^5 $Wm^{-2}K^{-1}$. Cela veut dire que, par rapport à un échange avec l'air, la chute de température peut être divisée par 50. Les densités

de puissance évacuables par les composants semi-conducteurs peuvent alors atteindre plusieurs centaines de Watts par cm² (Garimella & Sobhan 2003)

Avant d'entrer dans le détail des principales techniques utilisées pour le refroidissement avec un liquide, nous présentons sur la Figure I.10 le principe général d'une boucle de refroidissement liquide. La pompe sert à faire circuler le fluide dans la boucle. Ce fluide absorbe la chaleur produite par les composants et la cède au dissipateur à ailette. Comme dans le cas du caloduc, la boucle sert donc seulement d'intermédiaire entre le composant et le dissipateur à air.

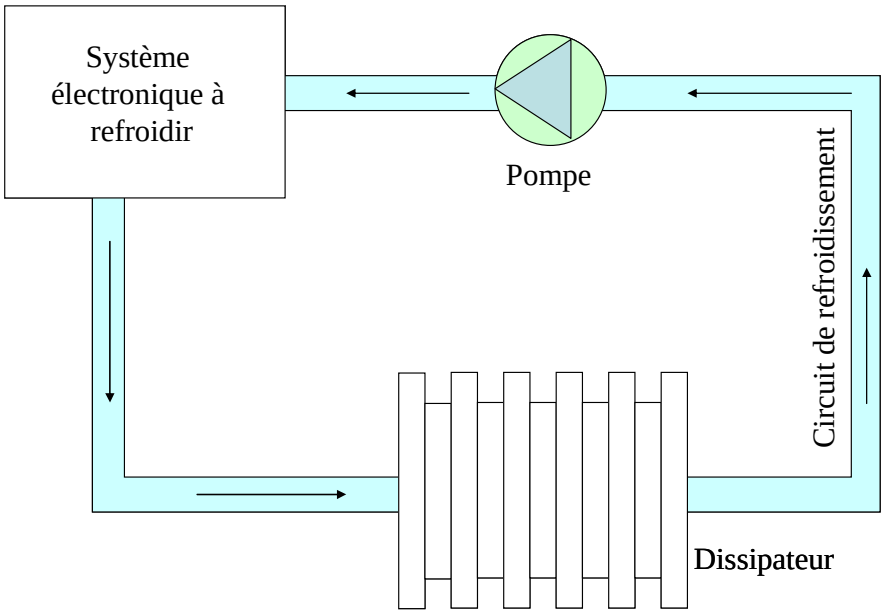


Figure I.10 : Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide

Les performances thermiques des boucles liquides dépendent principalement de la technique de refroidissement qui est utilisée pour effectuer l'échange convectif entre le composant et le liquide caloporteur. En effet, cet échange convectif peut être effectué avec ébullition ou non. Comme nous le verrons dans la partie suivante, cela dépend aussi de la technologie du refroidisseur. Celui-ci peut être réalisé avec des canaux, avec des jets ou, plus rarement, avec un spray.

I.4.3.1. Convection dans des canaux

Le refroidissement par mini et microcanaux a aujourd'hui prouvé qu'il constitue un moyen très intéressant pour la gestion thermique de l'électronique de puissance. En effet, des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de $W.cm^{-2}$ peuvent être évacuées grâce à cette technique. Les mini et microcanaux peuvent être de forme plus ou moins élaborée suivant l'effet recherché et la technologie de fabrication utilisée. La forme la plus simple est constituée par des canaux rectangulaires axiaux en parallèle.

La Figure I.11 présente le principe cette technique. Dans ce cas, les canaux sont de forme rectangulaire. La puissance est imposée sur la surface et l'écoulement du fluide se fait dans les canaux entres les ailettes. Les ailettes ont pour rôle d'augmenter la surface d'échange avec le fluide.

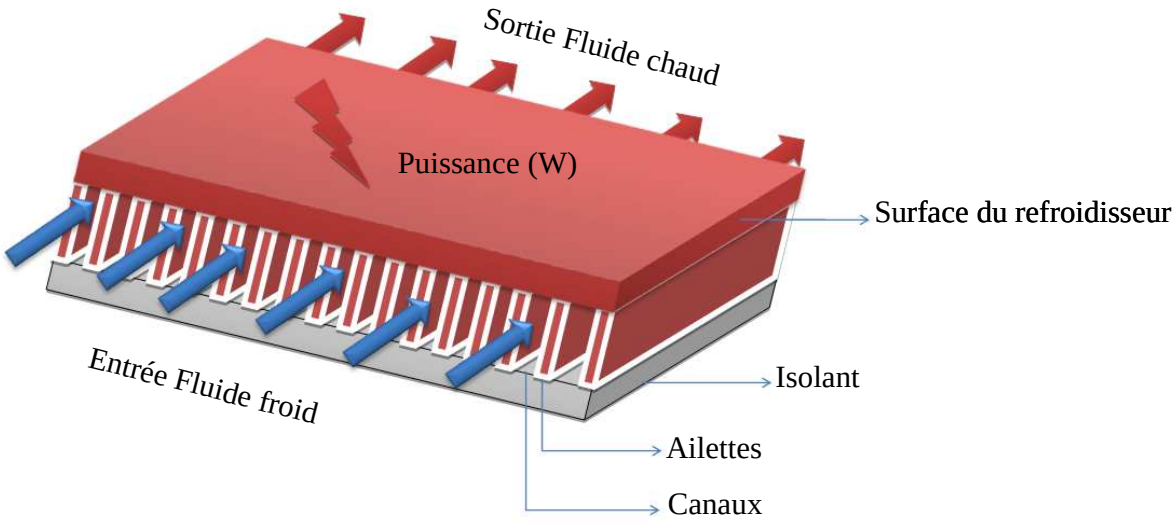


Figure I.11 : Convection dans des canaux

En pratique, on peut dire que, lorsque le débit est faible dans les canaux c'est-à-dire que l'écoulement est en régime laminaire, le coefficient de transfert thermique est inversement proportionnel au diamètre hydraulique. Cela signifie donc que, plus le canal est petit, plus le coefficient de transfert thermique est grand (Garimella & Sobhan 2003).

(Tuckerman & Pease 1981) ont utilisé cette technique en gravant des microcanaux directement sous la partie active en silicium d'un microprocesseur. Cette technique permet d'obtenir des résistances thermiques inférieures à 0,1 $K.W^{-1}$. (Garimella & Sobhan 2003) ont publié une revue bibliographique sur le refroidissement par microcanaux dans laquelle ils ont conclu que, étant donnée la diversité des résultats dans la littérature, une prévision fiable des coefficients de transfert thermique et des chutes de pression dans les microcanaux n'est pas réellement possible.

(Gillot et al. 1999) ont fabriqué plusieurs prototypes pour refroidir un IGBT dissipant une densité de flux de chaleur de 450 $W.cm^{-2}$ environ. Ils ont utilisé comme liquide de refroidissement un fluorocarbure (FC72). Avec un débit de 3.5 $litre.min^{-1}$, la résistance thermique du refroidisseur était de 0.1 $K.W^{-1}$.

(Choudhary et al. 2007) de IBM ont publié un article pour le refroidissement des composants électroniques en utilisant des microcanaux gravés dans le silicium. Ils ont évacué des flux de chaleur atteignant 400 W.cm-2 pour un débit de 1.2 $litre.min^{-1}$ et une pression de 30 kPa sur une surface de 4 cm^2.

Nous voyons clairement que cette technique est souvent utilisée pour le refroidissement des composants électroniques. Néanmoins, les performances de cette technique sont assez reliées à la nature du fluide utilisé. Dans le cas de l'utilisation d'un fluide caloporteur comme l'eau ou le fluorinet cette technique exige une pression forte dans les canaux. Afin de diminuer cette pression, il est possible de refroidir par ébullition convective. Cette solution n'est pas la plus utilisée car ce genre de refroidisseur est instable (existence d'un flux critique).

Nous allons maintenant présenter les autres techniques qui sont utilisées pour le refroidissement des composants électroniques de puissance comme la convection par des jets ou des sprays.

I.4.3.2. Refroidissement par jets et spray

I.4.3.2.1. Refroidissement par jets

Le refroidissement par jets est une solution privilégiée dans les applications industrielles où on cherche à extraire un flux de chaleur intense. Cette technique est largement utilisée dans le domaine aéronautique pour refroidir les aubes de turbines ou les chambres de combustion des moteurs de nouvelles générations. L'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes et le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactants. On utilise dans certains cas des jets de fluide diélectrique en projection directe sur les éléments semi-conducteurs.

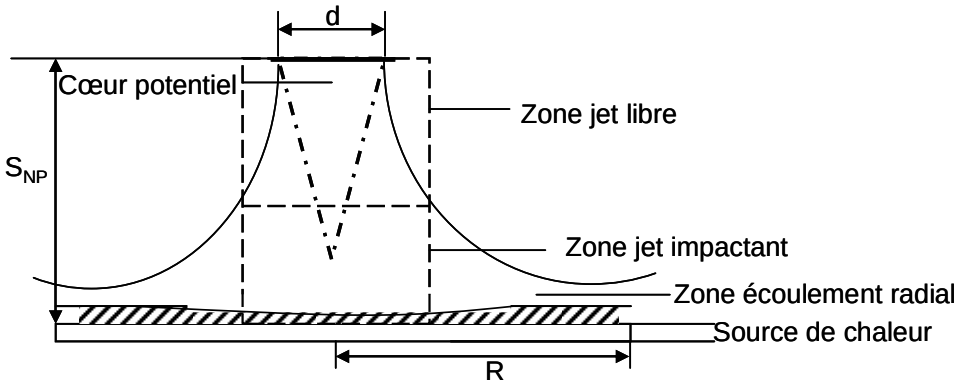


Figure I.12: Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet

(Mudawar & Wadsworth 1991) ont refroidi une source de chaleur de dimension 12,7 mm × 12,7 mm avec un liquide diélectrique Fluorinert FC-72 à l'aide d'un orifice rectangulaire en utilisant la technique de jets immergés confinés. Ensuite, ils ont démontré que la géométrie de jets confinés est bien cohérente pour les grosses sources thermiques, à haute densité de flux de chaleur 250 Wcm^{-2} telles que des puces électroniques.

Une autre étude intéressante a été publiée par Research at Georgia Institute of Technology (Bintoro et al. 2005) dans laquelle les auteurs ont fabriqué un système capable d'évacuer une densité de flux de chaleur de 180 Wcm^{-2}avec de l'eau en utilisant un débit de 30 $mL.min^{-1}$ et une pression de 300 kPa. La puissance de la pompe est de 7 W. De même, (Fabbri & Dhir 2005) ont testé 10 orifices différents avec 2 types de fluide : l'eau déionisée et le FC40. Le diamètre du jet varie entre 69 et 250 μm. Une puissance maximale de l'ordre de 310 Wcm^{-2} a été évacuée en utilisant l'eau déionisée comme fluide, un diamètre du jet de 173,6 μm et une vitesse du fluide de $1.25m.s^{-1}$.

I.4.3.2.2. Refroidissement par spray

Ces dernières années, la technique de refroidissement par spray a attiré l'attention des chercheurs pour diverses applications de refroidissement en électronique et électronique de puissance, vue son efficacité à dissiper de grands flux de chaleur sur des petites surfaces. Cette

technique est basée sur l'utilisation d'un fluide qui est pulvérisé par des orifices très fins et dispersé en gouttelettes sur la surface de contact (Rybicki & Mudawar 2006).

Le système de refroidissement par spray est très complexe, vu qu'il dépend de plusieurs paramètres qui sont la surface des gouttelettes, leur vitesse, l'angle d'impact, la densité des gouttelettes, la rugosité surfacique, le gaz environnant, le flux de chaleur et l'orientation de la surface dissipant par rapport au bec. Tous ces facteurs amènent à une difficulté pour la détermination du transfert de chaleur durant le refroidissement (Shedd & Pautsch 2005).

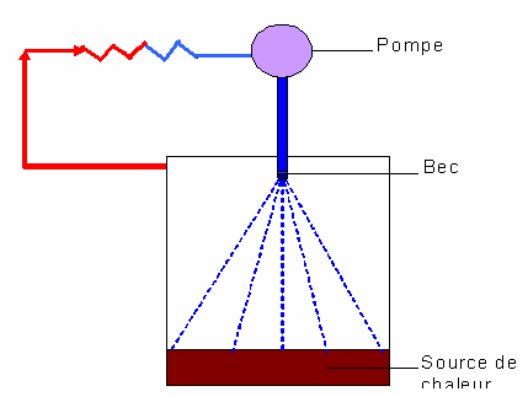


Figure I.13 : Principe de fonctionnement du refroidissement par spray

Il faut tout de même noter que cette technique est le plus souvent utilisée en diphasique : les gouttelettes de liquide (eau ou FC, etc.) s'évaporent quasi instantanément au contact de la paroi chaude ce qui implique un très bon coefficient de transfert thermique.

Une autre étude a été réalisée par (Ortiz & Gonzalez 1999). Ils ont réussi a évacuer une densité de flux de chaleur de 500 Wcm^{-2} puis ils ont étudié l'influence du débit, de la surface de contact, de la température du liquide refroidissement et de l'angle d'impact sur la technique de spray, expérimentalement et théoriquement. Plusieurs types d'orifices ont été utilisés durant l'expérience en changeant leurs diamètres. Ils ont utilisé un débit d'eau allant de 0,024 à 0,05 $litre.min^{-1}$. Néanmoins les pertes de charges étaient de 5.17 bar.

I.4.4. Conclusion

Comme nous l'avons vu, il existe plusieurs sortes de refroidisseurs utilisant la convection forcée monophasique ou diphasique pour les composants électroniques de puissance. Les performances des boucles de refroidissement liquide dépendent essentiellement du type de refroidisseur, de la nature du fluide utilisé et de la puissance hydraulique P_h. Cette dernière donnée représente la puissance de la pompe nécessaire pour évacuer la chaleur dissipée par les composants électroniques de puissance. Elle est exprimée par la relation suivante :

$$P_h = Q.\Delta P \qquad \textbf{Équation I.7}$$

avec Q le débit du fluide dans le système et ΔP les pertes de charges dans la boucle de refroidissement.

Pour des densités de puissances élevées de l'ordre du kW par cm², on a besoin d'un débit très important si on utilise un fluide classique (de l'ordre de plusieurs litre.min^{-1}). En général, nous utilisons des pompes hydrauliques qui sont volumineuses et bruyantes. En plus elles ont besoin de maintenances régulières à cause des pièces mécaniques en mouvement. Il ne faut pas oublier que cette technique de refroidissement peut présenter des problèmes si on veut refroidir des composants à hautes températures à cause des fluides caloporteurs qui ont une température d'ébullition limitée.

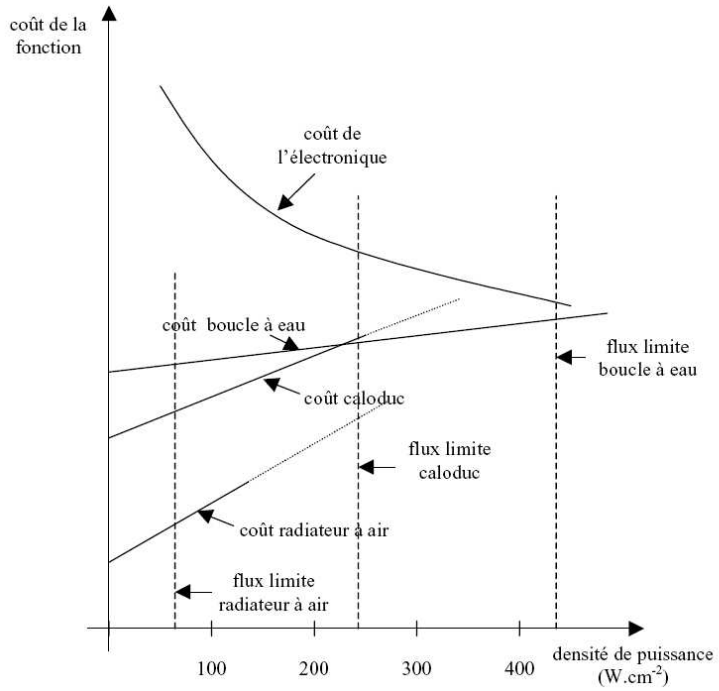


Figure I.14 : Comparaison des différentes techniques de refroidissement (document Ferraz)

La Figure I.14 montre une comparaison des familles de refroidisseur citées ci-dessus. Le coût de chacune d'elles est présenté sur le graphe. On voit clairement que, si on compare ces techniques au niveau financier, le refroidisseur à air reste le système le plus économique et les boucles de refroidissement liquide sont les plus chères. Les systèmes à base de caloducs ont un prix intermédiaire. En revanche les systèmes à air sont limités au niveau de la densité de puissance Les systèmes à base de caloducs peuvent évacuer des densités de puissances atteignant 230 W.cm^{-2}. Enfin pour les boucles à eau la densité de puissance peut atteindre le 500 W.cm^{-2}. Il faut noter ici que dans le cas des boucles à eau cette densité de puissance peut être augmentée, mais le problème réside dans la puissance de pompage qu'il faut fournir pour le système. Cette figure montre également qu'il existe un compromis entre le prix de l'électronique et celui du refroidisseur. En effet, une solution qui comporte peu de composants électroniques est soumise à des courants et tensions plus importants et donc à des pertes plus grandes. Il faut alors augmenter le prix du dispositif de refroidissement.

La volonté actuelle en électronique de puissance est d'augmenter l'intégration et la compacité des convertisseurs statiques. D'autres part, il apparaît, notamment de par le développement de l'avion plus électrique, de nombreuses applications dans lesquelles la température ambiante peut

dépasser les 200°C. Il semble donc que la possibilité d'utiliser un métal liquide dans ce contexte soit très intéressante car il permettrait d'améliorer le coefficient d'échange donc la densité de flux de chaleur dissipée, et de travailler à haute température (fonctionnement encore loin du point d'ébullition). C'est ce dont nous allons discuter dans la partie suivante.

I.5. Le refroidissement par métal liquide

I.5.1. Propriétés physiques du gallium

Le métal liquide (à température ambiante) le plus connu du grand public est le mercure mais il est toxique. Il est donc remplacé dans bon nombre d'applications par un autre métal qui est le gallium. Ce dernier ne présente pas de danger pour l'environnement. Il est généralement utilisé sous forme d'alliage avec par exemple de l'étain ou de l'indium ce qui permet de diminuer sa température de fusion qui est de l'ordre de 30°C. Les propriétés physiques du gallium pur sont données dans le Tableau I.1 (V. Y. Prokhorenko et al. 2000) et sont comparées avec celles de l'eau.

Propriétés	Gallium (Ga)	Eau (H_2O)
Masse volumique (kgm^{-3})	6095	998
Chaleur massique $(Jkg^{-1}K^{-1})$	381	4181
Viscosité cinétique (m^2s^{-1})	$3.5\ 10^{-7}$	10^{-6}
Conductivité électrique (Sm^{-1})	$3.3\ 10^{6}$	10^{-12}
Conductivité thermique $(Wm^{-1}K^{-1})$ à 20°C	28	0.61
Point d'ébullition $(°C)$	≥2000	≥100
Point de fusion $(°C)$	≥30	≥0

Tableau I.1 : Propriétés physiques du gallium et de l'eau

Nous pouvons voir clairement que le gallium liquide possède une conductivité thermique proche de 28 $W.m^{-1}.K^{-1}$, valeur qui est 45 fois plus grande que celle de l'eau. On comprend donc que ce type de fluide permet d'atteindre des coefficients d'échange convectif très importants et donc une possibilité d'évacuation très importante en terme de densité de flux de chaleur. Pour démontrer l'intérêt de la valeur de la conductivité thermique du liquide métallique, nous présentons le graphe de la Figure I.15 qui est issu d'une étude qui a été réalisée par Miner et al (Miner & Ghoshal 2004). Ces derniers ont chauffé uniformément un tuyau circulaire et ont fait circuler de l'eau à l'intérieur dans un premier temps et ensuite du liquide métallique (un alliage de gallium de conductivité thermique 50 fois plus grande que celle de l'eau). Ils ont mesuré le coefficient d'échange dans les deux cas en fonction du nombre de Reynolds (condition de l'écoulement). Ils ont démontré que la valeur de h pour un régime laminaire est 50 fois plus grande que celle de l'eau (il s'agit en fait du rapport entre les valeurs des conductvités thermiques des deux fluides). Pour le régime turbulent, l'écart diminue car les turbulences ont beaucoup moins d'effet que dans l'eau car l'échange conductif étant très bon. Ainsi, l'équation suivante

montre que, si nous supposons que l'écoulement est laminaire, la valeur du coefficient d'échange avec d'un métal liquide peut être estimée en connaissant celle obtenue avec de l'eau.

$$h_{metal-liquide} = \frac{\lambda_{métal-liquide}}{\lambda_{eau}} h_{eau} = 50.h_{eau}$$ **Équation I.8**

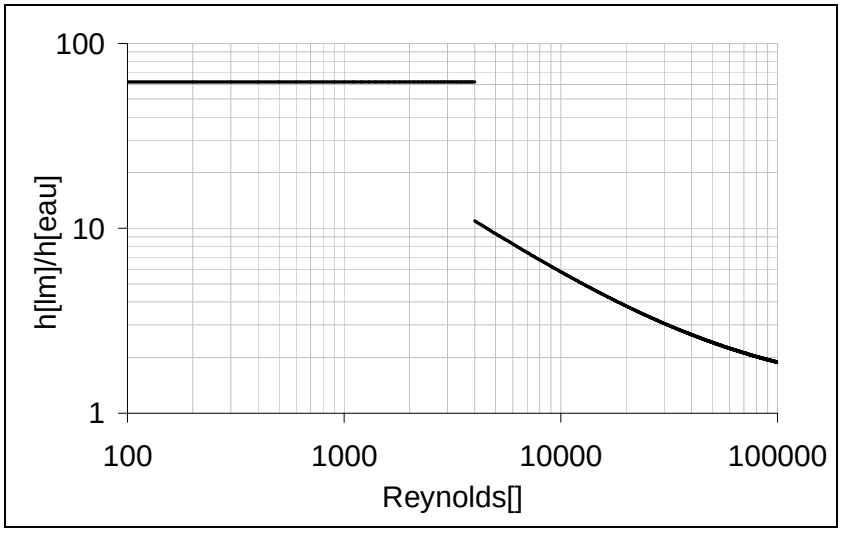


Figure I.15 : Comparaison de la valeur du coefficient d'échange avec de l'eau et avec un liquide métallique

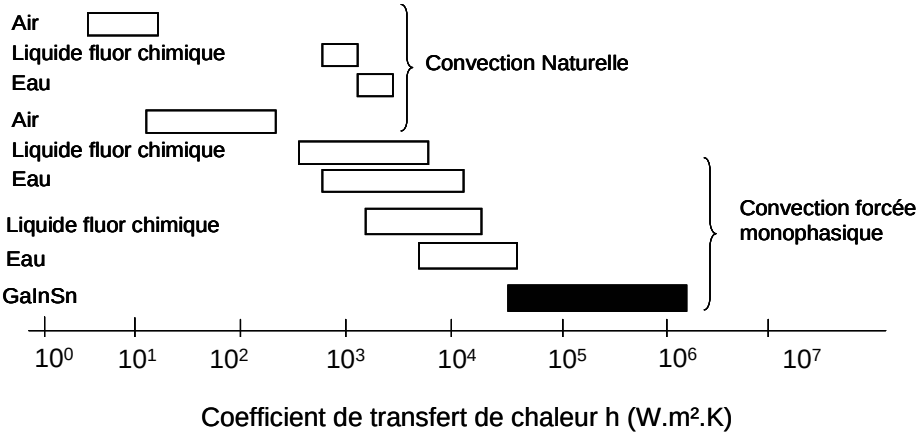


Figure I.16 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur h pour l'eau, les fluors chimiques et un liquide métallique (GaInSn)(Mudawar 2001) .

La Figure I.16 montre la valeur du coefficient de transfert de chaleur h de plusieurs fluides standards et celui d'un liquide métallique (GaInSn). Cela prouve l'intérêt d'utiliser un fluide métallique pour évacuer des flux de chaleur importants.

Outre leur forte conductivité thermique, les métaux liquides ont aussi pour avantage d'être de bons conducteurs électriques, ce qui rend possible l'utilisation de pompes électromagnétiques (Magnéto-Hydro-Dynamiques ou MHD). Ces pompes reposent sur l'utilisation couplée d'un champ magnétique et d'un courant qui crée une force de Laplace. Nous en reparlerons plus en détail dans le deuxième chapitre. L'intérêt de cette pompe est qu'elle est sans pièce tournante.

Elle rend le système de refroidissement plus fiable, silencieux et plus facile à commander (Baker & Tessier 1987).

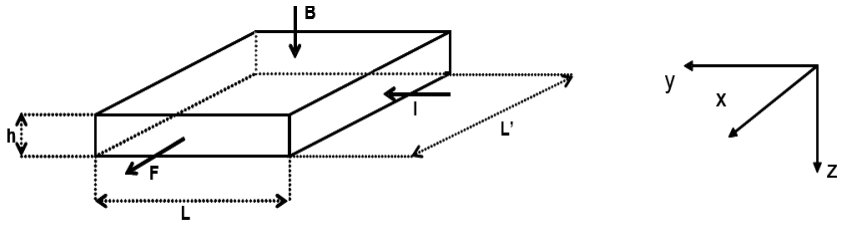


Figure I.17 : Principe de fonctionnement des pompes électromagnétiques

I.5.2. Exemples de systèmes de refroidissement pour l'électronique

Comme nous le verrons, la réalisation de pompes MHD paraît assez aisée et n'est pas spécifiquement difficile à réaliser. Il existe aujourd'hui des exemples de boucles de refroidissement pour les systèmes électroniques faisant appel à des fluides conducteurs (sels fondus ou métaux liquides) mis en mouvement par ce type de pompe. On citera en particulier le refroidisseur présenté par Nanocoolers qui n'aura finalement jamais été commercialisé et celui vendu par la société Danamics.

I.5.3. Le système Nanocoolers

Sur la Figure I.18, nous présentons la boucle de refroidissement fabriquée par Nanocoolers (Miner & Ghoshal 2004) mais non commercialisée pour des raisons que nous ne sommes pas arrivés à déterminer. Cette société a fabriqué une pompe magnétohydrodynamique à conduction (MHD DC) pour un fluide métallique de type GaIn afin de refroidir des composants électroniques. La pompe génère une pression de 25 kPa avec un débit de0.14 litre.min^{-1}, alors que le champ magnétique appliqué dans la pompe est de 0.9 T. Ce système est capable de refroidir une densité de flux de chaleur supérieure à 200 W.cm^{-2}selon Nanocoolers.

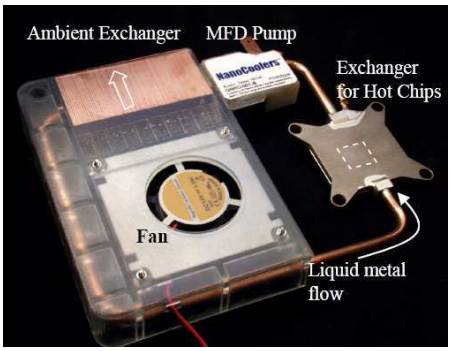


Figure I.18 : Boucle de refroidissement Nanocoolers

Le volume de fluide est inférieur à 5 cm^3 Le champ magnétique appliqué sur le canal circulaire, de diamètre intérieur 3 mm, est créé par deux aimant permanents (Figure I.19), le courant dans les électrodes est de 30 A.

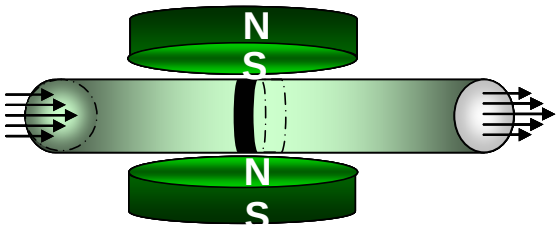


Figure I.19 Pompe MHD DC fabriquée par Nanocoolers

I.5.4. Le système Danamics

Une autre société, DANAMICS, d'origine Danoise, a développé un système de refroidissement fonctionnant avec un sel fondu. Dans ce cas ils ont utilisé un alliage sodium potassium (NaK) comme fluide caloporteur. Le Tableau I.2 montre les propriétés physiques du NaK et celles de l'eau selon le site de Danamics.

Propriétés	NaK	Eau (H_2O)
Masse volumique (kgm^{-3})	855	998
Chaleur massique $(Jkg^{-1}K^{-1})$	982	4181
Conductivité thermique $(Wm^{-1}K^{-1})$ à 20°C	28	0.61
Point d'ébullition $(°C)$	≥500	≥100
Point de fusion $(°C)$	-12.6	≥0

Tableau I.2 : Propriétés physiques du NaK et de l'eau

La Figure I.20 montre le refroidisseur complet commercialisé par la société Danamics.

Le choix de ce type de fluide est assez surprenant car il est très dangereux surtout lorsqu'il est en contact avec l'air ou avec l'eau, il devient alors explosif. Dans le cas du contact du fluide avec l'extérieur la société Danamics annonce qu'il y aura des flammes ou un explosion du système. Ce système de refroidissement est dédié en particulier au refroidissement des microprocesseurs.



Figure I.20 : Système de refroidissement Danamics

I.5.5. Conclusion

Ces deux systèmes industriels présentent les deux premiers prototypes de boucles de refroidissement fonctionnant avec un métal liquide ou un sel fondu. Ils offrent de bonnes performances thermiques. Néanmoins, ils sont limités à des petits systèmes car ces fluides sont très chers et certain des métaux liquides comme le gallium ou l'alliage de gallium ont également une masse volumique beaucoup plus élevée que celle de l'eau. Comme les caloducs, ils peuvent donc servir d'intermédiaire entre une source chaude dissipant une forte densité de flux de chaleur et une source froide moins performante.

I.6. Conclusion

Lors de l'étude dans ce chapitre, nous avons présenté le projet THERMELEC qui a servi de cadre pour ces travaux de thèse durant ces trois années. Nous avons rappelé les différentes méthodes de transfert de chaleur allant de la puce vers le refroidisseur par conduction dans la semelle au dessous de la puce et par convection entre le liquide ou l'air et les parois du refroidisseur. Cette approche nous a aidé à expliquer les différentes techniques de refroidissement utilisées actuellement dans le monde de l'électronique de puissance. L'état de l'art sur les trois techniques de refroidissement avait pour but de comprendre leur fonctionnement et leurs limites technologiques. Puis nous avons cité deux systèmes de refroidissements pour composants électroniques utilisant des fluides conducteurs. Dans la dernière partie nous avons également voulu montrer l'intérêt de l'utilisation d'un liquide métallique pour refroidir les composants électroniques de puissance. Nous avons vu que, grâce a la conductivité électrique élevée des fluides métalliques, nous pouvons utiliser une pompe électromagnétique. Leur conductivité thermique étant élevée, nous pouvons atteindre des coefficients de transfert de chaleur très importants. Ceci permet donc d'améliorer les performance du refroidisseur et donc augmenter la puissance dissipée par l'électronique.

Après cette étude, nous pouvons maintenant passer à la description des deux parties essentielles de nos travaux qui sont :

- La pompe électromagnétique (chapitre II),
- Le refroidisseur (chapitre III).

Chapitre II.
Etude du système de pompage

Sommaire

II. CHAPITRE II. ETUDE DU SYSTEME DE POMPAGE 51

SOMMAIRE **53**

II.1. INTRODUCTION **54**

II.2. LES POMPES MAGNETOHYDRODYNAMIQUES **54**

II.2.1. Principe physique 54
II.2.2. Pompes MHD à conduction 55
II.2.2.1. Pompes MHD à courant continu 56
II.2.2.1.1. Exemple de mise en œuvre 57
II.2.2.2. Pompes MHD à courant altenatif 59
II.2.3. Pompe MHD à induction 60
II.2.3.1. Principe physique 60
II.2.4. Conclusion 62

II.3. REALISATION DE LA POMPE MHD DC **62**

II.3.1. Etude préliminaire 62
II.3.2. Point durs pour la réalisation pratique 64
II.3.2.1. Matériau pour le corps de la pompe 64
II.3.2.2. Matériaux des électrodes 65
II.3.3. Géométrie de la pompe 67
II.3.4. Boucle hydraulique de tests 68

II.4. MODELISATION **70**

II.4.1. Introduction 70
II.4.2. Modèle analytique 70
II.4.2.1. Etude de l'écoulement 71
II.4.2.1.1. Equation de continuité 71
II.4.2.1.2. Conservation de la quantité de mouvement 71
II.4.2.1.3. Caractéristique débit-pression de la pompe 72
II.4.3. Modèle 2D 76
II.4.3.1. Géométrie 76
II.4.3.2. Physique 77
II.4.3.3. Résultats 77
II.4.3.4. Conclusions sur le modèle 2D 79
II.4.4. Modèle 3D 79
II.4.4.1. Géométrie 80
II.4.4.2. Simulations et résultats 80
II.4.4.2.1. Etude à tension nulle 81
II.4.4.2.2. Etude à une tension de 15mV 82
II.4.4.2.3. Etude à pression fixe 84
II.4.4.3. Comparaison entre simulations et expérience 84

II.5. CONCLUSION **87**

II.1. Introduction

L'application première des pompes électromagnétiques a été le pompage du sodium pour le refroidissement des réacteurs nucléaires. Dès les années 1970, ces pompes ont été utilisées pour le pompage des métaux liquides à haute température comme le zinc et l'aluminium. Aujourd'hui elles sont utilisées dans d'autres domaines comme le domaine médical ou la microélectronique (électrolytes, plasmas) (Baker & Tessier 1987). Elles sont l'une des applications de la magnétohydrodynamique (MHD) qui est à la frontière de deux sciences, la mécanique des fluides et l'électromagnétisme.

Cette discipline consiste en l'étude de l'interaction entre un écoulement de fluide conducteur électrique et des champs magnétiques et électriques. Sa naissance remonte au 19ème siècle lorsque Faraday écrivait les lois de l'induction magnétique (1831). Elles montrent l'existence d'une force électromotrice induite dans un écoulement soumis à un champ magnétique. Cette force est susceptible de créer des courants qui peuvent agir avec le champ magnétique pour donner naissance à des forces de Laplace.

Le but de ce chapitre est de présenter les différents types de pompes électromagnétiques afin d'en choisir une pour notre boucle de refroidissement. Cette pompe sera ensuite modélisée et testée expérimentalement.

Nous commencerons dans un premier temps par un état de l'art sur les pompes MHD. Nous en déduirons la (les) pompe(s) compatible(s) pour le refroidissement. Une fois la pompe choisie, nous en présenterons un modèle analytique simple. Des résultats de simulations éléments-finis seront également présentés et comparés au modèle analytique.

II.2. Les pompes magnétohydrodynamiques

II.2.1. Principe physique

Le principe général de fonctionnement des pompes électromagnétiques réside dans l'application d'une induction magnétique B non colinéaire à un courant I traversant le fluide. Ceci donne naissance à une force de Laplace F_L qui entraîne la circulation du fluide conducteur dans le canal. La Figure II.1 présente le schéma classique et simplifié du principe de fonctionnement d'une pompe magnétohydrodynamique.

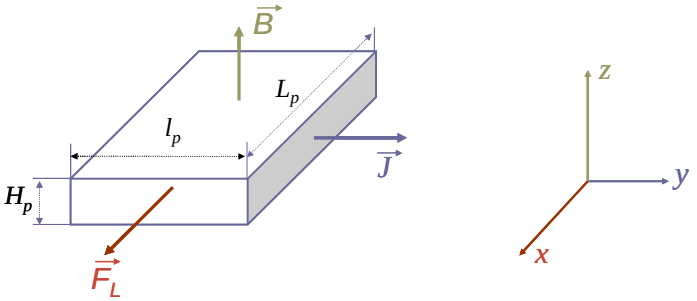


Figure II.1 : Principe de fonctionnement d'une pompe MHD

La force de Laplace F_L est exprimée par la relation suivante :

$$\vec{F}_L = \vec{J} \wedge \vec{B} \qquad \textbf{Équation II.1}$$

avec $\vec{J}$ la densité de courant dans le fluide conducteur et $\vec{B}$ l'induction magnétique. Il s'agit bien évidemment de la loi sur laquelle est basée le fonctionnement de la plupart des machines électriques tournantes. Dans le cas d'une pompe électromagnétique, le rotor est remplacé par un fluide conducteur (Wang et al. 2004).

Les pompes électromagnétiques sont classées en fonction de la nature du courant qui les traverse (continu ou alternatif), de la manière dont est créé le champ magnétique (continu ou alternatif) et de l'origine du courant (induction ou conduction). Nous trouvons aujourd'hui deux catégories principales de pompes électromagnétiques, les pompes à conduction et les pompes à induction. Nous parlons de pompe à conduction lorsque le courant est injecté dans le canal de pompage par l'intermédiaire d'électrodes. Dans le cas des pompes à induction, le courant est induit à l'intérieur du canal de pompage par la présence d'un champ magnétique glissant.

II.2.2. Pompes MHD à conduction

Les pompes magnétohydrodynamiques à conduction sont constituées d'un canal dans lequel s'écoule un fluide électriquement conducteur à la vitesse v. La Figure II.2 représente le schéma d'une telle pompe. L'interaction entre le l'induction magnétique B suivant l'axe z et le courant I injecté par les électrodes suivant l'axe y donne naissance à une force de Laplace F_L suivant l'axe x.

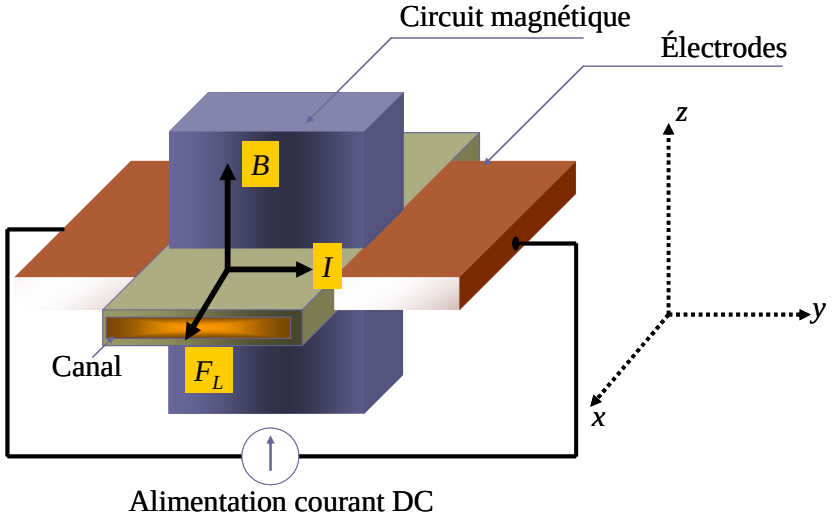


Figure II.2 : Schéma d'une pompe MHD à conduction

Les différentes parties qui constituent la pompe magnétohydrodynamique à conduction sont :

- le circuit magnétique : il est destiné à créer et canaliser les lignes de champ magnétique dans le canal ;
- le canal dans lequel s'écoule le fluide électriquement conducteur ;
- le fluide conducteur : dans notre cas, c'est un fluide métallique de très grande conductivité électrique (de l'ordre de 10^6 S.m^{-1}) ;

- les deux électrodes en contact avec le fluide conducteur : elles servent à injecter le courant I à l'intérieur du canal. Elles sont réalisées avec un matériau bon conducteur électrique ;
- l'alimentation électrique généralement fort courant et basse tension.

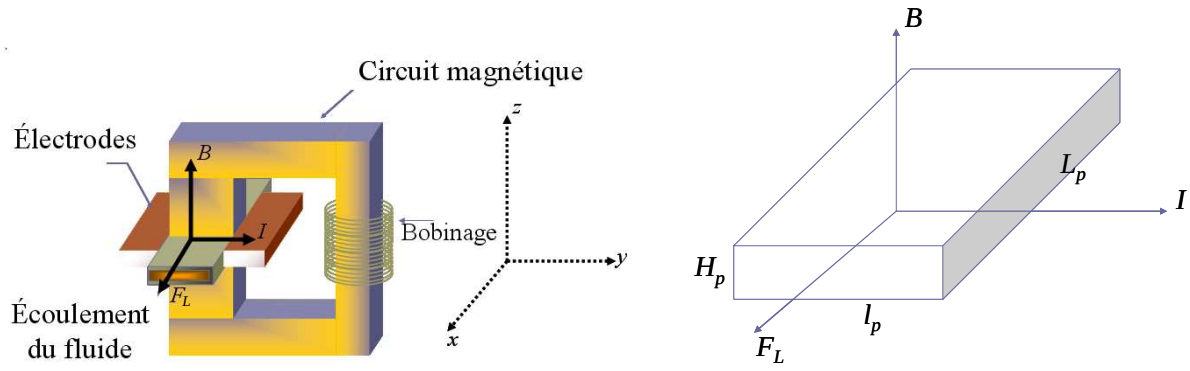
Il existe deux grandes familles de pompes à conduction :

- les pompes à conduction à courant continu (MHD DC)
- les pompes à conduction à courant alternatif (MHD AC)

Nous allons maintenant les décrire.

II.2.2.1. Pompes MHD à courant continu

La pompe magnétohydrodynamique à conduction à courant continu (MHD DC) est le modèle le plus simple de pompe MHD. Le courant dans le canal et le courant dans le bobinage inducteur (cas d'un électroaimant) sont continus. Pour créer le champ magnétique, nous pouvons aussi utiliser un aimant permanent. Le circuit magnétique peut être refermé par un barreau de fer pour éviter les fuites magnétiques vers l'extérieur et obtenir une induction élevée. La Figure II.3 représente le schéma d'une pompe MHD DC avec un canal rectangulaire et dont l'induction magnétique est créé par des aimants. Nous noterons H_p la hauteur du canal, L_p sa longueur et l_p sa largeur (espace compris entre les deux électrodes).



Principe de la pompe MHD DC — Dimensions de la zone de fluide dans la pompe

Figure II.3 : Pompe MHD à conduction à courant continu

Dans le cas d'une induction uniforme, la force F_L totale appliquée sur le fluide est exprimée par :

$$F_L = I.B.l_p \qquad \textbf{Équation II.2}$$

Lorsque le fluide est au repos, la pression engendrée par la pompe dans le canal est donc :

$$\Delta P = \frac{F_L}{H_p.l_p} = \frac{I.B}{H_p} \qquad \textbf{Équation II.3}$$

Nous remarquons d'après l'Équation II.3 que la pression dépend uniquement du courant traversant les électrodes, de l'induction magnétique B et de la hauteur H_p du canal. Cette relation nous permet d'estimer la pression maximale qui peut être générée par la pompe (pression à débit nul).

Un des principaux avantages des pompes MHD DC est la simplicité de leur géométrie. Leur coût de fabrication est relativement faible devant les autres types de pompes MHD. En revanche ce type de pompe présente plusieurs défauts. En effet, les électrodes peuvent subir une érosion à

cause du frottement avec le fluide, et les pertes ohmiques peuvent provoquer un échauffement. Comme nous le verrons plus tard, il peut également exister une résistance de contact non négligeable entre le fluide et les électrodes. Ceci provoque donc des pertes thermiques supplémentaires.

Par le passé, de nombreuses pompes MHD à conduction DC ont étés fabriquées avec différents types de fluides conducteurs (plasmas, électrolytes, sels fondus et métaux liquides). Nous citerons quelques exemples afin de présenter les performances en terme de débit et de pression que l'on peut en attendre.

La pompe réalisée par Nanocoolers et décrite dans le chapitre I (Ghoshal et al. 2005) fonctionne avec un fluide métallique de type GaInSn afin de refroidir des composants électroniques. La pompe est capable de générer une pression de l'ordre de 25 kPa avec un débit de 0.14 litre.min^{-1}, alors que, le champ magnétique appliqué sur le canal est de 0.9 T. Asian et al. (Asian 2007) ont fabriqué et modélisé une pompe MHD DC en utilisant cette fois comme fluide une solution aqueuse de NaCl de conductivité électrique 50 S.m^{-1} circulant dans un canal circulaire, de rayon 3cm. La densité de courant dans les électrodes était de 0,25.10^{7} A.m^{-2}, le débit créé par cette pompe était de 2.45 llitre.min^{-1}. Lemaster et coll. (LeMaster 1970) ont étudié et fabriqué une pompe MHD DC fonctionnant avec du NaK dans un canal rectangulaire, de hauteur 2 cm et de longueur 2 cm ; le courant dans les électrodes valait 5 A. La pression fournie par la pompe était de 2 kPa. Dans le domaine de la microélectronique,. (Jang & S. S. Lee 2000) ont réalisé une micro pompe fonctionnant avec de l'eau de mer. Les électrodes étaient en aluminium. Ils ont utilisé 2 aimants NdFeB et deux plaques en téflon placées dans les parties inférieure et supérieure du système formant le canal de 1 mm de largeur, de 0.4 mm de hauteur et de 40 mm de longueur. Le champ magnétique était de 0.44 T et le courant de 1.8 mA. La pression générée par la pompe était 1 Pa avec un débit de 63.10^{-6} litre.min^{-1}.

Nous remarquons que la pression et le débit dépendent essentiellement du fluide (principalement de sa conductivité électrique), de la géométrie de la pompe, de la valeur du courant et de celle du champ magnétique. Les pressions varient généralement de quelques Pa à quelques dizaines de kPa. Des débits de l'ordre du litre.min^{-1}, utilisables pour l'évacuation de pertes de l'ordre du kW, sont facilement atteignables.

II.2.2.1.1. Exemple de mise en œuvre

Afin de nous familiariser avec ces pompes et leur mise en œuvre, un premier dispositif expérimental a été réalisé en début de thèse (Figure II.4). Le corps de la pompe a été usiné dans un bloc de téflon (matériau compatible chimiquement avec le gallium et qui résiste a des température élevées) de dimensions 7cm x 4cm x 2cm. De part et d'autre du canal, il y a deux électrodes en inox pour injecter le courant. Pour créer un champ magnétique perpendiculaire au passage du courant dans les électrodes, le circuit magnétique contient deux aimants permanents (NdFeB). Les dimensions du canal rectangulaire sont : longueur L_p= 20 mm, largeur l_p= 10 mm et hauteur H_p= 2 mm. L'épaisseur de la paroi au niveau du canal est 1mm soit un entrefer total de 4 mm entre les deux aimants.

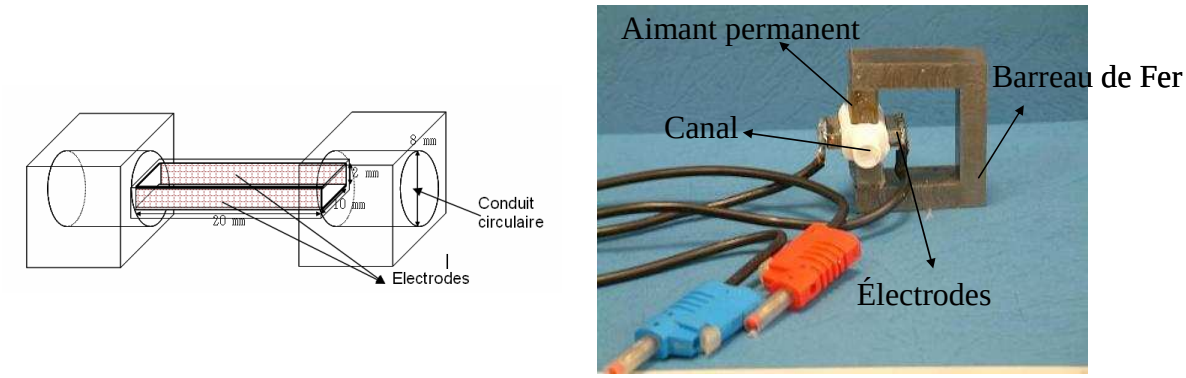


Figure II.4 : Réalisation expérimentale d'une pompe MHD DC

Après avoir réalisé la pompe, nous avons vérifié son fonctionnement en mesurant la pression statique qu'elle pouvait générer. La Figure II.5 présente le montage expérimental qui a été mis en œuvre pour la mesure de la pression de la pompe. Nous avons rempli la pompe et deux tubes en PFA avec du gallium afin de mesurer la pression à l'aide d'un capteur de pression bouchant le tuyau horizontal. Nous avons pu comparer la pression mesurée à la valeur de la pression calculée d'après l'Équation II.3.

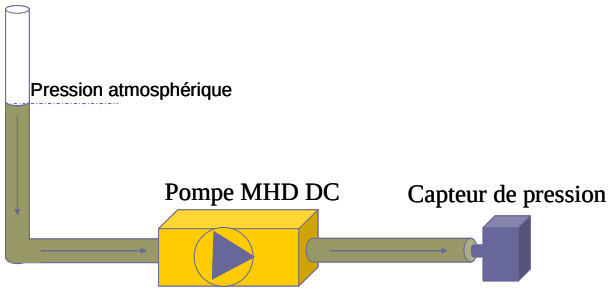


Figure II.5 : Mesure statique de la pression

La Figure II.6 permet de comparer la valeur de la pression mesurée et celle calculée analytiquement dans la pompe en fonction du courant.

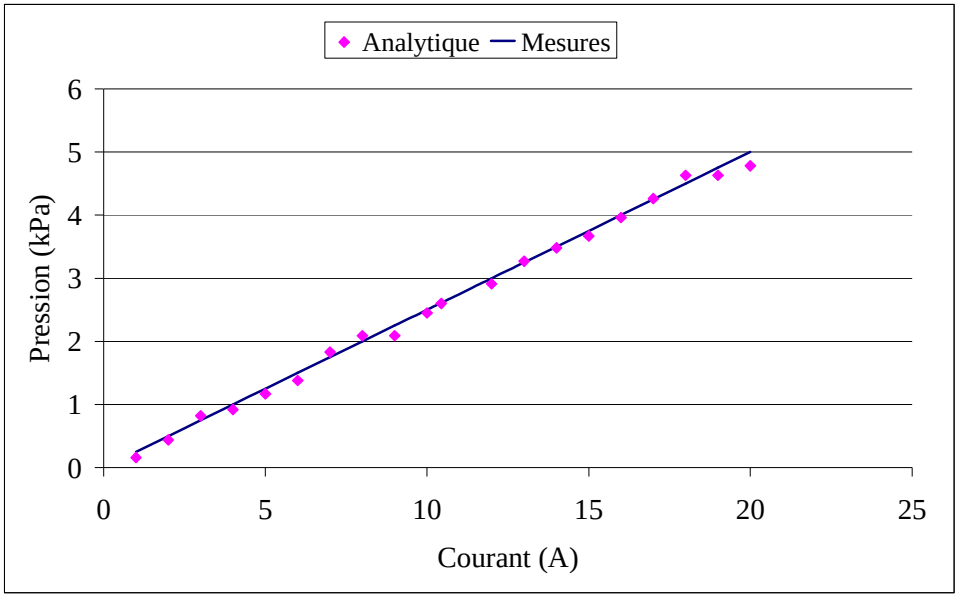


Figure II.6 : Pression fournie par la pompe en fonction du courant

La valeur du champ magnétique dans le canal est B = 0.5 T. Cette valeur a été mesurée par un gaussmètre. Nous voyons clairement la cohérence entre la pression mesurée et celle qui est calculée.

II.2.2.2. Pompes MHD à courant altenatif

Dans le cas des pompes magnétohydrodynamiques à courant alternatif (MHD AC), le courant dans le fluide et le courant dans le bobinage sont sinusoïdaux. Le courant I traversant le canal de pompage peut donc être fourni en sortie d'un transformateur, et le champ magnétique par un électro-aimant (Figure II.7). L'utilisation d'un transformateur permet d'avoir une alimentation des électrodes très simple car il est assez complexe d'obtenir des alimentations DC à fort courant et faible tension ayant un bon rendement. Par contre, pour des courants élevés un refroidissement des transformateurs est nécessaire. Le champ magnétique et le courant dans le fluide doivent avoir la même fréquence. La force de pompage est maximale si le champ magnétique et le courant sont en phase d'où l'idée d'avoir la même alimentation pour le courant I et l'induction magnétique B.

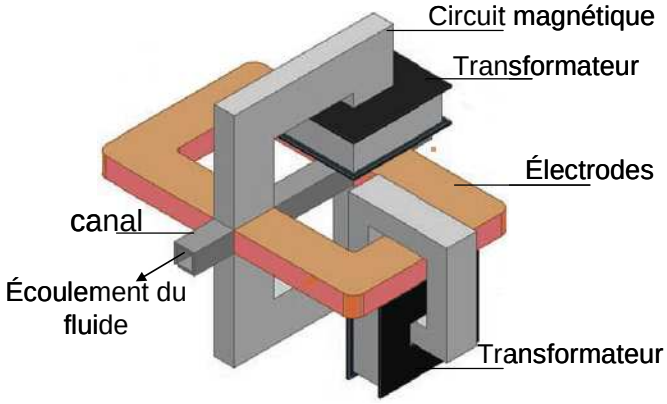


Figure II.7 : Schéma d'une pompe MHD AC

La circulation du fluide est toujours basée sur la force de Laplace, mais ici, nous avons une variation temporelle du courant et du champ,, donc de la force. Le champ d'induction magnétique et le courant dans le fluide sont exprimés par :

$$B(t) = B_{\max} \sin(\omega t) \qquad \textbf{Équation II.4}$$

$$I(t) = I_{\max} \sin(\omega t \pm \theta) \qquad \textbf{Équation II.5}$$

avec ω la pulsation (rad.s^{-1}) et θ le déphasage entre le courant et l'induction magnétique. Dans ce cas, la force de Laplace exercée sur le fluide est exprimée par :

$$F_L(t) = B_{\max} I_{\max} \left[\frac{\left((1-\cos(2\omega t))\cos\theta \pm \sin(2\omega t)\sin\theta\right)}{2} \right] l_p \qquad \textbf{Équation II.6}$$

La pression dans la pompe est donc donnée par la formule suivante :

$$\Delta P(t) = \frac{F_L(t)}{H_p l_p} = B_{\max} I_{\max} \left[\frac{\left((1-\cos(2\omega t))\cos\theta \pm \sin(2\omega t)\sin\theta\right)}{2H_p} \right] \qquad \textbf{Équation II.7}$$

Comme la pompe MHD DC, la pompe MHD AC comporte des défauts. En plus de ceux déjà cités pour la pompe MHD DC, nous ajoutons les pertes dues aux courants de Foucault dans le liquide métallique et le circuit magnétique. Nous allons maintenant présenter quelques exemples de pompes MHD AC issues de la littérature.
(Lemoff & A. P. Lee 2000) ont fabriqué une micro pompe MHD AC et l'ont modélisée et testée avec une solution de chlorure de sodium NaCl. Ils ont obtenu un débit de 18.3 µlitre.min^{-1} en appliquant un courant alternatif de 140 mA. Les dimensions du canal de la pompe étaient : une hauteur de 380µm, une largeur de 800 µm et une longueur de 20 mm. (Blake 1957) a réalisé une pompe géante pour le mercure et a obtenu un débit de 22.71 litre.min^{-1} et une pression de 103 kPa. Dans le domaine du refroidissement des réacteurs nucléaires, l'alliage NaK (sodium potassium) a été utilisé dans une pompe MHD AC avec un débit de 75 litre.min^{-1} et une pression de 90 kPa (Cage 1953), (Polzin 2007). Ce type de pompe MHD peut donc également être utilisé pour notre application.

Après avoir présenté cet état de l'art sur les pompes MHD à conduction, nous passons à la présentation de la deuxième famille de pompes MHD que sont les pompes à induction

II.2.3. Pompe MHD à induction

II.2.3.1. Principe physique

Le principe général d'une pompe à induction consiste à créer un champ magnétique glissant avec des enroulements polyphasés (en général triphasés). Ce dernier induit des courants dans le fluide conducteur qui créent à leur tour une force de Laplace tendant à le mettre en mouvement. Ce fonctionnement est très proche de celui de la machine asynchrone mais ici le champ créé est glissant, et l'induit est constitué par le fluide conducteur. La Figure II.8 montre les courants induits dans les pompes à induction.

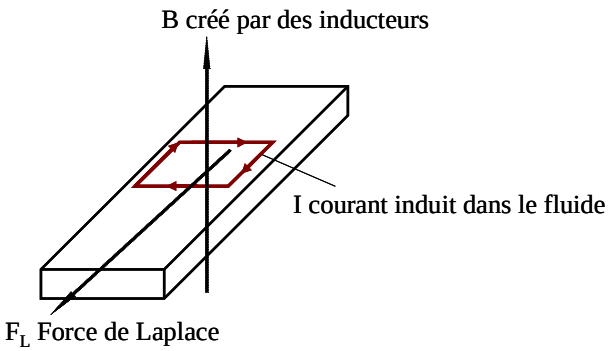


Figure II.8: Lignes de courant dans une pompe MHD à induction

Les différentes parties d'une pompe à induction sont :

- l'inducteur : il est constitué d'un circuit magnétique créant un champ glissant grâce à un bobinage polyphasé ;
- l'induit : il est constitué par le fluide conducteur ;

- l'entrefer.

Il existe plusieurs types de pompes à induction. Les plus utilisées dans l'industrie sont les pompes plates et les pompes annulaires. La différence entre ces deux types de pompes est leur géométrie. La Figure II.9 montre le schéma d'une pompe MHD à induction plate. Le liquide métallique circule dans un canal rectangulaire.

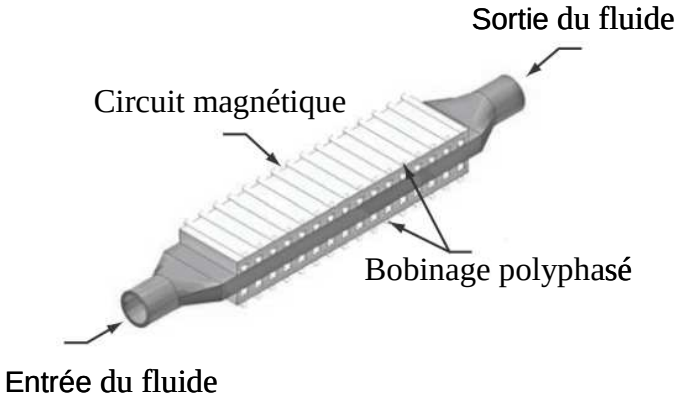


Figure II.9 : Pompe MHD à induction plate (Polzin 2007)

La Figure II.10 montre le schéma d'une pompe MHD à induction annulaire. Ici, le métal liquide circule dans l'espace annulaire entre deux parties magnétiques. La partie intérieure contient un noyau de fer doux et la partie extérieure contient en plus des bobines triphasées en forme de galettes circulaires. Les pompes annulaires sont plus performantes que les pompes plates car les courants induits sont toujours perpendiculaires à la direction de l'écoulement. Ainsi, la force de Laplace a partout la même direction que celle de l'écoulement.

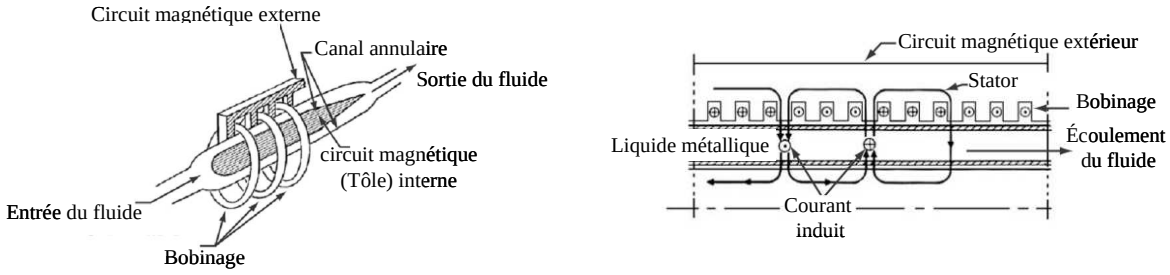


Figure II.10 : Pompe MHD à induction annulaire (Polzin 2007)

De nombreux articles existent sur ce sujet. En effet, ce genre de pompe est souvent utilisé pour manipuler des métaux en fusion et pour le refroidissement des réacteurs nucléaires. Nous citons dans ce paragraphe quelques exemples de pompes à induction plates et annulaires. (Borghi et al. 1998) ont étudié et réalisé une pompe à induction annulaire utilisant le sodium (Na) comme fluide conducteur. Ils obtiennent un débit de 35000 litre.min^{-1} et une pression de 200 kPa. Dans cet exemple, le diamètre équivalent de la section annulaire du fluide approche 40 cm, la longueur est 1m, le courant dans le bobinage vaut 1373 A, et l'induction magnétique obtenue est de 0.243 T. (Blake 1957) a réalisé une pompe à induction annulaire en utilisant le NaK comme fluide conducteur avec un débit de 1260 litre.min^{-1} et une pression de 97 kPa. (Shamsuddeen et al. 2008) ont réalisé et étudié une pompe annulaire à induction en utilisant le sodium Na comme fluide

conducteur avec un débit de 83.33 litre.min^{-1} et une pression de 4.12 10^5 Pa. L'épaisseur du canal annulaire était 3 mm, et le diamètre du circuit magnétique interne 89 mm.
Les pompes à induction présentées dans la littérature ont en général une taille assez conséquente. En effet, leur circuit magnétique et leurs bobinages assez complexes permettent plus difficilement une miniaturisation que dans le cas des pompes à conduction.

II.2.4. Conclusion

Dans cette partie, nous avons présenté les différents types de pompes électromagnétiques. Nous avons décrit la famille des pompes MHD à conduction et la famille des pompes MHD à induction. La grande majorité des pompes présentées pourraient être utilisées pour notre système de refroidissement. Malgré tout, chaque type de pompe présente ses propres avantages et des inconvénients.

- la fabrication des pompes MHD DC a un coût relativement faible par rapport aux autres. De plus, elles fonctionnent avec des aimants permanents ce qui simplifie leur réalisation. Les principaux inconvénients sont l'alimentation électrique qui est complexe et consommatrice d'énergie, et la présence d'électrodes.
- la pompe MHD à conduction à courant alternatif peut être plus facilement alimentée mais demande la présence d'un électro-aimant. De plus, le courant alternatif entraîne la présence de courants de Foucault.
- l'avantage principal des pompes à induction réside dans l'absence d'électrodes contrairement aux pompes MHD à conduction. Par contre, le circuit magnétique est complexe et devient une contrainte importante pour la miniaturisation du système.

Les critères de masse et de volume étant très importants dans les applications avioniques, nous choisissons la pompe MHD DC pour notre système de refroidissement. Il sera néanmoins nécessaire d'étudier par le futur l'érosion sur les électrodes qui pourrait être un frein à son utilisation.
Nous nous limiterons donc dans la suite de ce chapitre à l'étude de la pompe magnétohydrodynamique à conduction DC. Les parties suivantes seront consacrées à sa modélisation et à sa réalisation. Une boucle hydraulique de tests sera également mise en œuvre.

II.3. Réalisation de la pompe MHD DC

II.3.1. Etude préliminaire

Ce paragraphe a pour objectif de présenter un prédimensionnement de la pompe de manière à répondre aux contraintes du cahier de charge présenté dans le chapitre I :

- la puissance à évacuer vaut 1kW ;
- la différence de température entre l'entrée et la sortie du refroidisseur est imposée à 20°C ;

Le débit nécessaire peut être estimé en utilisant la relation suivante :

$$Q = \frac{\Phi}{\rho.Cp.\Delta T}$$ **Équation II.8**

avec Q le débit en $m^3.s^{-1}$, Φ la puissance dissipée par l'électronique en W, Cp la chaleur massique du gallium exprimée en $J.kg^{-1}.K^{-1}$ et ΔT la différence de température entre l'entrée et la sortie du refroidisseur exprimée en K. La valeur du débit de la pompe sera dans ce cas Q = 1.3 litre.min^{-1}.
La Figure II.11 rappelle les dimensions choisies pour le canal de la pompe MHD DC ainsi que le sens et la direction du champ magnétique et du courant électrique.

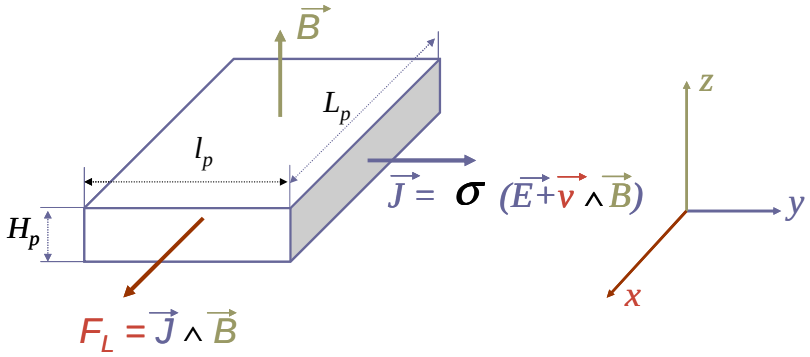


Figure II.11 : Dimensions de la pompe MHD DC

Nous avons choisi arbitrairement les dimensions afin d'avoir un dispositif simple à usiner :

- épaisseur du canal H_p égale à 2 mm ;
- largeur du canal l_p=10 mm ;
- longueur du canal L_p=20 mm.

Pour s'assurer que ce choix permette de générer un débit suffisant, nous proposons une méthode de prédimensionnement. Pour ce faire, nous avons simplifié le problème : nous prenons seulement la composante z du champ magnétique, la composante y du champ électrique et la composante x de la force de Laplace. Nous considérons également que ces grandeurs sont identiques suivant la largeur l_p du canal. Nous écrivons dans un premier temps la loi d'Ohm locale :

$\vec{J} = \sigma(\vec{E} + \vec{v} \wedge \vec{B})$ dans le cas général **Équation II.9**

$J_y = \sigma(E_y - v_x.B_z)$ dans notre cas

Pour que le système décrit ci dessus fonctionne en mode pompe il faut que $E_y \rangle B_z.v_{moy}$. Dans le cas contraire le système fonctionne en tant que générateur. L'application numérique nous donne :

$$v_{moy} = \frac{Q}{H_p.l_p} = 1.094\, m.s^{-1} \text{ et donc } E_y \rangle 0.547\, V.m^{-1}$$

Il faut donc que la tension appliquée entre les électrodes soit supérieure à 5,47mV pour que le système fonctionne en mode pompe avec le débit donné par le cahier des charges. Ceci est tout à fait réalisable. Nos dimensions semblent donc correctes dans un premier temps.
Après avoir présenté cette étude préliminaire simplifiée de la pompe, nous allons passer maintenant à la réalisation expérimentale.

II.3.2. Point durs pour la réalisation pratique

Le problème essentiel pour la réalisation de la pompe est le choix des matériaux (corps de la pompe et électrodes). Pour rappel, un inconvénient principal du gallium est qu'il dissout un grand nombre de métaux, en particulier les métaux bons conducteurs électriques comme l'aluminium, le cuivre, l'argent et l'or. Pour cette raison, une étude de compatibilité des matériaux avec ce fluide est primordiale afin d'en choisir un convenable pour notre pompe. Cette étude a été faite avec l'aide de notre partenaire (PECSA) qui nous a fourni des publications sur ce sujet. Nous citerons en particulier un rapport d'étude (Luebbers et al. 1993) dans lequel des caractérisations sur ce sujet sont décrites. Nous proposons également en annexe le résultat d'une étude faite par le PECSA sur ce sujet.

Le tableau suivant présente une liste de matériaux compatibles avec le gallium. Tous ces matériaux sont disponibles commercialement. Nous avons contacté plusieurs sociétés afin de savoir si elles étaient en mesure d'usiner ces matériaux. Les réponses ont été positives avec des coûts pouvant néanmoins être très importants à cause de la dureté de certains d'entre eux.

Matériau	Conductivité thermique $\lambda(Wm^{-1}K^{-1})$	Conductivité électrique $\sigma(Sm^{-1})$
Céramique Silice	1.4	1E-12
Céramique AlN chapal-M	100	5.56 E-12
AlN	175-90	1 E-10
Carbure de silicium	180	1 E5
Carbone	80-240	7.2 E4
Inox (316L)	16.3	1.2 E6
Titane	21.9	1.85 E6
Hafnium	23	3.11 E6
Rhénium	48	5.365 E6
Niobium	53.7	6.25 E6
Nickel	100	1.44 E7
Molybdène	138	1.57 E7
Tungstène	173	1.85 E7
Téflon ou Téflon Verre	Isolant	Isolant

Tableau II.1 : Liste de matériaux compatibles chimiquement avec le gallium

II.3.2.1. Matériau pour le corps de la pompe

Pour le corps de la pompe, nous devons prendre en compte trois contraintes en plus de la compatibilité avec le gallium : la rigidité mécanique, la tenue en température car notre pompe doit fonctionner a des températures pouvant atteindre 70°C et l'isolation électrique. Pour cette raison, nous avons identifié le téflon. Néanmoins le téflon est un matériau assez mou et il est difficile d'usiner des petites sections sans déformation. Après quelques recherches, nous avons identifié la possibilité d'utiliser le téflon chargé verre. Ce matériau possède des propriétés comparables à celles du téflon pur mais sa rigidité mécanique est meilleure.

II.3.2.2. Matériaux des électrodes

Pour le choix du matériau des électrodes de la pompe, nous avons identifié deux solutions :

- la première consiste à choisir un matériau bon conducteur électrique qui est compatible chimiquement avec le gallium, comme le molybdène, le tungstène ou le nickel ;
- la deuxième solution consiste à réaliser un dépôt d'un de ces matériaux sur du cuivre pour gagner en terme de conductivité électrique (la conductivité électrique du cuivre est 4 fois plus grande que celle du tungstène par exemple).

Pour des soucis de simplicité, nous avons choisi d'utiliser un matériau massif. Comme nous l'avons évoqué précédemment, il peut exister une résistance électrique de contact non négligeable entre le gallium et les électrodes. Nous choisirons donc un matériau permettant de minimiser cette résistance de contact. Pour ce faire, nous avons réalisé un montage expérimental pour la mesurer. Le principe de cette expérience est indiqué sur la Figure II.12.

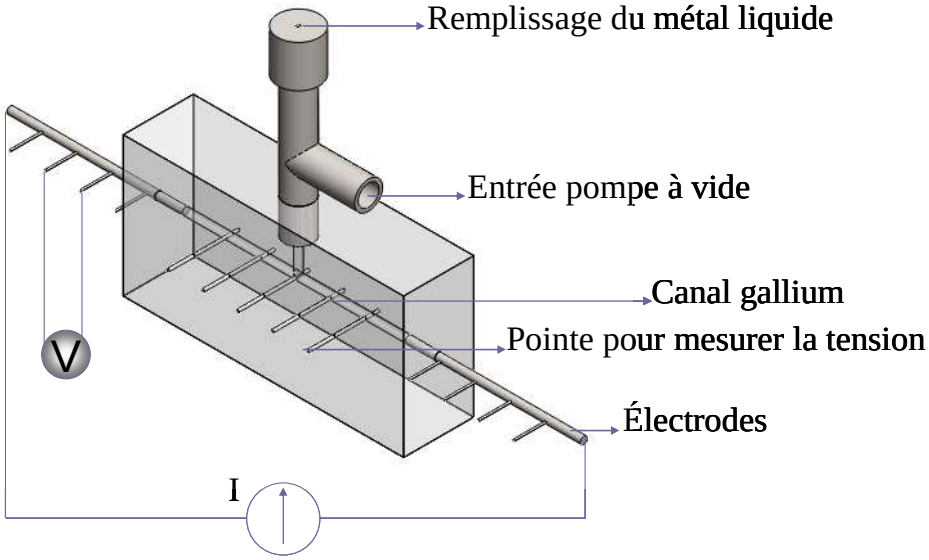


Figure II.12 : Mesure de la résistance électrique de contact

Ce montage consiste à réaliser un canal circulaire rempli de métal liquide (gallium pur). Aux deux extrémités de ce canal circulaire, nous plaçons deux électrodes de forme cylindrique. Nous plaçons également des pointes pour mesurer la tension tout au long des électrodes et dans le métal liquide. Le système est mis sous vide pour faciliter le remplissage du canal. Le diamètre du canal et des électrodes est de 2 mm, la longueur du canal de gallium est 6 cm et la longueur de chaque électrode est de 5 cm. Afin de tester plusieurs types d'électrodes et de choisir le matériau le plus adapté, nous avons testé les métaux suivants : le molybdène, le titane, le nickel, le niobium et l'inox (316L). La Figure II.13 montre une photo du montage expérimental.

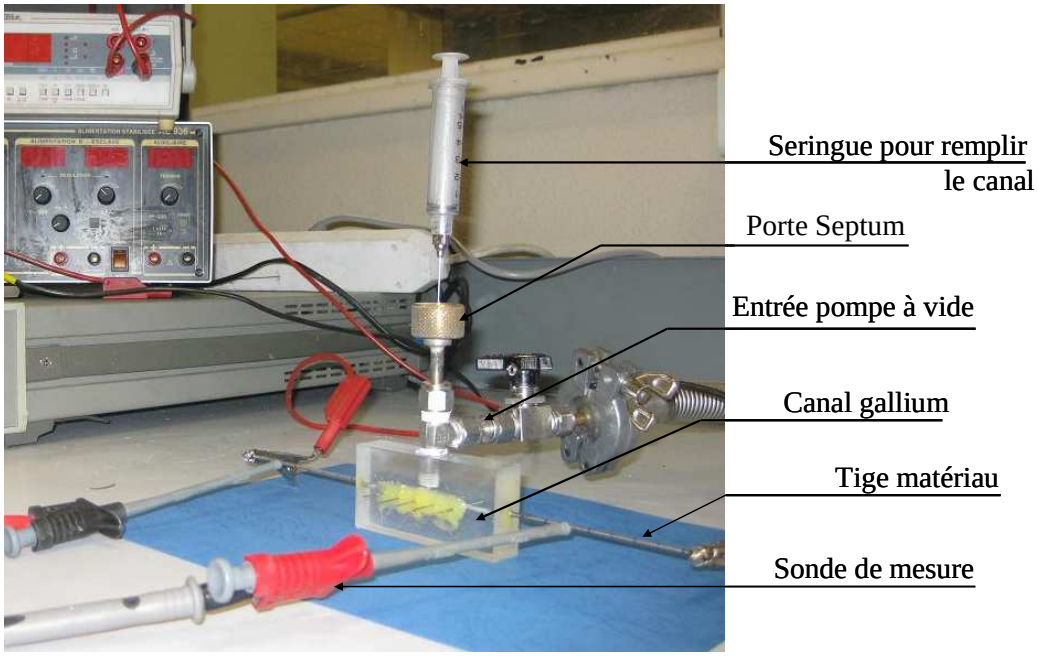


Figure II.13 : Montage expérimental de la mesure de la résistance électrique de contact

Afin d'illustrer les résultats de mesure, nous donnons sur la Figure II.14 l'évolution de la tension le long du dispositif en utilisant deux électrodes d'inox (courbe bleue), ou en utilisant une électrode de molybdène et une autre de nickel (courbe rouge). Le courant injecté a une valeur de 4 A. Sur cette figure, les pentes des droites sont des images de la conductivité électrique et les sauts sont des images de la résistance de contact.

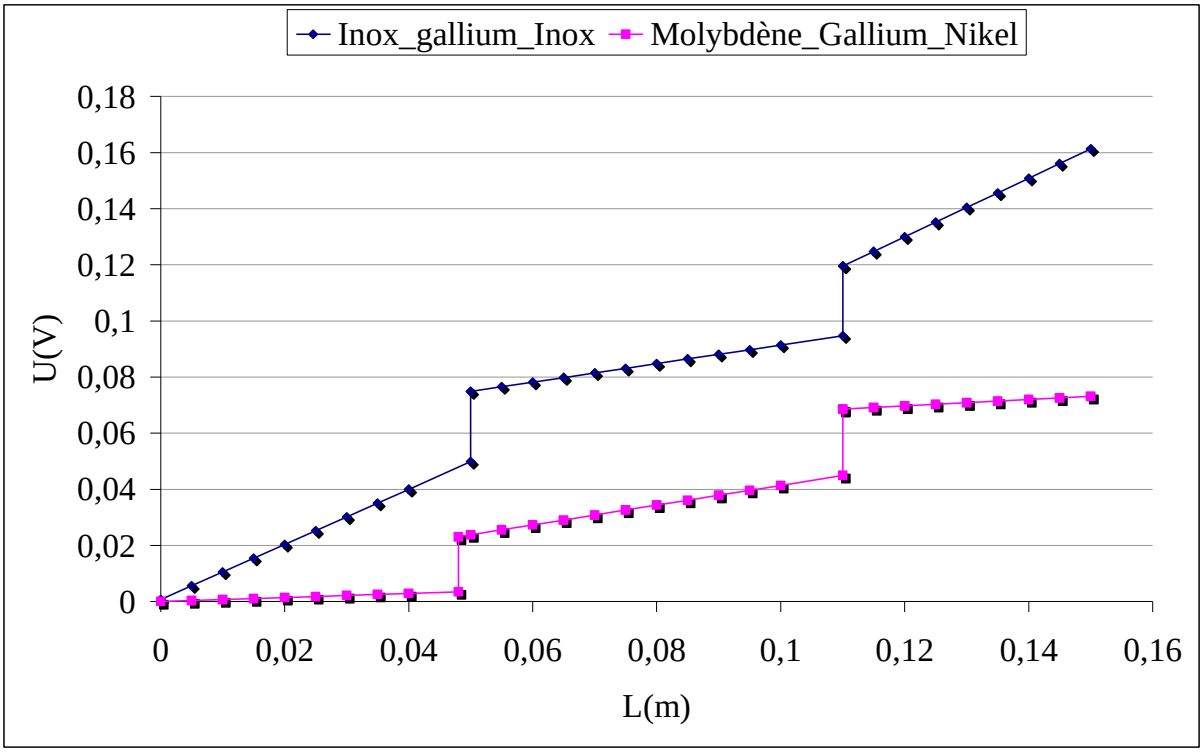


Figure II.14 : Evolution de la tension dans le dispositif de mesure des résistances de contact pour un courant de 4 A

Grâce aux valeur de résistances de contact et de conductivités électriques obtenues avec ce dispositif de mesure, nous pouvons calculer la valeur de la tension U_c qui devrait apparaître aux bornes de la pompe lorsque celle-ci fonctionne (vitesse du fluide nulle) :

$$U_c = 2.R_e.I + 2.R_c.I + R_{ga}.I \qquad \textbf{Équation II.10}$$

avec R_e la résistance des électrodes, R_c la résistance de contact entre l'électrode et le gallium, R_{ga} la résistance du gallium et I le courant traversant le canal.

Afin de montrer l'importance de l'influence de la résistance de contact, la Figure II.15 présente la tension aux bornes de la pompe dans le cas où nous prenons en compte la résistance de contact et dans le cas où nous l'aurions négligée. Nous voyons clairement que la valeur de la résistance de contact n'est pas du tout négligeable, il sera donc nécessaire de la prendre en compte lors des simulations. Parmi les métaux testés, le tungstène a montré qu'il était le meilleur. Par contre, comme il est très difficile à usiner, nous avons préféré utiliser le molybdène.

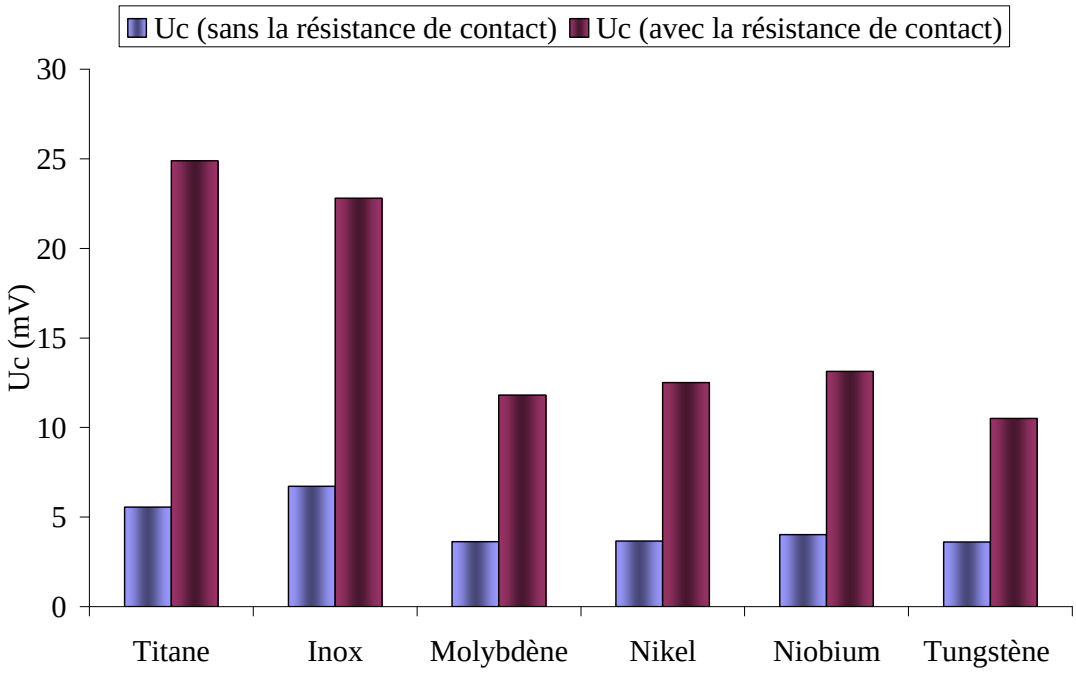


Figure II.15: Tension dans la pompe MH DC

II.3.3. Géométrie de la pompe

L'usinage du corps de la pompe a été sous-traité à la société Isoflon, spécialiste du téflon. La Figure II.16 présente le principe de réalisation et d'assemblage de cette pompe. Comme nous pouvons le voir, le corps est formé de deux plaques identiques qui sont assemblées par des vis et des écrous en inox. Pour assurer l'étanchéité du système, nous avons mis entre les deux plaques une couche très fine de silicone.

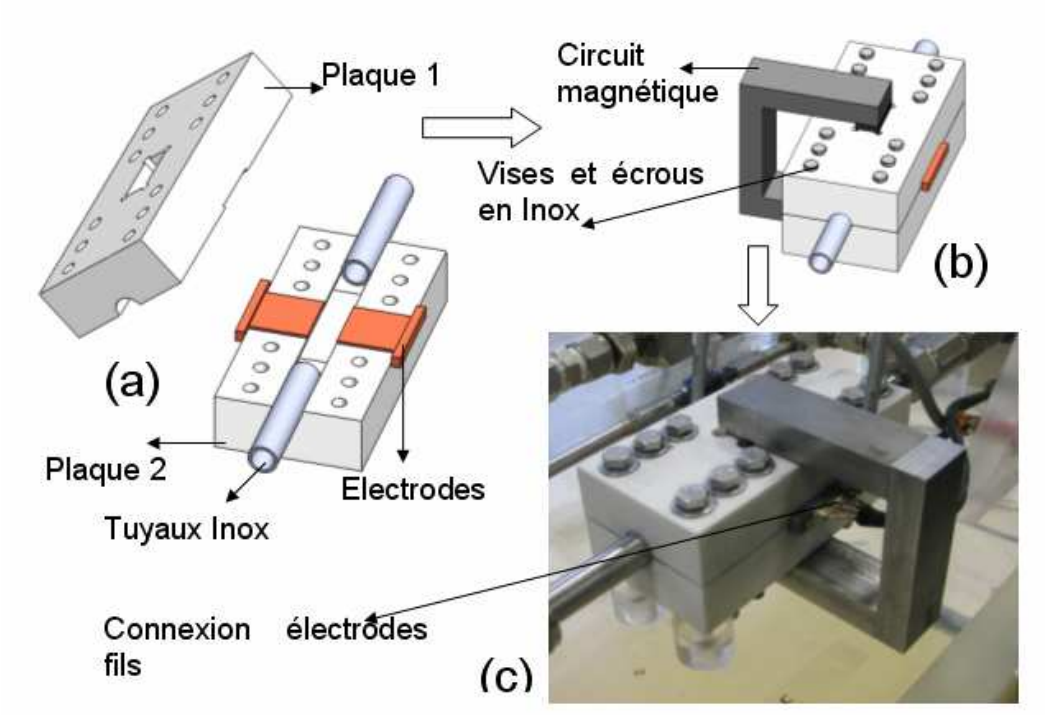


Figure II.16 : Prototype de la pompe MHD DC

Le canal est usiné symétriquement sur les deux plaques. La hauteur totale H_p du canal étant 2 mm, nous avons fait usiner un creux rectangulaire de 1mm de hauteur, de 20 mm de longueur et de 10 mm de largeur sur chaque plaque. Les électrodes et les tuyaux circulaires ont été assemblés entre les deux parties du corps de la pompe et collés également avec du silicone. Pour positionner les aimants sur chaque plaque, nous avons usiné un creux de surface 20 mm x 10 mm et de hauteur 18 mm. L'épaisseur de chaque plaque est 20 mm ce qui implique un entrefer avec les aimants de 2 mm de part et d'autre du canal.

Nous avons brasé plusieurs fils sur chaque électrode de manière à ce que le courant soit bien réparti sur toute la surface vue par les électrodes et dans le canal. Un fil sur chaque électrode permet d'effectuer la mesure de la tension par la méthode Kelvin.

II.3.4. Boucle hydraulique de tests

Afin de caractériser la pompe MHD DC réalisée, nous avons réalisé une boucle hydraulique dans laquelle nous l'avons insérée. Le choix du matériau des tubes, des vannes et des raccords est basé sur deux conditions : la compatibilité chimique avec le gallium et la conductivité thermique. La conductivité thermique est importante car, pour manipuler le gallium, il faut prévoir un système de chauffage permettant de maintenir sa température supérieure à la température de fusion de 30°C. Pour cette raison, nous avons choisi l'inox.

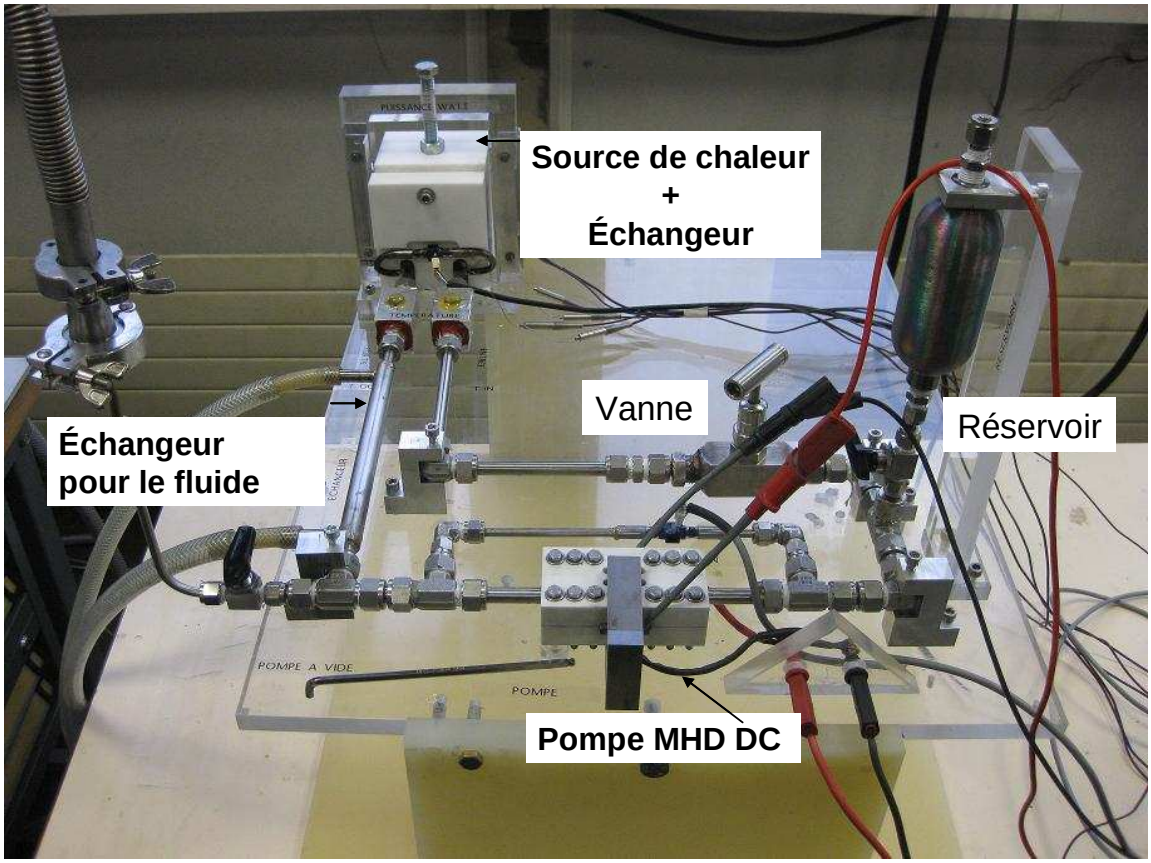


Figure II.17 : Photographie de la boucle hydraulique de tests

La Figure II.17 montre une photo de la boucle hydraulique. Celle-ci est fixée sur un système rotatif pour le remplissage et la vidange de la boucle. Il faut noter ici que le gallium augmente de volume lorsqu'il se solidifie. Pour cette raison, nous sommes obligés de vider la boucle à la fin de chaque manipulation pour éviter de dégrader les tuyaux. Nous avons aussi prévu la modularité du circuit. En d'autres termes, nous avons prévu la possibilité d'enlever et d'ajouter des éléments au système réalisé. L'objectif est par exemple de tester plusieurs types de pompes magnétohydrodynamiques.

Les tuyaux qui forment la boucle sont en Inox 316L. Les raccords sont tous de type Swagelock. Nous avons choisi ces raccords car ils présentent peu de pertes de charges. Afin de garder la température du gallium à une température supérieure à 30°C, nous avons entouré les tuyaux par des fils chauffants et avons isolé le tout par de la laine de verre.

Pour éviter la présence de bulles d'air dans le circuit et pour éviter l'oxydation du gallium, le remplissage dans la boucle est effectué sous vide. Lorsqu'il n'est pas dans la boucle, le gallium liquide est stocké dans le réservoir.

La Figure II.18 montre une représentation schématique de la boucle hydraulique de test et de son instrumentation. La source de chaleur et son échangeur sont isolés avec un bloc de téflon pour éviter les pertes thermiques vers l'extérieur. Nous pouvons alors mesurer le débit de la pompe en utilisant l'Équation II.8 reliant le débit au flux de chaleur absorbé par le fluide. La pression engendrée par la pompe est mesurée à l'aide de capteurs de pression absolue insérés a l'entrée et la sortie de la pompe. Afin d'obtenir plusieurs points de fonctionnement pour la pompe, nous

avons utilisé une vanne de régulation de type Swagelok. Elle présente très peu de pertes de charge lorsqu'elle est ouverte. Le fluide est refroidi grâce à un échangeur de chaleur tubulaire gallium-eau à contre courant. La température de l'eau de refroidissement est contrôlée grâce à un bain refroidisseur Julabo.

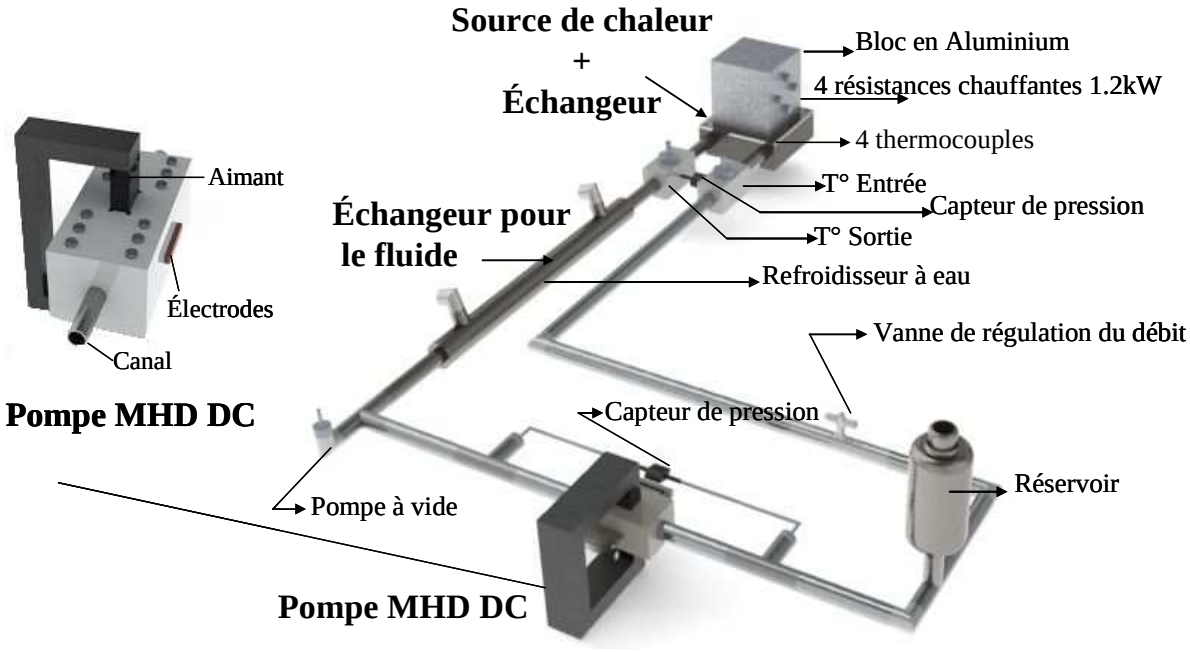


Figure II.18 : Représentation schématique de la boucle hydraulique de tests

Nous avons présenté la pompe MHD que nous utiliserons et la boucle hydraulique de tests. Nous allons maintenant détailler la modélisation de cette pompe. Nous comparons ensuite les résultats expérimentaux et théoriques.

II.4. Modélisation

II.4.1. Introduction

Dans cette partie, nous présenterons dans un premier temps un modèle analytique qui nous permettra d'évaluer notre pompe. Nous décrirons ensuite des études de simulations 2D et 3D effectuées avec le logiciel COMSOL puis nous les comparerons aux résultats expérimentaux.

II.4.2. Modèle analytique

La Figure II.19 présente les différentes grandeurs intervenant dans la modélisation de la pompe MHD DC.

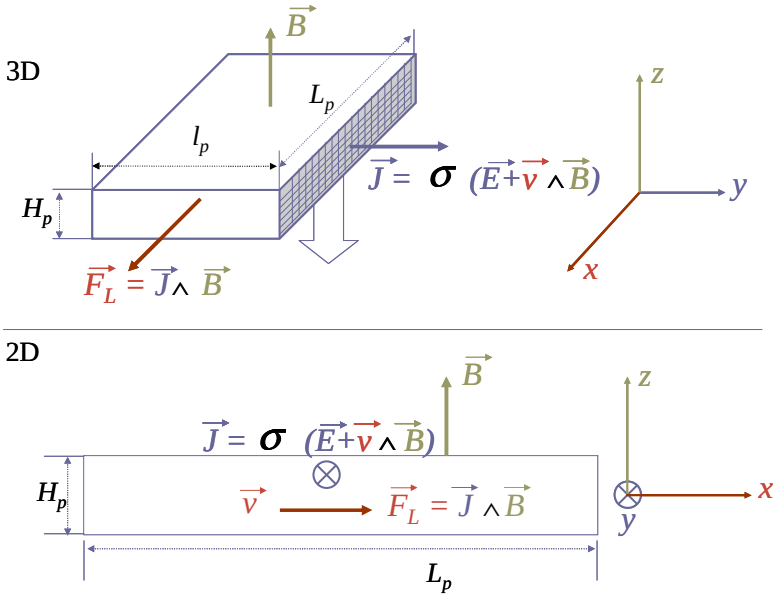


Figure II.19 : Représentation des grandeurs physiques dans le fluide

Pour rappel la pompe fabriquée possède les dimensions suivantes :

- longueur du canal : L_p = 20 mm suivant l'axe x ;
- largeur du canal : H_p = 10 mm suivant l'axe y ;
- hauteur du canal : H_p = 2 mm suivant l'axe z.

Pour simplifier l'étude, nous faisons une modélisation en 2 dimensions et nous considérons donc que :

- l'induction magnétique B dans le canal a une seule composant B_z suivant l'axe z ;
- la densité de courant J dans le canal a une seule composant J_y suivant l'axe y.

La force de Laplace a donc une seule composante F_{Lx}, sur l'axe x.

II.4.2.1. Etude de l'écoulement

L'écoulement est supposé établi et le fluide incompressible.

II.4.2.1.1. Equation de continuité

Dans les conditions proposées au-dessus, l'équation de continuité peut s'écrire:

$$div(\vec{v}) = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \qquad \textbf{Équation II.11}$$

L'écoulement du fluide s'effectuant dans la direction x, les composantes de la vitesse suivant y et z (v_y et v_z) sont nulles. Le vecteur vitesse peut alors s'écrire :

$$\vec{v} = v_x(z)\vec{x} \qquad \textbf{Équation II.12}$$

II.4.2.1.2. Conservation de la quantité de mouvement

L'équation de la conservation de la quantité de mouvement est obtenue en identifiant les différentes forces agissant sur l'écoulement du fluide. L'écoulement étant en régime permanent (pas d'accélération) et le fluide étant incompressible, la somme des forces agissant sur le fluide est nulle. Ceci peut s'exprimer par l'équation d'Euler :

$$\vec{f}_{viscosité} + \vec{F}_L + \vec{f}_{pression} + \vec{f}_{pesanteur} = \vec{0}$$ **Équation II.13**

$f_{pesanteur}$ est la force due à la pesanteur. Cette force sera négligée devant les autres forces volumiques dans le canal. F_L est la force de Laplace. Elle s'exprime par l'Équation II.1. $f_{viscosité}$, la force visqueuse est exprimée par :

$$\vec{f}_{viscosité} = \mu.\vec{\Delta}.\vec{v}$$

$$\vec{f}_{viscosité} = \mu.\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\vec{x}$$ **Équation II.14**

Si nous ne prenons que la composante suivant x de la force de Laplace F_L et la composante y de la densité de courant J dans le canal. $\vec{B} = B\vec{z}$, $\vec{E} = E\vec{y}$, l'expression de F_L suivant l'axe x sera :

$$F_L\vec{x} = \sigma B(E - Bv_x)\vec{x}$$ **Équation II.15**

$f_{pression}$ est la force ramenée par les pertes de charges dans le circuit hydraulique relié à la pompe. L'écoulement étant établi, cette force ne dépend pas de x.

$$\vec{f}_{pression} = -\overrightarrow{grad}P = -\frac{\partial P}{\partial x}\vec{x} - \frac{\partial P}{\partial y}\vec{y} - \frac{\partial P}{\partial z}\vec{z}$$

$$\vec{f}_{pression} = -\frac{\partial P}{\partial x}\vec{x} = -\frac{\Delta P}{L_p}\vec{x}$$ **Équation II.16**

Nous pouvons ensuite écrire la relation suivante:

$$\vec{f}_{viscosité} + \vec{F}_L + \vec{f}_{pression} + \vec{f}_{pesanteur} = \mu.\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\vec{x} + \sigma B(E - Bv_x)\vec{x} - \frac{\partial P}{\partial x}\vec{x} = 0$$

Équation II.17

Si nous projetons l'Équation II.17 suivant l'axe x, nous obtenons alors la relation suivante :

$$\mu.\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \sigma B(E - Bv_x) = \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\Delta P}{L_p}$$ **Équation II.18**

II.4.2.1.3. Caractéristique débit-pression de la pompe

Dans les études de magnéto-hydrodynamique, il est courant d'utiliser un nombre sans dimension appelé nombre de Hartmann. Il quantifie le rapport entre les forces électromagnétiques (Équation II.15) et les forces de viscosité (Équation II.14). Plus il est important, plus les effets magnétiques sont prédominants. Ce nombre est exprimé par :

$$Ha = BH_p\sqrt{\frac{\sigma}{\mu}}$$ **Équation II.19**

En utilisant ce nombre, l'Équation II.18 devient :

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} - \frac{Ha^2}{H_p{}^2}v_x = \frac{\frac{\Delta P}{L_p} - \sigma BE}{\mu}$$ **Équation II.20**

Connaissant les conditions aux limites (vitesse nulle aux parois), la solution de cette équation différentielle est :

$$v(z) = \frac{\sigma BE - \frac{\Delta P}{L_p}}{\sigma B^2}\left[1 - \frac{\cosh(Ha\frac{z}{H_p})}{\cosh(\frac{Ha}{2})}\right]$$ **Équation II.21**

La Figure II.20 présente un profil d'écoulement dit de « Hartmann » pour notre pompe (pour un ΔP donné et une tension donnée). Nous remarquons que, lorsque le nombre de Hartmann augmente (B augmente), le profil de vitesse s'aplatit au centre ce qui montre bien que le champ magnétique crée une force qui est la plus importante là où la vitesse est la plus grande. D'autre part, on s'aperçoit que, si B augmente, on a tendance à diminuer le débit.

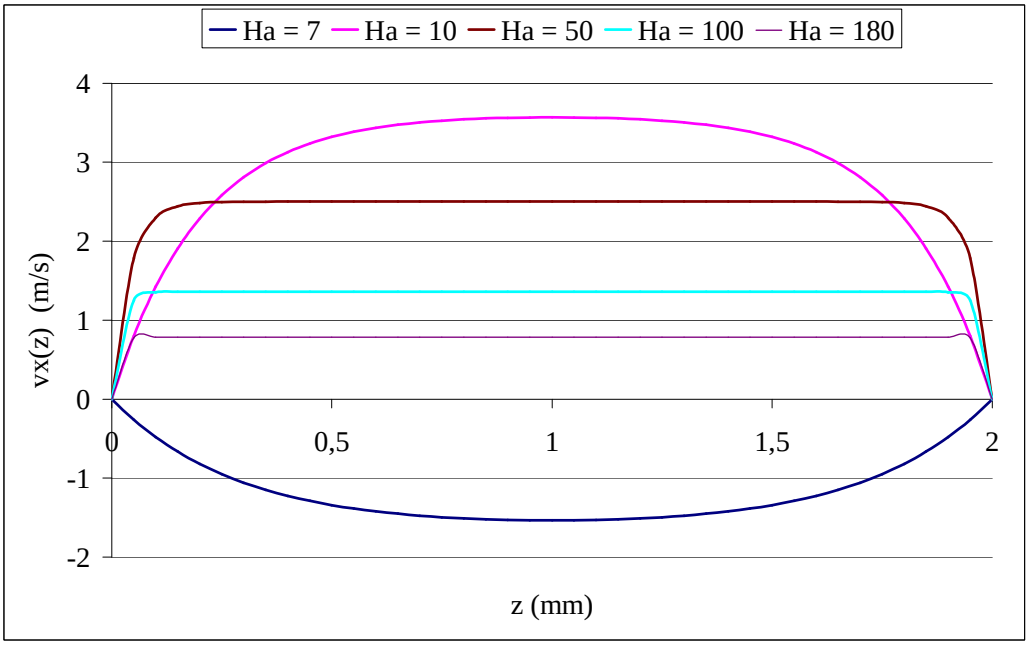


Figure II.20 : Profil de vitesse pour plusieurs valeurs du nombre de Hartmann

Ceci est une conclusion importante pour notre étude : pour une tension d'électrode donnée, l'augmentation du champ magnétique permet d'augmenter la pression (à débit nul) mais peut diminuer le débit. Ajoutons que pour Ha très faible (Ha = 7) sur la Figure II.20 nous pouvons voir que les forces dues à la pression appliquée (ΔP) sur la pompe entre l'entrée et la sortie dominent sur les forces électromagnétiques et l'écoulement change de sens. Dans ce cas le système fonctionne en tant que génératrice.

Après intégration de la vitesse sur la section du canal (Équation II.21) nous obtenons l'expression de la pression engendrée par la pompe en fonction de B (donc du nombre de Hartmann), de E et des paramètres géométriques du canal.

$$\Delta P = \sigma B L_p E - \frac{\sigma B^2 Ha}{H_p l(1 - 2\tanh(Ha/2))} Q$$ **Équation II.22**

D'après cette équation nous pouvons tracer la caractéristique de la pompe MHD pour une tension U = E x l_p aux bornes des électrodes et une induction B dans le canal. Toutefois, dans notre boucle de tests, la pompe est raccordée au circuit hydraulique par un tube de diamètre interne de 8 mm. Le calcul de la pression dans la pompe devra donc être fait en tenant compte

des effets de rétrécissement et d'agrandissement à l'entrée et à la sortie du canal. La Figure II.21 montre le schéma interne de la pompe avec l'entrée et la sortie.

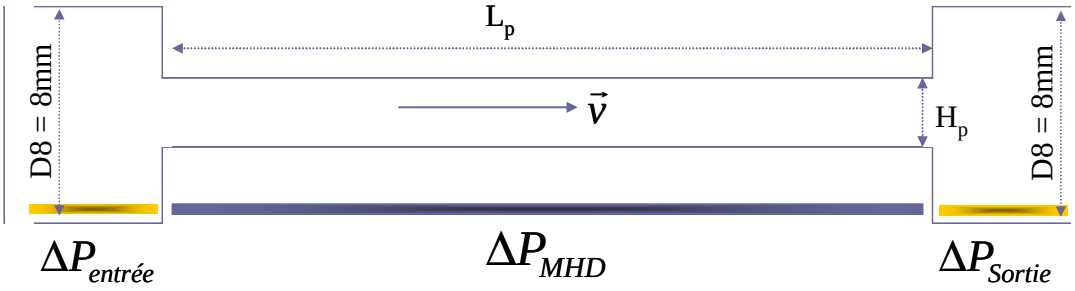


Figure II.21 : Schéma interne de la pompe

La pression induite par la pompe s'exprime donc :

$$\Delta P = \Delta P_{MHD} - (\Delta P_{entrée} + \Delta P_{Sortie}) \qquad \textbf{Équation II.23}$$

Dans cette équation, ΔP_{MHD} représente la pression due à la MHD qui n'est autre que la pression calculée d'après l'équation Équation II.22. Les pertes de charge dues au rétrécissement et à l'agrandissement du canal sont respectivement :

Rétrécissement du canal

$$\Delta P_{entrée} = 0.5(1 - \frac{4H_p.l_p}{\pi D_8^2})\frac{\rho}{2H_p{}^2 l_p{}^2}Q^2 \qquad \textbf{Équation II.24}$$

Agrandissement du canal

$$\Delta P_{Sortie} = (1 - \frac{4H_p.l_p}{\pi D_8^2})^2\frac{\rho}{2H_p{}^2 l_p{}^2}Q^2 \qquad \textbf{Équation II.25}$$

L'Équation II.23 sera donc :

$$\Delta P = \Delta P_{MHD} - \left[0.5\left(1 - \frac{4hl}{\pi D_8^2}\right) + \left(1 - \frac{4hl}{\pi D_8^2}\right)^2\right]\frac{\rho}{2h^2 l^2}Q^2 \qquad \textbf{Équation II.26}$$

La Figure II.22 présente la caractéristique de la pompe MHD en prenant et sans prendre en compte les pertes de charge à l'entrée et la sortie. Dans le cas où ces pertes de charge ne sont pas prises en compte, la caractéristique est linéaire (cf Équation II.22). Il parait donc nécessaire de tenir compte des effets d'entrée et de sortie pour estimer avec précision le point de fonctionnement de la pompe dans un circuit hydraulique en particulier pour les débits élevés. Nous avons imposé une induction magnétique B = 0.5T et une tension dans le canal U = 15mV. Nous pouvons également voir que la valeur maximale de la pression à débit nul est de l'ordre de 33 kPa. Cette valeur de pression correspond à un courant de l'ordre de 133A entre les électrodes.

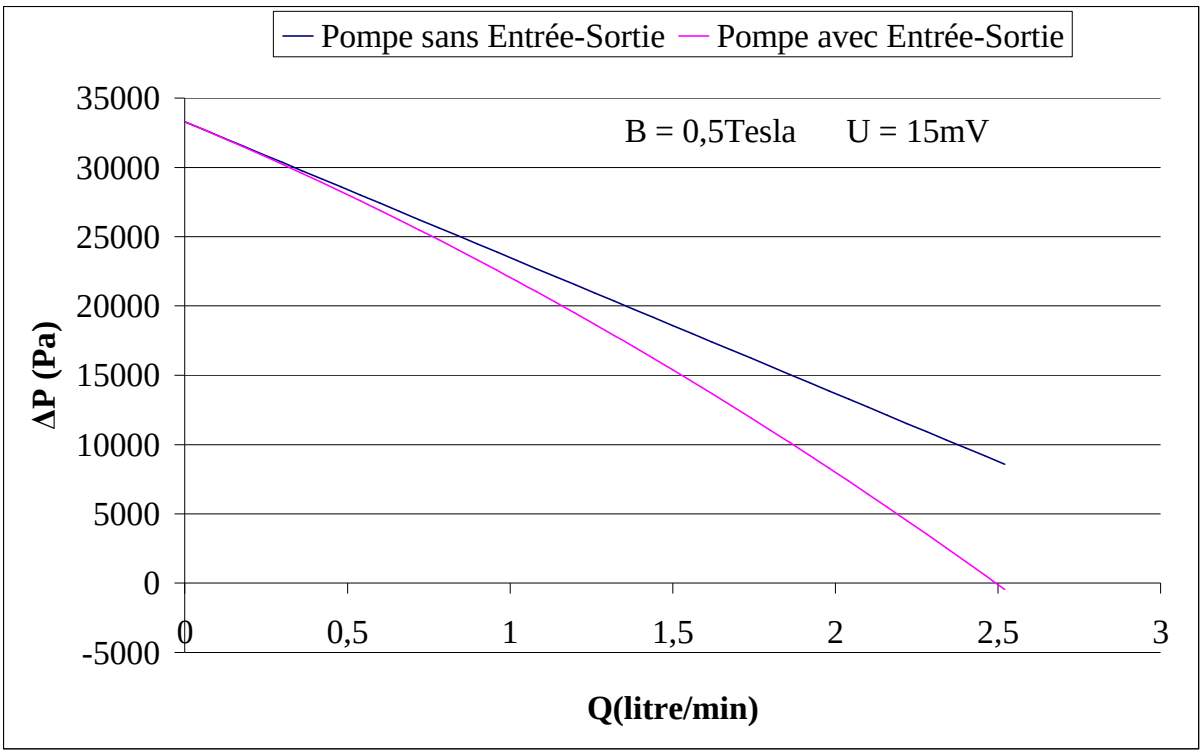


Figure II.22 : Caractéristiques de la pompe MHD DC avec et sans les effets d'entrée et de sortie

Grâce à l'Équation II.22, nous avons pu tracer la caractéristique de la pompe MHD DC pour différentes tensions et plusieurs valeurs de champ magnétique (sans prendre en compte les effets d'entrée-sortie). Les deux graphes de la Figure II.23 présentent l'influence de la tension et de l'induction magnétique sur la droite caractéristique de la pompe MHD DC en utilisant comme fluide le gallium. Sur la figure de gauche, nous fixons la tension U à 10 mV. Sur celle de droite, nous fixons le champ magnétique B à 0.5T.

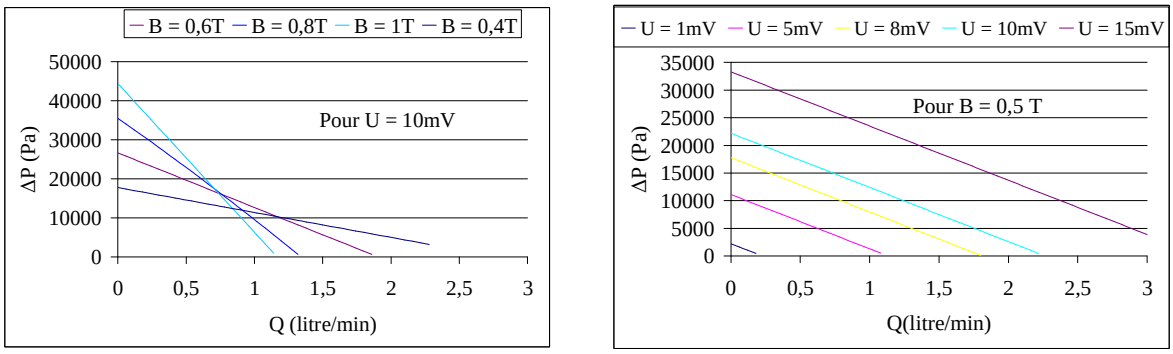


Figure II.23 : Caractéristiques Pression (Débit) de la pompe MHD

Nous pouvons voir clairement que, pour augmenter le débit, il vaut mieux augmenter la tension (donc le courant) qu'augmenter l'induction magnétique, car si on augmente l'induction (à tension fixe) on a tendance à diminuer fortement le débit maximal.

Cette étude analytique ainsi les résultats obtenus sont très importants au niveau qualitatif. Néanmoins les caractéristiques ne pourront pas être obtenues précisément sans faire de modélisation plus poussée pour les raisons suivantes :

- nous supposons que l'induction magnétique dans le canal est homogène et constante,

- nous ne connaissons pas le courant réel qui rentre dans la pompe,
- nous ne prenons pas en compte l'influence du champ magnétique sur l'écoulement lorsque le fluide rentre ou sort du champ magnétique. Nous verrons par la suite que le champ de vitesse est largement déformé lorsque le fluide arrive sous l'aimant.

Nous devons donc impérativement passer à une modélisation de la pompe en 3D pour prendre en compte tous ces phénomènes. Nous présenterons donc dans la suite la modélisation de la pompe en utilisant le logiciel multiphysique COMSOL. Nous passerons par une première étape de modélisation 2D puis nous verrons ensuite nos résultats en 3D.

II.4.3. Modèle 2D

Comme c'est mentionné plus haut, nous avons utilisé le logiciel multiphysique COMSOL. Ce logiciel utilise la méthode des éléments finis et permet de traiter des problèmes faisant intervenir les équations de la conduction électrique, de la magnétostatique et de la mécanique des fluides. Nous avons donc couplé ces trois physiques pour modéliser notre pompe.

II.4.3.1. Géométrie

La Figure II.24 montre la géométrie 2D de la pompe MHD DC simulée avec le logiciel COMSOL.

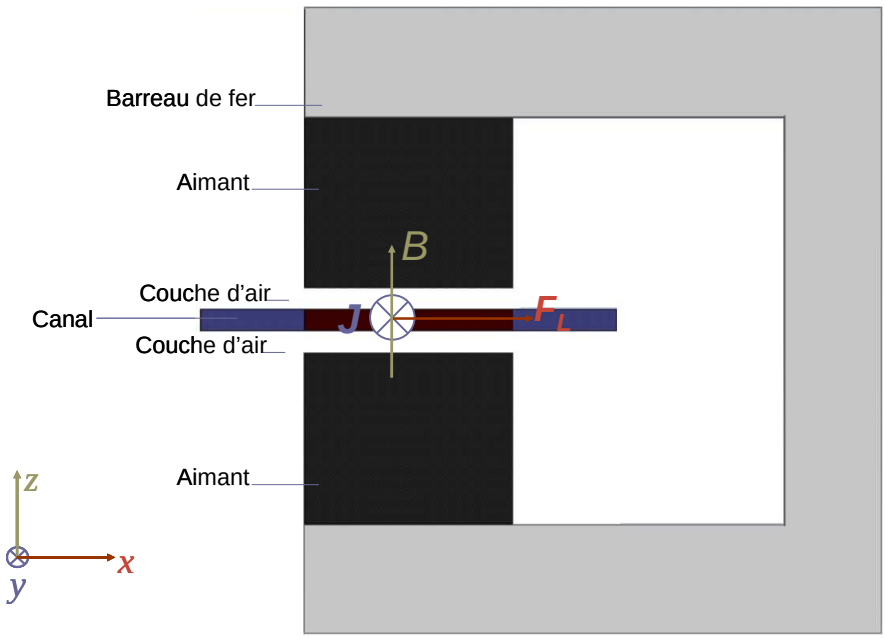


Figure II.24 : Géométrie 2D de la pompe MHD DC modélisée avec COMSOL

Nous pouvons voir que le champ magnétique est créé par des aimants dans le sens de l'axe z positif et rebouclé par un barreau de fer, la densité de courant est créée sur la partie active (c'est-à-dire dans le fluide sous les aimants) dans le sens des y positifs en imposant une tension Ue constante. La force de Laplace F_L est donc dans le sens de l'axe x positif dans le canal. Les dimensions du canal sont les mêmes que pour le modèle analytique.

II.4.3.2. Physique

Lors de la modélisation de la pompe MHD DC, nous avons identifié trois physiques : la magnétostatique, la conduction électrique et la mécanique des fluides. Les différentes constantes imposées dans la simulation du modèle sont présentées dans le tableau suivant. Nous présentons également les valeurs ou les fourchettes de valeur qui ont été prises dans nos simulations.

ρ	6000[kg.m^{-3}]	Masse volumique du gallium
μ	1.8 10^{-3}[Pa.s]	Viscosité dynamique du gallium
σ	2.22 10^{6}[S.m^{-1}]	Conductivité électrique du gallium
Ue	1mV ….. 15mV	Tension appliquée aux électrodes
Ba	0.1T …… 1T	Induction magnétique des aimants
Pinlet	100 Pa…..5000Pa	Pression externe imposée à la pompe
mur_Fer	10000	Perméabilité relative du circuit magnétique

Tableau II.2 : Cosntantes imposées dans la simulation

Les différentes équations résolues par le logiciel sont :

- L'équation de Navier Stockes. A noter ici que la résolution de cette équation est effectuée en laminaire même si le nombre de Reynolds est élevé (de l'ordre de 2.10^{4}) car le champ magnétique empêche la turbulence dans le canal (Molokov & Moreau 2007).

$$\rho\left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}+(\vec{v}.\vec{\nabla})\vec{v}\right)=-\vec{\nabla}P+\mu.\Delta\vec{v}+\vec{F}_L \qquad \textbf{Équation II.27}$$

- la loi d'Ohm décrite par l'Équation II.9 et l'expression de la force de Laplace exprimée par l'Équation II.1.
- Les équations de la magnétostatique.

Dans ces équations, v représente la vitesse du fluide dans le canal, ρ sa masse volumique, μ sa viscosité dynamique et σ sa conductivité électrique. L'Équation II.9 représente le couplage entre les trois physiques. Nous introduisons de plus la force de Laplace dans l'équation de Navier Stockes. Nous entourons le modèle de la Figure II.24 par un carré d'air. De cette manière nous pouvons prendre en compte les effets de bords dus aux aimants dans le plan (xz). La résolution du modèle se fait en mode couplage fort, c'est-à-dire que nous résolvons les trois physiques ensemble. L'apport des simulations 2D par rapport au modèle analytique est principalement due à la prise en compte la non homogénéité du champ magnétique dans le canal dans le plan xy.

II.4.3.3. Résultats

Nous avons tracé les courbes analytiques et de modélisation sur un même graphe pour les comparer. Nous trouvons une bonne cohérence entre ces deux méthodes. La légère différence peut être due au fait que, dans le calcul analytique, nous avons considéré le champ magnétique homogène tout le long du canal, alors qu'en simulation, ce champ ne l'est pas. La Figure II.25 représente l'influence de la tension sur la droite caractéristique de la pompe. Dans ces simulations nous avons imposé une induction de 1 Tesla dans les aimants qui correspond à une induction maximale au milieu du canal à 0.8 Tesla. Et nous avons fait varier la tension appliquée sur la

partie active du canal de 5mV à 20mV. La droite caractéristique du modèle analytique est tracé grâce à l'Équation II.22.

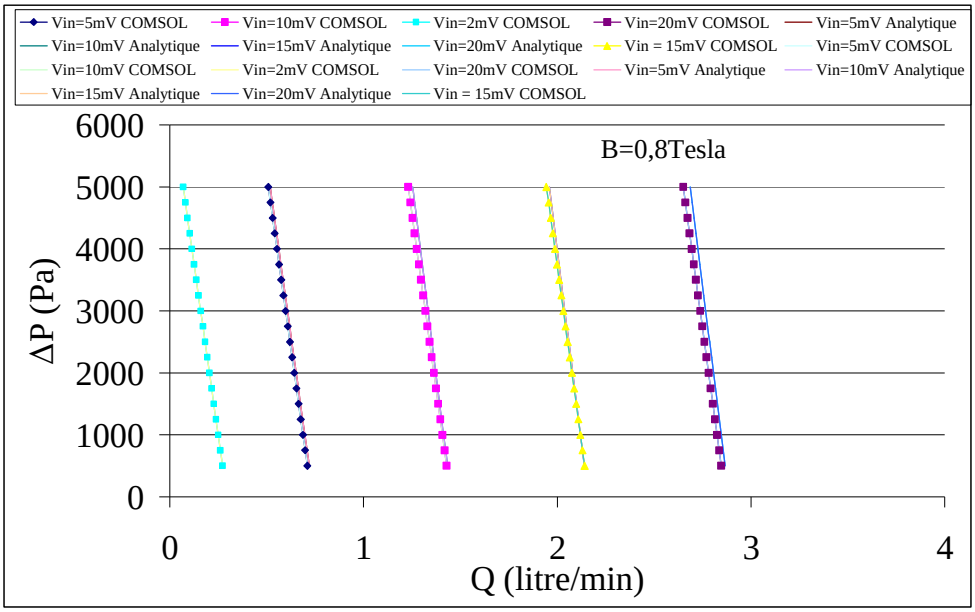


Figure II.25 : Influence de la tension sur les caractéristiques de la pompe MHD

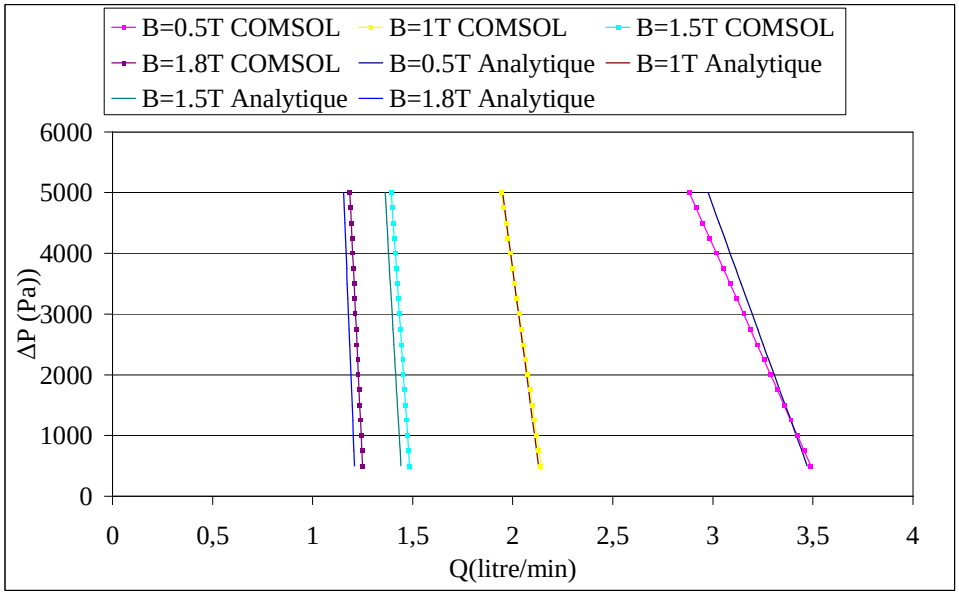


Figure II.26 : Influence du champ magnétique sur les caractéristiques de la pompe MHD DC

La Figure II.26 montre l'influence du champ magnétique sur les caractéristiques de la pompe. Dans ce cas nous avons imposé une tension fixe sur la partie active du canal de 15 mV. Le rendement de la pompe peut être calculé en utilisant la relation suivante :

$$\eta = \frac{Puissance_hydraulique}{Puissance_électrique} = \frac{Débit \times \Pr ession}{Courant \times tension} = \frac{Q.\Delta P}{I.U} \qquad \textbf{Équation II.28}$$

avec I le courant rentrant dans la pompe, U la tension aux bornes de la pompe, Q le débit et ΔP la pression. Ce rendement ne peut pas être calculé directement car le courant obtenu par simulations est le courant dans le fluide (prenant donc en compte les courants induits) et non le courant qui arrive réellement au niveau des électrodes.

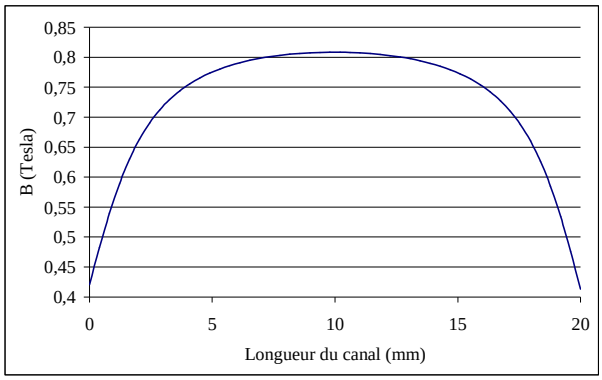
Les résultats du modèle 2D nous ont permis de valider le modèle analytique qui est beaucoup plus simple à utiliser. Néanmoins, ces deux modèles restent éloignés du modèle réel de la pompe en particulier si une étude énergétique (rendement principalement) est nécessaire.

II.4.3.4. Conclusions sur le modèle 2D

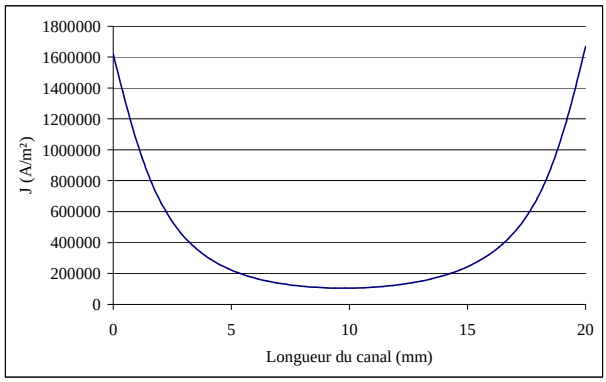
Le modèle 2D de la pompe présente de nombreux défauts car plusieurs phénomènes ne sont pas pris en compte :

- La répartition du champ magnétique dans le canal suivant les plans parallèles à xy,
- La répartition de la densité du courant suivant les plans parallèles à xy,
- l'influence du matériau des électrodes sur la tension totale fournie à la pompe,
- les effets d'entrée et de sortie suivant xy

Toutefois, il nous permet de prendre en compte plus de phénomènes que le modèle analytique. La Figure II.27 représente entre autre l'induction dans l'entrefer et la densité de courant dans le canal.



Induction B le long du canal (au centre)



Densité de courant le long du canal (au centre)

Figure II.27 : Induction et densité de courant le long du canal

Nous voyons qu'en réalité l'induction n'est pas uniforme (elle est plus petite à l'entrée et la sortie du canal). Ceci implique alors une augmentation du courant dans ces zones. Par contre, cette déformation ne nous empêche pas de trouver un débit quasiment identique en simulation ou avec les formulations analytiques.

Comme nous venons de le voir, les effets d'extrémité sont loin d'être négligeables. Il paraît donc nécessaire de faire une étude tridimensionnelle pour avoir des résultats les plus précis possibles.

II.4.4. Modèle 3D

Après avoir présenté le modèle analytique et le modèle 2D de la pompe, ainsi que les défauts présentés par ces deux modèles, nous allons décrire dans cette partie le modèle tridimensionnel de la pompe. Ce modèle a également été construit en utilisant le logiciel COMSOL. Les physiques et les dimensions sont les mêmes que dans le modèle 2D. Le nombre de variables dans le modèle a augmenté car nous calculons dans ce cas :

- les trois composantes de l'induction magnétique B_x, B_y, B_z

- les trois composantes de la densité de courant J_x, J_y, J_z
- les trois composantes de la vitesse dans le canal v_x, v_y, v_z et la pression.

Nous sommes donc face à un modèle comportant 10 variables. Le maillage doit être très fin notamment dans le fluide. En effet, dans cette zone, les mailles proches de la paroi doivent avoir une taille inférieure à l'épaisseur de la couche limite de Hartmann (δ = 0.03mm dans notre cas). Ainsi, le nombre de degrés de liberté dans notre modèle sera de l'ordre de 1 million. Nous avons donc dans un premier temps rencontré un problème à cause de la capacité de la mémoire vive de l'ordinateur car COMSOL en demande énormément. Pour cette raison nous avons acquis un ordinateur de 32Go de RAM pour faire tourner nos simulations.

II.4.4.1. Géométrie

La Figure II.28 représente la géométrie de la pompe MHD DC.

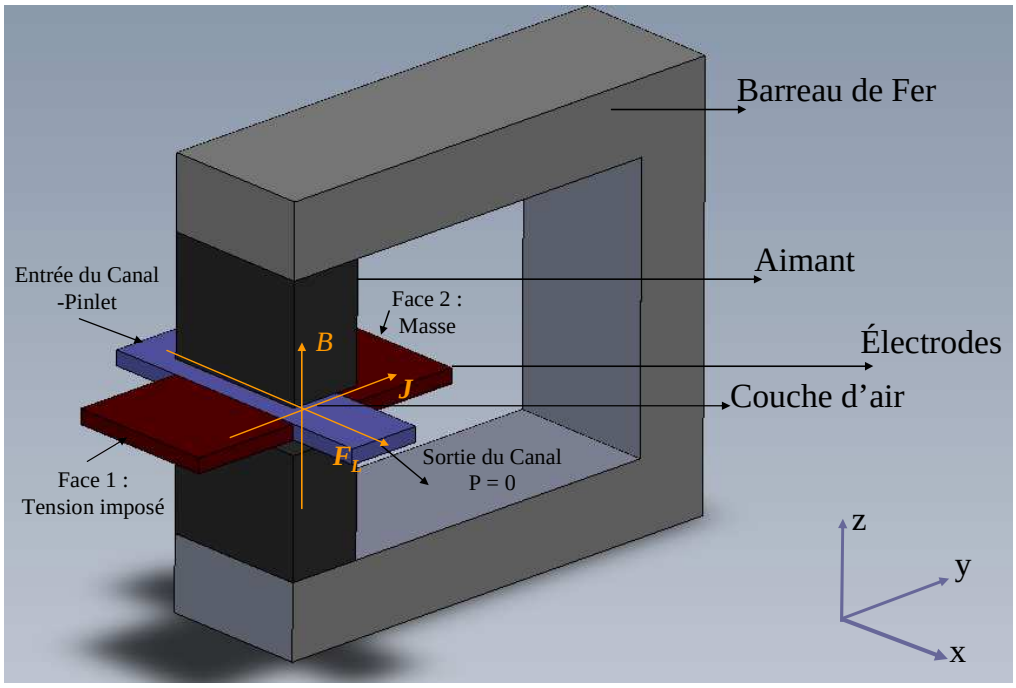


Figure II.28 : Modélisation de la pompe MHD DC en 3D

Nous pouvons voir le fluide en couleur bleu, les deux électrodes sur les cotés du canal, les deux aimants qui créent le champ magnétique dans le canal. Le champ magnétique est rebouclé par un circuit magnétique. Enfin pour prendre en compte les effets de bord des aimants permanents, nous avons entouré le canal par de l'air.

II.4.4.2. Simulations et résultats

Le champ magnétique est créé par deux aimants permanents dont l'induction magnétique ramenant est 1 T. Les électrodes sont en molybdène. Sa conductivité électrique est $\sigma = 1.57.10^7$ $S.m^{-1}$.

Les conditions limites sont :

- en magnétostatique : isolation magnétique
- en conduction :
  - potentiel imposé Ue face 1 de la première électrode

- masse face 2 de la deuxième électrode
- isolation électrique ailleurs

- en mécanique des fluide
  - entrée du canal : pression négative imposée (cette pression correspond à la pression imposée par la boucle hydraulique reliée à la pompe). Elle crée une force s'opposant à l'écoulement du fluide créé par la pompe.
  - sortie du canal : pression nulle
  - ailleurs : parois avec vitesse nulle

Pour bien se rapprocher de la réalité, nous avons ajouté une résistance de contact entre le gallium et le molybdène. Pour cela, nous utilisons les résultats du paragraphe II.3.2.2. La résistance de contact Rc entre le molybdène et le gallium a été estimée à 3.456 mΩ.mm².

Nous avons effectué plusieurs simulations de manière à faire varier la pression Pinlet imposée à l'entrée du canal à une tension fixe dans les électrodes afin de tracer les caractéristiques de la pompe. Nous avons également fait varier la tension aux bornes des électrodes en fixant la pression. Nous identifions trois cas pour notre simulation :

- étude à tension nulle ;
- étude à une tension de 15 mV ;
- étude à pression fixe de 2 kPa.

II.4.4.2.1. Etude à tension nulle

Cette étude montre l'effet du champ magnétique non uniforme sur l'écoulement laminaire dans le canal à courant nul. Nous avons imposé une pression positive Pinlet = 0.1 kPa à l'entrée du canal. La Figure II.29 montre la valeur de l'induction magnétique dans le canal suivant le plan (x,y) au milieu du canal suivant la hauteur H_p. Nous pouvons voir clairement sa non homogénéité. Sa valeur est faible à l'entrée, à la sortie et sur les extrémités du canal et admet un maximum au milieu du canal.

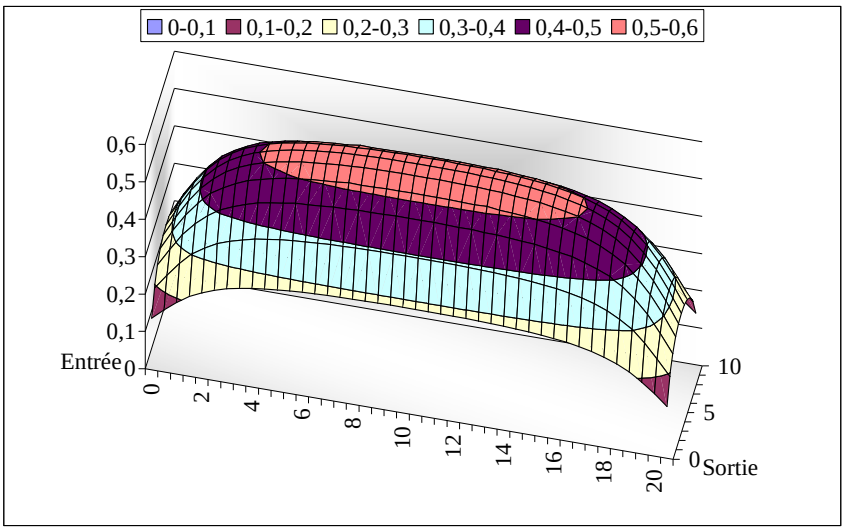


Figure II.29 : Valeur de l'induction magnétique dans le canal en T

La Figure II.30 montre le profil de la vitesse dans trois zones du canal : à l'entrée au dessous de l'aimant, au milieu, et à la sortie (au dessous de l'aimant). Nous pouvons voir l'effet du champ

magnétique sur le profil de l'écoulement qui prend la forme d'un M qui s'accentue au milieu et à la sortie du canal. Ce phénomène peut être expliqué par le fait que le champ magnétique vertical suivant l'axe z induit un courant dans la direction y dans le fluide (voir Équation II.9). L'interaction entre ce champ magnétique et cette densité de courant négative produit une force qui s'oppose à la circulation du fluide et qui prédomine au centre car l'induction y est plus grande.

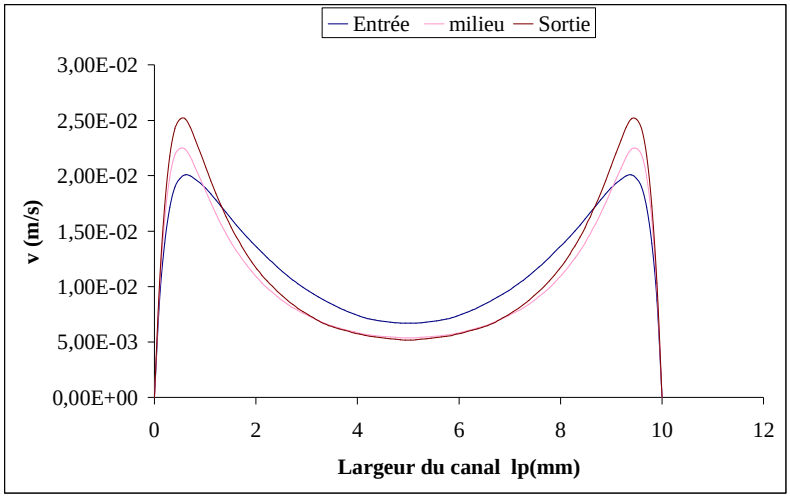
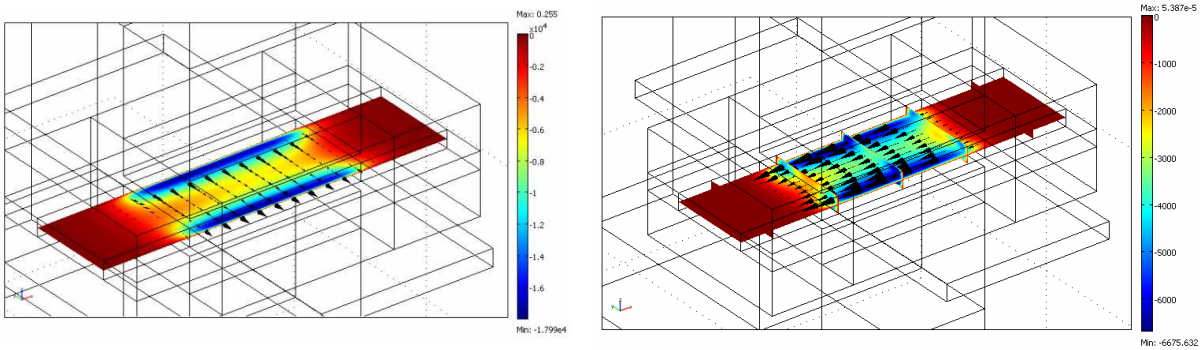


Figure II.30 : Profil de la vitesse à plusieurs endroits du canal pour une tension nulle et une pression de 0.1kPa

La Figure II.31(a) montre la valeur de la densité de courant induite dans le canal et la Figure II.31(b) montre celle des forces électromagnétiques. Nous voyons clairement que les forces magnétiques (en dégradé et en flèche) s'opposant à l'écoulement sont moins fortes sur les côtés ce qui explique le profil en M obtenu.



(a) Densité de courant induite à tension nulle (b) Force induite à tension nulle

Figure II.31 : Densité de courant et force induites dans le canal a champ électrique nul

Cette étude nous a permis de valider notre modèle 3D. Nous passons maintenant à l'étude des caractéristiques de notre pompe à une tension fixe sur les électrodes.

II.4.4.2.2. Etude à une tension de 15 mV

Cette étude a pour but de tracer les caractéristiques de notre pompe à une tension donnée. Pour cela, nous avons fixé la tension aux bornes des électrodes à Ue = 15mV et nous avons fait varier la pression à l'entrée du canal entre 500 Pa et 5000 Pa. La valeur maximale de l'induction magnétique dans le canal vaut 0.6 T. La Figure II.32 montre la droite caractéristique de la pompe

MHD DC dans ces conditions en prenant ou pas en compte la résistance de contact Rc entre les électrodes et le fluide. Nous pouvons voir que cette résistance de contact est non négligeable. Il faut donc bien la prendre en compte pour calculer la tension et le courant dans le fluide.

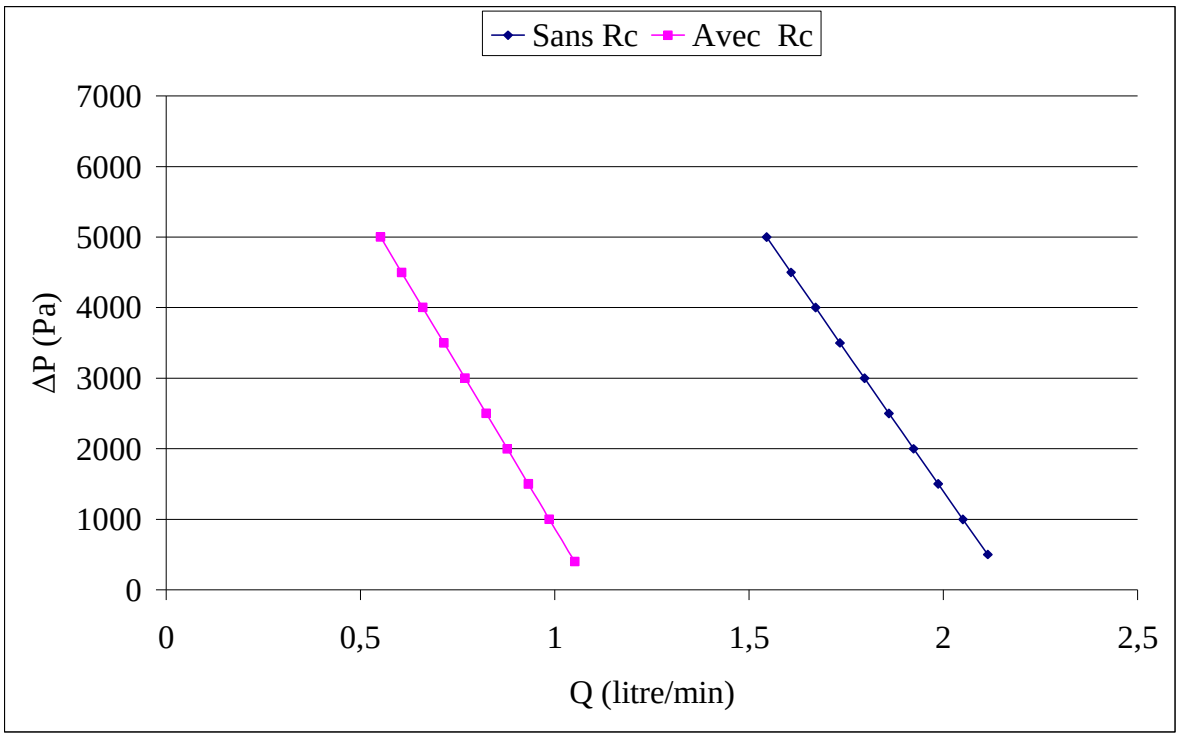


Figure II.32 : Caractéristique de la pompe MHD DC en 3D avec et sans résistance de contact

Nous avons aussi pu calculer le rendement de la pompe. Sur la Figure II.33 nous montrons la caractéristique de la pompe MHD DC en prenant en compte la résistance de contact ainsi la valeur du rendement pour plusieurs valeurs de la pression.

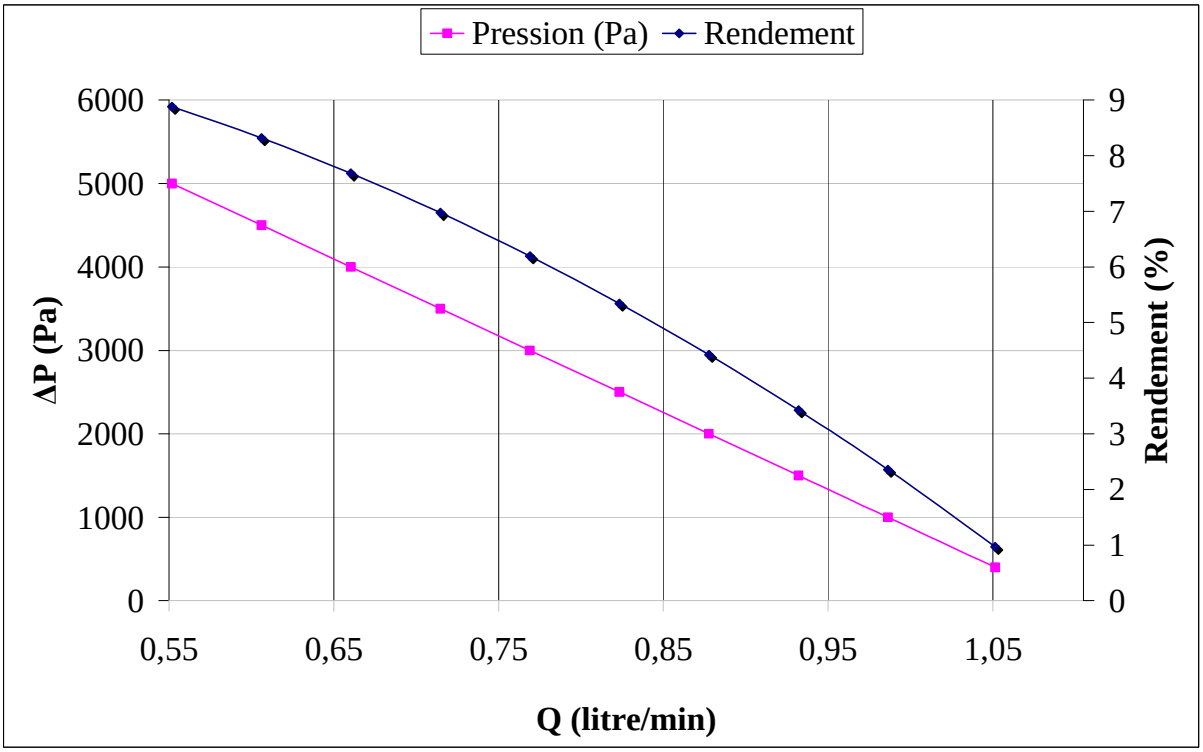
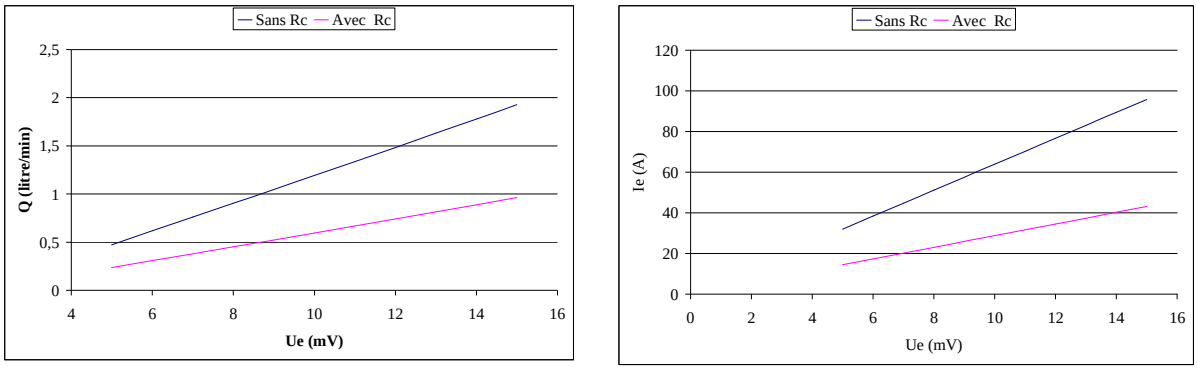


Figure II.33 : Rendement et pression de la pompe MHD DC en fonction du débit

Le rendement est calculé d'après la relation de l'Équation II.28. La tension U est la tension imposée dans les simulations. La pression de la pompe varie entre 0 et 5kPa, le courant est calculé en intégrant la densité de surface sur la surface d'une électrode (voir la Figure II.28).
Nous pouvons voir clairement sur la Figure II.33 que le rendement de la pompe MHD DC est très faible. Il ne dépassent pas les 10%. Ces valeurs ne sont pas étonnantes car c'est l'ordre de grandeur du rendement classique des pompes MHD DC (Miner & Ghoshal 2004).

II.4.4.2.3. Etude à pression fixe

Le but de ces simulations est d'étudier le fonctionnement de la pompe dans une boucle hydraulique à pertes de charges données en faisant varier le courant dans le canal. Pour cela nous avons imposé la pression Pinlet à -2 kPa à l'entrée du canal. Nous avons fait varier la tension aux bornes des électrodes. L'induction maximale dans le canal est 0.8 T. La Figure II.34(a) montre l'évolution du débit de la pompe en fonction de la tension dans ces conditions. Sur la Figure II.34(b), nous pouvons voir que le courant diminue fortement dans le canal en ajoutant la résistance de contact aux électrodes.



(a) Débit en fonction de la tension (b) Courant en fonction de la tension

Figure II.34 : Débit de la pompe en fonction de la tension pour une pression de 2 kPa

Après avoir présenté les résultats de simulation de la pompe en 3 dimensions, nous allons maintenant comparer ces résultats avec ceux des simulations 2D et des résultats expérimentaux.

II.4.4.3. Comparaison entre simulations et expérience

Nous commençons par présenter la comparaison des résultats 3D et 2D. Dans le modèle 2D nous avons considéré que le champ électrique E ($V.m^{-1}$) suivant la largeur du canal (suivant l'axe y sur la Figure II.28) était constant. Dans ce cas, ce champ électrique ne dépend que de la tension et ne varie pas avec la pression et le débit dans le canal.

Dans le modèle 3D nous avons voulu vérifier si le champ était réellement uniforme dans le canal de la pompe. Pour cela nous avons tracé le champ électrique tout au long du canal suivant la largeur (dans le plan xy Figure II.28) dans les condition suivantes : tension Ue = 15mV, induction maximale dans le canal 0.8 Tesla et pression équivalente aux pertes de charges entre l'entrée et la sortie 2 kPa. Cette coupe se situe au milieu du canal suivant la hauteur. La Figure II.35 montre la valeur du champ électrique dans cette zone.

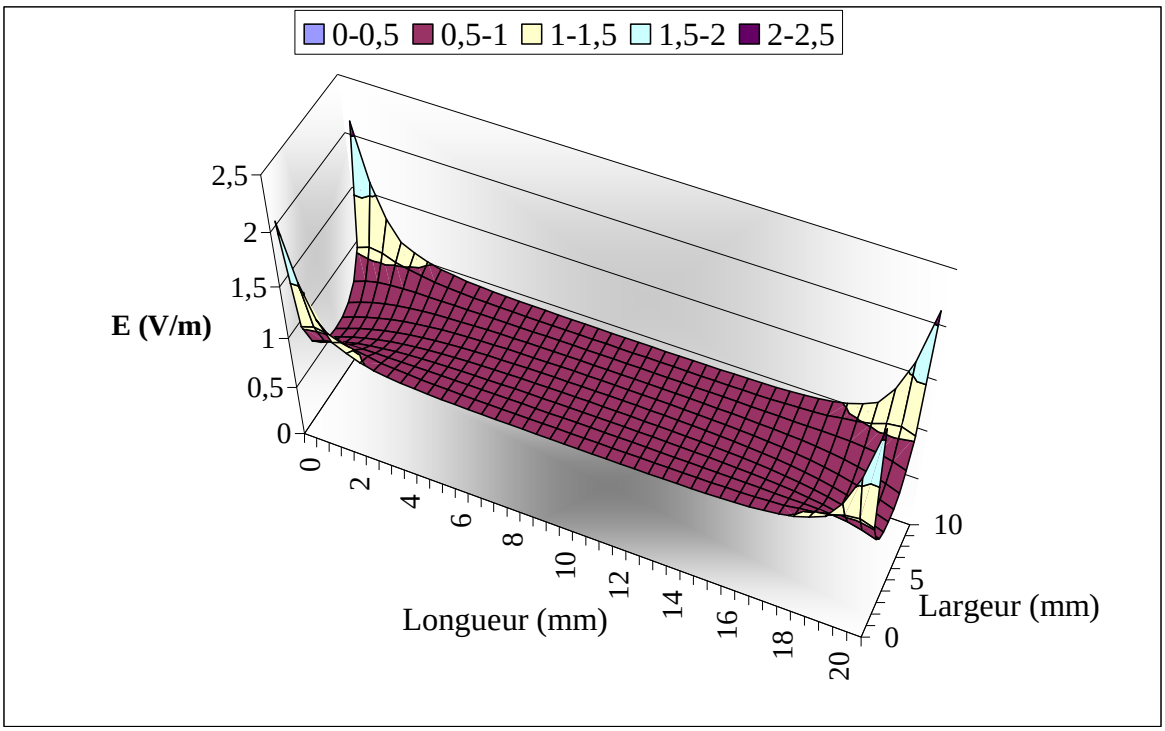


Figure II.35 : Champ électrique E dans le canal

Nous pouvons voir que ce champ électrique est quasiment uniforme suivant la largeur du canal sauf aux entrée et sortie. L'hypothèse imposée par la modélisation 2D se vérifie donc en 3D. Pour confirmer ce résultat, la Figure II.36 montre la valeur du champ électrique au milieu du canal pour des différentes valeurs de pression et pour une tension fixe aux borne des électrodes. Nous pouvons voir clairement que également le champ électrique ne varie pas avec la pression imposée (et donc la vitesse).

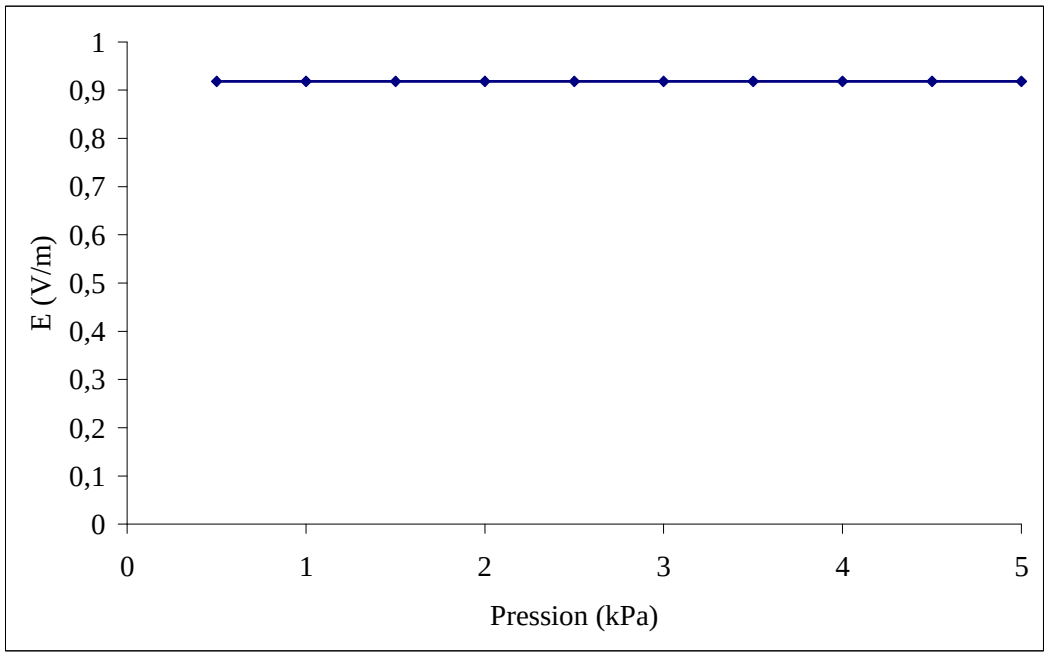


Figure II.36 : Champ électrique E au milieu du canal en fonction de la pression à une tension fixe

Ce résultat est intéressant pour nous car il montre que le courant entrant dans le canal (zone ou la vitesse du fluide est nulle et dans laquelle j=σE) ne dépend pas des conditions du fonctionnement hydrauliques de la pompe mais seulement de la tension appliquée. Ainsi, sur une caractéristique P(Q) à tension donnée, le courant entrant dans la pompe est fixe. Cela a d'ailleurs été également validé expérimentalement.

La Figure II.37 présente les caractéristiques de la pompe MHD DC en 2D et en 3D. Sur les 2 courbes, l'induction moyenne calculée dans le canal est de 0.43 T. Sur la caractéristique (2D) en bleu, nous avons imposé une tension U= 9 mV dans le canal, et nous avons calculé la valeur de l'induction B moyenne dans le canal. Cette valeur correspond à 0.43 T. La droite (3D) en rose représente la caractéristique de la pompe en utilisant le modèle 3D. Nous imposons une tension entre les électrodes de manière à avoir la même tension dans le canal que celle en 2D, Uc = 9mV. Nous avons également imposé une aimantation des aimants de manière à avoir une induction moyenne dans le canal correspondant à 0.43T. Le but est ici de comparer le modèle 2D au modèle 3D en utilisant la même tension et la même induction moyenne dans le canal. Les deux caractéristiques sont les mêmes. Ceci prouve la validation du modèle 2D. Ajoutons que ce modèle 2D donne des résultats similaires au modèle analytique.

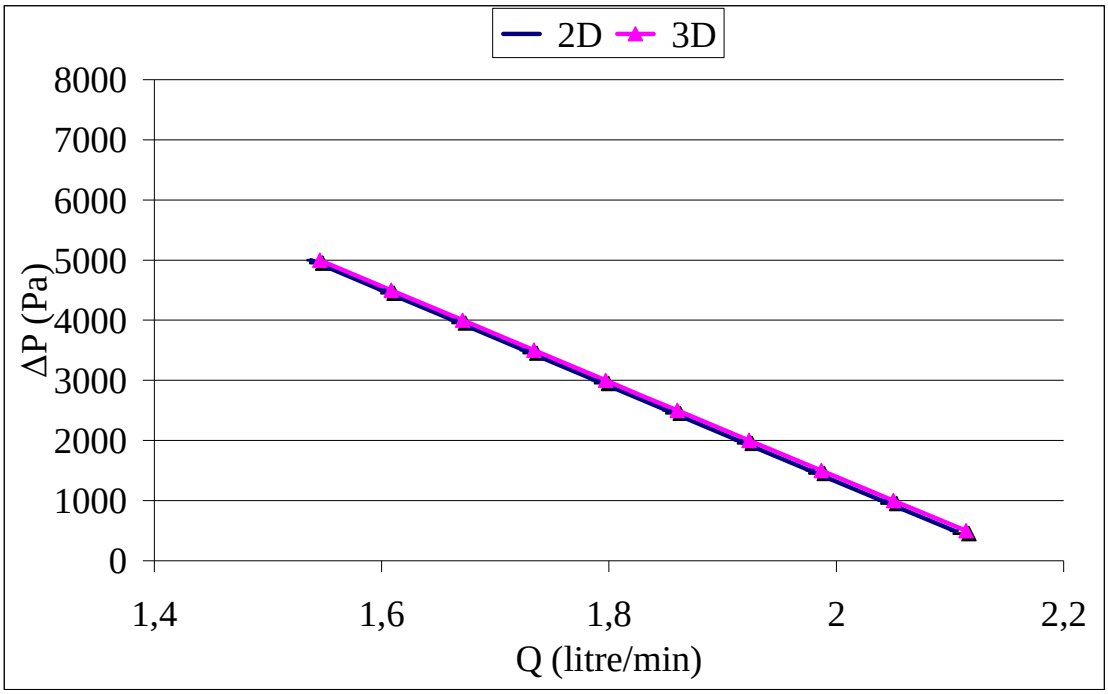


Figure II.37 Comparaison des résultats 2D et 3D avec et sans résistance de contact

Sur la Figure II.38 nous montrons une comparaison du modèle 2D et des résultats expérimentaux obtenus grâce à la boucle de tests en terme de B moyen dans le canal et Uc dans le canal. L'induction magnétique moyenne dans le canal de la pompe est est estimée grâce à une mesure de pression (à débit nul) et de courant puis par l'utilisation de l'Équation II.3. La différence de pression mesurée par des capteurs de pressions à l'entrée et à la sortie de la pompe. Le courant est mesuré par un multimètre. Donc connaissant la valeur de ΔP (Pa), du courant

I(A) et de la hauteur du canal Hp (m), nous pouvons calculer l'induction B moyenne dans le canal. La valeur de B est ici de 0.32 T.

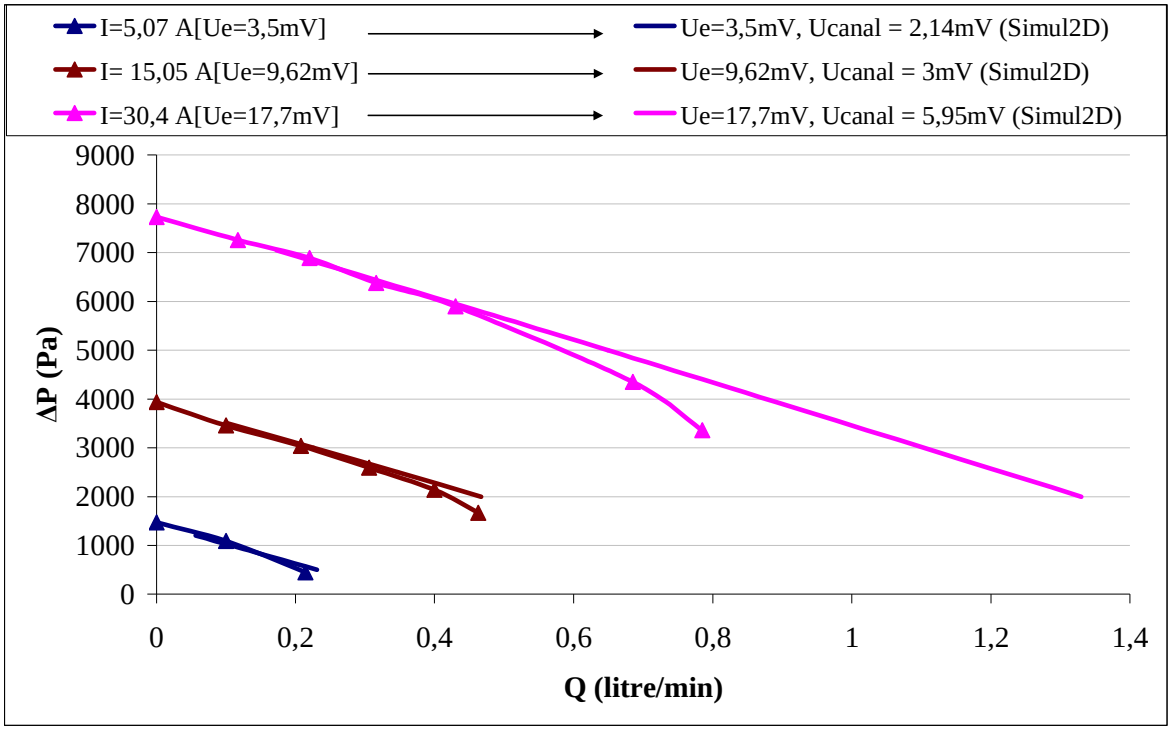


Figure II.38 : Comparaison des résultats 3D et des mesures

Ces six courbes représentent la caractéristique de la pompe MHD DC expérimentalement et par simulation 2D pour plusieurs tensions dans le canal allant de 3.5mV à 17.7mV. La première chose que nous remarquerons sur ce graphe est que la caractéristique de la pompe n'est pas une droite mais une courbe ce qui est dû aux effets de rétrécissement et d'élargissement du canal à l'entrée et à la sortie de la pompe dont nous avons parlé dans le paragraphe II.4.2.1.3.

Si nous prenons la courbe et la bleu qui sont en rouge, la courbe représente la caractéristique de la pompe expérimentalement pour une tension entre les électrodes de 3.5 mV, et pour un courant mesuré de valeur 5.07 A. La droite en bleu représente la caractéristique de la pompe pour la même tension dans le canal et pour la même induction moyenne de 0.32 T.

Nous pouvons voir qu'en utilisant cette comparaison les résultats du modèle 2D sont très proches des résultats expérimentaux. Notons que ces résultats expérimentaux nous ont permis de valider nos modèles 3D, 2D et analytique.

II.5. Conclusion

Lors de cette étude, numérique et expérimentale de la pompe MHD DC, nous avons pu approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement des pompes MHD DC et sur leur mise en œuvre. Nous avons commencé par un état de l'art sur les pompes MHD. Cette étude nous a permis de montrer les avantages et les inconvénients de l'utilisation de chaque type de pompe pour notre système. Comme conclusion, nous avons vu que toutes les pompes MHD

pouvaient être utilisées dans notre cas. Nous avons choisi d'utiliser la pompe MHD DC pour sa simplicité, son faible coût de fabrication et la possibilité de miniaturiser le système.

Nous avons ensuite présenté trois modélisations pour la pompe MHD DC : un modèle analytique, un modèle numérique 2D et un modèle numérique 3D. Les résultats obtenus avec les deux premiers modèles ont donné des résultats comparables. Néanmoins, ils ne permettent pas de prendre en compte un assez grand nombre de phénomènes comme les effets de bord ou la résistance électrique de contact. Ces pourquoi nous avons poursuivi notre travail avec une modélisation 3D. Les résultats de la pression et du débit dans la pompe en 3D sont comparables avec ceux des modèles 2D et analytiques seulement si nous les comparons en terme de tension et induction moyenne dans le canal. Ceci montre que l'étude analytique et la modélisation 2D peuvent être utiles pour estimer assez précisément la caractéristique de la pompe.

De son côté, l'étude tridimensionnelle permet de mieux comprendre les phénomènes physiques à l'intérieur de la pompe. Elle permet également de calculer le rendement. Néanmoins la résolution du modèle 3D avec le logiciel COMSOL se révèle très compliquée notamment à cause de l'importante mémoire vive nécessaire, du temps de résolution et également à cause de problèmes de convergence. De plus, chaque résolution peut prendre plusieurs jours.

L'étude 3D nous a permis de constater que le choix du matériau des électrodes est un point très important pour augmenter le rendement de la pompe : il doit avoir une conductivité électrique importante et doit être bien mouillé par le gallium afin de limiter la résistance de contact.

Chapitre III. Etude du refroidisseur

Sommaire

III. CHAPITRE III. ETUDE DU REFROIDISSEUR..... 89

SOMMAIRE 91

III.1. INTRODUCTION 92

III.2. SOLUTION RETENUE 92

III.3. ETUDE EXPERIMENTALE 92

III.3.1. Principe 92
III.3.2. Choix du matériau 93
III.3.3. Choix de la géométrie 94
III.3.4. Mise en œuvre dans une boucle de tests 97
III.3.5. Résultats expérimentaux 99

III.4. SIMULATIONS NUMERIQUES 102

III.4.1. Résultats de simulation 102
III.4.1.1. Modélisation de la géométrie 102
III.4.1.2. Résultats 103
III.4.2. Conclusion 105

III.5. DIMENSIONNEMENT 105

III.5.1. Introduction 105
III.5.2. Rappels sur les corrélations en convection forcée 106
III.5.2.1. Nombre de Reynolds 106
III.5.2.2. Nombre de Prandtl 107
III.5.2.2.1. Longueur d'établissement hydraulique 107
III.5.2.2.2. Longueur d'établissement thermique 107
III.5.2.3. Nombre de Nusselt 108
III.5.2.4. Nombre de Peclet 109
III.5.3. Dimensionnement par calcul d'ailette 109
III.5.3.1. Principe de calcul 109
III.5.3.1.1. Définition d'une ailette 109
III.5.3.1.2. Détermination du champ de température 110
III.5.3.1.3. Démarche générale pour le dimensionnement des ailettes 111
III.5.3.2. Application au gallium liquide 111
III.5.3.3. Démarche 112
III.5.3.4. Analyse des résultats de simulation 117
III.5.4. Dimensionnement par calcul du coefficient d'échange équivalent 119
III.5.4.1. Principe 119
III.5.4.2. Résultats 120

III.6. MODELE D'OPTIMISATION 121

III.6.1. Principe de l'optimisation sous contraintes 121
III.6.2. Définition du cahier de charge 122
III.6.3. Mise en équation du problème 123
III.6.4. Résultat d'optimisation du refroidisseur 124
III.6.5. Conclusion 125

III.7. CONCLUSION 126

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous commencerons par présenter le choix de la technique de refroidissement retenue pour notre système. Une fois la technique de refroidissement choisie, nous passerons à l'étude expérimentale du refroidisseur. Pour cela nous testerons le refroidisseur dans une boucle complète afin d'en extraire ses caractéristiques thermiques et d'évaluer ses performances. Nous passerons ensuite à la modélisation et la simulation de ce refroidisseur. Les résultats expérimentaux seront alors comparés avec les résultats du modèle numérique.

Après avoir validé nos résultats numériques, la dernière phase de ce chapitre sera consacrée au dimensionnement d'un refroidisseur de ce type. Cela nous permettra de conclure notre propos en présentant un modèle d'optimisation du refroidisseur.

III.2. Solution retenue

Lors de l'état de l'art présenté dans le chapitre I, trois techniques de refroidissements par convection forcée ont attiré notre attention. Il s'agissait du refroidissement par minicanaux, par jets et par spray. Pour notre système, ces trois techniques peuvent être utilisées. Comme il n'était pas possible de tester ces trois techniques lors de cette thèse, nous avons dû en choisir une.

Le refroidissement par minicanaux nous paraît la technique la mieux adaptée pour nos travaux. En effet, cette technique est la plus simple à réaliser. Toutefois la principale raison qui nous a amené à faire ce choix est la possibilité de limiter le volume de fluide dans ce genre de refroidisseur. Ce paramètre est important car, comme nous l'avons dit, la masse volumique de ce fluide est assez grande et de plus il est très cher (800 € le kilogramme). Ajoutons également que dans notre laboratoire, plusieurs thèses qui ont utilisé cette technique (Meysenc 1992), . Nous maîtrisons donc mieux sa réalisation et sa modélisation.

III.3. Etude expérimentale

III.3.1. Principe

Pour rappel, la Figure III.1 présente le principe du refroidissement avec des minicanaux rectangulaires. Comme nous le voyons, un flux de chaleur (W) est imposé sur la surface supérieure. Le fluide circule parallèlement à cette dernière dans les canaux. Ces canaux peuvent être de forme circulaire ou rectangulaire. Dans notre cas, nous avons choisi la forme rectangulaire pour sa simplicité d'usinage. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange avec le fluide. La plaque supérieure doit être réalisée avec un matériau très bon conducteur thermique pour faciliter les échanges de chaleur par conduction.

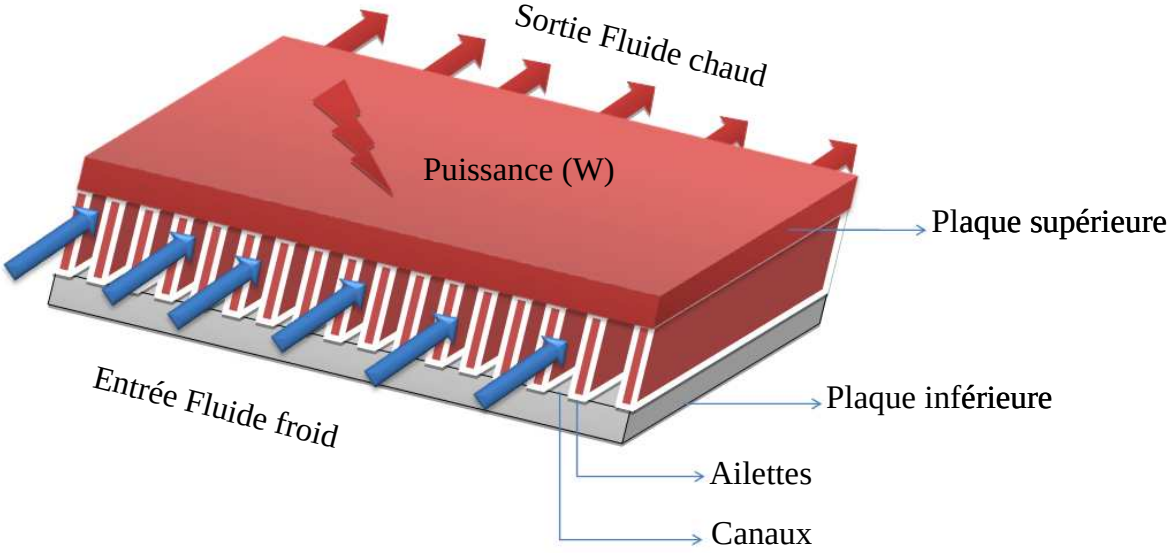


Figure III.1 : Refroidissement avec des minicanaux

III.3.2. Choix du matériau

Comme nous l'avons vu dans le chapitre I, un inconvénient principal du gallium est qu'il dissout un grand nombre de métaux, en particulier des métaux bons conducteurs thermiques comme l'aluminium, le cuivre, l'argent et l'or. Pour cette raison, une étude de compatibilité des matériaux avec ce fluide est primordiale.

La mise en œuvre du refroidisseur à minicanaux consiste donc à usiner deux plaques. La plaque supérieure (couleur rouge sur la Figure III.1) est rainurée. Le matériau de cette plaque doit répondre aux deux contraintes déjà signalées plus haut : le matériau doit être un très bon conducteur thermique et doit être compatible chimiquement avec le gallium. La plaque inférieure (couleur grise sur la Figure III.1) sert de support. Nous nous en servons pour relier le refroidisseur à la boucle hydraulique. Sa conductivité thermique est donc moins contraignante. Le matériau doit également être compatible avec le gallium.

Afin de faire un choix préliminaire pour les différents matériaux, le Tableau III.1 présente une liste de différents matériaux compatibles avec le gallium qui a été établie avec le PECSA. Nous trouvons dans ce tableau des matériaux conducteurs ou isolants électriques et/ou thermiques. Tous ces matériaux sont disponibles commercialement. Ajoutons que l'usinage de ces matériaux est possible mais, pour la plupart il reste assez compliqué et cher à cause de leur dureté.

Pour la plaque rainurée, nous avons choisi deux voies. La première consiste à utiliser un matériau massif bon conducteur thermique comme le tungstène ou le molybdène. Le gallium étant un bon conducteur électrique, nous avons pensé qu'un matériau isolant électrique pouvait être intéressant pour les applications futures d'électronique de puissance. Dans ce cas nous pouvons choisir comme matériau une céramique ayant une bonne conductivité thermique comme par exemple le carbure de silicium ou le nitrure d'aluminium. Dans les études expérimentales réalisées dans ce chapitre, nous avons seulement utilisé le molybdène car il est plus facile à usiner que le tungstène. La deuxième voie consiste à faire un dépôt d'un de ces matériaux sur du cuivre ou de l'aluminium

pour gagner en terme de conductivité thermique (la conductivité thermique du cuivre est 3 fois plus grande que celle du molybdène par exemple). Des dispositifs de ce type ont également été réalisés. Nous avons fait faire un dépôt de tungstène de 3µm d'épaisseur sur des plaques en aluminium et en cuivre.

Pour la plaque inférieure nous avons choisi l'inox car la conductivité thermique est moins contraignante que pour la plaque rainurée.

Matériau	Conductivité thermique $Wm^{-1}K^{-1}$	Conductivité électrique Sm^{-1}
Céramique AlN chapal-M	100	$5.5\ 10^{-12}$
AlN	175 -190	$1\ 10^{10}$
Carbure de silicium	180	$1\ 10^{-5}$
Carbone	80-240	$7.2\ 10^{4}$
Inox (316L)	16,3	$1.2\ 10^{6}$
Titane	21,9	$1.85\ 10^{6}$
Hafnium	23	$3.11\ 10^{6}$
Rhénium	48	$5.35\ 10^{6}$
Niobium	53,7	$6.25\ 10^{6}$
Nickel	100	$1.44\ 10^{6}$
Molybdène	138	$1.57\ 10^{7}$
Tungstène	173	$1.85\ 10^{7}$

Tableau III.1 : Liste des matériaux compatibles chimiquement avec le gallium

III.3.3.Choix de la géométrie

Le cahier des charges imposé par le projet THERMELEC comprend trois contraintes principales. La première porte sur la température de jonction maximale des composants qui ne doit pas dépasser 125°C. La deuxième concerne la puissance hydraulique à fournir pour faire circuler le fluide. Il faut donc minimiser les pertes de charges. Et la dernière impose de minimiser le volume de gallium qui circulera à l'intérieur du refroidisseur. La puissance Φ à dissiper par le refroidisseur vaut 1 kW. L'écart de température entre l'entrée et la sortie du gallium est de 20°C. La température maximale d'entrée du gallium est de 70°C.

Connaissant les propriétés physiques du gallium (Tableau III.2), l'Équation III.1 nous permet de montrer qu'un débit de Q= 1.2 litre.min^{-1} est nécessaire pour évacuer une puissance de 1kW avec une élévation de température de 20°C.

$$Q = \frac{\Phi}{\rho C_p \Delta T} \qquad \textbf{Équation III.1}$$

avec ρ la masse volumique du gallium, C_p sa capacité calorifique et ΔT = 20°C la différence de température du fluide entre l'entrée et la sortie du refroidisseur.

Proprieties physiques	**Ga**
Masse volumique (kgm^{-3})	6095
Point de fusion (°C)	29.7
Capacité calorifique ($Jkg^{-1}K^{-1}$)	381
Viscosité cinématique ($10^{-6}\ m^2s^{-1}$)	0.29
Conductivité électrique ($S\mu m^{-1}$)	2.26
Conductivité thermique ($Wm^{-1}K^{-1}$)	28.7
Nombre de Prandtl Pr	0.024

Tableau III.2: Propriétés physiques du gallium

Pour des contraintes d'usinage et en fixant la surface sur laquelle on applique le flux de chaleur à 50mm x 50 mm, les dimensions de la plaque rainurée du refroidisseur sont :

- La longueur d'un canal : L_c = 42 mm
- La largeur d'un canal : l_c = 2 mm
- La hauteur d'un canal : H_c = 2 mm
- La largeur d'une ailette : l_a = 2 mm
- Nombre de canaux : Nb_c = 13

Les dimensions des canaux (hauteur et largeur) ont été choisies de manière arbitraire car nous n'avions pas à notre disposition de modèle fin. Nous nous sommes simplement attachés à obtenir des dimensions faciles à usiner dans un premier temps. La Figure III.2 représente le schéma de la plaque rainurée.

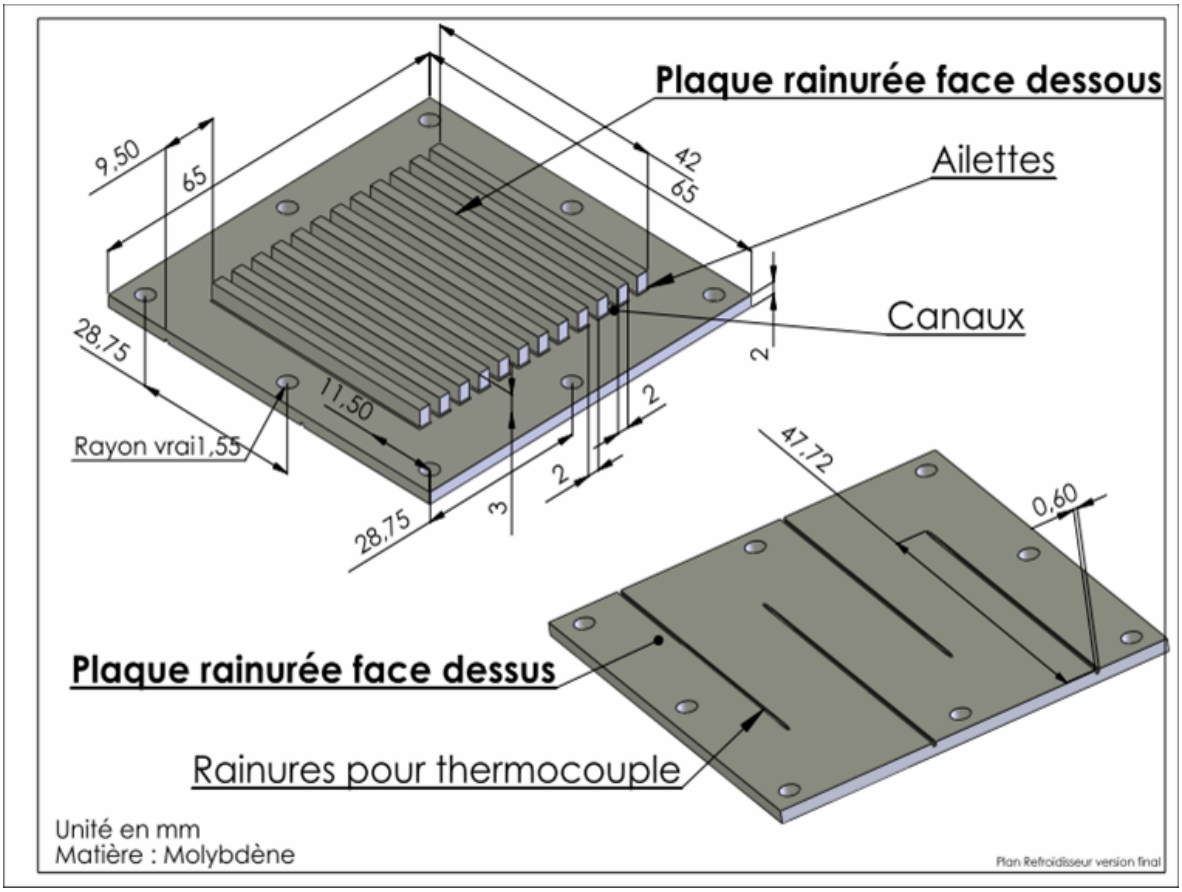


Figure III.2 : Représentation schématique de la plaque rainurée

Nous remarquons que la géométrie de la plaque rainurée est assez simple. Cette géométrie a été réfléchie afin de faciliter l'usinage qui peut se révéler très compliqué notamment pour l'usinage des matériaux durs comme le molybdène. Sur face extérieure de la plaque, nous avons usiné des petites rainures pour insérer des thermocouples. Ces thermocouples nous servent à mesurer la température à la surface du refroidisseur le long des canaux.

La Figure III.3 présente la géométrie et les dimensions de la plaque en inox servant à relier la plaque rainurée à la boucle hydraulique. Les orifices d'arrivée et de sortie du fluide ont pour diamètre intérieur 6 mm. Ils sont en opposition (configuration en U) afin de d'uniformiser le plus possible le débit du fluide dans les différents canaux.

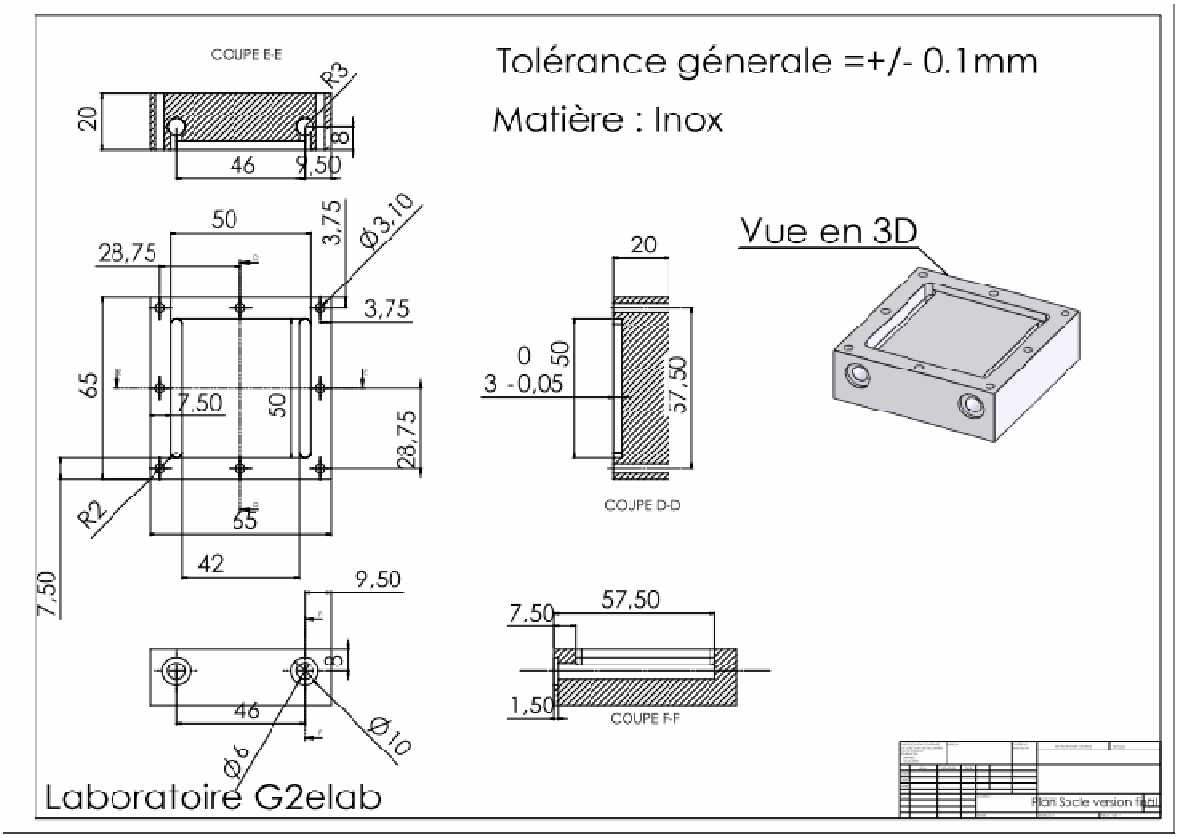
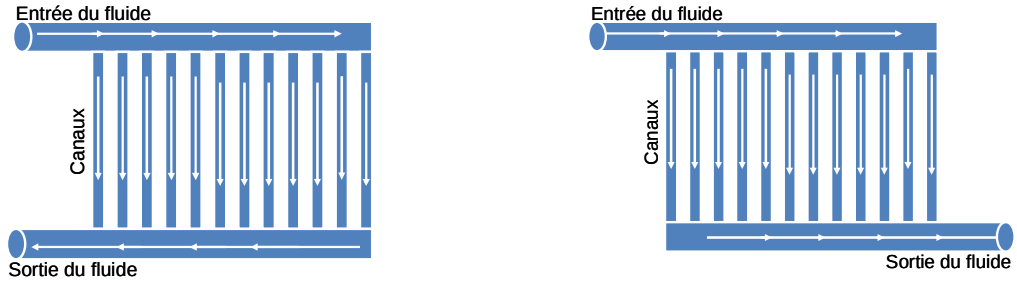


Figure III.3 : Représentation schématique du support en Inox

En général, deux géométries de distribution du fluide sont retenues : la distribution en « U » et la distribution en « Z ». Leur représentation schématique est indiquée sur la Figure III.4. Une étude comparative de ces deux solutions a été menée dans le cadre de la thèse de Thonon (Thonon 1991). Les résultats montrent que la distribution en 'U' est meilleure en ce qu'elle présente :

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



(a) Distribution en 'U' (b) Distribution en 'Z'

Figure III.4 : Configuration de l'écoulement dans le refroidisseur

Les deux plaques sont assemblées comme le montre la Figure III.5.

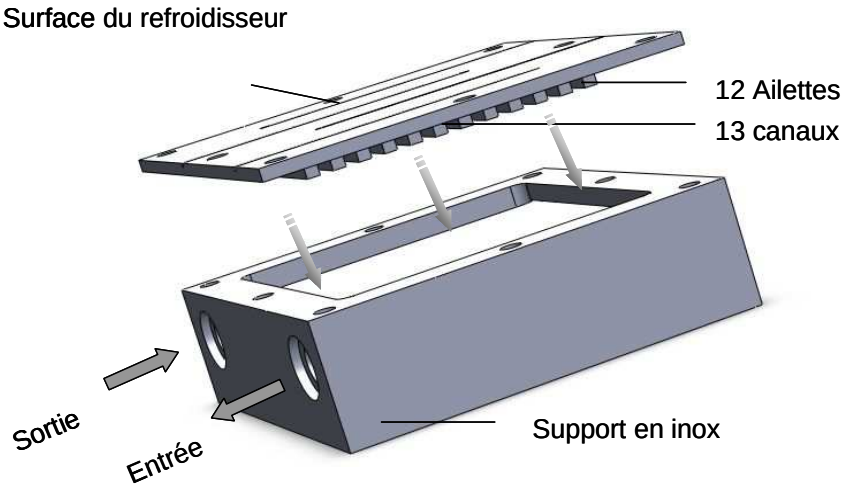


Figure III.5 : Représentation schématique du refroidisseur à minicanaux

L'étanchéité du système est assurée grâce à 8 vis en inox et une couche fine de silicone compatible chimiquement avec le gallium et résistant à la température d'utilisation. La quantité de fluide dans le refroidisseur est de 7 ml. La présentation du refroidisseur étant terminée, nous allons maintenant présenter sa mise en œuvre dans une boucle hydraulique.

III.3.4.Mise en œuvre dans une boucle de tests

Afin de caractériser le refroidisseur à minicanaux, nous l'avons inséré dans la boucle de tests décrite dans le chapitre II. La Figure III.6 montre une photo réelle de la boucle de refroidissement complète.

Nous présentons aussi sur Figure III.7 la représentation schématique de la boucle de refroidissement. Le fluide est mis en mouvement grâce à la pompe MHD DC. Le flux de chaleur à la surface du refroidisseur est généré par des cartouches chauffantes insérées dans un bloc en aluminium. Ces cartouches chauffantes peuvent dissiper une puissance supérieure à 1 kW. Elles ont été réparties de sorte à obtenir une densité de flux de chaleur uniforme à la surface du refroidisseur.

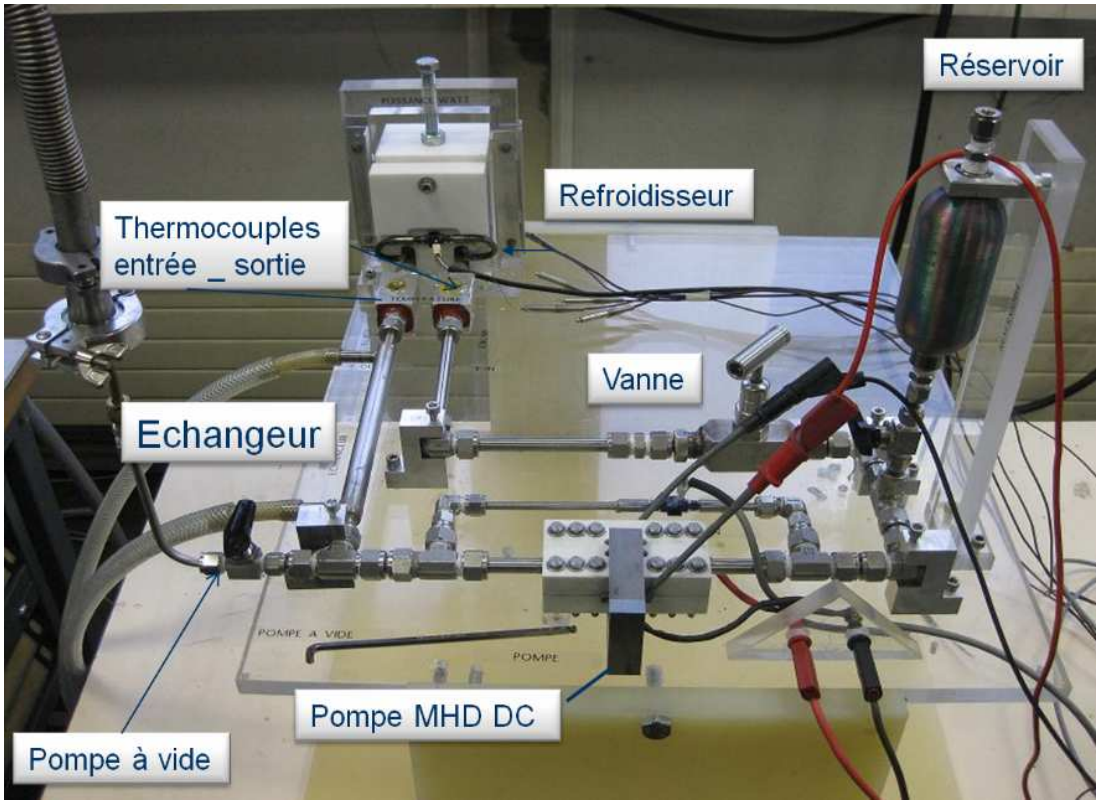


Figure III.6 : Photographie de la boucle de refroidissement

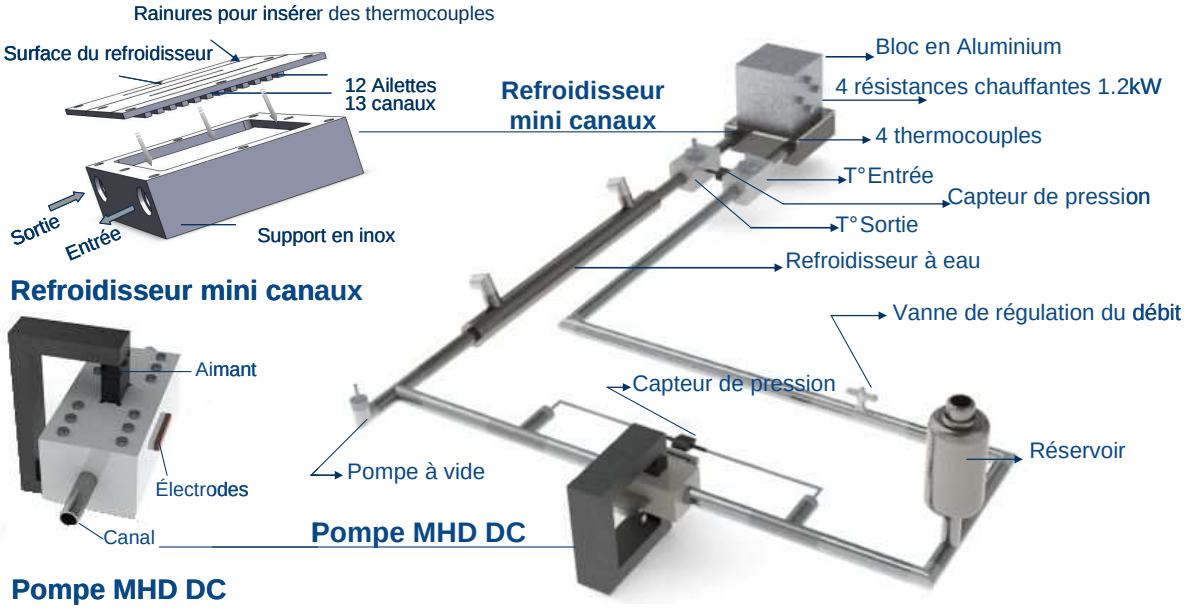


Figure III.7 : Représentation schématique de la boucle de refroidissement

Pour les mesures de température, nous avons inséré 4 thermocouples équidistants le long des canaux : un à l'entrée, deux au centre et un autre à la sortie des canaux comme le montre la Figure III.8

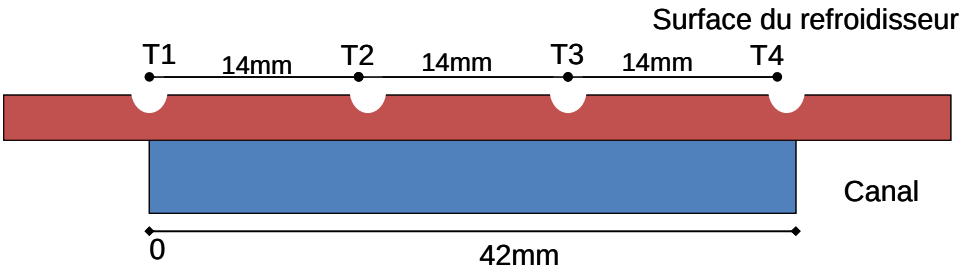


Figure III.8: Positionnement des thermocouples sur la surface du refroidisseur

Le matériau de la plaque supérieure du refroidisseur est du molybdène massif. Comme nous l'avons vu précédemment, ce matériau a été choisi car il a de bonnes propriétés thermiques (conductivité thermique égale à 138 $Wm^{-1}K^{-1}$) et il est compatible avec le gallium. Le refroidisseur et le système de chauffage sont isolés avec du téflon afin d'éviter des pertes thermiques vers l'extérieur. Les pertes de charges dans le refroidisseur sont mesurées grâce à des capteurs de pressions positionnés à l'entrée et la sortie. Pour la mesure de débit dans la boucle, nous avons utilisé deux thermocouples, un à l'entrée et l'autre à la sortie du refroidisseur. Le débit dans ce cas est calculé grâce à l'Équation III.1. Nous pouvons régler le débit dans la boucle grâce à une vanne à boisseau sphérique en inox de type Swagelok qui présente peu des pertes de charge lorsqu'elle est ouverte complètement. Le fluide est refroidi grâce à un échangeur tubulaire à contre-courant dans lequel circule de l'eau distillée. La température de l'eau est contrôlée grâce à un refroidisseur Julabo. Nous avons utilisé comme fluide métallique un alliage gallium-étain dont la température de fusion est de l'ordre de 20°C.

III.3.5. Résultats expérimentaux

Pour la caractérisation du refroidisseur, nous faisons varier le débit et la puissance et nous mesurons la température sur la surface. Le graphe de la Figure III.9 montre la température à la surface du refroidisseur à minicanaux en fonction de la puissance imposée. Le tableau suivant montre la valeur du débit dans le refroidisseur, les température d'entrée et de sortie du fluide, et la valeur de la puissance dissipée par les cartouches chauffantes.

Φ (W)	T (entrée du fluide °C)	T (sortie du fluide °C)	Q (litre.min^{-1})
50	30,43	32,83	0,55
150	30,01	37,20	0,55
200	28,59	38,04	0,56
300	31,80	45,89	0,56
400	32,50	51,00	0,57
500	32,00	55,20	0,57
600	32,10	60,00	0,56
700	32,40	65,23	0,56

Tableau III.3 : Résultats expérimentaux de la température en fonction de la puissance pour un débit fixe

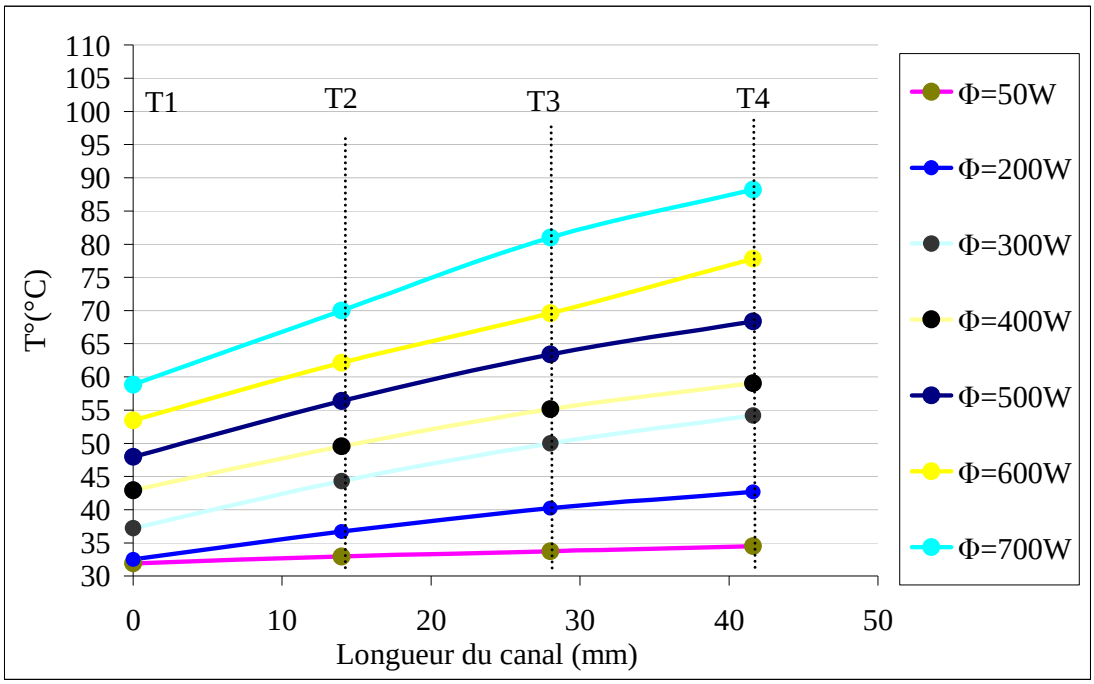


Figure III.9 : Température mesurée à la surface du refroidisseur en fonction de la puissance imposée pour un débit de 0,55 litre.min^{-1}

Nous remarquons clairement la non homogénéité de la température sur la surface, qui est due à l'échauffement du fluide le long du canal. Logiquement, la température est minimale à l'entrée (T1) et maximale à la sortie (T4).

Nous avons également étudié l'évolution de la température en fonction du débit de fluide. Dans ce cas nous avons fixé la puissance à 200 W. Le débit varie entre 0.3 litre.min^{-1}et 0.8 litre.min^{-1}. La température d'entrée du fluide vaut 34°C. La Figure III.10 montre l'évolution de la température pour plusieurs valeurs de débit.

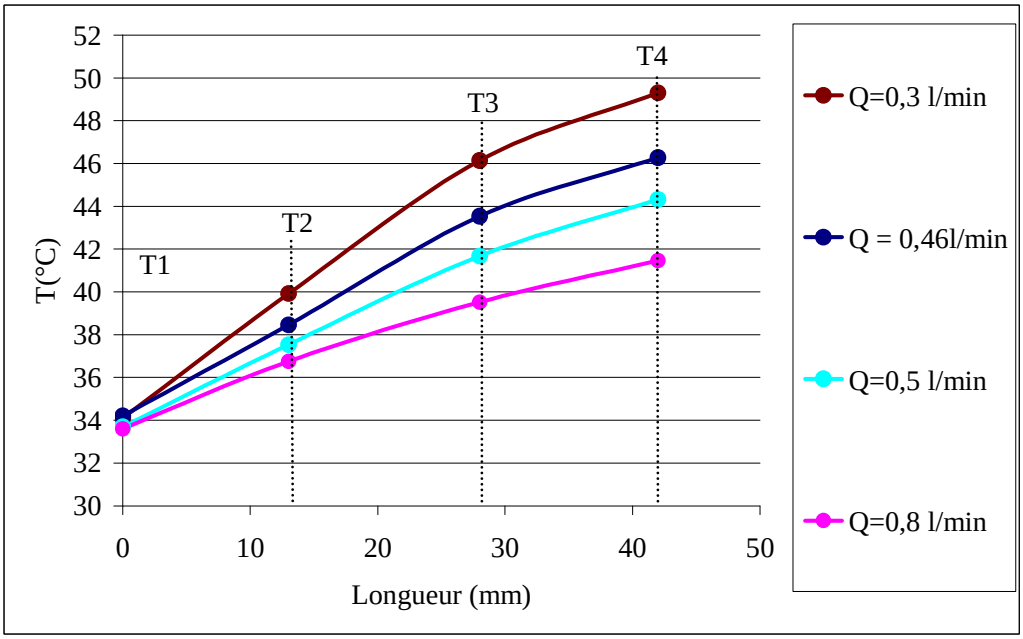


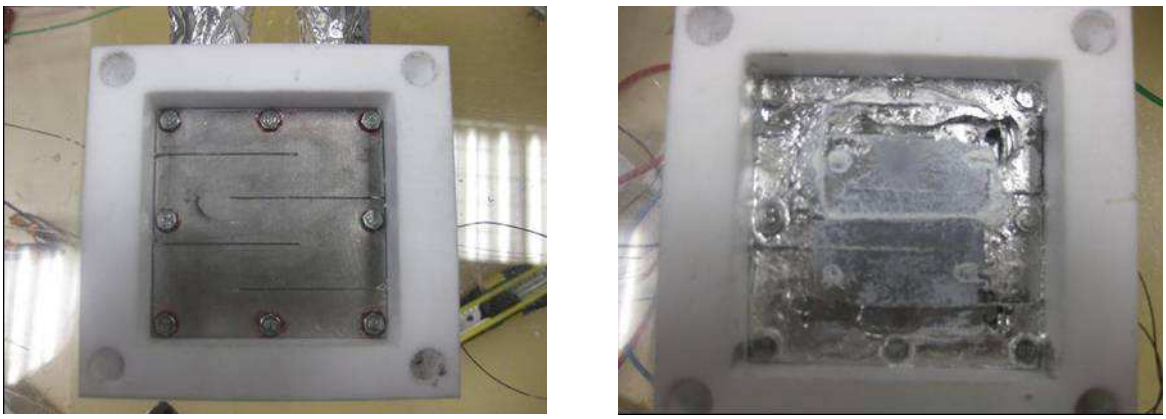
Figure III.10 : Température de la surface du refroidisseur pour plusieurs valeurs de débit. La puissance vaut 200W. La température d'entrée est égale à 34°C

Nous pouvons voir clairement que le profil de la température n'est pas linéaire. Cela peut être dû aux effets d'entrée et de sortie dans les canaux (variation du coefficient d'échange le long du canal) et à l'existence d'un flux de chaleur circulant dans la direction des canaux qui est dû au gradient de température le long du refroidisseur. Nous détaillerons ce point dans la partie simulations numériques.

En conclusion de cette partie, nous pouvons dire que nous avons réalisé une boucle de refroidissement permettant de vérifier le fonctionnement du refroidisseur à minicanaux qui a été réalisé. Nous allons, dans la partie suivante, comparer ces résultats pratiques à des résultats de simulation et montrer l'intérêt d'utiliser un liquide métallique en estimant la valeur du coefficient d'échange que nous pouvons atteindre.

Remarque

Dans un premier temps, nous avions réalisé un refroidisseur en aluminium avec un dépôt de tungstène de 3 µm Nous avions choisi cette solution pour, comme nous l'avons déjà évoqué, gagner en terme de conductivité thermique. Les dimensions de la plaque rainurée étaient les mêmes que celles de la plaque en molybdène. Le fonctionnement a été très surprenant puisqu'au bout de 5 heures, le gallium a attaqué la couche de tungstène et a complètement traversé la plaque d'aluminium. La Figure III.11 montre le refroidisseur avant utilisation et après 5 heures de fonctionnement dans la boucle. La température maximale de fonctionnement était de 80°C.



Avant utilisation Après 5 heures d'utilisation

Figure III.11 : Dégradation de la plaque de refroidissement

Suite à ces résultats, nos partenaires du PECSA ont étudié la résistance de plusieurs matériaux (alliages de cuivre et aluminium) recouverts de la même protection de tungstène à des températures allant jusqu'à 400°C. Ils ont montré que la plaque en aluminium était très fortement attaquée alors que les autres ne subissaient quasiment aucun dommage. Cela montre que le dépôt est poreux et surtout que l'aluminium est un très mauvais candidat pour la réalisation de refroidisseur avec du gallium. Notre choix premier s'est donc révélé assez inopportun.

III.4. Simulations numériques

Nous présenterons dans cette partie une étude numérique des transferts de chaleur au sein du refroidisseur que nous comparerons aux résultats expérimentaux. Nous avons utilisé le logiciel Flotherm spécialisé dans la simulation des écoulements et des transferts de chaleur dans les systèmes électroniques. Ce logiciel a été développé par la société Flomerics pour modéliser les aspects thermiques et hydrauliques rencontrés dans des applications variées allant de la climatisation d'une salle jusqu'au refroidisseur de l'électronique de puissance. Grâce à ce logiciel nous pouvons résoudre les équations de Navier-Stockes et l'équation de la chaleur. Nous pouvons alors obtenir la température en tout point du domaine ainsi que la vitesse du fluide et la pression dans les canaux.

III.4.1. Résultats de simulation

III.4.1.1. Modélisation de la géométrie

Comme nous l'avons indiqué, notre refroidisseur est composé de deux plaques : la première plaque, rainurée, qui comporte les ailettes et sur laquelle est appliqué le flux de chaleur. La deuxième plaque est le support en inox qui sert à relier le refroidisseur à la boucle hydraulique.

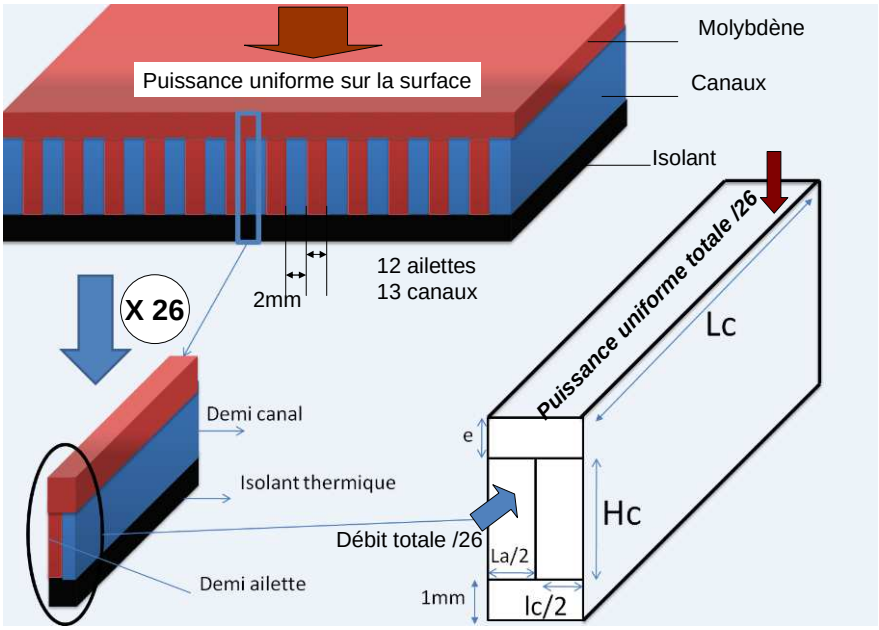


Figure III.12 : Modélisation du refroidisseur

La Figure III.12 présente la géométrie du refroidisseur. Les 13 canaux sont répartis uniformément sur la plaque supérieure. Nous supposons dans ce modèle que la plaque inférieure est isolante thermique. Nous ne prenons donc en compte que les échanges de chaleur dans la plaque rainurée, et nous supposons que la plaque en inox a un effet négligeable sur les échanges de chaleur. Si nous prenons une géométrie formée d'un demi-canal et d'une demi-ailette, nous remarquerons que ce modèle se répète 26 fois symétriquement suivant la largeur du refroidisseur. Pour cette raison, afin de gagner du temps de simulation, nous ne modélisons que la moitié du canal et la moitié de l'ailette. Les dimensions sont donc les suivantes :

- Longueur du canal : L_c = 42 mm
- Largeur du demi-canal : $l_c/2$ = 1 mm
- Largeur de la demi-ailette : $l_a/2$ = 1 mm
- Hauteur du canal = hauteur des ailettes : H_c = 3 mm
- Epaisseur de la plaque rainurée entre les canaux et la surface e = 2 mm

Les conditions limites sont les suivantes :

- Nous imposons une puissance uniforme à la surface, la valeur de cette puissance imposée est égale à la valeur de la puissance imposée dans l'étude expérimentale divisée par 26 (à cause de la symétrie).
- Nous imposons un débit et une température d'entrée du fluide. La valeur du débit est égale à la valeur du débit imposé expérimentalement divisé par 26.
- Nous imposons une pression nulle à la sortie du canal.
- Nous imposons des conditions d'isolation thermique sur toutes les faces extérieures du système.

Nous avons utilisé un maillage très fin sur les frontières entre l'ailette et le canal. Le temps de chaque simulation est compris entre 40 et 80 min.

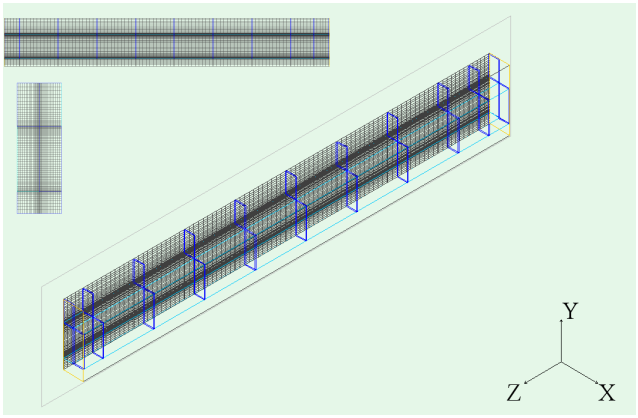


Figure III.13 : Maillage de la géométrie du refroidisseur

Nous avons calculé la température sur la surface du refroidisseur pour chaque cas correspondant à l'étude expérimentale puis nous avons comparé la température de simulation avec celle de l'étude expérimentale.

III.4.1.2. Résultats

La Figure III.14 montre la valeur de la température de la surface du refroidisseur obtenue expérimentalement et par simulations pour un débit de 0.5 litre.min^{-1} et pour plusieurs valeurs de puissance allant de 50 W à 700 W.

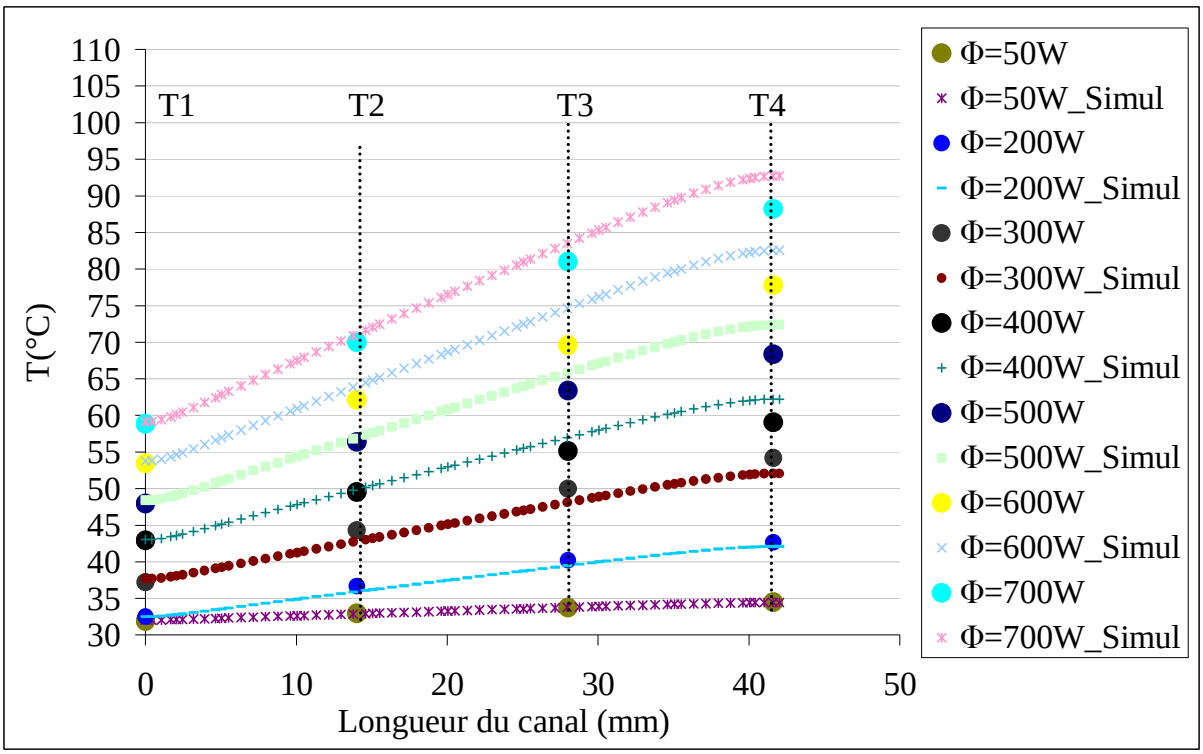


Figure III.14 : Comparaison des résultats de simulation et expérimentaux pour plusieurs valeurs de puissance et pour un débit de 0,5 litre.min^{-1}

Nous avons également simulé le dispositif pour trois valeurs de débits : 0.3 litre.min^{-1}, 0.5 litre.min^{-1}, et 0.8l litre.min^{-1}. La Figure III.15 montre l'évolution de la température pour une puissance de 200W.

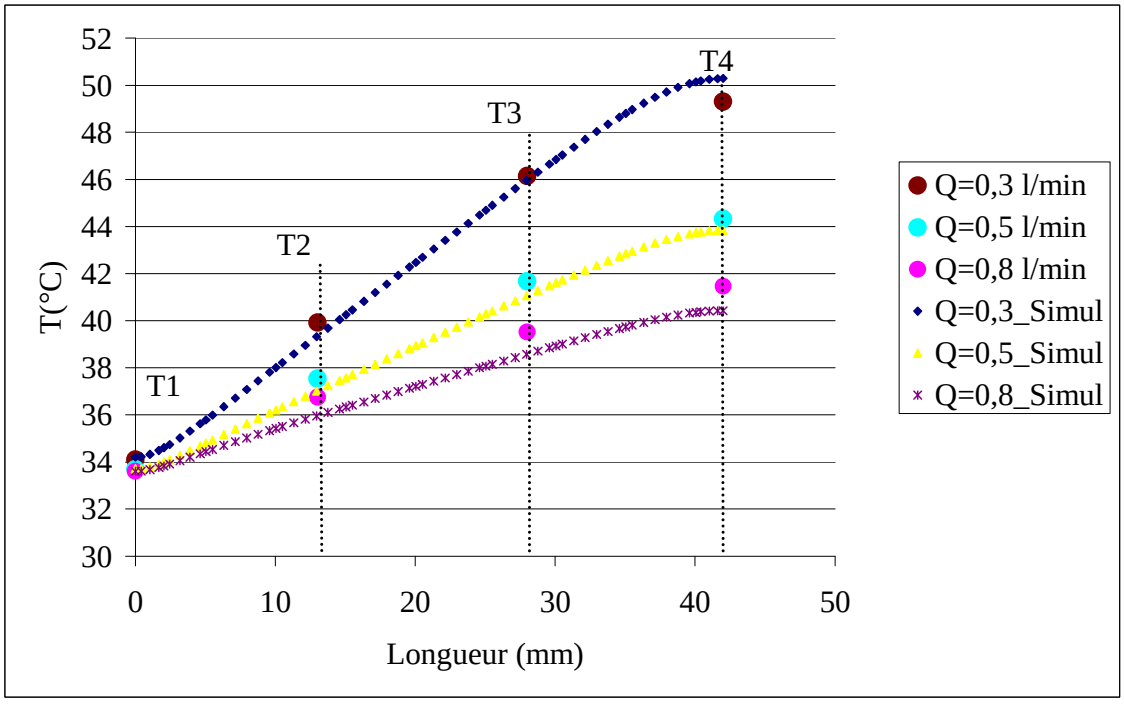


Figure III.15 : Comparaison des résultats de simulation et expérimentaux pour plusieurs valeurs de débit et un flux de chaleur de 200W

Nous voyons clairement sur les Figure III.14 et Figure III.15 la cohérence entre les valeurs expérimentales et les valeurs de simulation. Si nous calculons l'erreur relative entre les valeurs expérimentales et théoriques, nous obtenons la valeur de l'erreur maximale qui ne dépasse pas 10%. Le calcul d'erreur a été effectué en utilisant l'expression suivante :

$$Erreur = \frac{T_{expérimental} - T_{simulation}}{T_{expérimental} - T_e} \qquad \textbf{Équation III.2}$$

avec T_e la température d'entrée du fluide, $T_{expérimental}$ la température mesurée expérimentalement et $T_{simulatoni}$ la température obtenue avec le logiciel Flotherm.

III.4.2. Conclusion

En conclusion de cette partie, nous pouvons dire que :

- Nous avons réalisé une boucle de refroidissement qui fonctionne avec un métal liquide. Le fluide est mis en mouvement avec la pompe MHD à courant continu.
- Nous avons démontré la faisabilité technologique du refroidisseur à minicanaux fonctionnant avec un métal liquide (alliage gallium-étain).
- Nous avons validé les résultats de simulation par l'expérience. L'erreur maximale atteinte est de 10%.

Les simulations étant validées, nous pouvons les utiliser pour dimensionner un refroidisseur à métal liquide pour les applications de refroidissement en électronique de puissance. Nous montrerons en particulier que la valeur du coefficient d'échange est très grande. Dans un deuxième temps nous nous attacherons à mettre en place une formulation analytique du transfert de chaleur dans le refroidisseur. Ce calcul nous servira ensuite pour le dimensionnement et l'optimisation d'un refroidisseur complet de même type.

III.5. Dimensionnement

III.5.1. Introduction

La convection forcée monophasique dans des mini et microcanaux a déjà été largement étudiée par le passé. Cependant, ces refroidisseurs utilisent l'eau, ou d'autres liquides ayant des propriétés physiques assez proches, comme fluide caloporteur. Les propriétés physiques du gallium ou de ses alliages étant très différentes, il paraît assez probable que le dimensionnement soit un peu différent que dans les cas évoqués. Cependant, à notre connaissance, il n'existe pas d'étude de dimensionnement d'un refroidisseur à minicanaux utilisant un fluide métallique comme fluide caloporteur. Nous proposons donc une étude sur ce sujet.

Le dimensionnement d'un système nécessite obligatoirement la définition des contraintes de ce système. Dans notre cas les variables permettant de modéliser un refroidisseur à minicanaux sont les suivantes :

- Les propriétés physiques du fluide :
  - Conductivité thermique λ

- Viscosité cinématique μ
- Masse volumique ρ

- Les grandeurs géométriques du refroidisseur :
  - La longueur du canal L_c
  - La largeur du canal l_c
  - La largeur de l'ailette l_a
  - La hauteur de l'ailette ou du canal H_c
  - La surface du refroidisseur S
- Les contraintes sur le refroidisseur :
  - La puissance imposée sur la surface Φ
  - La vitesse du fluide v
  - La température maximale de la surface T_{max}
  - La puissance de pompage P_h

Deux méthodes sont classiquement utilisées pour dimensionner ce type de refroidisseur :

- La première consiste à mener une campagne de simulations de manière à faire varier chaque paramètre géométrique. L'objectif est en général d'obtenir une température acceptable au niveau des composants électroniques tout en ayant une puissance de pompage la plus faible possible. Cette méthode prenant beaucoup de temps, elle est peu souvent utilisée.
- La deuxième méthode consiste à utiliser des formulations analytiques utilisant des corrélations pour estimer le coefficient d'échange et les pertes de charge. La température de surface est calculée en faisant des calculs d'ailettes.

Avant de rentrer plus dans les détails, nous proposons d'introduire les nombres sans dimension utilisés dans les calculs de convection forcée.

III.5.2. Rappels sur les corrélations en convection forcée

Dans un problème de convection forcée, l'objectif principal est d'estimer le coefficient d'échange convectif h. Son estimation peut être faite à l'aide de corrélations. Ce sont des formulations analytiques obtenues à partir de calculs exacts ou à partir de résultats expérimentaux. Elles sont écrites à partir de nombres sans dimension issus d'une analyse dimensionnelle. Nous allons maintenant présenter ces nombres.

III.5.2.1. Nombre de Reynolds

C'est Reynolds, ingénieur anglais spécialiste de l'hydrodynamique qui a introduit ce nombre qui est constamment utilisé dans les calculs d'écoulements. L'écoulement peut être laminaire, transitoire ou turbulent. Dans le premier cas, le fluide s'écoule sous forme des filets parallèles aux parois, dans le troisième cas, la notion de filet n'existe plus, le mouvement des particules de fluide est aléatoire. Et dans le second l'écoulement du fluide est intermédiaire entre laminaire et turbulent.

Pour connaître le régime d'écoulement dans un canal, nous utilisons le nombre de Reynolds. Ce nombre est fonction de la masse volumique du fluide ρ, de sa viscosité dynamique μ, de sa vitesse moyenne, et du diamètre hydraulique D_h des canaux. Il s'exprime par la formule suivante :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho v D_h}{\mu}$$ **Équation III.3**

avec $D_h = \frac{4S_e}{Périmètre} = \frac{H_c l_c}{2(H_c + l_c)}$ dans le cas des canaux rectangulaires **Équation III.4**

S_e et Périmètre sont respectivement la section et le périmètre mouillé du canal, H_c et l_c sont respectivement la hauteur et la largeur du canal.

Le nombre de Reynolds définit la transition entre un écoulement laminaire et un écoulement turbulent. Dans un canal, les limites entre les différents régimes sont les suivantes :

- $\mathrm{Re} \leq 2300$ Régime laminaire
- $2300 \leq \mathrm{Re} \leq 6000$ Régime transitoire
- $\mathrm{Re} \geq 6000$ Régime turbulent.

III.5.2.2. Nombre de Prandtl

C'est un nombre qui dépend essentiellement des caractéristiques physiques du fluide. Il représente le rapport de la diffusivité de la matière sur la diffusivité thermique et est défini par :

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$ **Équation III.5**

avec C_p la chaleur massique du fluide et λ sa conductivité thermique.

Nous pouvons dire que, pour un nombre de Prandtl élevée $\mathrm{Pr} \geq 1$, le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. C'est le cas de l'eau où le nombre de Prandtl varie entre 2 et 13. En revanche un faible nombre de Prandtl $\mathrm{Pr} \leq 1$ indique que la conduction thermique est tellement bonne que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température. C'est le cas des fluides métalliques où le nombre de Prandtl est de l'ordre de 10^{-2}.

III.5.2.2.1. Longueur d'établissement hydraulique

C'est la distance a partir de laquelle le profil de la vitesse ne varie plus le long du canal. Cette distance peut être estimée par des corrélations trouvées dans la littérature. Pour le cas d'un écoulement laminaire dans un canal rectangulaire et pour un flux constant sur la surface, cette distance est donnée par la relation suivante :

$$Le_{tm} = 0.011 D_h \mathrm{Re}$$ **Équation III.6**

III.5.2.2.2. Longueur d'établissement thermique

C'est la distance à partir de laquelle le profil de la température ne varie plus le long du canal. Pour le cas d'un écoulement laminaire dans un canal rectangulaire et pour un flux constant sur la surface, cette distance est donnée par la relation suivante :

$$Le_{th} = 0.008 D_h \,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}$$ **Équation III.7**

La rapport entre les longueurs d'établissement thermique et hydraulique dépend du nombre de Prandtl. Pour des nombres de Prandtl élevés, le profil de vitesse s'établit beaucoup plus rapidement que le profil de température, en revanche, pour des nombres de Prandtl faibles, c'est le contraire. Les cas limites sont résumés dans le tableau suivant :

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

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

Il en résulte que, selon sa configuration et pour les fluides que nous utilisons (gallium ou alliages de gallium), ayant des nombres de Prandtl très petits, la longueur d'établissement thermique sera beaucoup plus courte que la longueur d'établissement hydraulique.

III.5.2.3. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel très utilisé dans les applications de transfert de chaleur. Il est défini par la relation suivante :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda}$$ **Équation III.8**

avec h le coefficient de transfert de chaleur entre le liquide et la paroi, λ la conductivité thermique du liquide, et D_h le diamètre hydraulique du canal. Ainsi, une fois le nombre de Nusselt calculé, nous pouvons déterminer facilement le coefficient de transfert de chaleur h.

Le nombre de Nusselt dépend principalement de la géométrie des canaux et de la nature de l'écoulement. Pour calculer ce nombre, il est donc nécessaire de bien définir les hypothèses du problème. Dans le cas le plus simple où le conduit est circulaire, le régime est laminaire et l'écoulement est établi thermiquement et hydrauliquement, il est possible de calculer le Nusselt analytiquement. Dans le cas de canaux de section rectangulaire ceci devient rapidement compliqué. Il est alors possible de déterminer le nombre de Nusselt à partir de résultats empiriques (Sparrow & Prata 1983). Pour cela il existe des tableaux ou des abaques de valeurs expérimentales du nombre de Nusselt en fonction de la forme géométrique du canal et en fonction des hypothèses imposées.

Pour le cas des métaux liquide, il y a assez peu de résultats. Nous citerons par exemple le rapport fait par le NASA sur la détermination du nombre de Nusselt pour des régimes turbulents dans des canaux de section circulaire (Bernard Lubarsky & Samuel J. Kaufman 1956). Dans ces études les auteurs ont pu déterminer le nombre de Nusselt expérimentalement avec des fluides métalliques comme le mercure et des alliages sodium potassium. Ils ont pu démontrer que la meilleure corrélation du nombre de Nusselt dans le cas de la convection forcée dans des canaux circulaires en régime turbulent établi thermiquement et hydrauliquement pour un flux constant sur les parois est :

$$Nu = 0.625(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr})^{0.4}$$ **Équation III.9**

III.5.2.4. Nombre de Peclet

Le nombre de Peclet Pe représente le rapport entre le transfert de chaleur par convection et le transfert par conduction (ou transfert par diffusion pour les transferts massiques). Il est équivalent au produit du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl dans le cas du transfert thermique.

$$Pe = \mathrm{Re}.\mathrm{Pr}$$ **Équation III.10**

Maintenant que nous avons présenté les bases sur les nombres sans dimension, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement qui ont été envisagées dans cette thèse.

III.5.3. Dimensionnement par calcul d'ailette

Nous allons décrire dans cette partie le principe de calcul des échanges de chaleur-conducto-convectif dans des ailettes droites car ce cas correspond à la géométrie de notre refroidisseur..

III.5.3.1. Principe de calcul

III.5.3.1.1. Définition d'une ailette

Comme nous l'avons déjà évoqué lors du premier chapitre, la loi de Newton exprime le flux convectif échangé entre un solide de surface S, de température superficielle uniforme T_p, et un fluide à la température T_f. Cette loi s'exprime de la manière suivante :

$$\Phi = hS(T_p - T_f)$$ **Équation III.11**

Ainsi, plus la surface d'échange est grande, plus l'échange de chaleur est amélioré. Une technique pour augmenter cette surface d'échange est la réalisation d'ailettes. La Figure III.16 représente le cas particulier d'une ailette droite (l'ailette a une section constante sur toute sa hauteur H_c).

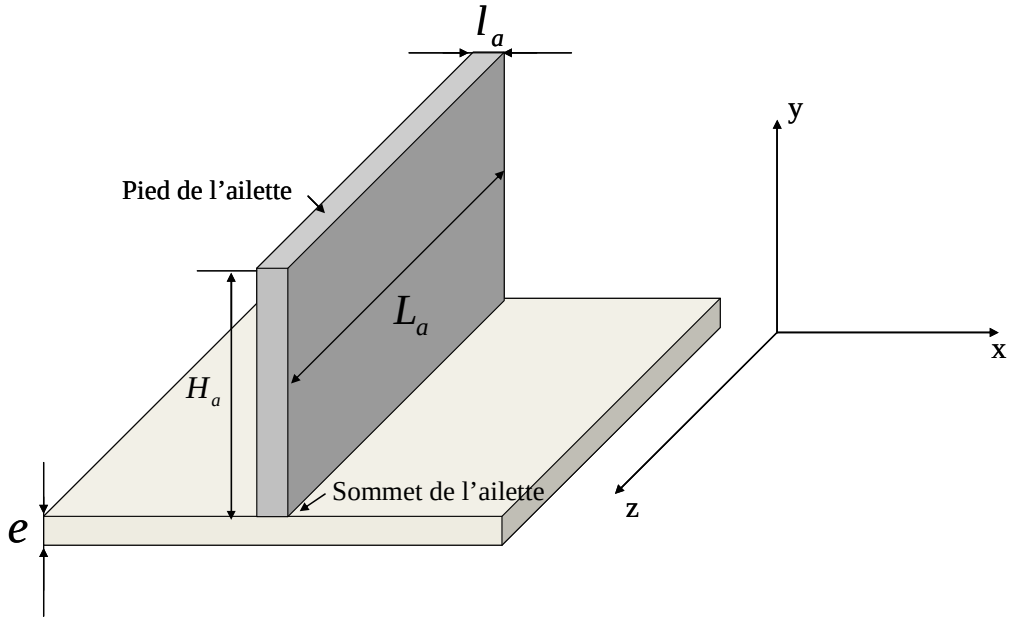


Figure III.16 : Exemple de surface ailetée

Le champ de température à la surface de l'ailette étant à l'évidence multidimensionnel (la température dépend de plusieurs variables d'espace), le flux thermique perdu par l'ailette Φ_a s'obtient par intégration sur la surface d'échange S_a de l'ailette en utilisant la relation ci-dessous :

$$\Phi_a = \iint_{S_a} h dS (T_p - T_f) \qquad \textbf{Équation III.12}$$

L'évaluation de cette intégrale nécessite de résoudre un problème de conduction thermique multidimensionnel. Dans la plupart des cas, il est possible de supposer que la température dans l'ailette est quasi-uniforme sur une section droite de l'ailette. Nous supposons alors que la température ne dépend que de la direction y depuis le pied de l'ailette (Figure III.16).

III.5.3.1.2. Détermination du champ de température

Le flux de chaleur Φ(y) transmis par conduction à l'abscisse y s'exprime par la loi de Fourier :

$$\Phi(y) = -\lambda S_a \frac{dT}{dy}\Big|_y \qquad \textbf{Équation III.13}$$

avec Sa, la surface d'une section droite de l'ailette.

Le flux de chaleur Φ(y+dy) transmis par conduction à l'abscisse y+dy s'exprime de la même manière :

$$\Phi(y+dy) = -\lambda S_a \frac{dT}{dy}\Big|_{y+dy} \qquad \textbf{Équation III.14}$$

Le flux de chaleur Φ_c transmis par convection à la périphérie de l'ailette entre y et y+dy s'exprime grâce à l'équation suivante :

$$\Phi_c = h p_a dy \left[T(y) - T_f\right] \qquad \textbf{Équation III.15}$$

avec p_a le périmètre de l'ailette.

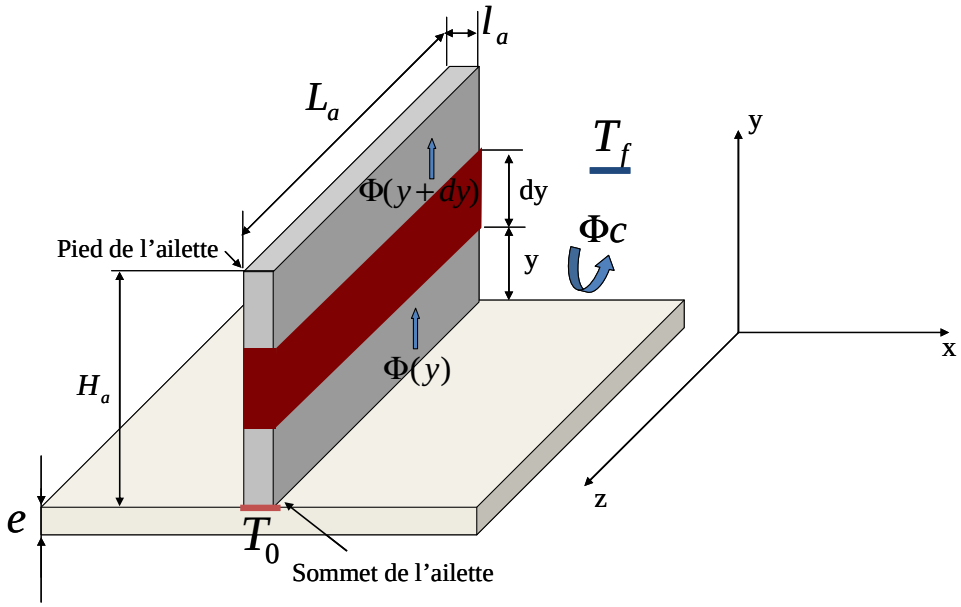


Figure III.17 : Hypothèses simplificatrices du calcul d'ailette

La conservation du flux de chaleur en régime stationnaire permet d'écrire l'équation suivante :

$$\Phi(y) = \Phi(y+dy) + \Phi_c$$
$$-\lambda S_a \frac{dT}{dy}\Big|_y = h.p_a dy(T(y) - T_f) - \lambda S_a \frac{dT}{dy}\Big|_{y+dy} \quad \textbf{Équation III.16}$$

Le champ de température dans l'ailette peut alors être déterminé en résolvant l'équation différentielle suivante :

$$\frac{d^2T}{dy} - \frac{h.p_a}{\lambda S_a}\theta = 0, \quad \textbf{Équation III.17}$$
$$avec\, \theta = T - T_f$$

Afin de résoudre cette équation différentielle, nous imposons des conditions limites. Dans nos travaux, nous sommes intéressés par les ailettes qui sont isolées à leur extrémité, c'est-à-dire que le flux convectif au sommet de l'ailette est nul. Dans ce cas, les conditions limites sont les suivantes :

- La température à y = 0 est T_0 → $T(y=0) = T_0$
- La condition d'isolation en y = H_a → $\lambda S_a \frac{dT}{dy}\Big|_{y=H_a} = 0$

La solution de l'Équation III.17 est alors :

$$T(y) - T_f = (T_0 - T_f)\frac{ch\left[\sqrt{\frac{h.p_a}{\lambda S_a}}(H_a - y)\right]}{ch\left(\sqrt{\frac{h.p_a}{\lambda S_a}}H_a\right)} \quad \textbf{Équation III.18}$$

Une fois le champ de température connu, il est possible d'utiliser l'Équation III.12 pour obtenir le flux de chaleur échangé par l'ailette.

$$\Phi = \sqrt{h.p_a \lambda S_a}\, th\left[\sqrt{\frac{h.p_a}{\lambda S_a}}H_a\right](T_0 - T_f) \quad \textbf{Équation III.19}$$

III.5.3.1.3. Démarche générale pour le dimensionnement des ailettes

La démarche généralement utilisée pour le dimensionnement des refroidisseurs à mini et microcanaux fonctionnant avec de l'eau ou des fluides diélectriques (Meysenc 1992)(Perret 2001) consiste dans un premier temps à déterminer le nombre de Nusselt d'après des corrélations. Une fois le nombre de Nusselt déterminé, la deuxième étape consiste à calculer le coefficient de transfert de chaleur dans le refroidisseur en utilisant l'Équation III.8. Sa valeur nous permet alors de déterminer le flux échangé au niveau de chaque ailette en utilisant l'Équation III.19.

III.5.3.2. Application au gallium liquide

Dans le cas de l'utilisation d'un fluide comme l'eau, de nombreuses études ont été développées pour dimensionner et optimiser des refroidisseurs Elles sont facilitées par l'existence de nombreuses corrélations adaptées à ce type de fluide et donnent en général de bons résultats. Dans le cas d'un métal liquide, nous n'avons pas pu trouver de corrélations adaptées à notre problème : rainures rectangulaires dans un régime non établi hydrauliquement (voir paragraphe III.5.2.2.2). Ce manque de données est dû en particulier à la faible valeur du nombre de Prandtl

caractéristique de ce type de fluide. Nous avons donc tenté de développer une corrélation du nombre de Nusselt en nous basant sur les résultats de simulation.

III.5.3.3. Démarche

Notre démarche consiste à lancer dans un premier temps une campagne de simulation de manière à faire varier les paramètres géométriques du refroidisseur, les propriétés physiques du fluide, la vitesse du fluide et la puissance sur la surface. Nous avons utilisé la géométrie du refroidisseur décrit dans la partie III.4 et présenté sur la Figure III.18. Il s'agit donc de la modélisation de la moitié du canal et de l'ailette.

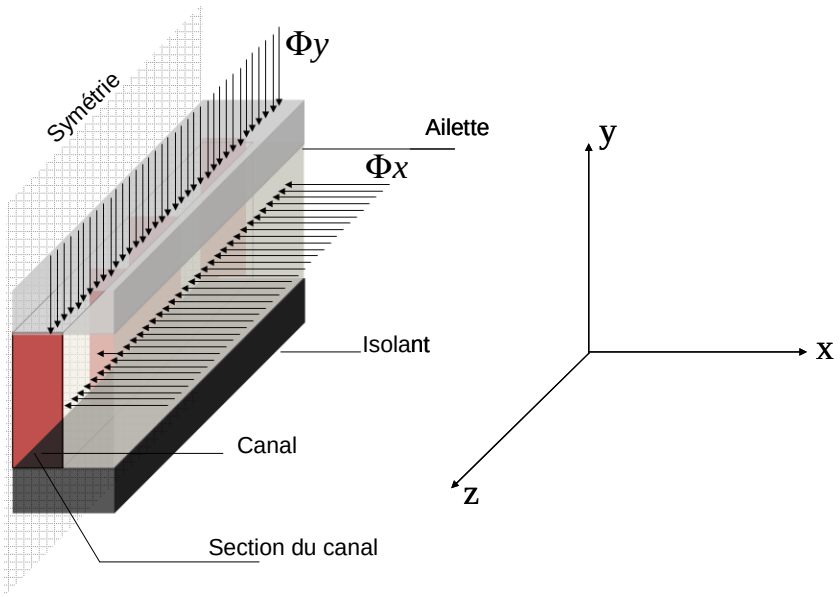


Figure III.18 : Modélisation du refroidisseur

Dans ces simulations, nous avons fixé les grandeurs suivantes :

- La différence de température entre l'entrée et la sortie du refroidisseur $\Delta T = 20°C$.
- La température d'entrée du fluide dans le refroidisseur Te = 70°C
- La densité du flux imposée sur la surface du refroidisseur $\varphi = 1kW/(50mmx50mm)$
- La longueur du canal L_c = 42 mm
- La largeur de l'ailette l_a = 2 mm.
- L'épaisseur de la plaque e = 2mm.

Nous présentons sur le Tableau III.5 les différentes simulations dans lesquelles nous avons fait varier la géométrie du canal, la vitesse du fluide et le flux de chaleur total.

Modèle	H_c (mm)	l_c (mm)	D_h (mm)	v ($m.s^{-1}$)	Φ(W)/canal	Re	λ($Wm^{-1}K^{-1}$)	C_p($Jkg^{-1}K^{-1}$)
S1	1	1	1	1,085	50,4	3675	28	381
S2	1	2	1,3	0,72	67,2	3266	28	381
S3	1	4	1,6	0,54	100,8	2940	28	381
S4	1	6	1,71	0,48	134,4	2800	28	381
S5	1	8	1,77	0,45	168	2722	28	381
S6	**2**	1	1,3	0,54	50,4	2450	28	381

S7	**2**	2	2	0,35	67,2	2450	28	381
S8	**2**	4	2,67	0,27	100,8	2450	28	381
S9	**2**	6	3	0,24	134,4	2450	28	381
S10	**2**	8	3,2	0,225	168	2450	28	381
S11	3	1	1,5	0,36	50,4	1837	28	381
S12	3	2	2,4	0,24	67,2	1960	28	381
S13	3	4	3,42	0,18	100,8	2100	28	381
S14	3	6	4	0,16	134,4	2178	28	381
S15	3	8	4,36	0,15	168	2227	28	381

Tableau III.5 : Paramètres utilisés pour les simulations

Nous voyons que la hauteur des canaux varie entre 1mm et 3 mm et leur largeur entre 1 mm et 8 mm. Cela correspond à une variation du diamètre hydraulique entre 1mm et 4.36 mm.
Nous avons également fait varier les propriétés physiques du fluide métallique caloporteur dans le canal telle que sa conductivité thermique allant de 16 $W.m^{-1}.K^{-1}$ à 28 $W.m^{-1}.K^{-1}$, et sa chaleur massique allant de 280 $J.kg^{-1}.K^{-1}$ à 400 $J.kg^{-1}K^{-1}$.Nous avons fait varier ces propriétés car le galium peut être pur et peut être sous forme d'alliage. Le Tableau III.5 présente les différentes valeurs de conductivité thermique et de chaleur massique utilisées dans les simulations.

Modèle	H_c (mm)	l_c (mm)	D_h (mm)	v ($m.s^{-1}$)	Φ(W)/canal	λ($Wm^{-1}K^{-1}$)	C_p($Jkg^{-1}K^{-1}$)
S16	3	2	2.4	0.22	40	**16**	381
S17	3	2	2.4	0.22	40	**18**	381
S18	3	2	2.4	0.22	40	**20**	381
S19	3	2	2.4	0.22	40	**22**	381
S20	3	2	2.4	0.22	40	**25**	381
S21	3	2	2.4	0.22	40	**28**	381
S22	3	2	2.4	0.22	40	28	**280**
S23	3	2	2.4	0.22	40	28	**300**
S24	3	2	2.4	0.22	40	28	**320**
S25	3	2	2.4	0.22	40	28	**350**
S26	3	2	2.4	0.22	40	28	**381**
S27	3	2	2.4	0.22	40	28	**400**

Tableau III.6 : Variation des propriétés physiques du fluide caloporteur

Une fois les simulations terminées, l'étape suivante consiste à calculer le coefficient de transfert de chaleur local dans le canal. Pour cela, il nous faut connaître le flux de chaleur et la différence de température entre la paroi et le fluide à différents endroits le long des canaux. La valeur du flux convectif traversant une paroi est fournie directement par le logiciel Flotherm. Dans notre cas, nous calculons le flux absorbé par le fluide Φc(z) à 11 zones le long du canal (voir Figure III.19). Chaque zone de calcul a une épaisseur de 0.1 mm. Pour le calcul de Φc(z), nous

additionnons le flux sortant de la paroi verticale Φc(x) au flux sortant de la paroi horizontale Φc(y) Le flux échangé dans chaque zone est donc exprimé par :

$$\Phi c(z) = \Phi c(x) + \Phi c(y)$$ **Équation III.20**

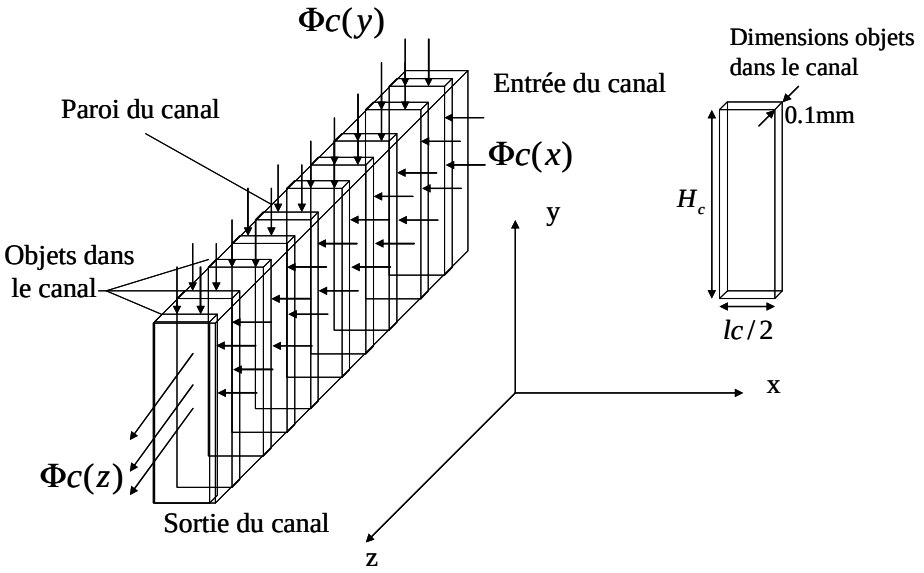


Figure III.19 : Calcul du flux convectif dans le canal

La valeur du coefficient de transfert de chaleur moyen h(z) entre la paroi et le fluide à une distance z de l'entrée du canal est calculée de la manière suivante :

$$h(z) = \frac{\Phi c(z)}{Sc_{objet}\Delta T(z)}$$ **Équation III.21**

avec Φc(z) le flux absorbé par le fluide à une distance z de l'entrée du canal et Sc_{objet} la surface d'échange entre le fluide et la paroi. Elle est donnée par la relation suivante :

$$Sc_{pbjet} = 0.1mm\left(H_c + \frac{l_c}{2}\right)$$ **Équation III.22**

ΔT(z) est la différence entre la température moyenne de la paroi et la température de mélange du fluide à une distance z de l'entrée du canal. Elle est donnée par la relation suivante :

$$\Delta T(z) = T_p(z) - T_m(z)$$ **Équation III.23**

$T_m(z)$est la température de mélange du fluide à une distance z de l'entrée du canal. Elle est calculée en utilisant la formule suivante :

$$T_m(z) = \frac{\iint T(x,y)v(x,y)dxdy}{vS}$$ **Équation III.24**

avec T(x,y) la température du liquide métallique sur la section du canal dans le plan (xy) à une distance z de l'entrée du canal. v(x,y)est la vitesse locale du fluide dans cette même section. v est la vitesse moyenne du fluide dans le canal. S est la section de passage du fluide caloporteur.

$T_p(z)$ est la température moyenne du parois du canal sur chaque objet dans le plan (xy) à une distance z de l'entrée du canal. Elle est calculée en utilisant la formule suivante :

$$T_p(z) = \frac{H_c.T_V + \frac{l_c}{2}T_H}{H_c + \frac{lc}{2}}$$ **Équation III.25**

avec T_V la température moyenne de la paroi verticale à une distance z de l'entrée, T_H la température moyenne de la paroi horizontale à une distance z de l'entrée. l_c et H_c sont la hauteur et la largeur du canal.

La Figure III.20 présente l'évolution du coefficient d'échange local h_{local} le long du canal.

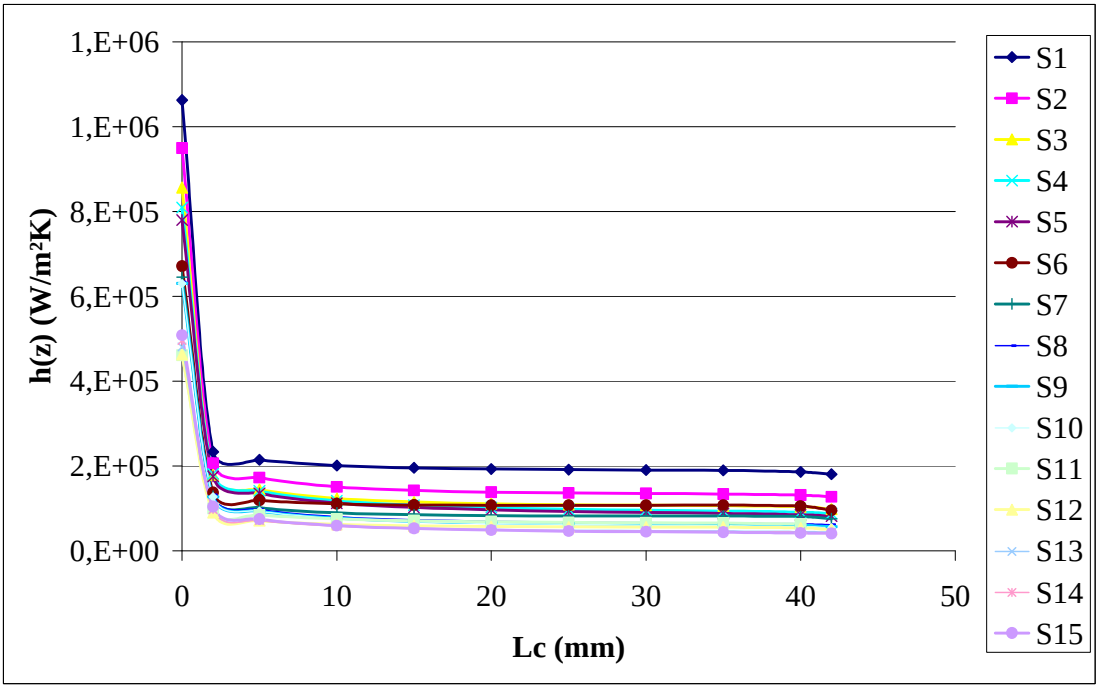


Figure III.20 : Valeur du coefficient d'échange local le long du canal

Nous pouvons clairement remarquer que la valeur de h est assez constante tout le long du canal sauf bien sûr à l'entrée. Nous pouvons alors supposer que le régime thermique est bien établi sur quasiment toute la longueur du canal. Si nous utilisons l'Équation III.7 pour calculer la longueur d'établissement thermique, nous trouvons que sa valeur est inférieure $0.1mm$ dans tous les cas de simulation. Nous voyons également que le coefficient d'échange est vraiment très grand : il se situe entre 50 000 et 200 000 $W.m^{-2}.K^{-1}$.

L'écoulement étant en régime thermique établi, nous pouvons calculer le coefficient de transfert de chaleur moyen dans le canal afin de déterminer le nombre de Nusselt pour chaque simulation. Pour cela, nous avons utilisé l'Équation III.26.

$$h_{moy} = \frac{\Phi}{S_{conv_Total}(T_p - T_m)}$$ **Équation III.26**

avec Φ le flux de chaleur imposé. S_{conv_Total} est la surface totale vue par le fluide. Elles est calculée par l'équation suivante :

$$S_{conv_total} = \left(H_c + \frac{l_c}{2}\right)L_c$$ **Équation III.27**

T_p est la température moyenne des parois du canal et T_m est la température de mélange moyenne dans le canal.

La valeur moyenne du coefficient d'échange convectif pour les différentes simulations dans lesquelles nous avons fait varier la géométrie des canaux (S1 à S15) est donnée sur la Figure III.21.

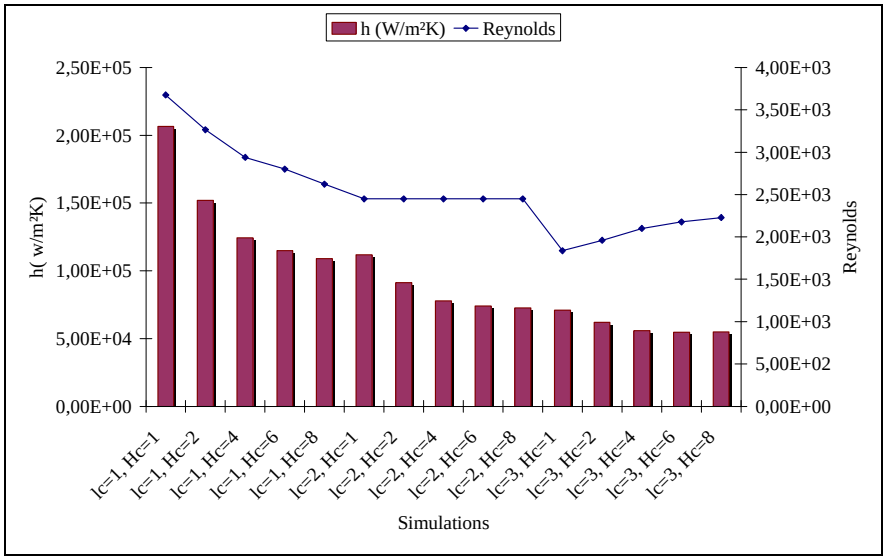


Figure III.21 : Coefficient d'échange moyen pour les simulations S1 à S15 pour différentes dimensions de canaux

Nous présentons sur la Figure III.22 la valeur moyenne de h dans les simulations dans lesquelles nous avons fait varier la conductivité thermique et la chaleur massique du fluide.

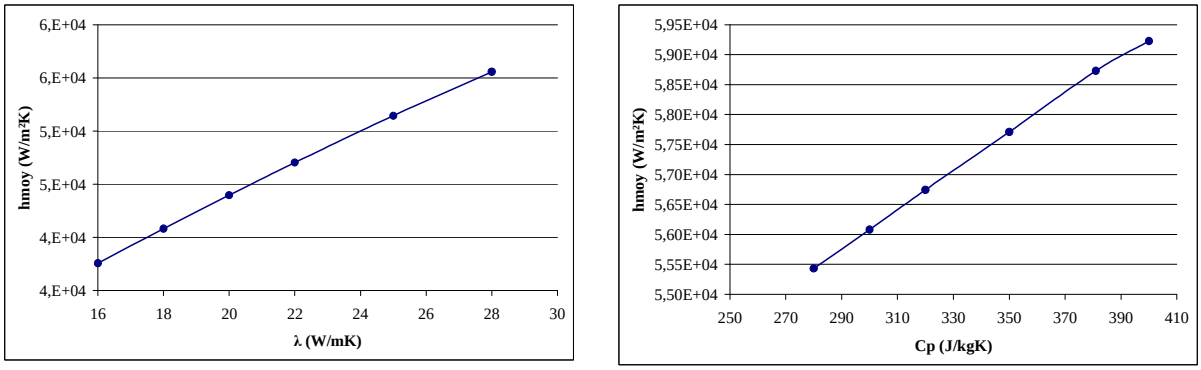


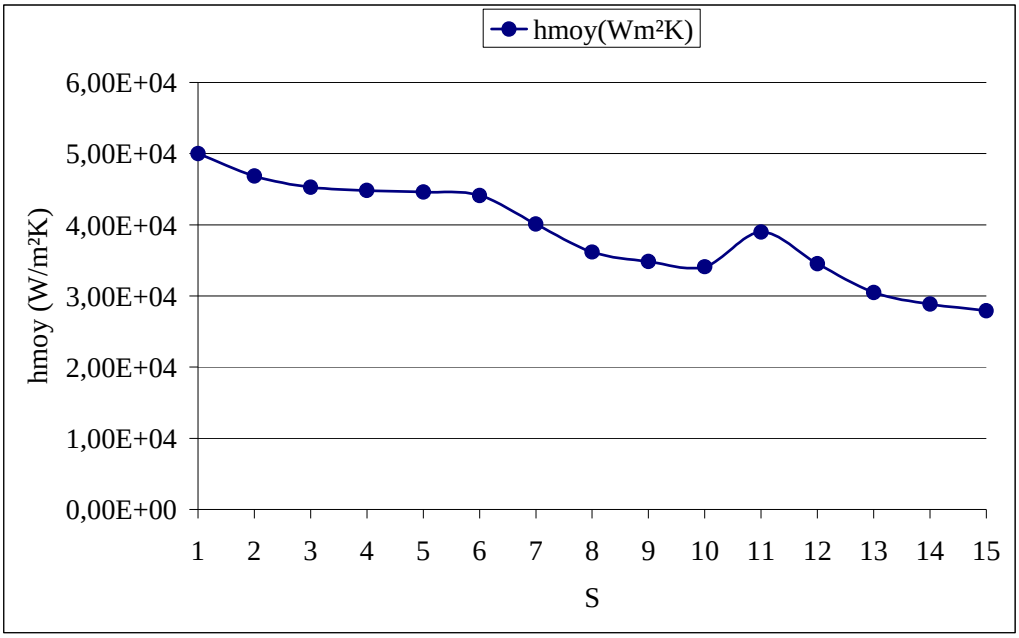
Figure III.22 : Valeur du coefficient d'échange en fonction des propriétés physiques du fluide

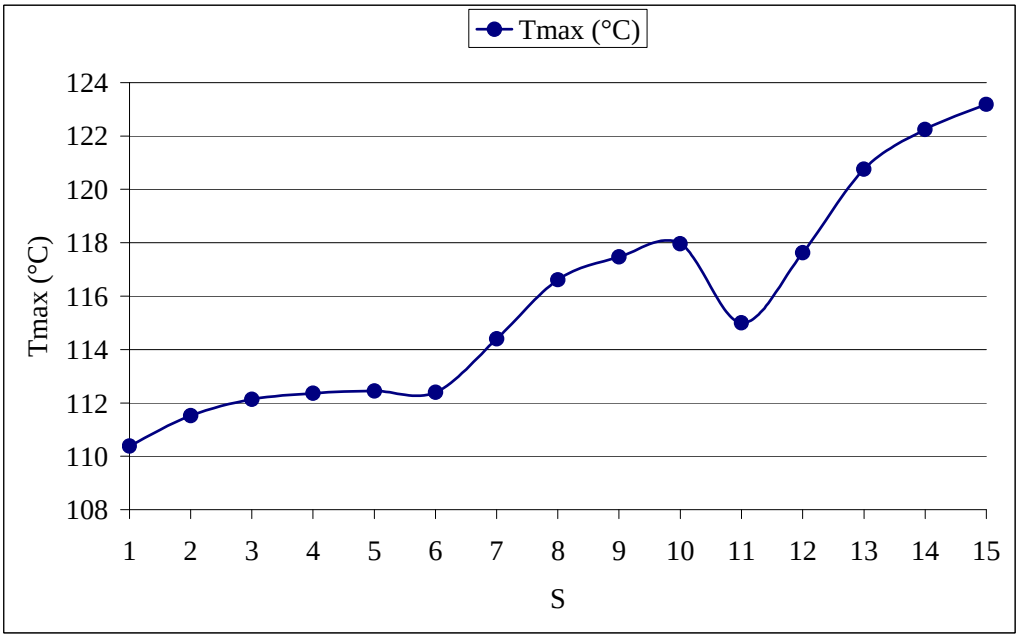
Nous avons ensuite utilisé ces résultats afin de calculer le nombre de Nusselt en utilisant l'Équation III.8. Une fois le nombre de Nusselt déterminé pour les différents cas, nous passons à l'étape suivante qui consiste à déterminer une corrélation du Nombre de Nusselt en fonction des différents paramètres du refroidisseur. Pour cela, nous avons utilisé le logiciel d'optimisation CADES qui a été développé au G2Elab. Il nous permet d'identifier une corrélation qui se rapproche le plus possible des résultats de simulation. En nous inspirant des corrélations données pour des liquides plus classiques, nous proposons une corrélation englobant les nombres de Reynolds et de Prandtl ainsi que les dimensions des canaux.

$$Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, H_c, l_c)$$ **Équation III.28**

III.5.3.4. Analyse des résultats de simulation

La Figure III.23 montre l'évolution du coefficient d'échange moyen dans le canal, du nombre de Nusselt, et de la température maximale à la surface du refroidisseur pour les simulations S1 à S15. Nous pouvons voir clairement que le coefficient d'échange h diminue entre la simulation S1 et la simulation S5. Nous retrouvons la même chose entre les simulations S6 et S10 et entre les simulations S11 et S15. La valeur de la température maximale de surface évolue dans le sens contraire de l'évolution du coefficient d'échange ce qui paraît logique. En revanche nous voyons que l'évolution du nombre de Nusselt est différente.





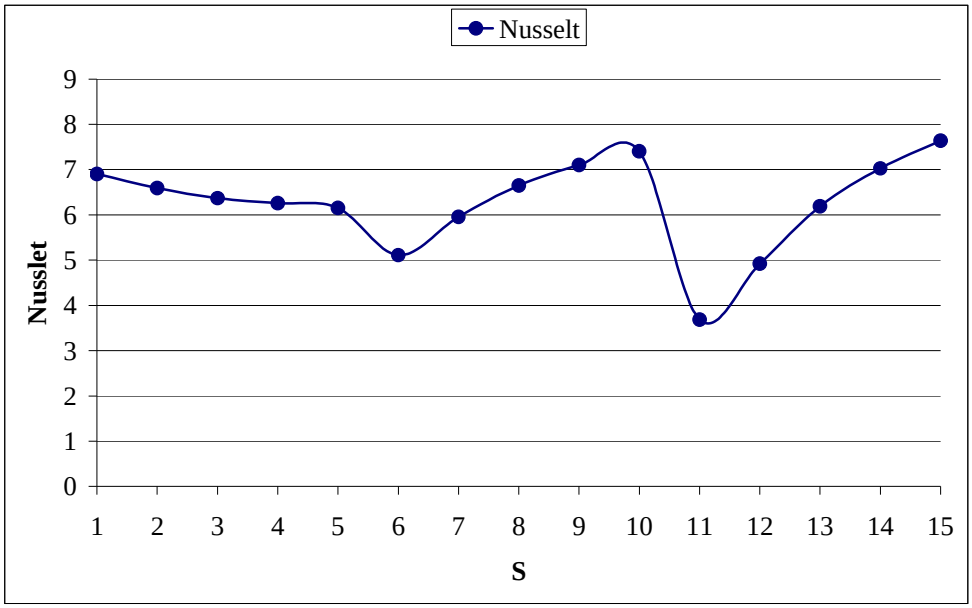


Figure III.23 : Coefficient d'échange, température de la surface, nombre de Nusselt pour différentes simulations

En effet, si nous regardons les simulations S1 à S5, le nombre de Nusselt diminue et la température de la surface augmente tandis que, dans les simulations S6 à S10, le nombre de Nusselt augmente et la température de la surface augmente. Ceci est contradictoire avec la théorie. Ces résultats montrent que le dimensionnement utilisant les effets des ailettes n'est pas valable avec les fluides métalliques.

Nous pouvons alors nous demander pourquoi ce genre de dimensionnement n'est pas applicable dans notre cas alors qu'il est largement utilisé avec des fluides plus classiques. La seule différence dans notre cas c'est la nature de fluide utilisé. Nous avons ainsi étudié et vérifié l'évolution de la température sur la paroi de l'ailette pour différents types de fluides en utilisant la même géométrie et les mêmes conditions de débit, de flux de chaleur et de température (voir Figure III.19). Nous avons choisi les conditions du modèle S12.

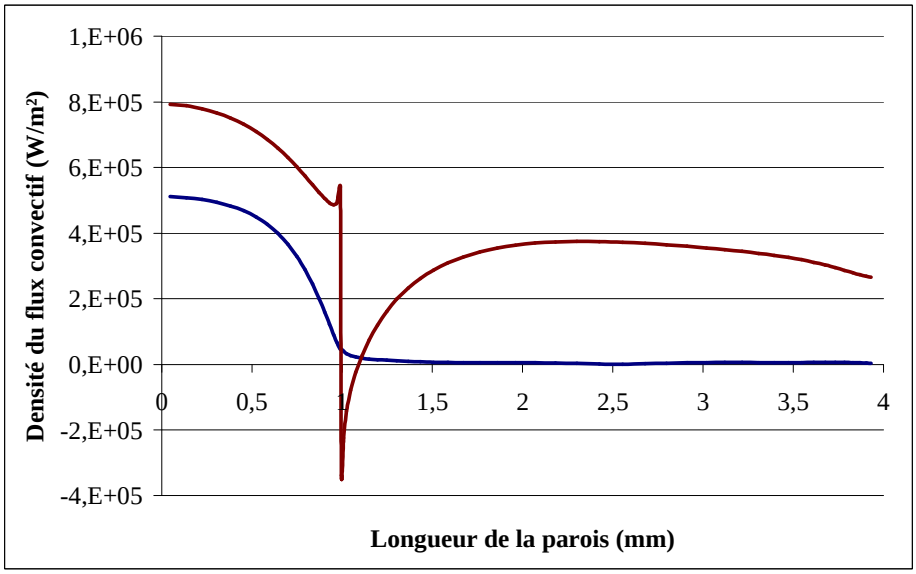


Figure III.24 : Valeur de la densité de flux convectif pour l'eau et le gallium

Dans le cas de l'eau la densité de flux convectif est maximale sur la paroi horizontale du canal (suivant l'axe x) et diminue sur la partie verticale (suivant l'axe y) pour atteindre une valeur négligeable à l'extrémité de l'ailette. En revanche, dans le cas du gallium, nous avons remarqué que le flux de chaleur change de sens et devient négatif en haut de la paroi verticale. Ce changement de sens est dû a la forte conductivité thermique du fluide dans le canal. Ainsi, le flux de chaleur passe de la paroi horizontale jusqu'à la paroi verticale par conduction ce qui n'est pas le cas pour les refroidisseurs à eau. Nous ne sommes donc plus du tout dans le cas d'une ailette classique.

Ainsi le calcul d'ailette ne peut pas s'effectuer dans le cas des métaux liquides. Ceci peut expliquer les effets contradictoires qui ont été obtenus lors de la recherche d'une corrélation du nombre de Nusselt. Nous avons donc décidé d'arrêter ici cette étude de dimensionnement et avons cherché une autre méthode de dimensionnement.

III.5.4.Dimensionnement par calcul du coefficient d'échange équivalent

III.5.4.1. Principe

Dans la partie précédente, nous avons montré que, dans le cas des métaux liquides, les phénomènes de conduction dans le fluide sont très importants par rapport à la convection. Il n'est donc plus possible de rendre compte des échanges thermiques en utilisant simplement des corrélations classiques. Nous proposons donc ici une autre méthode pour dimensionner les refroidisseurs à minicanaux fonctionnant avec des métaux liquides. Il s'agit ici de déterminer, grâce aux différentes simulations, un coefficient d'échange équivalent qui prend en compte à la fois les échanges par conduction dans les ailettes et le fluide ainsi que la convection. Pour bien comprendre cette méthode, nous montrons sur la Figure III.25 que l'objectif est ici de remplacer la plaque comportant des ailettes par une plaque plane qui échange par convection avec le fluide avec un coefficient d'échange équivalent $h_{equivalent}$.

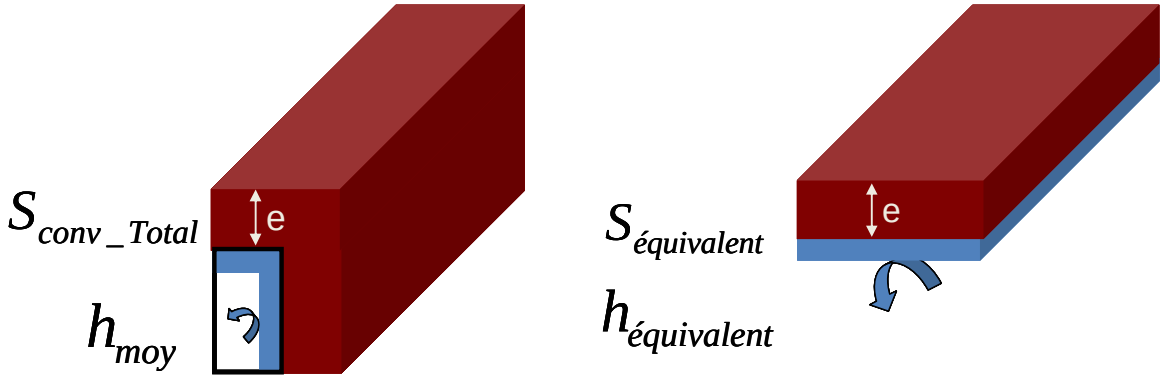


Figure III.25 : Coefficient d'échange équivalent

Nous transformons alors notre problème en un problème 1D contenant deux résistances thermiques en série :

- La résistance thermique due à la conduction dans la plaque plane,
- La résistance thermique due à la convection entre le fluide et la plaque.

La température maximale de la surface du refroidisseur est calculée avec la forme suivante :

$$T_{\max} = T_e + \Delta T + (Rth_{conv} + Rth_{cond}).\Phi \qquad \textbf{Équation III.29}$$

avec T_e la température d'entrée du fluide et ΔT l'élévation de température du fluide dans le canal. Elle est exprimée par :

$$\Delta T = T_s - T_e = \frac{\Phi}{\rho.Cp.Q} \qquad \textbf{Équation III.30}$$

Rth_{conv} est la résistance de convection dans le canal. Elle est exprimée par :

$$Rth_{conv} = \frac{1}{h_{équivalent}.S_{équivalent}} \qquad \textbf{Équation III.31}$$

avec $S_{équivalent}$ la surface équivalente présentée sur la Figure III.25.
Rth_{cond} est la résistance de conduction dans l'ailette.

$$Rth_{cond} = \frac{e}{\lambda_{ref} S_{équivalent}} \qquad \textbf{Équation III.32}$$

avec λ_{ref} la conductivité thermique du refroidisseur (SiC dans nos simulations). e est l'épaisseur de la plaque plane de 2 mm.
La valeur du coefficient d'échange équivalent est alors exprimée par :

$$h_{équivalent} = \frac{\Phi}{S_{équivalent}} \left[\frac{1}{\left(T_{\max} - T_e - \frac{\Phi}{\rho.Cp.Q} - \frac{\Phi.e}{\lambda_{ref} S_{équivalent}} \right)} \right] \qquad \textbf{Équation III.33}$$

avec T_{max} la température maximal de la surface du refroidisseur donnée par les simulations avec le logiciel Flotherm.
Notre objectif est alors de trouver une expression du coefficient d'échange équivalent s'approchant le plus possible de tous les résultats obtenus avec Flotherm. Pour cela, nous utilisons le logiciel d'optimisation CADES.

III.5.4.2. Résultats

L'Équation III.34 montre l'expression obtenue du coefficient d'échange en fonction des paramètres géométriques du canal, du nombre de Reynolds, de la conductivité thermique, de la capacité calorifique et de la masse volumique du fluide métallique.

$$h_{équivalent} = 0.024.10^{-3}.\mathrm{Re}^{2.6491}.\lambda^{0.001}.(\rho.C_p)^{0.1}\left[\left(1+\frac{H_c}{l_c}\right)^{2.0114} + \left(1+\frac{l_c}{H_c}\right)^{0.8019}\right] + 0.0029 \qquad \textbf{Équation III.34}$$

La Figure III.26 compare la valeur de coefficient d'échange équivalent calculé d'après les données des simulations et d'après la corrélation en fonction des simulations S1 à S15. Nous voyons qu'en utilisant l'Équation III.34, nous tombons sur des valeurs très proches (8%) du coefficient d'échange équivalent calculé d'après les données des simulations.

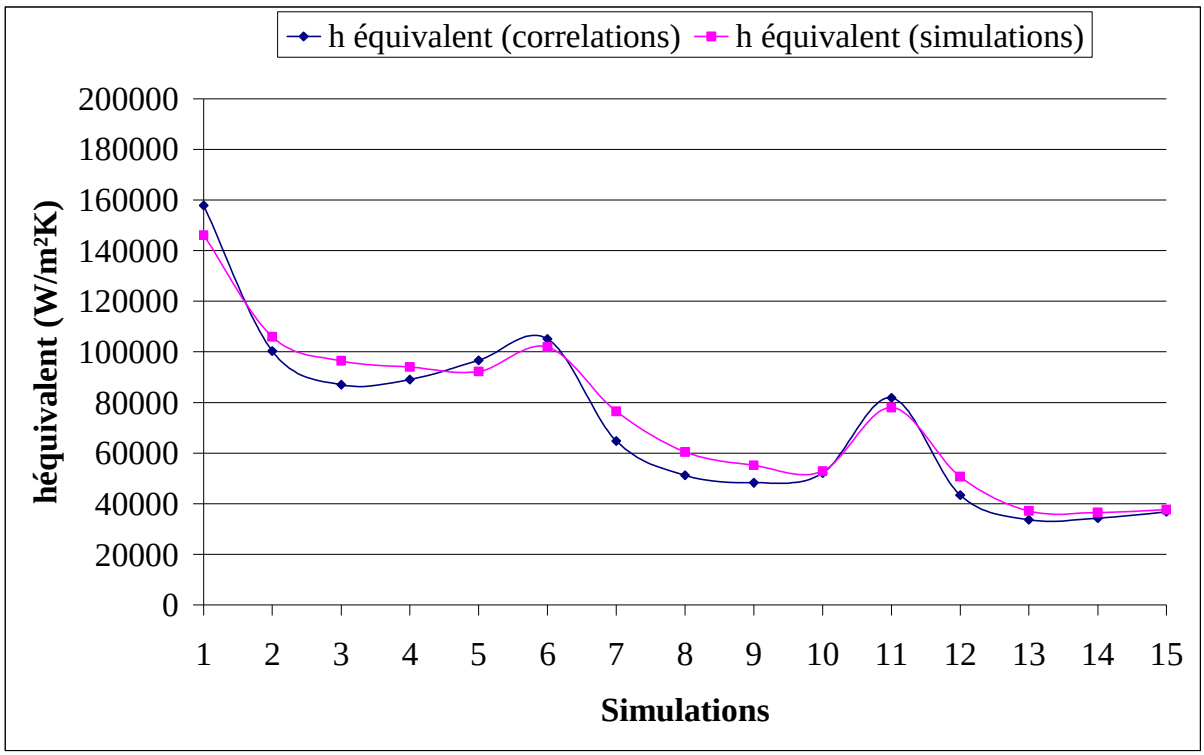


Figure III.26 : Comparaison du coefficient d'échange équivalent obtenu par simulations et celui obtenu par l'Équation III.34

III.6. Modèle d'optimisation

Dans cette partie, nous allons réutiliser les résultats précédents pour réaliser l'optimisation sous contraintes d'un refroidisseur à minicanaux. Notre objectif est d'obtenir un refroidisseur permettant de fonctionner en dessous d'une certaine température de surface et minimisant la puissance de pompage P_h. Les variables du problème sont les dimensions des canaux et leur nombre. L'optimisation a été menée en utilisant le logiciel CADES dans lequel nous avons introduit l'équation du coefficient de transfert de chaleur de chaleur équivalent (Équation III.34) obtenu dans la partie précédente. Avant de décrire nos travaux sur ce thème, nous allons donner quelques généralités sur les méthodes d'optimisation.

III.6.1. Principe de l'optimisation sous contraintes

Le problème de dimensionnement d'un système se résume à trouver les valeurs des paramètres géométriques et de fonctionnement qui, tout en vérifiant les contraintes technologique et/ou économiques, minimisent une fonction « objectif ». En terme d'équation, ceci peut s'écrire ainsi :

Minimiser : $f_{obj} = f(a,b,c...)$ **Équation III.35**

$$\begin{aligned} & a_{\min} \le a \le a_{\max} \\ \text{Soumis aux contraintes } & b_{\min} \le b \le b_{\max} \\ & c_{\min} \le c \le c_{\max} \end{aligned} \qquad \textbf{Équation III.36}$$

Mais la résolution de ce problème ne peut se faire directement avec les formulations des Équation III.35 et Équation III.36 car il faut rendre explicites les relations entre les différents paramètres. Ces relations sont évidemment contenues dans le modèle analytique du dispositif. Elles constituent le modèle analytique brut qui, lorsque nous lui associons la fonction « objectif », devient le modèle optimisable brut.

Pour obtenir une formulation équivalente à la précédente (Équation III.35 etÉquation III.36) mais qui puisse être résolue directement, il faut d'abord faire apparaître de façon explicite les liens entre les différents paramètres. Une des façons d'effectuer cette 'manipulation symbolique' est de partir de l'expression de la fonction « objectif » dans laquelle nous substituons tous les paramètres qui apparaissent et dont on dispose d'une expression d'égalité. Ces opérations de substitution doivent être faite de façon récurrente jusqu'à que l'on ne puisse plus continuer par « manque » d'expressions. Cette manipulation doit être faite pour tous les paramètres soumis à des contraintes.

A la fin de ce traitement, nous obtenons un ensemble de paramètres appelés paramètres d'entrée **Ke** en fonction desquels tous les autres paramètres peuvent être exprimés. Ces derniers seront appelés paramètre de sortie **Ks**. Ce n'est qu'après ces opérations que le problème peut être formulé de façon directement solvable par un algorithme d'optimisation.

Le problème se présente donc sous la forme suivante :

Minimiser : $f(Ke_1, Ke_2, ..., Ke_n)$ **Équation III.37**

Soumis aux contraintes :

$$\begin{aligned} & Ks_{1\min} \le Ks_1(Ke_1, Ke_2, ..., Ke_n) \le Ks_{1\max} \\ & Ks_{2\min} \le Ks_2(Ke_1, Ke_2, ..., Ke_n) \le Ks_{2\max} \\ & \quad ..... \\ & Ks_{m\min} \le Ks_{m2}(Ke_1, Ke_2, ..., Ke_n) \le Ks_{m\max} \\ & Ke_{1\min} \le Ke_1 \le Ke_{1\max} \\ & \quad ..... \\ & Ke_{N\min} \le Ke_N \le Ke_{N\max} \end{aligned} \qquad \textbf{Équation III.38}$$

Dans ce cas, CADES réalise de façon automatique et transparente l'algorithme d'optimisation puis génère un programme exécutable à partir du modèle analytique brut du dispositif et de la fonction « objectif » fournis par le concepteur. Reste alors à fixer le cahier des charges : les paramètres contraints se voient attribués soit une valeur fixe, soit un intervalle de valeurs possibles et une valeur initiale. La fonction « objectif » soumise aux contraintes du cahier de charges est minimisée.

III.6.2.Définition du cahier de charge

Ce cahier de charge représente l'ensemble des valeurs ou intervalles de valeurs, imposés au paramètre que l'on veut contraindre. Il peut être ici très rapidement modifié, sans nécessiter une

nouvelle programmation. Dans le cas qui nous intéresse, c'est-à-dire celui d'un refroidisseur qui fonctionne avec un métal liquide, nous avons les contraintes suivantes :

- Les contraintes de réalisation :
  - L'épaisseur entre la surface du refroidisseur et les canaux est fixée à 2 mm.
  - La largeur de l'ailette l_a est fixée à 2 mm. Nous avons vérifié a priori que cette largeur a très peu d'influence sur le coefficient de transfert de chaleur.
  - La hauteur du canal H_c varie entre 1 mm et 3 mm.
  - La largeur du canal l_c varie entre 1 mm et 10 mm.
  - La surface totale du refroidisseur est fixe de dimensions 50 mm x 50 mm.
  - La longueur du canal L_c est fixée à 42 mm. Celle-ci n'a pas d'influence sur le transfert de chaleur dans le canal car, comme nous l'avons vu, la longueur d'établissement thermique est très courte.
- Les contraintes thermiques
  - La différence de température entre l'entrée et la sortie du canal est fixée à 20°C
  - La température maximale de la surface du refroidisseur est 110°C
  - La puissance imposée sur la surface du refroidisseur est 1kW .
- Les contraintes physiques du fluide métallique et du matériau du refroidisseur.
  - La conductivité thermique peut varier entre 28 et 30 $W.m^{-1}.K^{-1}$
  - La chaleur spécifique peut varier entre 381 et 400 $J.kg^{-1}.K^{-1}$
  - La conductivité thermique du matériau du refroidisseur peut varier entre 110 $W.m^{-1}.K^{-1}$ pour le SiC et 400 $W.m^{-1}.K^{-1}$ pour le cuivre
- Les contraintes hydrauliques
  - La puissance de pompage
    - La pression dans les canaux maximale est 100Pa

Ce cahier des charges est résumé dans le Tableau III.5 et le Tableau III.6. Il est très facile de le modifier, mais également de changer les caractéristiques du fluide et la nature du matériau du refroidisseur, par exemple optimiser un refroidisseur en Molybdène, en SiC ou en cuivre en changeant la valeur de la conductivité thermique. L'exécutable que nous utilisons ici peut donc être très rapidement adapté a toutes sortes de refroidisseurs à convection forcée dans des canaux de section rectangulaire. Le temps de calcul d'un optimum étant de l'ordre de la dizaine de secondes, ce logiciel est un outil parfaitement adapté à la conception.

III.6.3.Mise en équation du problème

Comme c'est mentionné ci-dessus l'objectif de cette étude est de minimiser la puissance de pompage dans les canaux. Celle-ci est donc notre fonction objectif.. Nous allons maintenant décrire le système d'équations nous permettant d'optimiser notre refroidisseur.

La température maximale de la surface du refroidisseur peut être exprimée d'après l'égalité entre l'Équation III.33 et Équation III.34 Elle est exprimée de la façon suivante :

$$T_{\max} = T_e + \frac{\Phi}{\rho.Cp.Q} + \frac{\Phi.e}{\lambda_{ref} S_{équivalent}} + \left[\frac{\Phi}{S_{équivalent}\left(0.024.10^{-3}\,\mathrm{Re}^{2.6491}\,\lambda^{0.001}(\rho.C_p)^{0.1}\left[\left(1+\frac{Hc}{lc}\right)^{2.0114}+\left(1+\frac{lc}{Hc}\right)^{0.8019}\right]+0.0029\right)} \right]$$

Équation III.39

Les pertes de pression dans le canal sont exprimées de la manière suivante :

$$\Delta P = \frac{4C_f L_c}{D_h}\rho\frac{v^2}{2}$$ **Équation III.40**

avec C_f le coefficient de frottement. En régime transitoire, il peut être exprimé par :

$$C_f = \left(0.0929 + 1.01612\frac{D_h}{L_c}\right)\mathrm{Re}^{-0.268-0.3139\frac{D_h}{L_c}}$$ **Équation III.41**

Cette valeur du coefficient de frottement a été validé par comparaison avec des simulations.

La puissance de pompage dans le canal est calculée par :

$$(Nb_a.l_a + Nb_c.l_c).L_c = 50mm.L_c$$
$$Nb_a = Nb_c + 1$$ **Équation III.42**

avec Nb_c est le nombre des canaux et Nb_a le nombre des ailettes dans le refroidisseur.

III.6.4. Résultat d'optimisation du refroidisseur

Nous avons exécuté le programme avec les données du cahier du charge présentées dans le paragraphe précèdent. Le tableau suivant résume les contraintes imposées, les valeurs initiales données aux paramètres d'entrée contraints et bien sûr la valeur de l'optimum obtenue avec le logiciel CADES. Nous ne présenterons ici qu'un seul jeu de valeurs initiales ; cependant, nous avons fait plusieurs essais avec d'autres valeurs et chaque fois nous obtenons des résultats optimaux.

Paramètres	Contraintes	Valeurs initiales	Optimum
P(kW)	= 1	-	1
e (mm)	= 2	-	2
L_c (mm)	= 42	-	42
l_c (mm)	[1….8]	1	6.11
H_c(mm)	[1…...3]	1	3.0
l_a(mm)	= 2	-	2
Cp ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	= 381	-	381
λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	= 28	-	28
μ (Pa.s)	$1.8.10^{-3}$	-	$1.8.10^{-3}$
λref ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	= 110 (SiC)	-	110

ΔT (°C)	= 20	-	20
Te (°C)	70	-	70
Reynolds	1000 - 3000		2181
ΔP (Pa)	≤ 100	-	62.8
Nb_c	-	-	6
Nb_a	-	-	7
Q_{Totale} (litre.min^{-1})	-	-	1.2
T_{max} (°C)	≤ 110	-	105.26
P_h (W)	Minimiser		$1.25\ 10^{-3}$

Tableau III.7 : Résultats d'optimisation d'un refroidisseur à minicanaux fonctionnant avec un métal liquide

Le tableau nous montre que la puissance hydraulique nécessaire pour refroidir un système dissipant 1 kW sur une surface de 50 x 50 mm^2 est très faible puisqu'elle se limite à une valeur proche du mW. Le rendement de la pompe étant de l'ordre de 10%, le coefficient de performance du système (rapport entre la puissance dissipée et la puissance électrique consommée) est égal à 10^5. Les pertes introduites par ce système sont donc très faibles.

Remarque :

Nous avons mis des contraintes sur le nombre de Reynolds pour être sûr de nous retrouver dans les mêmes conditions d'écoulement que lors de nos simulations.

Afin de valider les résultats obtenues avec CADES, nous avons construit la géométrie optimisée avec le logiciel Flotherm et nous avons comparé les valeurs de la température maximale de surface et les pertes de pression dans le canal. Le tableau suivant nous montre que nous obtenons des valeurs très proches.

Résultats	CADES (modèle optimum)	Flotherm
$T_{max_Surface}$ (°C)	105.26	106.32
ΔP (Pa)	62.8	65.325
P_h (W)	$1.25\ 10^{-3}$	$1.30\ 10^{-3}$

Tableau III.8 : Comparaison des résultats fournis par le modèle optimisé en utilisant CADES ou Flotherm

III.6.5.Conclusion

Nous pouvons conclure de la comparaison des résultats de simulation et de modélisation que les méthodes de dimensionnement et d'optimisation proposées permettent d'obtenir de très bons résultats. Toutefois, lors des simulations, nous avons fait varié les paramètres avec de petites amplitudes. De nombreuses simulations complémentaires seraient donc nécessaires pour élargir le domaine de validité de la corrélation du coefficient d'échange obtenu dans cette étude. Il faudrait également étudier plusieurs cas et les mettre en œuvre pour conclure avec certitude sur l'efficacité de notre méthode d'optimisation.

Une perspective à ce travail est l'optimisation globale du système pompe-refroidisseur. En effet, grâce à la connaissance des propriétés physiques du fluide caloporteur, de la caractéristique P(Q) de la pompe MHD, des pertes de charge dans les différents éléments du circuit, de la température maximale de surface, de l'élévation de la température du fluide et du flux de chaleur imposé, il devrait être possible de dimensionner sans grande difficulté un système de refroidissement complet.

III.7. Conclusion

Les travaux présentés dans ce chapitre avaient pour but d'étudier et de réaliser un refroidisseur fonctionnant avec un métal liquide. Nous avons commencé par choisir la technique de refroidissement. Le refroidisseur à minicanaux a été choisi pour notre application pour ses performances et parce qu'il permet de travailler avec une faible quantité de fluide. Afin d'assurer la faisabilité de ce refroidisseur, nous avons réalisé un prototype et nous l'avons testé dans une boucle hydraulique. Nous avons ensuite simulé le refroidisseur avec le logiciel Flotherm. Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques nous ont permis de valider le modèle numérique. Après avoir validé notre modèle numérique, nous avons proposé une méthode afin de trouver un modèle analytique permettant de dimensionner un refroidisseur selon un cahier de charge imposé. Nous avons vu, lors de cette étude, que les techniques classiques utilisées pour dimensionner les refroidisseurs à canaux avec de l'eau ne pouvaient pas fonctionner avec des métaux liquides. Nous avons donc proposé une autre méthode de dimensionnement consistant à trouver une formulation analytique du coefficient de transfert de chaleur équivalent. Les interpolations des données numériques nous ont permis de trouver une expression du coefficient d'échange en fonction des différents paramètres du refroidisseur. Grâce au logiciel d'optimisation CADES, nous avons pu créer un programme de dimensionnement du refroidisseur. Les résultats donnés par l'optimisation du refroidisseur ont été comparés aux résultats numériques. Les valeurs obtenues étaient très proches.

Chapitre IV. Réflexions sur la mise en œuvre des refroidisseurs à métaux liquides en électronique de puissance

Sommaire

IV. Chapitre IV. Réflexions sur la mise en œuvre des refroidisseurs à métaux liquides en électronique de puissance 127

SOMMAIRE 129

I.7. INTRODUCTION 130

I.8. ETUDE DE L'INFLUENCE DU MATERIAU DU REFROIDISSEUR 130

I.9. REFROIDISSEUR MONO PUCE 131

I.9.1. Géométrie 132
I.9.2. Etude numérique 133
I.9.2.1. Résultats 135
I.9.2.2. Puissance de pompage pour une puissance dissipée de 1kW 136
I.9.3. Conclusion 137

I.10. DIFFUSEUR DE CHALEUR (SPREADER) A METAL LIQUIDE 138

I.10.1. Principe de fonctionnement 138
I.10.2. Proposition de mise en œuvre 140
I.10.2.1. Modélisation et résultats 142
I.10.2.2. Comparaison avec un spreader massif 143

I.11. CONCLUSION 144

IV.1. Introduction

Nous avons présenté dans les chapitres précédents une étude complète d'un système de refroidissement fonctionnant avec un métal liquide. Les études expérimentales et numériques de la pompe et du refroidisseur à minicanaux nous ont permis de mieux comprendre les phénomènes physiques et de maîtriser la mise en œuvre de ce type de système. Nous avons, de plus, pu confronter les résultats expérimentaux aux différentes modélisations que nous avions faites. En particulier, les modèles thermiques se sont révélés très satisfaisants puisqu'une différence inférieure à 10% a été estimée. Dans ce chapitre, nous allons donc exploiter des simulations numériques effectuées avec le logiciel Flotherm. Elles seront réalisées de manière à nous rapprocher de l'application qu'est l'électronique de puissance.

Dans un premier temps, nous discuterons de l'influence du matériau du refroidisseur. Dans un deuxième temps nous discuterons du refroidissement en minicanaux pour le refroidissement d'un semi-conducteur de puissance et nous comparerons les résultats obtenus avec ceux que l'on aurait avec de l'eau. Cela nous permettra de mieux connaître les limites du refroidissement par métal liquide et de discuter des précautions à prendre pour que celui-ci reste intéressant. Cette étude sera faite en simulant une puce semi-conductrice de puissance sur un refroidisseur à canaux. Ensuite, nous nous rapprocherons du système. Pour ce faire, nous discuterons de l'intérêt de réaliser des systèmes d'épanouissement du flux de chaleur directement au sein des modules en utilisant la circulation d'un métal liquide.

IV.2. Etude de l'influence du matériau du refroidisseur

Dans cette partie, nous reprenons la géométrie du refroidisseur présentée dans le chapitre III. Notre objectif est de comparer les valeurs des températures obtenues en utilisant divers matériaux pour la construction du refroidisseur : le cuivre (conductivité thermique 400 $W.m^{-1}.K^{-1}$), l'aluminium (conductivité thermique 237 $W.m^{-1}.K^{-1}$) le molybdène (conductivité thermique 138 W/m/K) et le carbure de silicium (conductivité thermique 110 W/m/K). Le SiC est envisagé ici car c'est un isolant électrique.

La Figure IV.1 représente l'évolution des températures le long du refroidisseur en imposant un flux de chaleur de 1kW et une température d'entrée du fluide de 70°C. La courbe inférieure (en bleu foncé) représente la température de mélange du fluide caloporteur. Elle augmente quasi-linéairement entre l'entrée et la sortie du refroidisseur puisque la densité de flux de chaleur imposée est uniforme. Cette température dépend très peu du type de matériau utilisé c'est pourquoi une seule courbe est représentée. La courbe immédiatement supérieure (rose) représente l'évolution de la température de moyenne de paroi (zone de contact entre le fluide et le refroidisseur). Comme pour la température de fluide, celle-ci dépend très peu de la nature du matériau. Les autres courbes fournissent l'évolution de la température à la surface du refroidisseur pour chaque matériau. Nous voyons que celle-ci dépend fortement de la conductivité thermique du matériau puisque l'écart de température entre la surface et le fluide est

divisé par un rapport 2 en passant du SiC au cuivre. Ceci qui montre clairement que le choix du matériau n'est pas anodin.

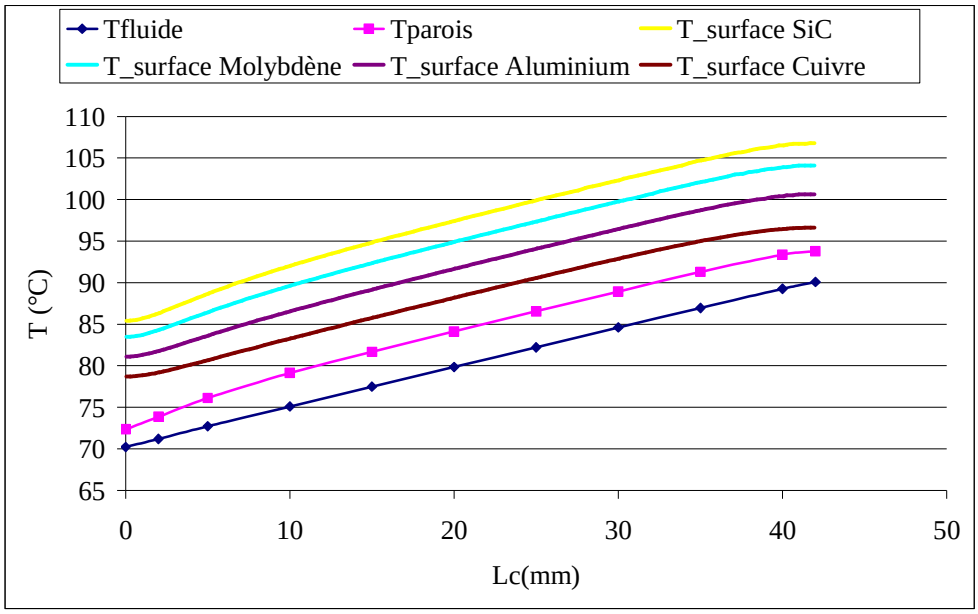


Figure IV.1 : Evolution des températures dans le refroidisseur pour plusieurs types de matériaux du refroidisseur

Ainsi, nous pouvons conclure que les métaux liquides à base de gallium se révèlent intéressant pour le refroidissement grâce leurs très bonnes propriétés thermiques. Toutefois, la difficulté induite par la non compatibilité du gallium avec la plupart des matériaux conducteurs thermiques diminue fortement leur intérêt. Une étude plus poussée sur les matériaux se révèlera donc nécessaire pour lever ce verrou important. Une des pistes qui a été envisagée et qui reste à creuser est l'utilisation d'un dépôt de matériau compatible avec le gallium.

Cette étude nous a permis de bien mettre en exergue le fait qu'il est très important d'utiliser un matériau très bon conducteur de la chaleur si l'on veut mettre en valeur les excellentes propriétés thermiques du fluide. Nous confirmerons cette affirmation dans la partie suivante qui constitue une étude théorique du refroidissement d'une puce semi-conductrice de puissance.

IV.3. Refroidisseur mono puce

Le système thermique étudié est ici constitué d'une puce de puissance de dimensions 1cm x 1cm x 0.25mm brasée sur un refroidisseur à minicanaux dont le fluide caloporteur est un alliage gallium-indium (GaIn). Les dimensions de cette puce de puissance sont les dimensions typiques d'un IGBT 1200 V de calibre 150 A. Le refroidissement d'une telle puce est discuté dans plusieurs études. Nous citerons celle faite au LEG par Meysenc (Meysenc 1992). Il a réalisé un refroidisseur à micro canaux pour refroidir une puce IGBT avec de l'eau. Grâce à ce refroidisseur, l'IGBT fonctionnait avec un courant deux fois supérieur au calibre en courant spécifié par le fabricant. Le système de pompage utilisait des pompes centrifuges de puissance de l'ordre du Watt. La résistance thermique du refroidisseur était égale à 0.1 $K.W^{-1}$. Notons que le

refroidisseur était en cuivre et ne permettait donc pas une isolation entre le fluide et le composant de puissance. La Figure IV.2 présente le schéma du prototype réalisé avec ses dimensions géométriques ainsi qu'une photographie.

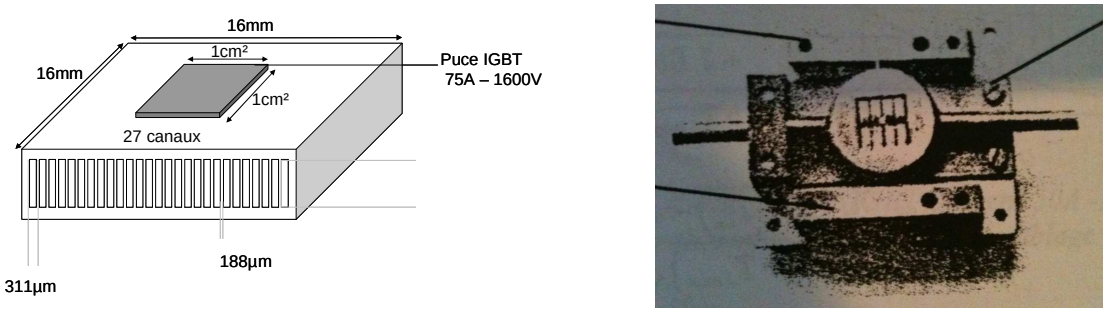


Figure IV.2 : Refroidisseur à microcanaux (Meysenc 1992)

Cet exemple nous permet de donner un ordre de grandeur de la résistance thermique que l'on peut attendre un tel système. Un des problèmes est la valeur des pertes de charge qui sont très élevées à cause de la faible section des canaux. Le gallium permettant d'obtenir des coefficients d'échange convectifs beaucoup plus élevés, nous étudierons un système semblable mais avec des canaux rectangulaires de section millimétrique permettant une diminution des pressions nécessaires.

IV.3.1. Géométrie

La Figure IV.3 présente le schéma du refroidisseur à minicanaux étudié. Nous ne représentons ici que la partie rainurée du refroidisseur. La partie inférieure, permettant de refermer les canaux, sera considérée isolante pour les simulations comme cela a été fait dans le chapitre III. Les dimensions des canaux sont choisies de manière arbitraire.

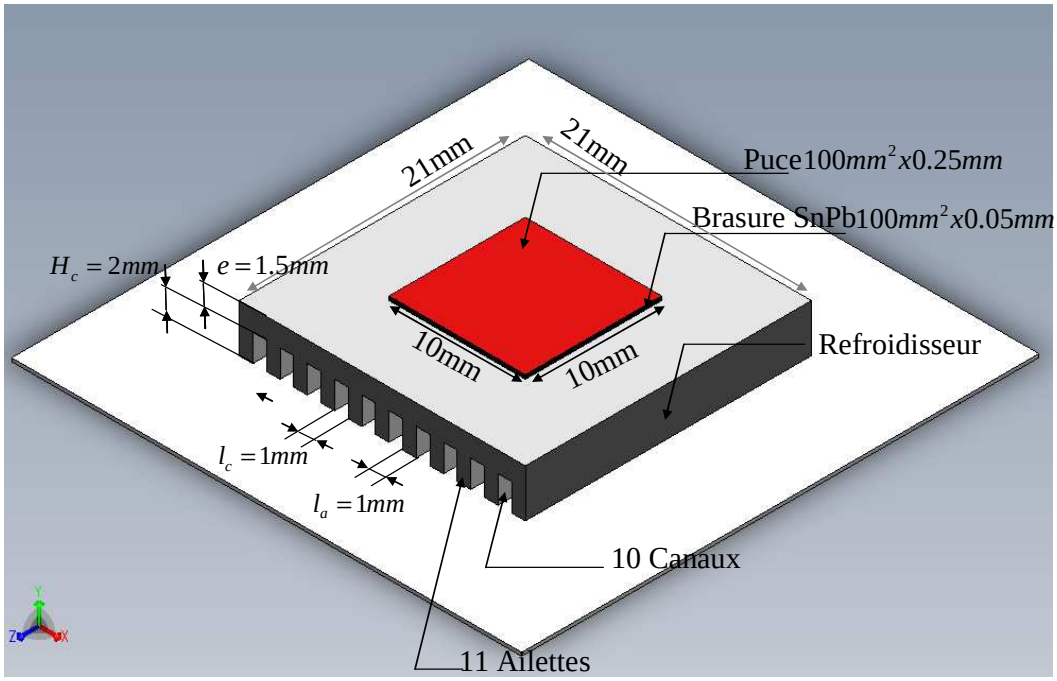


Figure IV.3 : Schéma de la plaque rainurée d'un refroidisseur mono puce

La puce semi-conductrice est brasée sur le refroidisseur à l'aide d'une couche fine d'un alliage étain-plomb d'épaisseur 50µm. La surface du refroidisseur est de 21 x 21 mm et l'épaisseur totale 3.5 mm. Nous prenons une surface du refroidisseur supérieure à celle de la puce afin de permettre un épanouissement du flux de chaleur. Ce refroidisseur est formé de 10 canaux rectangulaires. Chaque canal a une longueur L_c = 21 mm, une largeur l_c = 1 mm et une hauteur H_c = 2 mm. La largeur de chaque ailette est l_a = 1 mm. Les pieds des ailettes sont isolés dans les simulations. Notons que l'usinage de ce refroidisseur est beaucoup plus aisé que celui présenté par Meysenc (Meysenc 1992) de par les dimensions choisies pour les rainures et les ailettes. Les dimensions étant définies, nous allons présenter dans la suite les résultats de simulations numériques.

IV.3.2. Etude numérique

Dans cette partie, nous simulerons avec Flotherm le système présenté sur la Figure IV.3. Nous utiliserons différents matériaux et différents fluides caloporteurs. Le but de ces simulations est de montrer l'intérêt de l'utilisation d'un alliage de gallium pour le refroidissement d'un composant de puissance et également de montrer l'influence du matériau du refroidisseur sur ses performances. Pour gagner du temps de calcul, nous ne modélisons que la moitié du refroidisseur. La Figure IV.4 présente la géométrie simulée. La dissipation de puissance est effectuée à la surface supérieure de la puce.

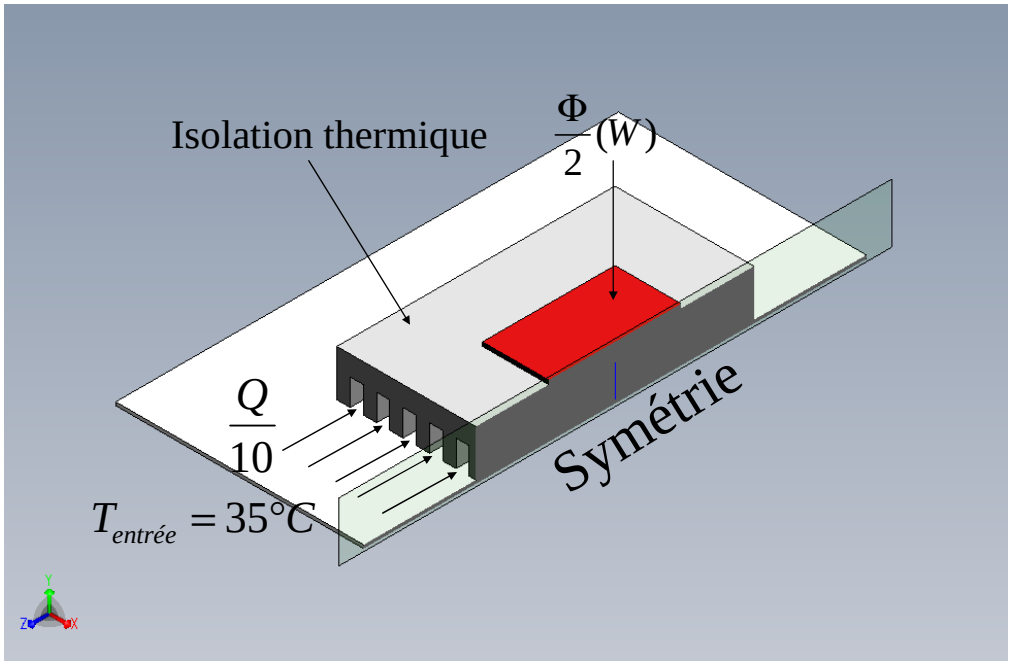


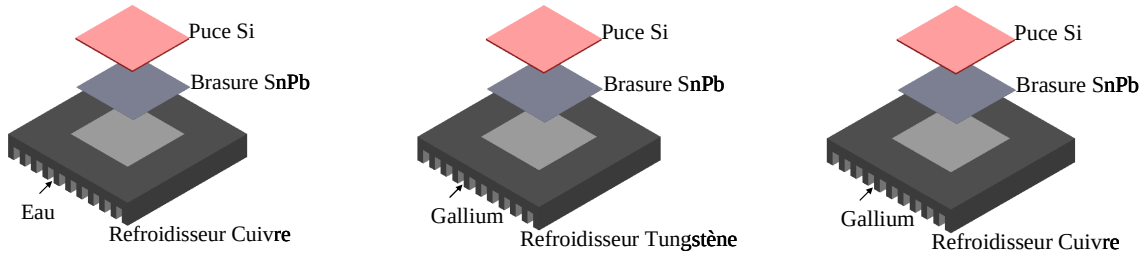
Figure IV.4 : Géométrie simulée

Nous avons choisi d'étudier trois cas pour nos simulations :

- le premier consiste à modéliser le refroidisseur en utilisant un matériau comme le cuivre qui possède une bonne conductivité thermique. Dans ce cas, le fluide caloporteur est l'eau.

- le deuxième cas consiste à utiliser un matériau compatible avec le gallium comme le tungstène. Le fluide est donc ici un alliage de gallium (GaIn).
- le troisième cas consiste à utiliser comme matériau le cuivre et comme fluide l'alliage de gallium.

Le troisième cas n'est pas très réaliste car nous savons que le gallium dissout le cuivre facilement. Toutefois, nous le présenterons pour deux raisons : d'une part pour montrer l'influence du matériau du refroidisseur et d'autre part car l'utilisation du cuivre avec le gallium pourrait être rendue possible par le dépôt d'un matériau compatible avec le gallium en surface du cuivre. La Figure IV.5 présente ces différents cas.



Cas 1 Cas 2 Cas 3

Figure IV.5 : Les différents cas pour les simulations

La température d'entrée du fluide dans le refroidisseur dans les trois cas est imposée à 35°C. Afin d'avoir une base de comparaison pour l'utilisation de l'eau et du métal liquide, nous avons choisi comme critère la puissance de pompage.

Cette puissance correspond au produit du débit et des pertes de charge dans le refroidisseur. Elle est exprimée par la relation suivante :

$$P_h = \Delta P.Q \qquad \textbf{Équation IV.1}$$

Ce choix est discutable car il faudrait également prendre en compte le rendement de la pompe pour faire une étude énergétique globale. D'autre part, le métal liquide pouvant être mis en mouvement par une pompe MHD, la problématique du vieillissement et de la maintenance devrait également être prise en compte. Afin de simplifier l'étude, nous avons donc choisi de nous en tenir à la puissance de pompage. Pour fixer le débit du fluide, nous avons repris la contrainte du cahier des charges du projet THERMELEC c'est-à-dire une puissance dissipée de 1 kW et une élévation de température du fluide de 20°C.

La valeur du débit est calculée en utilisant la relation suivante :

$$Q = \frac{\Phi}{\rho.C_p.\Delta T} \qquad \textbf{Équation IV.2}$$

avec Φ la puissance imposée sur la surface de la puce, ρ la masse volumique du fluide, C_p sa chaleur massique et ΔT l'élévation de température du fluide. En utilisant ce débit dans les simulations, les pertes de charge dans les canaux rectangulaires obtenues par simulation correspondent à 3,27 kPa dans le cas de l'alliage de gallium. Grâce à plusieurs simulations, nous avons pu déterminer le débit d'eau correspondant à une puissance de pompage identique.

Le Tableau IV.1 présente le débit et les pertes de pressions dans les trois cas.

	Q (litre.min^{-1})	ΔP (kPa)	Ph (W)
Cas 1 $_{\text{Puce-Cuivre-Eau}}$	1.95	2.14	0.07
Cas 2 $_{\text{Puce- Tungstène- GaInSn}}$	1.29	3.27	0.07
Cas 3 $_{\text{Puce- Cuivre- GaInSn}}$	1.29	3.27	0.07

Tableau IV.1: Débit et pertes de charge pour les refroidisseurs à eau et à métal liquide

Le Tableau IV.2 présente les propriétés physiques des différents matériaux et fluides utilisés.

Matériaux	ϱ(kg.m^{-3})	C_p(J.kg^{-1}.K^{-1})	λ(W.m^{-1}.K^{-1})		
Cuivre	8930	385	385		
Tungstène	3100	680	180		
Fluides	*ϱ(kg.m^{-3})*	*C_p(J.kg^{-1}.K^{-1})*	*λ(W.m^{-1}.K^{-1})*	*$T°_{fusion}$(°C)*	*μ (Pa.s)*
Eau	1000	4181	0.61	0	1.5.10^{-3}
GaIn[(a)]	6363	365	39	10	1.8.10^{-3}

Tableau IV.2 : Propriétés physiques des matériaux et des fluides utilisées dans les simulations (Miner & Ghoshal 2004).

IV.3.3. Résultats

Dans un premier temps nous avons comparé la résistance thermique du refroidisseur R_{th} en $K.W^{-1}$ pour chaque cas étudié. Cette résistance thermique est calculée en faisant la différence entre la température maximale au niveau de la puce (nous l'appellerons T_j) et la température d'entrée du fluide T_e et en divisant par la puissance injectée Φ. Elle est donc exprimée par la relation suivante :

$$R_{th} = \frac{T_j - T_e}{\Phi} \qquad \textbf{Équation IV.3}$$

La Figure IV.6 présente la valeur de cette résistance thermique pour les trois cas étudiés.

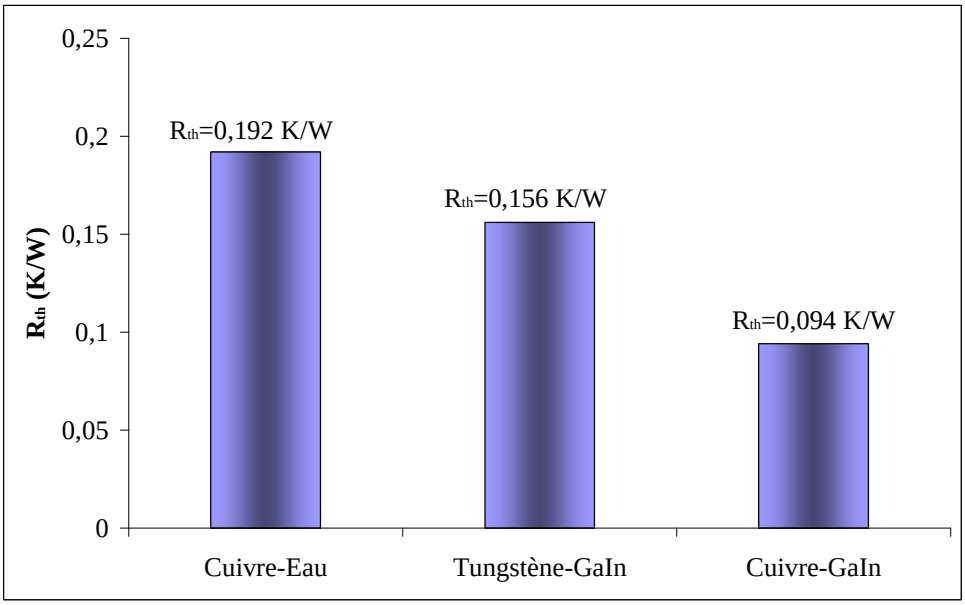


Figure IV.6 : Résistance thermique pour les trois cas étudiés

La Figure IV.6 nous montre clairement l'intérêt du métal liquide. En effet, nous observons que la résistance thermique est inférieure à celle obtenue par L. Meysenc tout en ayant des dimensions de canaux plus importantes. Nous observons aussi que la valeur de la résistance thermique diminue logiquement avec l'augmentation de la conductivité thermique du fluide et/ou du matériau. Vu que le cuivre possède la conductivité thermique la plus élevée, le modèle cuivre/GaIn a la résistance thermique la plus faible. Nous remarquons d'ailleurs que la résistance thermique augmente de 65% si le cuivre est remplacé par le tungstène. Ceci montre la nécessité d'utiliser un matériau bon conducteur thermique avec le métal liquide si l'on veut mettre en valeur ses propriétés physiques.

Grâce aux valeurs de résistance thermique obtenues, nous avons pu tracer l'évolution de la température maximale de la puce en fonction de la puissance dissipée pour les 3 cas considérés (Figure IV.7). Pour cela nous considérons que les propriétés physiques des matériaux ne changent pas avec la température. Si nous prenons le cas d'une puce de puissance en silicium qui doit fonctionner à une température inférieure à 125°C, nous voyons clairement qu'avec une puissance de pompage de 0.07W, cette puce peut dissiper une densité de flux de chaleur de 1000$W.cm^{-2}$ en utilisant un refroidisseur en cuivre et le métal liquide. Si nous remplaçons le cuivre par du tungstène, cette valeur chute à 550 $W.cm^{-2}$ Enfin, pour un refroidisseur en cuivre avec de l'eau, la puissance maximale que la puce peut dissiper est de 440 $W.cm^{-2}$.

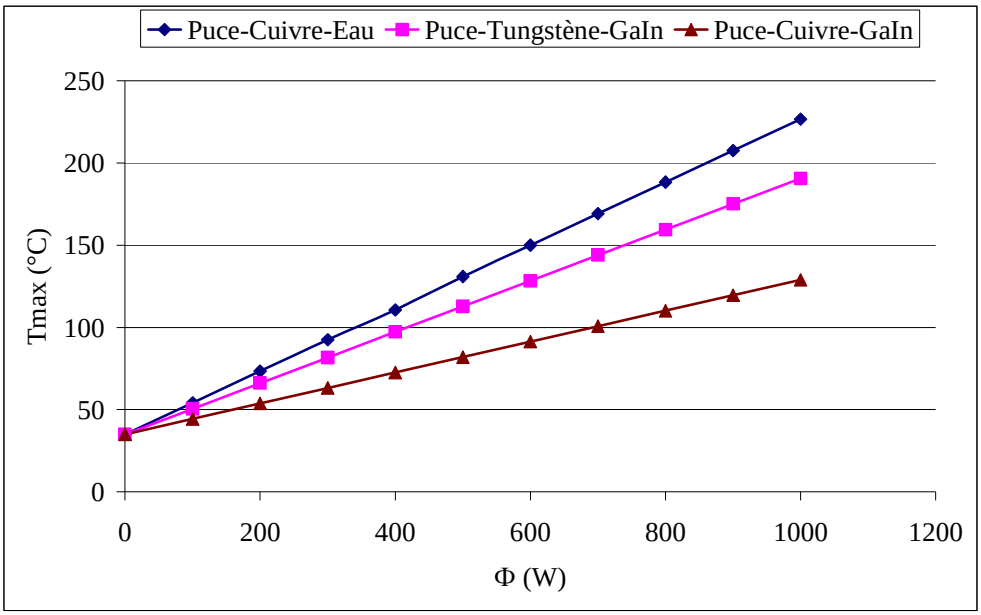


Figure IV.7 : Evolution de la température en fonction de la puissance dissipée dans la puce

IV.3.4. Puissance de pompage pour une puissance dissipée de 1 kW

Nous avons également fait une série de simulations en faisant varier le débit du fluide afin de connaître quelle serait la puissance de pompage nécessaire pour que les refroidisseurs des cas 1 et 2 deviennent aussi performants que celui du cas 3. Sur la Figure IV.8, nous montrons la puissance de pompage nécessaire pour refroidir une puce qui dissipe 1kW sur sa surface de 1 cm² dans les

trois cas. Nous avons effectué plusieurs simulations pour chaque cas afin d'avoir une température maximale de 125°C à la surface de la puce. Dans le cas 1 (cuivre - eau), le débit nécessaire au maintien de la température en dessous de 125°C, nécessite un débit très important de 21litre.min^{-1} et une pression dans les canaux de 86.4 kPa. Ceci correspond à une puissance de pompage de 30 W. Dans le cas 2 (Tungstène - GaIn), le débit obtenu est 4.56 litre.min^{-1} et la pression 19 kPa, ce qui correspond a une puissance de pompage de 0.5 W. Dans le cas 3 (cuivre – eau), le débit vaut 1.29 litre.min et la pression 3.27 kPa (puissance hydraulique 0.075 W).

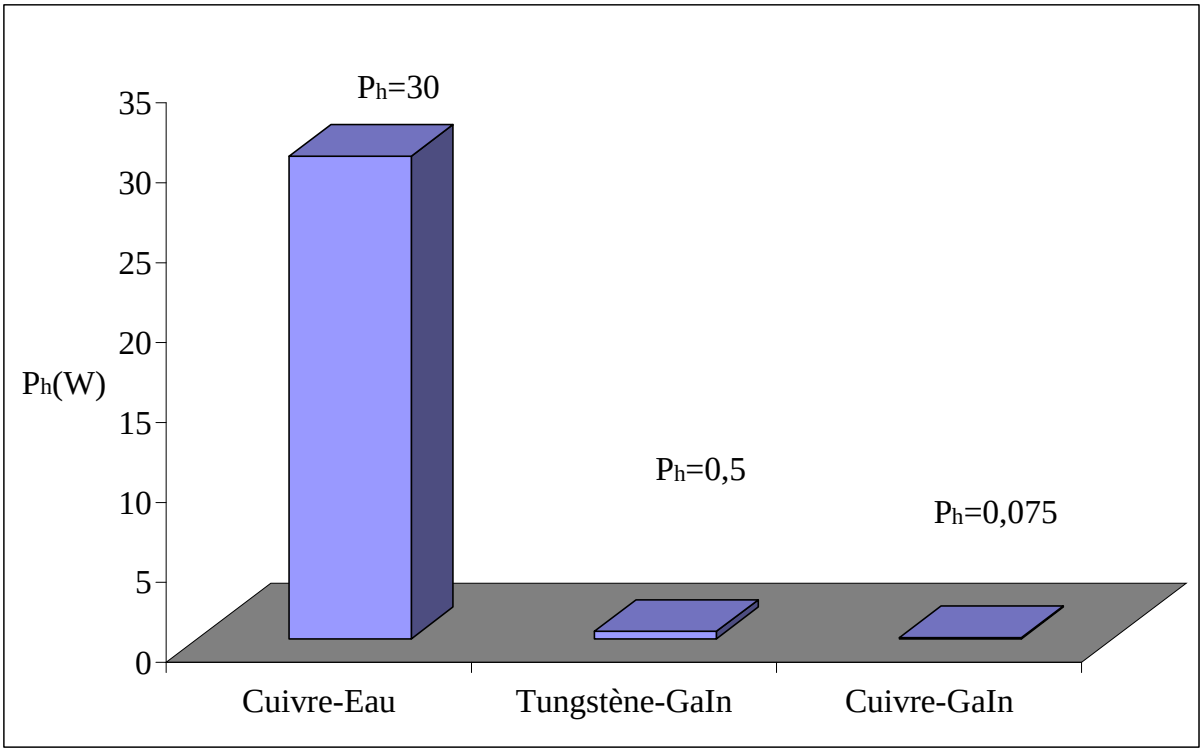


Figure IV.8 : Puissance de pompage pour 1 kW

Cette puissance de pompage diminue énormément avec l'augmentation de la conductivité thermique du matériau du refroidisseur et du fluide caloporteur. La puissance de pompage est divisée par un rapport 600 si nous remplaçons l'eau par l'alliage de gallium et en utilisant le cuivre. Notons tout de même que ces résultats sont très qualitatifs car, pour le cas 1, les débits obtenus sont vraiment très importants. Nous nous situons donc dans des gammes de nombre Reynolds très élevés de l'ordre de 8.10^4 dans chaque canal. Les résultats de simulation dans ces conditions restent à valider. Le rapport entre la puissance nécessaire dans les cas 2 et 3 est également important puisqu'il environne 7.

IV.3.5. Conclusion

Dans cette partie nous avons présenté l'étude numérique d'un système de refroidissement fonctionnant avec un métal liquide (alliage gallium-indium) directement sous une puce semi-conductrice de puissance. Nous avons montré qu'avec un tel refroidisseur la puce de puissance devrait pouvoir évacuer une puissance de 1 kW tout en ayant une température inférieure à 125°C. Nous avons pu démontrer l'intérêt de l'utilisation d'un métal liquide par rapport à l'eau pour une

puissance de pompage identique. Toutefois, n'oublions pas que ce genre de fluide est très bon conducteur électrique. Son emploi nécessite donc l'insertion d'une plaque isolante entre la puce et le refroidisseur ce qui implique une diminution des performances thermiques.

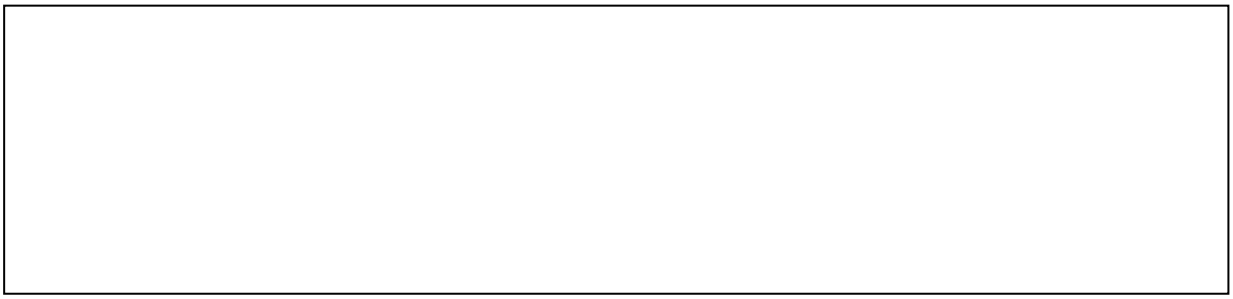
Dans le système présenté plus haut, la source de chaleur (le refroidisseur) est éloignée de la pompe et de l'échangeur thermique vers l'ambiant. Cela pose un premier problème dû à la forte quantité de fluide nécessaire. En effet, ces alliages sont lourds et très onéreux. De plus, la température de fusion n'est pas très basse (entre 10 et 30°C pour les alliages étudiés dans le projet THERMELEC). Nous pouvons alors nous poser la question de savoir ce qu'il se passerait si tout ou partie du circuit hydraulique était solidifié. Pour éviter ce problème, nous proposons une nouvelle structure. Le fluide sera utilisé en faible quantité et tous les éléments du circuit seront à proximité de la puce semi-conductrice afin de permettre une fusion du métal lorsque la puce dissipe. Il s'agit de réaliser une nouvelle application pour diffuser la chaleur au sein du substrat. Ce dispositif constitue l'objet de la partie suivante.

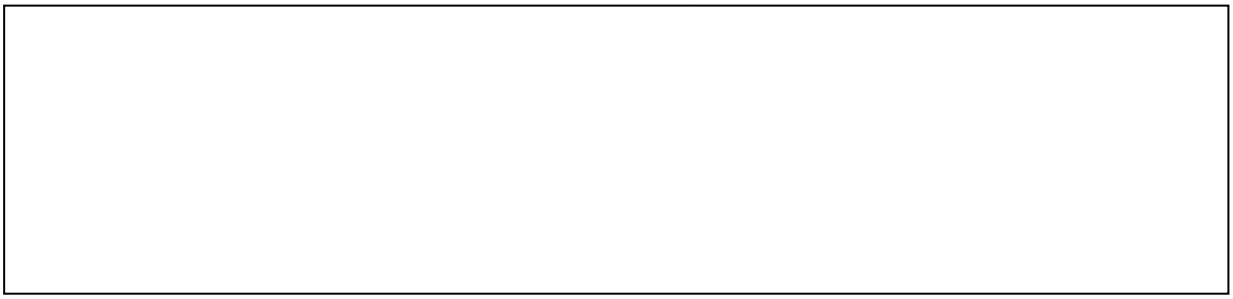
IV.4. Diffuseur de chaleur (spreader) à métal liquide

Partie confidentielle

IV.4.1. Principe de fonctionnement

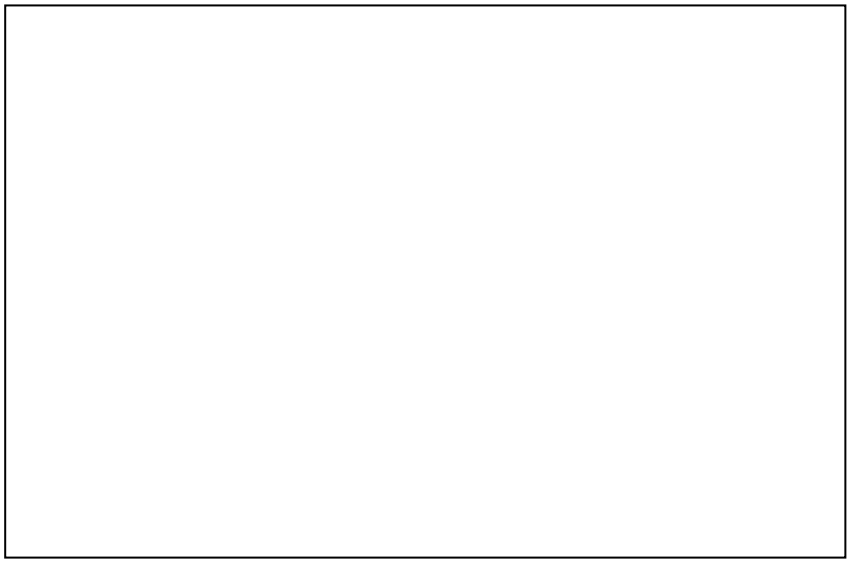
Partie confidentielle

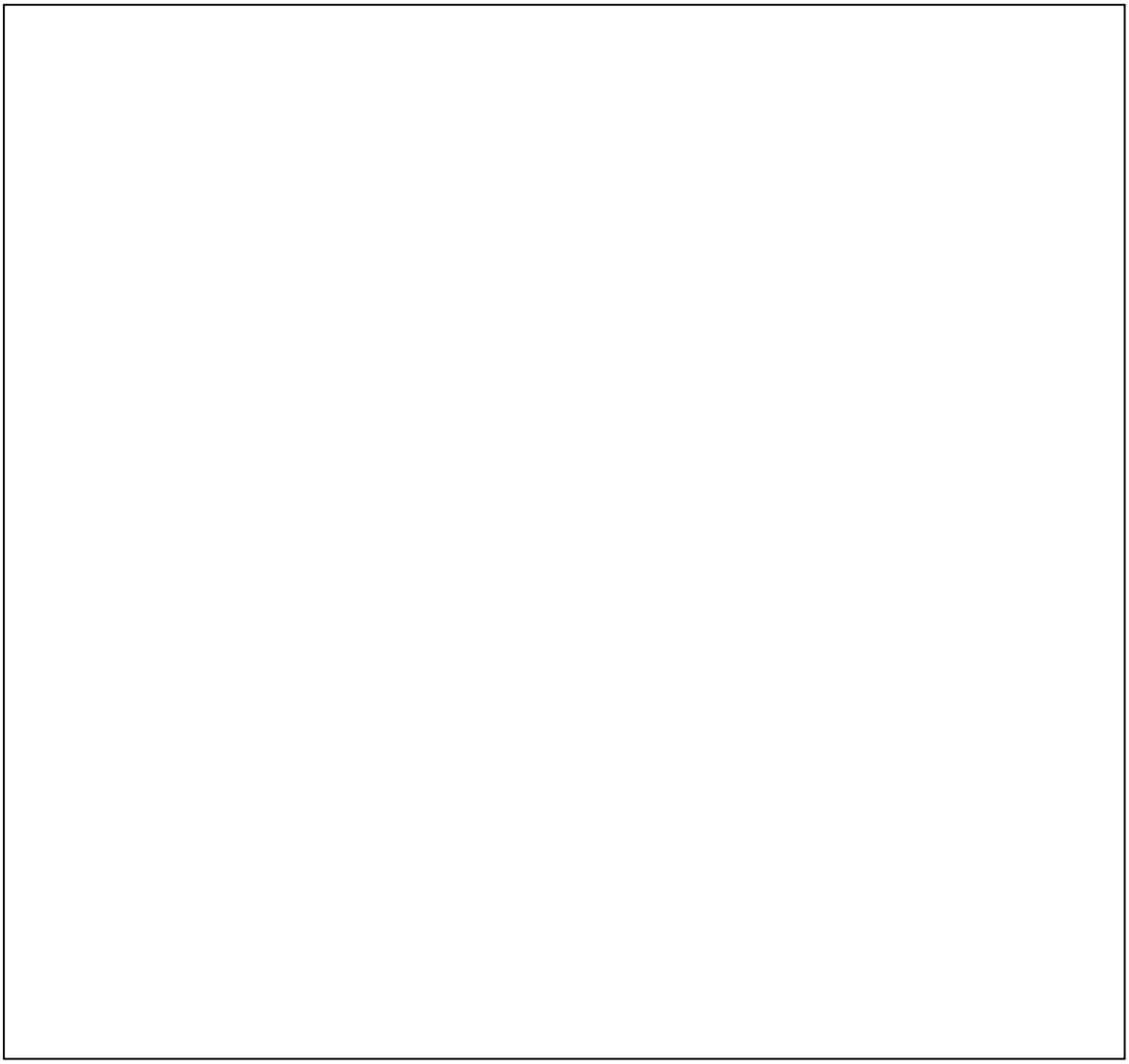




IV.4.2. Proposition de mise en œuvre

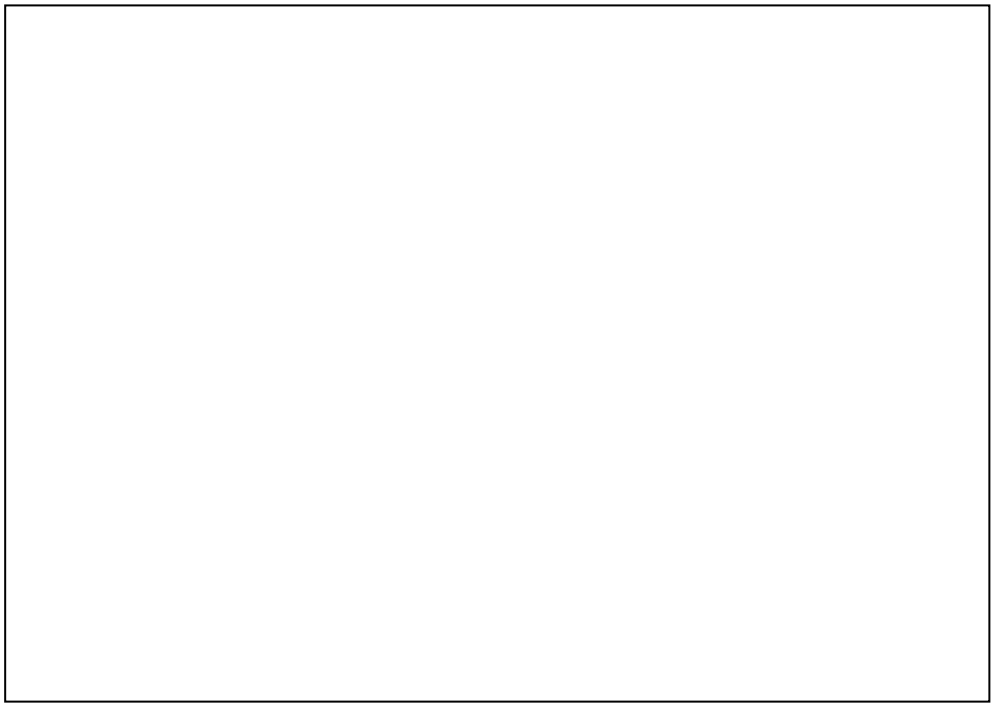
Partie confidentielle

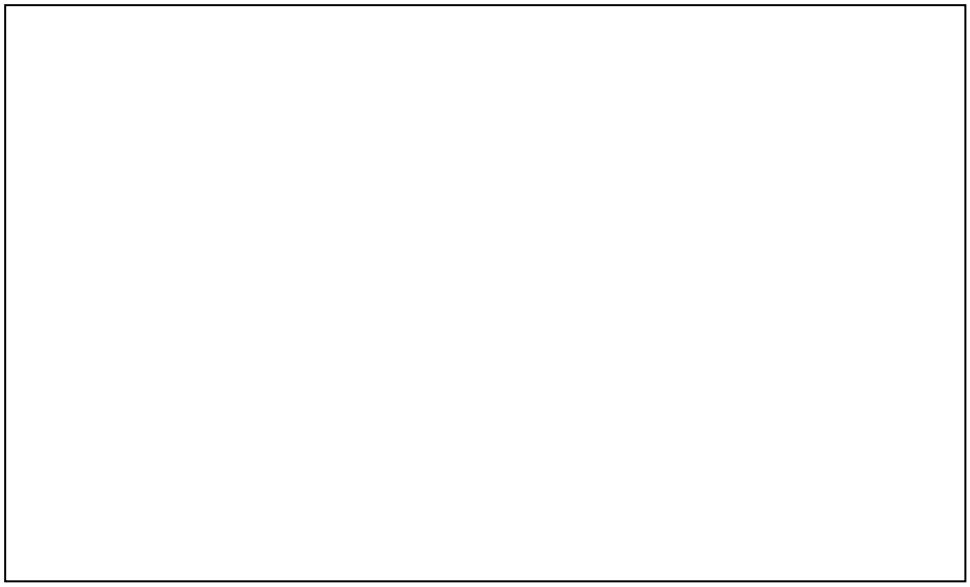




IV.4.3. Modélisation et résultats

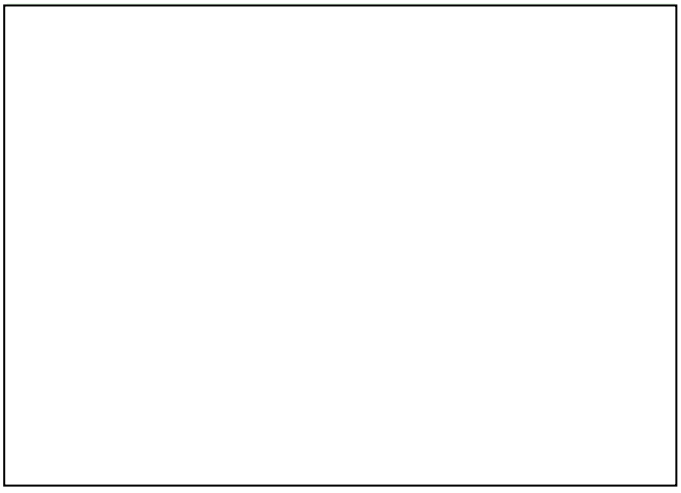
Partie confidentielle

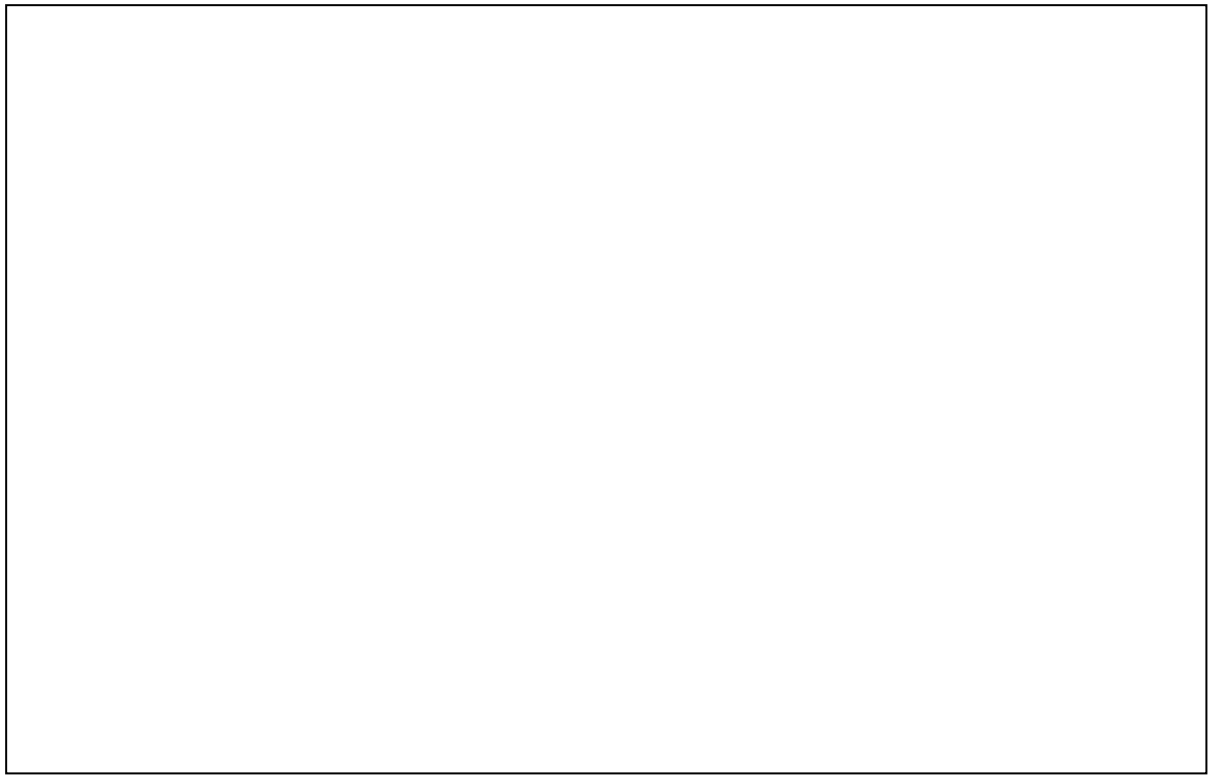




IV.4.3.1. Comparaison avec un spreader massif

Partie confidentielle





IV.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons proposé d'étudier dans un premier temps l'influence de la nature du matériau constituant la partie solide d'un refroidisseur à métal liquide à base de gallium. Nous avons pu mettre en avant que son influence n'était pas du tout négligeable. Ainsi, le choix de ce matériau se révèle très important sous peine de perdre les avantages thermiques apportés par l'utilisation du métal liquide en terme de coefficient d'échange convectif.

Cela a été confirmé par une deuxième partie dans laquelle nous avons étudié par simulations un refroidisseur à minicanaux adapté à une puce semi-conductrice de puissance. Nous avons ainsi pu montrer l'intérêt du métal liquide par rapport à l'eau en utilisant une géométrie et un matériau identique (le cuivre). Nous avons également vu que l'utilisation d'un matériau de plus faible conductivité thermique diminuait largement l'intérêt du métal liquide. Une étude de compatibilité chimique des matériaux est donc nécessaire pour effectuer des avancées dans ce domaine.

Enfin dans un troisième temps, nous avons proposé une solution thermique permettant d'utiliser le métal liquide avec intérêt tout en diminuant sa quantité. Il s'agissait d'un spreader à

métal liquide dont les performances thermiques permettent de diminuer de 45 % la valeur de la résistance thermique d'un spreader en cuivre dans les conditions qui ont été proposées.

Conclusion générale et perspectives

Le temps est venu de conclure sur l'ensemble des travaux présentés dans cette thèse qui ont permis de spécifier la démarche de réalisation et de caractérisation du système de refroidissement complet fonctionnant avec un métal liquide. Ce système est dédié plus particulièrement au refroidissement des composants électroniques de puissance. L'objectif de cette thèse était d'étudier les intérêts que pouvaient présenter les métaux liquides, et plus spécifiquement le gallium et ses alliages, pour le refroidissement de l'électronique de puissance. Le G2Elab n'ayant jamais fait d'étude sur cette thématique par le passé, nous avons du mettre en exergue, au cours de ces trois années, les principales problématiques scientifiques et difficultés de mise en œuvre qui y sont rattachées.

Dans le chapitre I, nous avons présenté le contexte général de notre étude ainsi que la problématique associée. Nous avons montré l'intérêt d'utiliser un fluide métallique dans une boucle de refroidissement . Ainsi, grâce a son excellente conductivité thermique, le gallium permet facilement de dissiper des densités de puissance de plusieurs centaines de Watt par centimètre carré. Par rapport aux fluides utilisés classiquement (eau, fluorinert…), le gallium présente de plus l'intérêt de rester liquide pour les hautes températures ce qui peut être intéressant pour les applications à forte température ambiante.

Les deux chapitres suivants nous ont permis d'exposer la démarche suivie pour l'étude d'un système complet du refroidissement. Nous avons, dans le chapitre II, défini le type de pompe permettant la mise en mouvement du fluide métallique. Le chapitre III nous a permis de présenter le choix du système de refroidissement et son étude. Dans les deux cas, nous avons mené de front une étude de modélisation, principalement par simulations, et des travaux expérimentaux.

Les métaux liquides étant de très bons conducteurs électriques, le choix de la pompe s'est tourné naturellement vers les pompes électromagnétiques. Nous avons choisi d'utiliser la pompe MHD DC de par sa simplicité, son faible coût de fabrication et la possibilité de miniaturiser le système. Nous avons ensuite présenté trois types de modélisation pour la pompe MHD DC : un modèle analytique, un modèle numérique 2D et un modèle numérique 3D. Les résultats obtenus avec les deux premiers modèles ont donné des résultats comparables. Néanmoins, ils ne permettent pas de prendre en compte un assez grand nombre de phénomènes comme les effets de bord ou la résistance électrique de contact. C'est pourquoi nous avons poursuivi notre travail avec une modélisation 3D. Les résultats de la pression et du débit dans la pompe en 3D sont comparables avec ceux des modèles 2D et analytiques seulement si nous les comparerons en terme de densité de courant à l'intérieur du canal. Ainsi, nous avons validé les résultats 3D expérimentalement et nous avons obtenu une erreur de l'ordre de 15% entre les deux venant principalement d'une mauvaise estimation du champ magnétique dans le système. Nous avons, par ailleurs, pu bien mettre en évidence l'influence de la résistance électrique de contact entre les électrodes et le fluides.

Pour le refroidisseur, l'utilisation de minicanaux a été choisie pour ses performances, sa simplicité de réalisation et parce qu'elle permet de travailler avec une faible quantité de fluide. Les résultats expérimentaux et ceux obtenus par simulations numériques étaient très proches puisque des erreurs de l'ordre de 5% ont été obtenues. Nous avons ensuite proposé une méthode dimensionnement de ce type de refroidisseur. Nous avons en particulier montré, lors de cette étude, que les techniques classiques utilisées pour dimensionner les refroidisseurs à canaux avec de l'eau ne pouvaient pas fonctionner avec des métaux liquides. La méthode choisie reposait sur la recherche d'un coefficient d'échange convectif équivalent obtenu par une série de simulations qui ensuite été interpolées. Grâce au logiciel d'optimisation CADES et au résultats de cette étude, nous avons pu créer un programme de dimensionnement du refroidisseur. Nous avons ainsi pu identifier les dimensions optimales pour un refroidisseur à métal liquide répondant à un cahier des charge précis.

Après ces différentes études, nous avons proposé dans le chapitre IV des réflexions sur la mise en œuvre des refroidisseurs à métaux liquides en électronique de puissance et plus particulièrement pour le refroidissement des composants semi-conducteurs. Dans un premier temps, nous avons pu mettre en évidence l'importance du choix d'un matériau très bon conducteur thermique pour la réalisation de refroidisseur. En effet, un mauvais choix peut amener à perdre complètement l'intérêt du métal liquide en terme de coefficient d'échange convectif. L'étude du cas particulier d'un refroidisseur à minicanaux sous une puce de puissance nous a permis de voir qu'une densité de flux de chaleur de l'ordre du millier $W.cm^{-2}$ pourrait être évacuée avec ce type de refroidisseur à condition de pouvoir utiliser matériau très bon conducteur comme le cuivre. Nous avons enfin présenté l'intérêt que pourraient montrer les métaux liquides pour la réalisation de diffuseurs de chaleur (Heat Spreader). L'étude numérique d'un exemple a permis de montrer que sa résistance thermique pouvait être largement plus faible que celle d'un spreader en cuivre.

Tous ces bons résultats ne doivent pas nous faire oublier que le refroidissement avec du gallium amène de nombreuses difficultés. Les principales sont les suivantes :

- Solidification du gallium au dessus de son point de fusion qui est de l'ordre de 30°C pour le gallium pur, et de l'ordre de 20°C pour l'alliage de gallium étain. La première difficulté, que nous avons abordée, est le problème du fonctionnement avec des températures ambiantes inférieures à la température de fusion. En effet, dans ce cas, le cicuit hydraulique peut être obturé par endroit. C'est pourquoi nous avons présenté une solution compacte qui était le spreader. Par ailleurs, lors de la solidification, le gallium augmente de volume comme l'eau. Un système de refroidissement doit donc être capable d'encaisser ces variations.

- Compatibilité du gallium avec les métaux : nous avons vu que le gallium pouvait dissoudre la majorité des métaux classiquement utilisés pour le refroidissement ou en électricité et plus particulièrement à des températures élevées (supérieures à 100°C). Or, les

métaux compatibles chimiquement avec le gallium comme le molybdène, le tungstène et le titane possèdent des conductivités thermique et électrique faibles devant celles du cuivre. Leur utilisation pour réaliser les électrodes de la pompe induisent une baisse du rendement global. Dans le cas du refroidisseur, nous avons vu que leur utilisation entraînait une forte dégradation des performances. Ajoutons que l'usinage de ces matériaux, très durs, est assez difficile. L'obtention d'un système avec de bonnes performances passera donc par une étude approfondie des traitements de surface permettant de rendre compatible le gallium avec des métaux comme le cuivre.

- Problèmes de mouillabilité et d'oxydation du gallium : le contact du gallium avec l'air induit une oxydation rapide de la surface de ce dernier qui rend très mauvaises ses propriétés d'adhésion avec les surfaces solides. Nous avons pu montrer par ailleurs que ses mauvaises propriétés de mouillage induisaient l'existence de résistances électriques de contact non négligeables.

Perspective

Cette thèse a permis l'ouverture d'un champ d'application et de prospection relativement important ; parmi l'ensemble des perspectives du travail, nous pouvons dégager quatre axes importants :

- la poursuite des études numériques et expérimentales de la pompe MHD et du refroidisseur. En particulier, l'optimisation globale du système semble être un objectif tout à fait accessible,
- la poursuite des travaux théoriques et de démonstration sur le diffuseur de chaleur présenté dans le chapitre IV,
- la prise en compte de contraintes industrielles,
- la recherche d'autres applications comme par exemple les diffuseurs de chaleur à métal liquide dans les modules de puissance 3D.

En effet, les études présentées dans ce mémoire constituent le fruit d'un premier travail, inédit au G2Elab, sur le refroidissement par métal liquide allant de la modélisation des différents éléments jusqu'à la caractérisation. Il reste à valider ces études dans une application industrielle car nous avons évacué lors de nos études de nombreux problèmes de mise en œuvre. En particulier, des travaux sur la compatibilité du gallium avec les métaux et sur les problèmes induits par sa dilatation lorsqu'il se solidifie doivent être menés. L'utilisation et le choix (s'il existe) d'un autre fluide métallique pourrait également être envisagé pour évacuer ces problèmes. De telles études nécessitent bien entendu de collaborer avec des gens experts du domaine.

Le diffuseur de chaleur à métal liquide nous parait être une alternative intéressante pour une utilisation au sein des modules de puissance. Quelques éléments ont été présentés dans cette thèse, mais des travaux théoriques et expérimentaux complémentaires doivent être entrepris.

Nous envisageons d'ores et déjà la réalisation d'un prototype de test permettant de valider les simulations qui ont été faites. Nous envisageons également d'intégrer ce type de diffuseur dans des modules de puissance 3D. Je vais effectuer un travail post-doctoral au G2Elab sur cette thématique dans le cadre du projet 3D-ComSePT de l'Institut Carnot « Energies du Futur ».

Les perspectives offertes par ce travail de thèse sont donc importantes et ouvrent la voie vers des solutions innovantes pour la gestion thermique des composants électroniques de puissance.

Bibliographie

Asian, M., 2007. Design and Flow Simulation for a New DC pump MHD for Seawater. *Asian J. Inforni. Tech*, 6(2), 164–169.

Baker, R.S. & Tessier, M.J., 1987. *Handbook of electromagnetic pump technology*,

Bernard, L. & Samuel J., K., 1956. Review of experimental investigations of liquid-metal heat transfer.

Bintoro, J.S., Akbarzadeh, A. & Mochizuki, M., 2005. A closed-loop electronics cooling by implementing single phase impinging jet and mini channels heat exchanger. *Applied thermal engineering*, 25(17-18), 2740–2753.

Blake, L., 1957. Conduction and induction pumps for liquid metals. *Proceedings of the IEE Part A: Power Engineering*, 104(13), 49.

Bley, V., Allard, B. & Ménager, L., 2010. Conditionnement des modules de puissance. Dans *Techniques de l'ingénieur*.

Blot, J., 1999. *Transferts thermiques : Application à l'habitat, Méthode nodale*,

Borghi, C., Cristofolini, A. & Fabbri, M., 1998. Study of the design model of a liquid metal induction pump. *IEEE Transactions on Magnetics*, 34(5), 2956-2959.

Cage, J.F.J., 1953. *Electromagnetic pumps for high temperature liquid metal*,

Choudhary, R. et al., 2007. A practical implementation of silicon microchannel coolers for high power chips. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 30(2), 218–225.

Ciofalo, M., Di Piazza, I. & Brucato, V., 1999. Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(7), 1157–1176.

Civrac, C., 2009. *Vers la réalisation de composants haute tension, forte puissance sur diamant CVD. Développement des technologies associées*. Thèse de Doctorat. Institut National Polytechnique de Toulouse.

Civrac, G., 2009. *Vers la réalisation de composants haute tension, forte puissance sur diamant CVD. Développement des technologies associées*. Thèse de Doctorat. Institut National Polytechnique de Toulouse.

Danamics, 2010. http://www.danamics.com/.

Eyglunent, 1997. *Manuel de thermique theorie et pratique*,

Fabbri, M. & Dhir, V.K., 2005. Optimized heat transfer for high power electronic cooling using arrays of microjets. *Journal of heat transfer*, 127, 760.

Gao, M. & Zampino, M.A., 2010. Ceramic Miniature Heat Pipes and Liquid Charging Methods. *Heat transfer Engineering*, 31(7), 564-569.

Garimella, S.V. & Sobhan, C.B., 2003. Transport in microchannels–a critical review. *Ann. Rev. Heat Transfer*, 13, 1–50.

Ghoshal, U. et al., 2005. High-performance liquid metal cooling loops. Dans *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2005 IEEE Twenty First Annual IEEE*. p. 16–19.

Gillot, C., 2000. *Etude et réalisation d'une fonction interrupteur en technologie hybride à haute intégration*. Thèse de Doctorat. INP-Grenoble.

Gillot, C. et al., 1999. Integrated single and two-phase micro heat sinks under IGBT chips. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 22(3), 384–389.

Hopkins, R., Faghri, A. & Khrustalev, D., 1999. Flat Miniature Heat Pipes With Micro Capillary Grooves. *Journal of Heat Transfer*, 121(1), 102-109.

Ivanova, M., 2005. *Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs*. Thèse de Doctorat. INP-Grenoble.

Jang, J. & Lee, S.S., 2000. Theoretical and experimental study of MHD (magnetohydrodynamic) micropump. *Sensors and Actuators A: Physical*, 80(1), 84-89.

Jordan, A. et al., 1999. Magnetic fluid hyperthermia (MFH): Cancer treatment with AC magnetic field induced excitation of biocompatible superparamagnetic nanoparticles. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 201(1-3), 413–419.

Kandlikar, S.G. & Bapat, A.V., 2007. Evaluation of Jet Impingement, Spray and Microchannel Chip Cooling Options for High Heat Flux Removal. *Heat Transfer Engineering*, 28(11), 911.

Lee, D. & Vafai, K., 1999. Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(9), 1555-1568.

LeMaster, E.W., 1970. A Simple MHD Pump. *American Journal of Physics*, 38(3), 389.

Lemoff, A.V. & Lee, A.P., 2000. An AC magnetohydrodynamic micropump. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 63(3), 178-185.

Leventis, N. & Gao, X., 2001. Magnetohydrodynamic Electrochemistry in the Field of Nd−Fe−B Magnets. Theory, Experiment, and Application in Self-Powered Flow Delivery Systems. *Analytical Chemistry*, 73(16), 3981-3992.

Luebbers, P.R., Michaud, W.F. & Chopra, O.K., 1993. *Compatibility of ITER candidate structural materials with static gallium*,

Meysenc, L., 1992. *Etude des micro-échangeurs intégrés pour le refroidissement des semi-conducteurs de puissance*. Thèse de Doctorat. Grenoble-INP.

Miner, A. & Ghoshal, U., 2004. Cooling of high-power-density microdevices using liquid metal coolants. *Applied Physics Letters*, 85(3), 506.

Molokov, S. & Moreau, R., 2007. *Magnetohydrodynamics: historical evolution and trends*,

Mudawar, I., 2001. Assessment of high-heat-flux thermal management schemes. *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on*, 24(2), 122 - 141.

Mudawar, I. & Wadsworth, D.C., 1991. Critical heat flux from a simulated chip to a confined rectangular impinging jet of dielectric liquid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(6), 1465–1479.

Oliphant, K., Webb, B.W. & McQuay, M.Q., 1998. An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 18(1), 1-10.

Ortiz, L. & Gonzalez, J.E., 1999. Experiments on steady-state high heat fluxes using spray cooling. *Experimental Heat Transfer*, 12(3), 215–233.

Perret, C., 2001. *Réalisation et optimisation de refroidisseur à microcanaux en technologie silicium = Realisation et optimisation of microchannel heat sink in silicon technology*. Thèse de Doctorat. INP-Grenoble.

Polzin, K.A., 2007. Liquid Metal Pump Technologies for Nuclear Surface Power. Dans Proceedings of Space Nuclear Conference 2007.

Prokhorenko, V.Y. et al., 2000. Liquid gallium: potential uses as a heat-transfer agent. *High Temperature*, 38(6), 954–968.

ROCHE, J., 2007. Définition d'un dissipateur thermique en milieu industriel. Dans Techniques de l'ingénieur.

Rybicki, J.R. & Mudawar, I., 2006. Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(1-2), 5–16.

Shamsuddeen, N. et al., 2008. Design and Analysis of Annular Linear Induction Pump (ALIP). *2008 Joint International Conference on Power System Technology and IEEE Power India Conference*, 1-5.

Shedd, T.A. & Pautsch, A.G., 2005. Spray impingement cooling with single-and multiple-nozzle arrays. Part II: Visualization and empirical models. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(15), 3176–3184.

Sparrow, E.M. & Prata, A.T., 1983. Numerical solutions for laminar flow and heat transfer in a periodically converging-diverging tube, with experimental confirmation. *Numerical Heat Transfer*, 6(4), 441.

Thonon, B., 1991. *Etude et optimisaton de la distribution du fluide dans un échangeur de chaleur à plaques.* Thèse de Doctorat. Université de Nancy 1.

Tuckerman, D. & Pease, R., 1981. High-performance heat sinking for VLSI. *Electron Device Letters, IEEE*, 2(5), 126-129.

Wang, P., Chang, C. & Chang, M., 2004. Simulation of two-dimensional fully developed laminar flow for a magneto-hydrodynamic (MHD) pump. *Biosensors and Bioelectronics*, 20(1), 115-121.

Wilson, J. & Simons, R.E., 2005. Advances In High-Performance Cooling For Electronics. *Electronics Cooling*, 11(4), 22 - 39.

Zhang, H., Pinjala, D. & Poi-Siong Teo, 2003. Thermal management of high power dissipation electronic packages: from air cooling to liquid cooling. *Electronics Packaging Technology, 2003 5th Conference (EPTC 2003)*, 620-625.

Annexe (Etude de la compatibilité de différents matériaux avec le gallium)

Réalisée par le laboratoire PECSSA durant l'année 2010.

Concernant la compatibilité chimique, la plupart des matériaux polymères plastiques ne réagissent pas avec le gallium et conviennent, notamment les matériaux fluorés (téflon, tefzel, FEP), ainsi que d'autres polymères (PMMA, PS, silicones, PEHD et PEEK).. Notons que ces matériaux imposent quelques limites dans les températures d'utilisation. De même le verre, le carbone, et quelques métaux, tels que le titane, le tungstène ou l'acier inox sont compatibles avec ces liquides métalliques. Concernant les métaux, nous disposons de nombreuses informations sur la compatibilité gallium/métal grâce à un rapport d'Argonne National Laboratory [ref 1]. Il s'agit cependant de données à haute température pour la plupart (400°C à 600°C) où le gallium est assez corrosif pour de nombreux métaux. A plus basse température, comme ce qui nous concerne ici, les phénomènes sont beaucoup moins importants. Nous sélectionnons donc au fur et à mesure tous les matériaux adaptés aux différentes étapes et mettons au point des procédures de travail. Il faut ainsi éviter à l'ambiante de travailler avec des métaux tels que le cuivre ou l'aluminium. En revanche, on peut utiliser un certain nombre d'aciers si la température reste basse.

Un métal attaquable par le gallium peut cependant être protégé par un dépôt. En effet, nous avons testé l'efficacité de cette méthode dans le cas de surfaces d'or recouvertes de carbone dans le cadre d'essais indépendants (faisabilité de mesures sur des cellules de microbalance à quartz). Le dépôt de carbone protège parfaitement l'or (métal très attaquable par le gallium). En conséquence, des tests ciblés pour l'application refroidissement (pièces spécifiques et matériaux adaptés) ont été prévus par le G2ELab pour évaluer des systèmes de refroidissement et échangeurs thermiques en cuivre ou en aluminium que nous avons prévu de protéger de l'attaque du gallium par le dépôt d'une couche de tungstène, qui est l'un des éléments les plus inertes vis-à-vis du gallium. Ce travail a été réalisé par l'entreprise « ACM ». Simultanément, nous avons prévu de tester des matériaux supplémentaires, alliages de bonne conductivité thermique (CuNi, CuCr, CuCrZr) dans la mesure où le prix du travail est forfaitaire et lié à une surface totale à recouvrir. Cela a permis de comparer la capacité de protection de la couche selon le matériau sous-jacent sur des plaquettes d'essai et non des refroidisseurs déjà usinés, de façon à pouvoir ensuite étudier le niveau de protection de la couche déposée.

Ainsi, des échantillons ont été préparés afin d'obtenir des surfaces couvertes de 1, 2 ou 3 des couches prévues par ACM, dans des combinaisons différentes, de façon à étudier leur efficacité, reliée à la porosité des couches en question (l'utilisation des 3 couches proposées par ACM est empirique et destinée à éviter l'existence de porosité). On a pu ainsi mettre les matériaux recouverts en présence de gallium à différentes températures et étudier par observations microscopiques et électrochimiques l'efficacité et la tenue de ces dépôts.

- Nous avons contacté l'entreprise ACM afin de réaliser la couche de protection en tungstène. Il est prévu de faire une couche de tungstène par sputtering de 3µm en 3 passes de 1µm. Les trois passes seront faites à des températures différentes afin d'avoir des tailles de grain différentes et ainsi d'obtenir une métallisation moins poreuse. Les devis ne sont pas encore faits car l'entreprise n'est pas très réactive.
- De son côté JC s'est procuré des alliages cuivreux (CuNi, CuCr et CuCrZr) pour leur bonnes conductivités thermiques . Nous ferons subir un dépôt à ces échantillons afin de voir si l'accroche est meilleure qu'avec le cuivre et l'aluminium.

- JC nous rappelle que la solubilité du cuivre dans le gallium peut apporter des problèmes divers comme par exemple une modification de la température de fusion du métal liquide.

Dans le but de faire des tests sur des systèmes de refroidissement et des échangeurs (G2Elab), des essais ont été faits pour tester l'efficacité d'un dépôt d'une couche protectrice sur des matériaux qui sont de bons conducteurs thermiques. Des pièces en cuivre et en aluminium recouvertes par une couche de tungstène ont été réalisées. Notons que le revêtement doit être



Figure 1 : Exemple de plaque de cuivre à gauche, recouverte de tungstène avec différentes

bon conducteur thermique et résistant au gallium. Le tungstène remplit ces deux conditions (Ref 1). Simultanément, nous avons testé des matériaux supplémentaires de bonne conductivité thermique (CuNi, CuCr, CuCrZr) sous forme de plaques afin de comparer la capacité de protection de la couche selon le matériau sous-jacent sur des plaquettes d'essai et non des refroidisseurs déjà usinés, de façon à pouvoir ensuite étudier le niveau de protection de la couche déposée. Les dépôts ont été réalisés par l'entreprise ACM, en trois fois, de façon à obtenir un dépôt non poreux, cependant le procédé proposé par ACM était empirique. C'est pourquoi nous avons préparé les échantillons de façon à obtenir des surfaces couvertes de 1, 2 ou 3 des couches prévues par ACM, dans des combinaisons différentes, de façon à étudier leur efficacité, reliée à la porosité des couches en question. L'objectif était de mettre les matériaux recouverts de tungstène en présence de gallium à diverses températures et d'étudier par observations microscopiques et électrochimiques l'efficacité et la tenue de ces dépôts.

Les pièces, livrées par ACM , ont été soumises aux tests électrochimiques. Le principe est de mesurer la résistance à l'oxydation anodique à travers la couche de tungstène dans un milieu électrolytique acide (HNO_3 0.1 M). La cellule est montrée sur la figure 2 : un tube contenant l'électrolyte et les électrodes (référence et contre – électrode) et dont le fond est ouvert, est appliqué avec un joint de teflon FEP sur une zone choisie de l'échantillon de l'ordre de 0,5 cm^2, - on oxyde ainsi , sous contrôle potentiostatique ou galvanostatique dans des conditions bien définies (1mA/ cm2). Si la couche de tungstène est compacte, il n'y a pas d'oxydation du substrat de cuivre ou autre (le tungstène étant oxydé en surface sous forme d'oxydes insoluble) et dans le cas contraire, on aura par exemple production d'ions cuivriques Cu 2+, que l'on pourra détecter dans une seconde phase d'expérience par l'analyse électrochimique (Square Wave Voltammetry)

de la solution se trouvant dans le tube et permettant d'atteindre les concentrations au niveau des traces (< ppb).

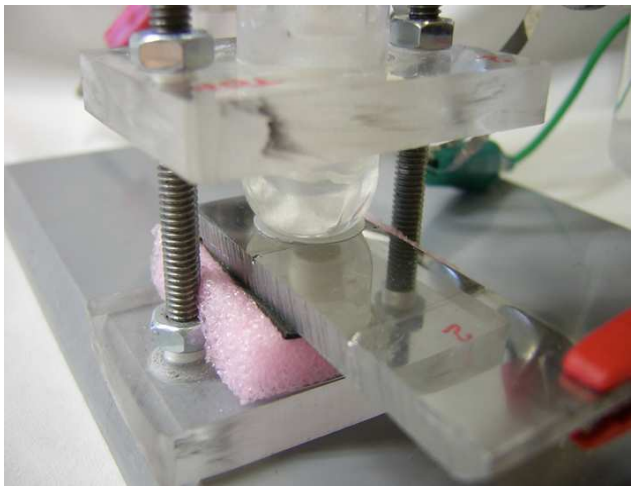


Figure 2 : Photo de la cellule électrochimique de test des dépôts de tungstène.

Des essais ont été faits sur un échantillon de cuivre et sur les échantillons de cupronickel et autres alliages en comparant l'efficacité des dépôts depuis une couche jusqu'à trois couches de tungstène. Il apparaît que le cuivre est attaqué et ionisé en Cu^{++} , même à température ambiante, et dans tous les cas, quelque soit l'échantillon mais que
la protection est bien meilleure dans le cas des trois couches. Notons que cette approche est 'sévère' par rapport au coating de tungstène et que le potentiel anodique appliqué peut être plus agressif que l'action du gallium qui implique une pénétration, malgré sa tension superficielle et les oxydes toujours présents, dans les pores du tungstène déposé alors que le mouillage de cette porosité en milieu aqueux acide favorise les chemins de contact entre électrolyte et substrat cuivré.
Le tungstène pur n'étant pas attaqué par l'acide nitrique même concentré (passivation), ce type de coating ne semble pas suffisant pour des applications effectives surtout si les températures sont plus élevées. Notons cependant que cette méthode permet des tests accélérés et quantitatifs, comparé à ce que l'on obtiendrait en mettant simplement du gallium en contact sur les plaquettes (ce que nous testons cependant par ailleurs).
Un test réel a été fait au G2Elab avec les pièces en aluminium recouvertes de tungstène. La couche n'a pas protégé et le métal liquide a attaqué l'aluminium, qui est l'un des métaux les moins résistants au gallium. Cela signifie donc que le dépôt est poreux ou bien qu'il présente des défauts qui créent un point d'attaque entraînant la corrosion par la suite. Si les couches ne peuvent pas être rendues non poreuses, il faudrait alors réaliser des pièces en matériau assez bon conducteur thermique, mais de type céramique par exemple.

Les revêtements de tungstène
- Choisi pour sa très bonne résistance au gallium (REF 1)
- Difficile à déposer : porosité ?

- Dépots faits par « ACM » de 1, 2 ou 3 couches sur des plaques de Cu, CuNi, CuCr, CuCrZr, et Al ainsi que sur deux échangeurs (Al et Cu).

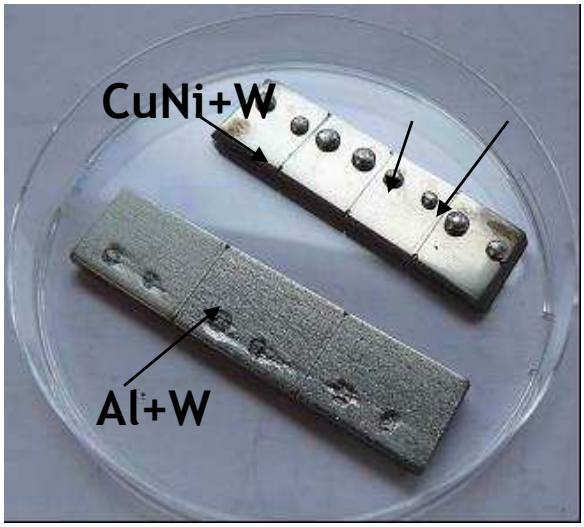
Test des plaques :

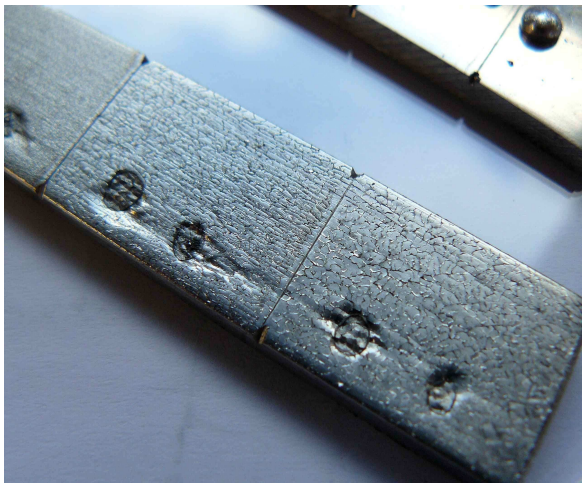
Nous avons déposé des gouttes de Ga et de GaSn et observé au microscope binoculaire les surfaces de tous les matériaux après des traitements à différentes températures

- à 40°C pendant 15 jours aucun effet (alors que les mêmes matériaux sans W sont attaqués dans les mêmes conditions)
- à 40°C ou 85°C pendant plusieurs semaines, pas d'attaque non plus
- à 130°C pendant 48 h sous argon, pas d'attaque
- à 220°C pendant 100 h sous argon : pas d'attaque du cuivre et de ses alliages mais attaque de Al.

Différence entre CuNi et Al après traitement à 220°C:

Différence entre CuNi et Al après traitement à 220°C:





L'aluminium semble donc attaqué par une corrosion fissurante à travers les pores du tungstène, ce qui détruit ensuite totalement le réseau cristallin sous-jacent.

Ce comportement explique assez clairement la destruction rapide de l'échangeur réalisé en Al+W et testé au G2Elab

Remarque : dans nos tests, T est plus élevée que T_{max} d'utilisation selon les normes prises en compte par Thermelec. Cependant, les effets de la pression , des champs électriques résiduels et de l'écoulement n'ont pas été testés, tous les tests effectués sont statiques.

Un test avec l'échangeur Cu+W permettra de conclure sur l'efficacité de W et de prendre en compte les effets dynamiques dans la boucle d'échange thermique.

- Autres matériaux

Devant les résultats des revêtements de tungstène W, nous avons envisagé d'autres voies :

- SiC, et AlN : 400°C pendant 5 h : aucune attaque

Ce sont de très bons candidats mais : problèmes de coating et de dilatation thermique compatible avec les substrats à protéger.

- Molybdène Mo : testé à 450°C pendant 75 h : attaque pratiquement nulle, ce qui est cohérent avec les données de la littérature - voir référence du docu . D'Argonne Laboratories . (comme pour W, que nous avons testé a nouveau à l'état massif pour vérification)

- Nickel Ni : ce dernier a été également testé car il est beaucoup plus facile à déposer que les autres matériaux (électrolyse sur substrat de cuivre par exemple)

- 125°C pendant 100 h , pas d'attaque.

- 220°C pendant 100 h , il est attaqué en surface, mais les symptômes sont bien moindres que ce qui a été observé avec l'aluminium recouvert de tungstène.

Le nickel reste donc une voie possible, mais notons cependant que les effets de la température sont extrêmement violents au dessus de ce seuil des 200 °C (tout comme pour la plupart des aciers dont l'inox).

La documentation d'Argonne Laboratories indique par exemple qu'en régime statique la solubilisation par le gallium du nickel à 400°C par rapport à celle de Molybdène est plus forte d'un facteur $3.\ 10^4$ et qu'elle atteint 10^6 à 600°C !

REF.

Rapport d'Argonne National Laboratory, Dec.1993. P.R. Luebbers, W.F. Michaud, O.K.Chopra, "Compatibility of ITER candidate structural materials with static gallium"

Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique

Résumé Les travaux de cette thèse portent sur le refroidissement des composants électroniques de puissance par métal liquide. Les efforts se sont concentrés plus particulièrement autour de deux fonctions : la pompe électromagnétique servant à mettre le fluide en mouvement et le refroidisseur à minicanaux situé sous la source de dissipation.

Le mémoire de thèse se structure en quatre chapitres équivalents. Dans le premier, l'apport des métaux liquides pour le refroidissement des composants actifs de puissance est démontré. Dans un deuxième temps, l'étude théorique et expérimentale d'une pompe électromagnétique à conduction est effectuée. Le système de refroidissement est plus particulièrement abordé dans le troisième chapitre. Enfin, des réflexions sur la mise en œuvre des refroidisseurs à métaux liquides en électronique de puissance sont discutées dans la dernière partie. Grâce à elles, nous voyons que le champ d'application de ces travaux favorise l'émergence de solutions innovantes pour la gestion thermique des composants électronique de puissance.

Mots clés :

Mots clés Refroidissement des composants électroniques, pompe électromagnétique, métal liquide, refroidisseur minicanaux, diffuseur de chaleur.

Study and realization of power electronics cooling loop based on the actuation of electrical conductive fluid

Abstract The work presented in this Phd manuscript deals with cooling power electronics devices using an electrical conductive fluid. Two important functions have been considered: the study and the realization of the electromagnetic pump which circulated the fluid in the cooling loop. The second function was study and realization of the cooler which evacuated the heat from the electronics device. This document has four chapters: introduction to power electronics cooling system with liquid metal, electromagnetic pump study, cooler study, and at last reflections on realizing liquid metal cooler for power electronics devices. The results of this work concern a wide range of applications, especially towards new thermal management solutions of power electronics devices.

Keywords cooling electronics devices, power electronic, thermal management, MHD pump, Minichannels cooler, Thermal spreader.