



**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE «ABBES LAGHROUR» DE KHENCHELA
FACULTE DES SCIENCES ET DE TECHNOLOGIE**

Département des Sciences de la matière

N° de série:.....

THÈSE

**Présentée en vue de l'obtention du
Diplôme de Doctorat en Science**

Par :

SID NOUREDDINE

Thème :

**Simulation Numérique des Echanges de
Chaleur et de Masse au Sein des Dissipateurs
Thermiques en Mousses Métalliques.**

Soutenue le 06 / 06 / 2023

Devant le jury :

Président : ABOUDI Abdelaziz	MCA	Université Abbès Laghrou Khenchela
Rapporteur : BOULAHROUZ Salim	MCA	Université Abbès Laghrou Khenchela
Examineur : MAACHE Mouna	MCA	Université Abbès Laghrou Khenchela
Examineur : LEKMINE Farid	MCA	Université Abbès Laghrou Khenchela
Examineur : MENECEUR Redha	MCA	Université Echahid Hamma Lakhdar - El Oued
Examineur : MENECEUR Noureddine	MCA	Université Echahid Hamma Lakhdar - El Oued

2022/2023

Remerciement

En premier lieu, j'aimerais remercier vivement, mon directeur de thèse, Dr. BOULAHROUZ Salim, maître de conférence à la faculté des sciences et de technologie, département de génie mécanique Université Abbes laghrour Khenchela, pour l'attention et le soutien qu'il a porté à mon travail de doctorat et pour m'avoir guidé et encouragé tout au long de ce travail.

Je tiens également à remercier Dr. ABOUDI Abdelaziz, maître de conférence, département de génie mécanique à l'université Abbes laghrour Khenchela qui m'a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury d'examen de mon travail.

Aussi je remercie vivement Dr. MAACHE Mouna, maître de conférence, département de génie mécanique à l'université Abbes laghrour Khenchela 1 pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Aussi je remercie Dr. LEKMINE Farid maître de conférence à la faculté de technologie, département des sciences de la matière l'université Abbes laghrour Khenchela d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Mes sincères remerciements aux Dr. MENECEUR Redha et Dr. MENECEUR Noureddine, maîtres de conférences, département de génie mécanique à l'université Echahid Hamma Lakhdar - El Oued.

Résumé

Ce travail est une simulation numérique des dissipateurs thermiques à ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium utilisés pour la gestion thermique des puces électroniques. Les mousses métalliques offrent des caractéristiques exceptionnelles telles que le grand rapport surface/volume et la forme complexe, qui améliore les performances de transfert de chaleur des dissipateurs thermiques. Le dissipateur thermique objet de notre étude comporte une base en aluminium et trois ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium avec une porosité 0.95 et une perméabilité de $1.65 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ de perméabilité, et la base du dissipateur thermique est en aluminium solide.

Le logiciel COMSOL Multiphysics[®] 5.3 est utilisé pour résoudre les équations gouvernantes par la méthode des éléments finis et simuler numériquement les échanges de chaleur et de masse au sein d'un canal horizontal comportant un dissipateur thermique à ailettes en mousse d'aluminium chauffé à sa base par un flux thermique uniforme. La validation des résultats numériques montre un accord parfait avec les données expérimentales tirées de la bibliographie avec une erreur relative maximale de 3 %.

Les résultats numériques obtenus révèlent que les performances thermiques du dissipateur thermique en mousse métallique sont plus importantes que celles du dissipateur thermique conventionnel et du canal libre sans dissipateur thermique aux mêmes conditions de travail, et que le comportement thermique des sources thermiques (puces électroniques) refroidies par les dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium est stable et elles sont maintenues à des températures acceptables. De plus, les performances thermiques des dissipateurs thermiques avec l'orientation 90° sont meilleures que celles des dissipateurs thermiques avec l'orientation 0° . La densité des pores (PPI) de la mousse d'aluminium est au contraire de la porosité (ϵ), directement proportionnelle à amélioration de la performance du dissipateur thermique et l'intensification des propriétés thermo-hydrauliques associées aux phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein du canal.

Abstract

This work is a numerical investigation of rectangular fins of metal foam heat sinks used for thermal management of electronic devices. Metal foams offer exceptional characteristics such as large surface-to-volume ratio and complex form, which improves the heat transfer performance of heat sinks. The heat sink consists of three rectangular foam aluminum fins with a porosity of 0.95 and a permeability of $1.65 \times 10^{-7} \text{m}^2$, and the base of the heat sink is made of solid aluminum.

COMSOL Multiphysics®5.3 software is used to solve the governing equations. The validation of the numerical results shows a perfect agreement with the experimental data with a maximum relative error of 3%.

The obtained numerical results reveal that the thermal performance of the foam metal heat sink is greater than that of the conventional heat sink and the channel without heat sink under the same operating conditions, and the thermal behavior of the electronic devices cooled by the heat sinks metal foam is stable and maintained at acceptable temperatures. Additionally, the thermal performance of heat sinks with the 90° orientation is better than that of heat sinks with the 0° orientation. The pore density (PPI) has a greater effect than porosity (ϵ) on the thermal-hydraulic properties and performance of aluminum foam heat sinks. Increasing the (PPI) leads to an increase in thermal performance. furthermore, thermal performance decreases with increasing porosity (ϵ).

ملخص

هذا العمل عبارة عن محاكاة عددية لمشتت حراري ذو زعانف مستطيلة مصنوعة من الرغوة المعدنية تستعمل لتبريد الرقائق الالكترونية للأجهزة الإلكترونية. توفر الرغوات المعدنية خصائص بارزة مثل نسبة السطح الكبيرة إلى الحجم والشكل المعقد، مما يحسن أداء نقل الحرارة للمشتتات الحرارية. يتكون المشتت الحراري من ثلاثة زعانف مستطيلة الشكل مصنوعة من رغوة الألمنيوم بمسامية 0.95 ونفاذية $1.65 \times 10^{-7} \text{ م}^2$ ، وقاعدة المشتت الحراري مصنوعة من الألمنيوم الصلب.

يستخدم برنامج COMSOL Multiphysics® 5.3 لحل المعادلات الحاكمة. يُظهر التحقق من صحة النتائج العددية توافقاً تاماً مع البيانات التجريبية بحد أقصى للخطأ النسبي يبلغ 2٪.

تُظهر النتائج العددية التي تم الحصول عليها أن الأداء الحراري للمشتت الحراري المصنوع من الرغوة المعدنية أكثر أهمية من أداء المشتت الحراري التقليدي والقناة بدون المشتت الحراري تحت نفس ظروف العمل، والسلوك الحراري للأجهزة الإلكترونية المبردة بواسطة المشتتات الحرارية المصنوعة من الرغوة المعدنية مستقرة ويتم الحفاظ عليها في درجات حرارة مقبولة. بالإضافة إلى ذلك، فإن الأداء الحراري للمبددات الحرارية ذات الاتجاه 90 درجة أفضل من تلك ذات الاتجاه 0 درجة. وجد كذلك أن كثافة المسام (PPI) لها تأثير أكبر من تأثير المسامية (ε) على الخصائص الحرارية الهيدروليكية وأداء المشتت الحراري المصنوع من رغوة الألمنيوم. تؤدي زيادة (PPI) إلى زيادة الأداء الحراري. علاوة على ذلك، يتناقص الأداء الحراري مع زيادة المسامية (ε).

Sommaire

Remerciement	i
Résumé	ii
Abstract	iii
ملخص.....	iv
Sommaire	v
Liste des figures	viii
Liste des tableaux	xii
Nomenclature	xiii
Introduction générale	1
Motivation	1
Objectif	2
Organisation de la thèse	3
Chapitre I : Revue bibliographique	
I.1 Introduction	4
I.2 Revue bibliographique	4
I.3 Conclusion	8
I.4 Références	9
Chapitre II: Généralités sur les systèmes de refroidissement	
II.1 Introduction	14
II.2 Systèmes de refroidissement pour l'électronique de puissance	14
II.2.1 Les éléments électroniques	14
II.2.2 Les composants électriques	15
II.2.3 Importance du refroidissement électronique	15
II.2.4 Gestion thermique des composants électroniques de puissance	16
II.2.5 Présentation des systèmes de refroidissement	16
II.2.5.1 Système de refroidissement à l'air	17
II.2.5.2 Système de refroidissement liquide	18
II.2.5.3 Système de refroidissement d'un caloduc	19

II.2.5.4 Le refroidissement par micro-canaux	20
II.2.5.5 Refroidissement des matériaux poreux	20
II.2.5.6 Le refroidissement par pulvérisation	21
II.2.5.7 Refroidissement par jets	22
II.3 Matériaux cellulaires	23
II.3.1 Classification des matériaux cellulaires	24
II.4 Mousses métalliques	24
II.4.1 Types de mousses métalliques	25
II.4.1.1 Mousses à cellules ouvertes	25
II.4.1.2 Mousses à cellules fermées	26
II.5 Propriétés géométriques de la mousse métallique	27
II.5.1 densité de pores	27
II.5.2 Le diamètre de pore	27
II.5.3 Le diamètre de fibre	27
II.5.4 La porosité.....	27
II.5.5 La surface spécifique	28
II.5.6 La tortuosité	28
II.6 Procédures de fabrication	29
II.6.1 Etat liquide	30
II.6.2 Etat solide	30
II.6.3 Etat gazeux	31
II.6.4 Technique d'électrodéposition	32
II.7 Domaines d'applications	33
II.7.1 Industrie automobile	34
II.7.2 Industrie aérospatiale/spatiale	35
II.7.3 Absorption d'énergie	35
II.7.4 Construction légère	36
II.7.5 Industrie biomédicale	37
II.7.6 Filtration et séparation	37
II.7.7 Échangeurs de chaleur et machines de refroidissement	37
II.7.8 Prise en charge des catalyseurs	38
II.8 Conclusion	38
Référence	39

Chapitre III: Modélisation mathématique et résolution numérique	
III.1 Introduction.....	43
III.2 Simulations numériques	43
III.3 La méthode des éléments finis.....	44
III.4 Présentation du logiciel COMSOL Multiphysics®	45
III.5 Modèle d'écoulement dans les milieux poreux	46
III.6 Modèle de transfert thermique dans les milieux poreux	47
III.7 Description du modèle numérique.....	48
III.8 La géométrie du problème	49
III.9 Hypothèses simplificatrices	50
III.10 Les équations gouvernantes et conditions aux limites et initiales.....	51
III.10.1 Les équations gouvernantes	51
III.10.2 Conditions initiales et aux limites	52
III.11 Maillage du système simulé	53
III.12 Etude de la consistance du maillage	54
III.13 Validation des résultats numériques	57
III.14 Conclusion	57
Référence	58
Chapitre IV: Résultats et discussions	
IV.1 Introduction	59
IV.2 Comparaison des performances thermiques	60
IV.3 Distribution de la température en transitoire pour la position 90 degré des ailettes	62
IV.4 Distribution de la vitesse en transitoire pour la position 90 degré des ailettes....	64
IV.5 Distribution de la pression en transitoire pour la position 90 degré des ailettes...	65
IV.6 Distribution de la température en transitoire pour la position 0 degré des ailettes	67
IV.7 Distribution de la vitesse en transitoire pour la position 0 degré des ailettes	68
IV.8 Distribution de la pression en transitoire pour la position 0 degré des ailettes....	70
IV.9 Etude du comportement thermique en transitoire	71
IV.10 Etude du comportement thermohydraulique	75
IV.11 Etude paramétrique	81
IV.11.1 Influence de la porosité	81
IV.11.2 Influence de la densité des pores	84
Conclusion générale.....	88

Liste des figures

Chapitre II : Synthèse bibliographique

Figure II.1	Les différents domaines d'application de l'électronique de puissance	15
Figure II.2	Coupe typique d'un composant électronique de puissance monté sur un dissipateur	16
Figure II.3	Le refroidissement par l'air. (a) convection naturelle et (b) convection forcée	18
Figure II.4	Le refroidissement par un liquide	19
Figure II.5	Le refroidissement par un caloduc	19
Figure II.6	Le refroidissement par micro-canaux	20
Figure II.7	Le refroidissement par matériaux poreux	21
Figure II.8	Le refroidissement par pulvérisation	22
Figure II.9	Refroidissement par jet	23
Figure II.10	Exemples des matériaux cellulaires	23
Figure II.11	Classification des matériaux cellulaires	24
Figure II.12	Mousses métalliques à cellules ouvertes	26
Figure II.13	Mousses métalliques à cellules fermées	26
Figure II.14	(a) Structure en mousse métallique, (b) Représentation de la cellule unitaire	28
Figure II.15	Définition des paramètres géométriques de la tortuosité et de l'orientation d'un pore	29
Figure II.16	Différentes méthodes de fabrication des matériaux métalliques cellulaires	30
Figure II.17	Procédé de moussage des métaux basé sur la métallurgie des poudres	31
Figure II.18	Mise en œuvre d'une mousse d'aluminium par injection de gaz. Procédé utilisé par CYMAT® et HYDRO®	32
Figure II.19	Mousse de nickel préparée par électrodéposition	32
Figure II.20	Production de métaux cellulaires par électrodéposition	33
Figure II.21	Applications des mousses métalliques	34

Chapitre III: Modélisation mathématique et résolution numérique

Figure III.1	Les étapes du fonctionnement des méthodes numériques	43
Figure III.2	Discrétisation d'un domaine à 2D	44
Figure III.3	L'interface graphique du logiciel COMSOL	45
Figure III.4	Schéma du canal avec les trois dissipateurs thermiques	48
Figure III.5	Schéma du dissipateur thermique simulé	49
Figure III.6	Représentation du maillage utilisé dans la présente étude	53
Figure III.7	Comparaison de maillages utilisés (grossier, normal et fin)	55
Figure III.8	Etude de l'indépendance des résultats de simulation du type de maillage : (a) Température, (b) vitesse et (c) pression.	56
Figure III.9	Validation des résultats de simulation numérique par des données expérimentales pour le dissipateur thermique en mousse d'aluminium pour 0 degré	57
Figure III.10	Validation des résultats de simulation numérique par des données expérimentales pour le dissipateur thermique en mousse d'aluminium pour 90 degré	58

Chapitre IV: Résultats et discussions

Figure IV. 1	Comparaison des performances thermiques	61
Figure IV. 2	Distribution de la température en fonction du temps dans le canal pour 90 degrés.	63
Figure IV. 3	Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps.	65
Figure IV. 4	Distribution de la pression au sein du canal pour différentes temps.	66
Figure IV. 5	Distribution de la température en fonction du temps dans le canal pour 0 degré.	68
Figure IV. 6	Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps.	69
Figure IV. 7	Distribution de la pression au sein du canal pour différentes temps.	70
Figure IV. 8	Températures transitoires des dissipateurs thermiques en mousse métallique et des composants électroniques. (a) Dissipateur thermique 1, (b) Dissipateur thermique 2 et (c) Dissipateur	73

	thermique 3 pour la position 90°.	
Figure IV. 9	Températures transitoires des dissipateurs thermiques en mousse métallique et des composants électroniques. (a) Dissipateur thermique 1, (b) Dissipateur thermique 2 et (c) Dissipateur thermique 3 pour la position 0°.	74
Figure IV. 10	Le coefficient de chaleur h en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	75
Figure IV. 11	Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	76
Figure IV. 12	La chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	76
Figure IV. 13	Le coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	77
Figure IV. 14	La performance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	77
Figure IV. 15	Le coefficient de chaleur h en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	78
Figure IV. 16	Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	79
Figure IV. 17	La chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	79
Figure IV. 18	Le coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	80
Figure IV. 19	La performance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.	80
Figure IV. 20	L'effet des porosités sur le coefficient de transfert de chaleur h pour différentes vitesses d'entrée d'air.	82
Figure IV. 21	L'effet des porosités sur le nombre moyen de Nusselt Nu pour différentes vitesses d'entrée d'air.	82
Figure IV. 22	L'effet des porosités sur la perte de charge linéaire ΔP pour différentes vitesses d'entrée d'air.	83
Figure IV. 23	L'effet des porosités sur les performances thermiques Pf pour	83

	différentes vitesses d'entrée d'air.	
Figure IV. 24	L'effet des PPI sur le coefficient de transfert de chaleur h pour différentes vitesses d'entrée d'air.	85
Figure IV. 25	L'effet des PPI sur le nombre moyen de Nusselt Nu pour différentes vitesses d'entrée d'air.	85
Figure IV. 26	L'effet des PPI sur la perte de charge linéaire ΔP pour différentes vitesses d'entrée d'air.	86
Figure IV. 27	L'effet des PPI sur les performances thermiques P_f pour différentes vitesses d'entrée d'air.	86

Liste des tableaux

Tableau III.1	Propriétés thermo-physiques d'aluminium et de la mousse d'aluminium	49
Tableau III.2	Paramètres et dimensions géométriques adoptés dans les simulations	50

Nomenclature

<i>Symboles Latin</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
a_{sf}	surface spécifique	(1/m)
C_p	capacité thermique	(J/kg.K)
d_f	diamètre de fibre	(m)
d_p	diamètre de pore	(m)
c	Concentration dimensionnelle	(kg /m ³)
F	Coefficient du terme de Forchheimer	($F= 0.55$)
D	Coefficient de diffusion binaire de la vapeur d'eau dans l'air	(m ² /s)
Da	Nombre de Darcy	/
Gr_c	Nombre de Grashof solutal.	/
Gr_t	Nombre de Grashof thermique.	/
g	Accélération de la pesanteur	($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)
H	Hauteur du canal	(m)
h_m	Coefficient du transfert de chaleur moyen	(W/m ² K)
K	Perméabilité du milieu poreux	(m ²)
k	Conductivité thermique	(W/mK)
L	Longueur du canal	(m)
m	Masse	(kg)
Nu	Nombre de Nusselt local	/
p	Pression	(Pa)
q_w	Flux de chaleur	(W)
Pr	Nombre de Prandtl.	/
Re	Nombre de Reynolds.	/
T	Température	(K)
t	Temps	(s)
u	Composante de la vitesse dans la direction x	(m/s)
v	Composante de la vitesse dans la direction y	(m/s)
w	Composante de la vitesse dans la direction z	(m/s)

W	Largeur du canal	(m)
x	Direction de l'axe x	(m)
y	Direction de l'axe y	(m)
z	Direction de l'axe z	(m)

<i>Symboles Grecs</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
α	Coefficient de diffusion thermique	(m ² /s)
β_c	Coefficient d'expansion solutal (m ³ /kg).	(1/K)
β_t	Coefficient d'expansion thermique	/
λ	Rapport des conductivités thermiques	/
μ	Viscosité dynamique	(kg.m/s)
ν	Viscosité cinématique du fluide	(m ² /s)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
ε	Porosité du milieu poreux.	/

Indices

o	Fait référence à l'entrée du canal.
eff	Effective
f	Fait référence au fluide.
m	Fait référence au milieu poreux.
s	Fait référence au solide.

Introduction
générale

Introduction générale

Motivation

Aujourd'hui, les composants électroniques de puissance deviennent plus petits, plus rapides et plus puissants en raison de l'augmentation rapide de leur utilisation dans nombreuses applications d'ingénierie. Ainsi, le flux de chaleur de ces composants a augmenté. L'exigence pour l'électronique à grande puissance est de dissiper plus de chaleur générée pour garantir que la température des composants électroniques est inférieure à la température admissible qui n'est pas garantie dans les techniques de refroidissement traditionnelles. Ainsi les températures élevées dues à la chaleur générée dans les processeurs peuvent endommager les composants électroniques.

Afin de répondre aux exigences en matière de performance, on est appelé à augmenter la surface d'échange en introduisant des ailettes de différentes formes. Ces dernières, offrent de très bonnes solutions en termes d'améliorations du flux de chaleur échangé. Elles sont très utilisées dans les échangeurs de chaleur, les climatiseurs, les aéroréfrigérants et l'électronique (refroidissement des composants électroniques) et elles se présentent sous plusieurs formes géométriques ; rectangulaires, triangulaires, concaves, convexes etc.

Les mousses métalliques à cellules ouvertes ont été considérées comme l'une des surfaces améliorées les plus prometteuses en raison de leurs caractéristiques, les plus importantes étant : un rapport surface/volume de transfert de chaleur élevé, une excellente rigidité une résistance et une capacité de mélange de flux améliorée. De telles caractéristiques sont avantageuses dans de nombreuses applications, par ex. échangeurs de chaleur, chambres de combustion, revêtements de bâtiments, lits catalytiques, condenseurs à air, réservoirs de pétrole et dissipateurs thermiques compacts.

Objectif

Dans cette étude, nous avons effectué une simulation numérique 3D à l'aide du logiciel commercial COMSOL 5.3 en transitoire pour simuler l'écoulement de l'air et le transfert de chaleur dans un canal horizontal comprenant trois dissipateurs thermiques rectangulaires pour les applications de refroidissement des composants électroniques. Le dissipateur thermique étudié est composé de trois ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium placées sur une base en aluminium et un composant électronique en silica-glass. Ce dissipateur thermique est chauffé par le dessous par le composant électronique.

L'étude a été réalisée en trois parties :

- Dans la première partie, on a déterminé la distribution spatio-temporelle de la température, la vitesse et la pression au sein du canal.
- Dans la deuxième partie, le nombre de Nusselt (Nu), le coefficient de transfert de chaleur (h), La perte de charge (ΔP), le coefficient de frottement (f) et le taux de performance (P_f) ont été calculés.
- Dans la troisième partie, on a montré l'effet de la porosité et de la densité de porosité sur le nombre de Nusselt (Nu), le coefficient de transfert de chaleur (h), La perte de charge (ΔP) et le taux de performance (P_f)

Organisation de la thèse

Ce manuscrit est organisé en quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre, nous avons présenté une recherche bibliographique sur la problématique traitée dans la présente thèse. Ainsi, ce chapitre présente les travaux de recherche qui ont été étudiés et expérimentés par certains chercheurs.
- Le second chapitre est une généralité sur les systèmes de refroidissement et les mousses métalliques, cette partie expose les différents types de matériaux cellulaires ainsi que les mousses métalliques, et leurs utilisations dans les différents domaines de l'industrie et de la technologie.
- Le troisième chapitre présente la modélisation mathématique du problème objet de la présente thèse, voir la géométrie du problème, les hypothèses

simplificatrices ainsi que la formulation mathématique des équations gouvernantes et les conditions initiales et aux limites correspondantes.

- Le quatrième chapitre expose les résultats de la simulation numérique en transitoire 3D réalisé par le logiciel COMSOL Multiphysics 5.3.

Et à la fin de la thèse figure une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Revue bibliographique

Chapitre I :

Revue bibliographique

Sommaire

I.1 Introduction	4
I.2 Revue bibliographique	4
I.3 Conclusion	8
I.4 Références	9

I.1 Introduction

Ce chapitre présente, les quelques travaux numériques et expérimentaux qui ont été réalisés afin de comprendre le comportement thermo-hydraulique et la performance thermique des mousses métalliques, ces dernières sont utilisées dans des dissipateurs thermiques pour les différentes applications de refroidissement des appareils électroniques dans un environnement de convection thermique provoqué par les différents fluides de refroidissement.

I.2 Revue bibliographique

Plusieurs chercheurs ont étudié expérimentalement et numériquement les performances thermo-hydrauliques des mousses métalliques utilisées pour le refroidissement des composants électroniques [1-13].

Wang et al. [14] ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur de trois nouveaux dissipateurs thermiques en mousse de cuivre à ailettes soumis à un refroidissement par impact par jet à fente rectangulaire et ventilateur axial. Ils ont découvert que l'utilisation de mousse de cuivre améliore les performances thermiques des dissipateurs thermiques à ailettes exposés à l'impact des jets. De plus, les performances thermiques des mousses de cuivre à ailettes avec 20 et 30 PPI

surpassent même celles d'un dissipateur thermique à ailettes traditionnel, indiquant un potentiel élevé pour remplacer les dissipateurs thermiques à ailettes traditionnels.

Kim et al. [15] ont réalisé une étude expérimentale à partir d'un dissipateur thermique en mousse d'aluminium placé sur un radiateur dans un canal. Le dissipateur thermique en mousse d'aluminium peut augmenter jusqu'à 28 % les performances thermiques par rapport à un dissipateur thermique traditionnel à plaques parallèles de mêmes dimensions.

Mohanad A. Alfellag et al. [16] ont étudié numériquement le dissipateur thermique à ailettes en mousse métallique (MFPFHS) et l'ont comparé au dissipateur thermique à ailettes solides conventionnel (SPFHS) sous un régime turbulent. Ils ont constaté que l'utilisation du MFPF, par rapport au solide pin-fin (SPF), permet une augmentation significative des performances de transfert de chaleur et une diminution des pertes par frottement.

Hung et al. [17, 18] ont examiné les performances thermiques des micro-canaux (MCHS) avec des milieux poreux insérés et ont montré que les matériaux en mousse offrent de meilleures performances de transfert de chaleur.

Li et al. [19] ont analysé numériquement les performances d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur d'un dissipateur thermique en mousse métallique à ailettes à broches ajoutées (dissipateur thermique MFPFH). En raison de l'ajout d'ailettes à broches dans la mousse métallique, ils ont observé que le rapport de performance thermo hydraulique est 1,6 fois meilleur qu'un dissipateur thermique PF conventionnel. De plus, cette amélioration est due à une conduction thermique et une convection thermique améliorées, ainsi qu'à une résistance à l'écoulement accrue.

Kemerli et Kahveci [20] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur et du comportement d'écoulement des fluides en faisant varier les porosités et les conductivités thermiques effectives des mousses métalliques sous différentes configurations d'ailettes. Les résultats numériques démontrent que l'ajout d'ailettes a provoqué une légère augmentation du facteur de frottement, tandis que le transfert de chaleur montre une augmentation significative jusqu'à l'ajout d'un certain nombre d'ailettes.

Li et al. [21] ont étudié numériquement l'amélioration thermique et hydraulique des micros canaux avec des nervures poreuses et solides. Les résultats ont montré que les performances de transfert de chaleur des micros canaux avec des nervures poreuses et solides sont plus élevées que celles sans nervures. Cependant, les facteurs de frottement et la perte de charge de tous les micros canaux à nervures solides sont plus importants que ceux à nervures poreuses.

A. Bhattacharya et Mancin [22] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection forcée dans de nouveaux dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes. Les résultats montrent que le transfert de chaleur est significativement amélioré lorsque les ailettes sont placées dans une mousse métallique. Le coefficient de transfert de chaleur augmente à mesure que le nombre d'ailettes augmente, jusqu'à ce que l'ajout d'ailettes supplémentaires entraîne une diminution du transfert de chaleur en raison de l'interférence de la couche limite thermique.

Li et al. [23] ont mené des recherches expérimentales et numériques sur un dissipateur thermique en mousse d'aluminium avec une porosité de 0,88 et des densités de pores correspondant à 10 PPI et 20 PPI avec des ailettes à broches et les ont comparées avec les dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium. Ils ont constaté qu'en comparant le dissipateur thermique AFPF de 20 PPI au dissipateur thermique AF, le nombre de Nusselt moyen s'améliore de plus de 65 %, tandis que l'effet de la résistance à l'écoulement augmente.

Mancin et al. [24] ont étudié expérimentalement la convection à air forcé à travers vingt et un échantillons de mousse d'aluminium et de cuivre avec une densité de pores allant de 5 à 40 PPI et une porosité allant de 0,896 à 0,956. Ils ont montré que la diminution de la porosité ou l'augmentation de la densité des pores produit une augmentation du coefficient de transfert de chaleur interstitiel.

Ghahremannezhad et al. [25] ont analysé des modèles tridimensionnels de MCHS avec différentes épaisseurs d'ailettes solides et poreuses. Ils ont découvert que la désignation poreuse optimisée peut améliorer les performances de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide par rapport aux dissipateurs thermiques conventionnels.

Huang et Vafai [26, 27] ont étudié numériquement les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur en utilisant plusieurs arrangements de blocs poreux sous écoulement laminaire convectif forcé externe. Lorsque les distributions locales du nombre de Nusselt du canal avec et sans blocs poreux sont comparées pour une variété de paramètres géométriques et physiques, il est évident que l'ajout de blocs poreux peut augmenter considérablement le transfert de chaleur.

Lu et al. [28] ont analysé le dissipateur thermique à micro canaux ondulés avec des ailettes poreuses. Ils ont constaté que, par rapport aux dissipateurs thermiques à micro canaux ondulés traditionnels avec des ailettes solides, le dissipateur thermique à micro canaux ondulés avec des ailettes poreuses réduit à la fois la chute de pression et la résistance thermique.

Ahmed Alhusseney et al. [29] ont étudié numériquement les performances de transfert de chaleur des dissipateurs thermiques en mousse graphitique. Ils ont constaté que l'utilisation des dissipateurs thermiques proposés est effectivement suffisante pour éliminer l'excès de chaleur généré par l'électronique haute performance avec une chute de pression raisonnable.

Al-Athel et al [30-32] ont étudié l'influence de la convection forcée, du nombre d'ailettes et de la direction des ailettes sur les performances et la résistance thermique pour le modèle de milieu poreux 3D obtenu par une tomographie micro-calculée. Ils ont constaté que les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide sont largement améliorées par l'utilisation d'un dissipateur thermique en mousse métallique pour la gestion thermique des appareils électroniques.

Feng et al. [33] ont montré que le transfert de chaleur des dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes pouvait être de 1,5 à 2,8 fois supérieures à celui des dissipateurs thermiques en mousse métallique de même hauteur, en fonction du débit et de la puissance de pompage.

Bianco et al. [34] ont étudié numériquement les dissipateurs thermiques en mousse métallique sans ailettes et à ailettes pour augmenter le taux de transfert de chaleur et diminuer la puissance de pompage. Ils ont indiqué que le dissipateur thermique en mousse métallique à ailettes pouvait améliorer les taux de chaleur dissipée d'environ 3,3 à 3,5 fois

par rapport au dissipateur thermique en mousse métallique à la même puissance de pompage.

Bhattacharya et Mahajan [35] ont montré que le transfert de chaleur était significativement amélioré lorsque les ailettes étaient combinées avec de la mousse métallique. Les dissipateurs thermiques longitudinaux à ailettes et en mousse métallique standard ont surpassé les dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes d'un rapport de 1.5 et 2, respectivement.

I.3 Conclusion

Dans ce chapitre, une revue bibliographique a été effectuée sur les études expérimentales et numériques antérieures pour analyser et comprendre le comportement hydro-thermique des mousses métalliques utilisé pour le refroidissement des composants électroniques.

Références

- [1] D.B. Tuckerman, R. Pease, High-performance heat sinking for VLSI, *IEEE Electron. Device Lett.* 2 (5) (1981) 126–129.
- [2] Zhao C. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells. *Int J Heat Mass Transf* 2012; 55:3618-32.
- [3] Huisseune H, De Schampheleire S, Ameel B, De Paepe M. Comparison of metal foam heat exchangers to a finned heat exchanger for low Reynolds number applications. *Int J Heat Mass Transf* 2015;89:1–9.
- [4] M. Paknezhad, A.M. Rashidi, T. Yousefi, Z. Saghir, Effect of aluminum-foam heat sink on inclined hot surface temperature in the case of free convection heat transfer. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10 (2017) 199–206.
- [5] Feng, S., Shi, M., Yan, H., Sun, S., Li, F., & Lu, T. J. Natural convection in a cross-fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 132 (2018) 30–37.
- [6] M.A. Alfellag, H.E. Ahmed, A.S. Kherbeet, Numerical simulation of hydrothermal performance of minichannel heat sink using inclined slotted plate-fins and triangular pins, *Applied Thermal Engineering*, 164 (2020) 114509.
- [7] Z. Zhong, L. Meng, X. Li, G. Zhang, Y. Xu, J. Deng, Enhanced heat transfer performance of optimized micro-channel heat sink via forced convection in cooling metal foam attached on copper plate, *Journal of Energy Storage*, 30 (2020) 101501.
- [8] A. Arbak, N. Dukhan, Performance and heat transfer measurements in asymmetrically-heated metal foam cooled by water, *Thermal Science and Engineering Progress*, 20 (2020) 100688.
- [9] G.K. Marri, C. Balaji, Experimental and numerical investigations on the effect of porosity and PPI gradients of metal foams on the thermal performance of a composite phase change material heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 164 (2021) 120454.

- [10] Bahiraei, M., Mazaheri, N, RasoolDaneshyar, M. Employing elliptical pin-fins and nanofluid within a heat sink for cooling of electronic chips regarding energy efficiency perspective. *Applied Thermal Engineering* 183 (2021) 116159
- [11] A.M. Ranjbar, Z. Pouransari, M. Siavashi, Improved design of heat sink including porous pin fins with different arrangements: A numerical turbulent flow and heat transfer study, *Applied Thermal Engineering*, 198 (2021) 117519.
- [12] M.P. Vasilev, R.S. Abiev, R. Kumar, Effect of circular pin-fins geometry and their arrangement on heat transfer performance for laminar flow in microchannel heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 170 (2021) 107177.
- [13] E. Hamidi, P. Ganesan, S.V. Muniandy, M.H. Amir Hassan, Lattice Boltzmann Method simulation of flow and forced convective heat transfer on 3D micro X-ray tomography of metal foam heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 172 (2022) 107240.
- [14] Jian Wanga,* , Hui Kongb,c,* , YaobinXud,e , Jinsong Wu, Experimental investigation of heat transfer and flow characteristics in finned copper foam heat sinks subjected to jet impingement cooling, *Applied Energy* 241 (2019) 433-443.
- [15] S.Y Kim, J.W Paek, B.H Kang. Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air-cooling. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26(2003), 262–267.
- [16] M.A. Alfellag, H.E. Ahmed, M.G. Jehad, M. Hameed, Assessment of heat transfer and pressure drop of metal foam-pin-fin heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 170 (2021) 107109.
- [17] T.C. Hung, W.M. Yan, Thermal performance enhancement of microchannel heat sinks with sintered porous media, *Numer. Heat Transf. Part A* 63 (2013) 666–686.
- [18] T.C. Hung, Y.X. Huang, W.M. Yan, Thermal performance of porous microchannel heat sink: effects of enlarging channel outlet, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 48 (2013) 86–92.

- [19] Y. Li, L. Gong, M. Xu, Y. Joshi, Hydraulic and thermal performances of metal foam and pin fin hybrid heat sink, *Applied Thermal Engineering*, 166 (2020) 114665.
- [20] U. Kemerli, K. Kahveci, Forced convection in finned metal foams: The effects of porosity and effective thermal conductivity, *International Journal of Thermal Sciences*, 161 (2021) 106756.
- [21] F. Li, Q. Ma, G. Xin, J. Zhang, X. Wang, Heat transfer and flow characteristics of microchannels with solid and porous ribs, *Appl. Therm. Eng.* 178 (2020) 115639.
- [22] Bhattacharya, A, Mahajan, R. L. Finned Metal Foam Heat Sinks for Electronics Cooling in Forced Convection. *Journal of Electronic Packaging*, 124 (2002) 155.
- [23] Y. Li, L. Gong, M. Xu, Y. Joshi, Enhancing the performance of aluminum foam heat sinks through integrated pin fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151 (2020) 119376.
- [24] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, et al., Air forced convection through metal foams: experimental results and modeling, *Int. J. Heat Mass Transf.* 62 (2013) 112–123.
- [25] A. Ghahremannezhad, K. Vafai, Thermal and hydraulic performance enhancement of microchannel heat sinks utilizing porous substrates, *Int. J. Heat Mass Transf.* 122 (2018) 1313–1326.
- [26] P.C. Huang, K. Vafai, Flow and heat transfer control over an external surface using a porous block array arrangement, *Int. J. Heat Mass Transf.* 36 (1993) 4019–4032.
- [27] P.C. Huang, K. Vafai, Analysis of forced convection enhancement in a channel using porous blocks, *J. Thermophys. Heat Transfer* 8 (1994) 563–573.
- [28] Lu, G., Zhao, J., Lin, L., Wang, X.-D., & Yan, W.-M.. A new scheme for reducing pressure drop and thermal resistance simultaneously in microchannel heat sinks with wavy porous fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2017)111, 1071–1078.
- [29] A. Alhusseny, A. Al-Fatlawi, , Q. Al-Aabidy, , A. Nasser, N. Al-Zurfi,. Dissipating the heat generated in high-performance electronics using graphitic foam heat-sinks cooled

with a dielectric liquid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 127 (2021) 105478.

[30] Aly SP, Arif AFM, Al-Athel KS, Mostaghimi J, Zubair SM. Performance of open pore metal foam heat sinks fabricated with thermally sprayed interface. *ApplThermEng* 2016;105:411-24.

[31] Al-Athel KS. A computational methodology for assessing the thermal behavior of metal foam heat sinks. *ApplThermEng* 2017;111:884-93.

[32] Khaled S. Al-Athel, Shahzada P. Aly, AbulFazal M. Arif, Javad Mostaghimi. 3D modeling and analysis of the thermo-mechanical behavior of metal foam heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences* 116, (2017), 199-213.

[33] S. Feng, J. Kuang, T. Wen, T. Lu, K. Ichimiya, An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling, *Int. J. Heat Mass Transf.* 77 (2014) 1063–1074, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014. 05.053.

[34] N. Bianco, M. Iasiello, G.M. Mauro, L. Pagano, Multi-objective optimization of finned metal foam heat sinks: tradeoff between heat transfer and pressure drop, *Appl. Therm. Eng.* 182 (2020) 116058.

[35] A. Bhattacharya, R.L. Mahajan, Finned metal foam heat sinks for electronics cooling in forced convection, *J. Electron. Packag.* 124 (3) (2002) 155–163.

Chapitre II

Généralités sur les systèmes de

refroidissement

Chapitre II :

Généralités sur les

Systemes de refroidissement

Sommaire

II.1 Introduction	14
II.2 Systèmes de refroidissement pour l'électronique de puissance	14
II.2.1 Les éléments électroniques.....	14
II.2.2 Les composants électriques	15
II.2.3 Importance du refroidissement électronique	15
II.2.4 Gestion thermique des composants électroniques de puissance	16
II.2.5 Présentation des systèmes de refroidissement	16
II.3 Matériaux cellulaires	23
II.3.1 Classification des matériaux cellulaires	24
II.4 Mousses métalliques	24
II.4.1 Types de mousses métalliques.....	25
II.4.2 Propriétés géométriques de la mousse métallique	27
II.5 Procédures de fabrication	29
II.6 Domaines d'applications	33
II.7 Conclusion	38
Références	39

II.1 Introduction

Les systèmes de refroidissement et les mousses métalliques sont présentés et brièvement expliqués dans ce chapitre. Ils sont décrits avec leurs caractéristiques particulières qui les distinguent des autres matériaux. Ce chapitre présente une description des matériaux cellulaires et leurs classifications ainsi que les différents types de mousses métalliques, leurs propriétés géométriques et leurs procédures de fabrication. Enfin, et en vue des caractéristiques physiques et mécaniques distinctives de ces matériaux cellulaires, une brève description de leurs applications dans les divers secteurs industriels et technologiques est citée.

II.2 Système de refroidissement pour l'électronique de puissance

II.2.1 Les éléments électroniques

Il existe trois échelles différentes pour prendre en compte les problèmes de dissipation thermique des éléments électriques : l'échelle du composant (puce, diode...), celle du système (onduleur, KERS...), et celle des applications (automobile, avion, ...).

Pour donner une idée des secteurs dans lesquels l'électronique de puissance est utilisée, la figure (II.1) montre Les différents domaines d'application de l'électronique de puissance. De la dizaine d'hertz pour des applications utilisant plusieurs mégawatts, jusqu'à plusieurs centaines de kHz (les transistors MOS les plus rapides) à faible puissance (de l'ordre du watt). L'intervalle de puissance va donc du watt jusqu'à la centaine de mégawatts pour les applications les plus puissantes (par exemple les fours à arc électriques) [1].

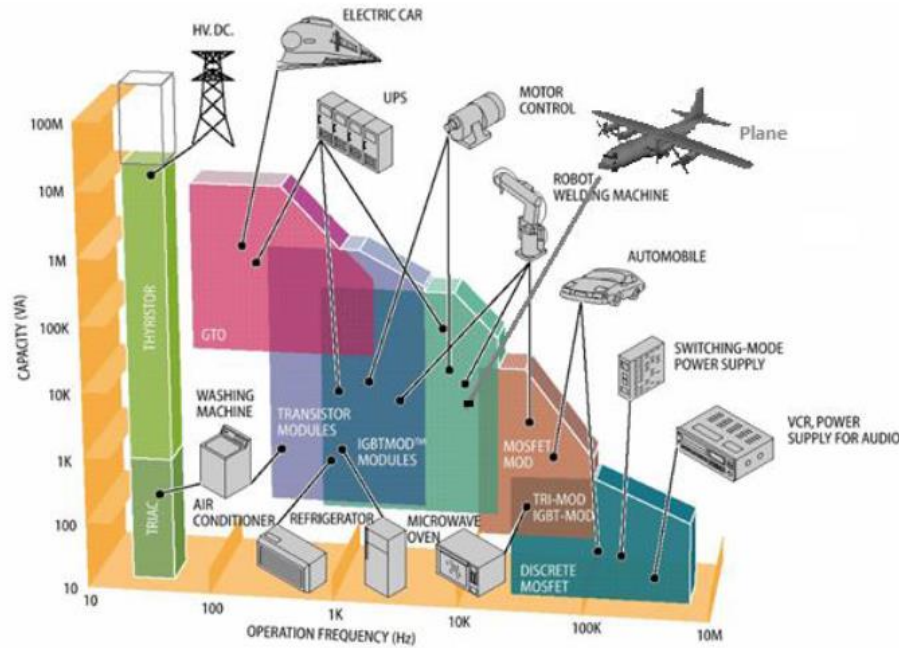


Figure II.1: Les différents domaines d'application de l'électronique de puissance.

II.2.2 Les composants électriques

L'électronique de puissance est née avec l'apparition des composants de puissance à jonctions comme les diodes, les transistors bipolaires et les thyristors [2]. Leur taille varie du micromètre au centimètre. Leurs puissances thermiques à évacuer sont généralement faibles (une dizaine de watts au maximum), un refroidissement par convection naturelle est suffisant. Mais leur nombre important au sein d'un système électrique nécessite un refroidissement global [1].

II.2.3 Importance du refroidissement électronique

Dans de nombreuses applications d'ingénierie, la dissipation de puissance crée de la chaleur en tant que sous-produit, ce qui peut entraîner des défaillances du système dans ces appareils en raison d'une surchauffe grave. Cela est principalement dû aux certaines limites de température requises pour que presque toutes les applications fonctionnent dans des conditions appropriées. Actuellement, à mesure que les appareils électroniques diminuent en taille, leurs pertes de puissance thermique augmentent. De plus, la convection forcée des dissipateurs thermiques couvre un large éventail d'applications industrielles afin de surmonter les effets néfastes de la surchauffe ou de la combustion [3].

II.2.4 Gestion thermique des composants électroniques de puissance

La chaleur est la forme d'énergie qui est transférée d'un objet à température élevée à un objet à température plus basse. En général, il existe trois mécanismes physiques de transfert de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement. La conduction décrit le transfert de chaleur via l'oscillation des molécules, c'est-à-dire le contact direct des objets. De même, la convection décrit le transfert de chaleur entre un solide et un fluide en mouvement s'il existe un gradient de température entre les deux milieux. Le fluide en mouvement peut être un liquide, un gaz ou un plasma. Enfin, le rayonnement est le transfert de chaleur via des ondes électromagnétiques.

Pour les applications d'électronique de puissance, la chaleur dissipée dans l'air ambiant par rayonnement est insignifiante et souvent négligée, à moins qu'une méthode de convection ne soit utilisée pour refroidir les composants électroniques [4].

La figure (II.2) montre une coupe caractéristique d'un composant électronique monté sur un dissipateur. Cette coupe présente quatre parties essentielles : la semelle, la puce 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 [2].

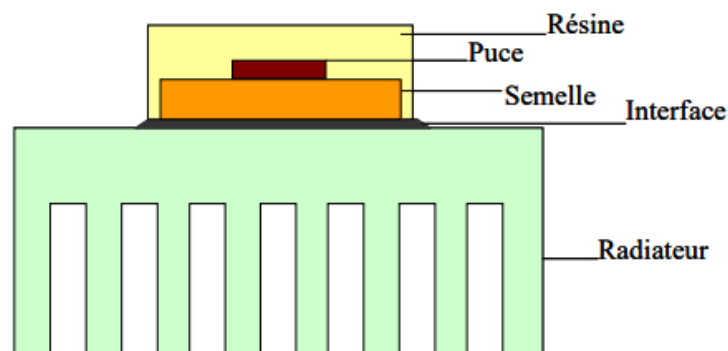


Figure II.2 : Coupe typique d'un composant électronique de puissance monté sur un dissipateur. [2]

II.2.5 Présentation des systèmes de refroidissement

Pour maintenir la température d'un équipement électronique sous les limites de fonctionnement, l'excès de chaleur est éliminé à l'aide de dissipateurs thermiques. En

fonction de l'ampleur de l'excès de chaleur à éliminer, de la sécurité de l'appareil, des considérations d'espace, du coût, de la fiabilité, de la facilité d'utilisation, d'entretien, de la productibilité, de la compatibilité et des performances [5].

Dans cette section, une revue générale des solutions de refroidissement sera effectuée. Il n'est pas possible d'examiner en détail toutes les méthodes possibles, c'est pourquoi la concentration sera mise sur certaines des plus courantes et des plus utiles [6].

II.2.5.1 Système de refroidissement à l'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 $15 \text{ W/m}^2\text{K}^1$. 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 . La demande d'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 (II.3) (a) mais il existe d'autres types de dissipateurs à air comme les 'nids d'abeille' sur la figure (II.3) (b) avec un coefficient d'échange équivalent proche de $300 \text{ W/m}^2\text{K}^1$, ce qui correspond à une réduction d'un rapport 20 de l'élévation de la température. Pour la convection forcée avec des ventilateurs et en utilisant des gros dissipateurs à ailettes, ce coefficient d'échange équivalent peut augmenter jusqu'à $2000 \text{ W/m}^2\text{K}^1$ selon la société Aavid spécialisée dans le refroidissement des composants électroniques [2].

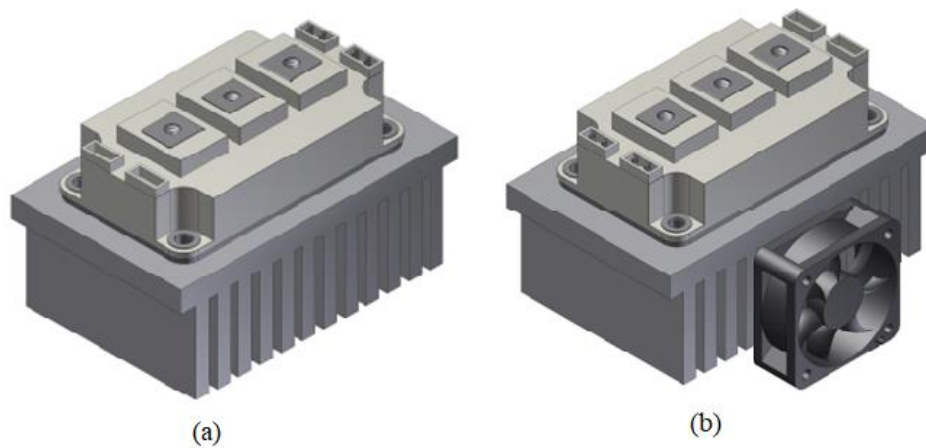


Figure II.3 : Le refroidissement par l'air. (a) convection naturelle et (b) convection

Forcée [4].

II.2.5.2 Système de refroidissement liquide

Pour le refroidissement des flux de chaleur qui dépassent les capacités du refroidissement par air, des liquides peuvent être utilisés à la place. Les propriétés matérielles des liquides les rendent souvent mieux adaptés à une utilisation comme liquide de refroidissement. Le coefficient de transfert de chaleur pouvant être atteint avec la convection forcée est au maximum d'environ $100 \text{ W/m}^2\text{K}^1$. Cependant, pour la convection forcée d'eau, les coefficients de transfert de chaleur peuvent aller jusqu'à environ $10\,000 \text{ W/m}^2\text{K}^1$ (sans bouillir).

Les systèmes de refroidissement liquide nécessitent un système en boucle fermée pour contenir le liquide de refroidissement, voir figure (II.4). Le refroidissement liquide est donc plus compliqué que le refroidissement par air pour lequel une boucle ouverte suffit. Les principaux éléments de la boucle de refroidissement sont le dissipateur de chaleur, l'échangeur de chaleur secondaire, la pompe et les tubes. L'échangeur de chaleur liquide-air secondaire est nécessaire pour évacuer la chaleur vers l'environnement. Tout comme pour les dissipateurs thermiques refroidis par air, un ventilateur est fixé pour fournir un débit d'air suffisant à travers l'échangeur de chaleur. Des composants supplémentaires tels que des vannes, des filtres et des réservoirs peuvent être nécessaires. Une étanchéité fiable de toute la boucle de liquide de refroidissement est indispensable [7].

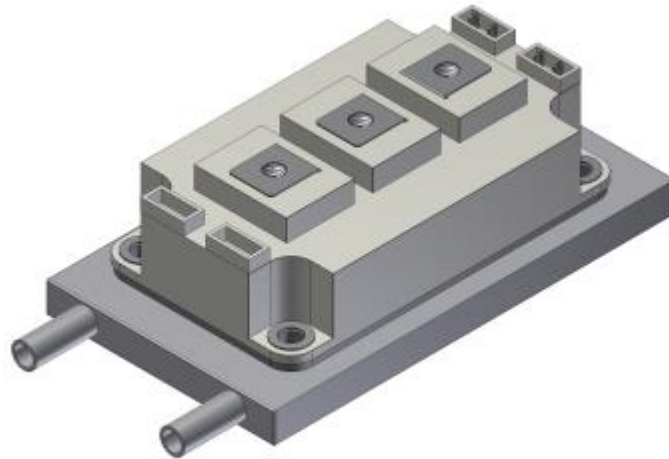


Figure II.4 : Le refroidissement par un liquide [4].

II.2.5.3 Système de refroidissement par caloduc

Le caloduc est un système de refroidissement diphasique passif fermé, souvent présenté sous la forme d'un tube de cuivre. La chaleur est prélevée en un point, appelé évaporateur et est transportée vers le condenseur. Ce transport se fait sans pompe, ou autre moyen de transport de fluide, mais par changement de phase d'un fluide caloporteur qui s'évapore au niveau de l'entrée de chaleur et se condense sous forme liquide à l'autre bout. Grâce au réseau capillaire, le fluide retourne vers l'évaporateur. La troisième zone du caloduc est appelée zone adiabatique et permet au fluide devenu gaz de se déplacer et de transporter la chaleur jusqu'au condenseur, comme on peut le voir figure (II.5) [8].

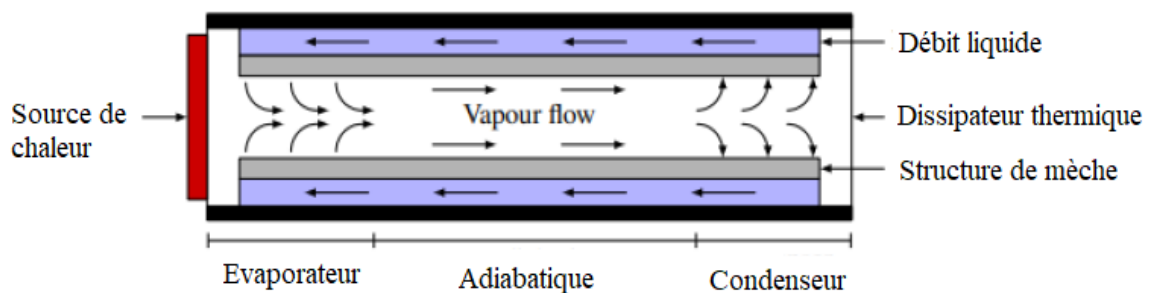


Figure II.5 : Le refroidissement par un caloduc [4].

II.2.5.4 Le refroidissement par micro-canaux

Le refroidissement par micro-canaux 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 micro-canaux 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 (II.6) présente le principe de 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 entre les ailettes. Les ailettes ont pour rôle d'augmenter la surface d'échange avec le fluide.

En pratique, on peut dire que, lorsque le débit est faible dans les canaux, 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 [2].

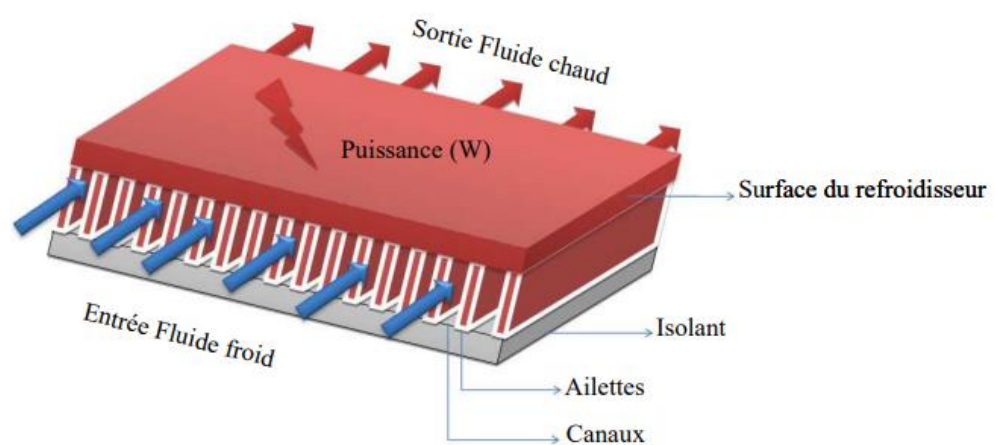


Figure II.6 : Le refroidissement par micro-canaux [2].

II.2.5.5 Refroidissement des matériaux poreux

De même manière que les micro-canaux, les matériaux poreux tels que les mousses métalliques présentent l'avantage d'une surface spécifique considérablement augmentée, par rapport aux autres solutions de refroidissement. Cela en fait un choix idéal lorsque des taux élevés de dissipation thermique sont requis et que seul un espace limité est disponible. De plus, le transfert de chaleur est amélioré en raison de la structure tortueuse des

matériaux poreux qui génère des turbulences d'écoulement et améliore les transferts de chaleur par convection dans le liquide de refroidissement. Il y a aussi des avantages de fabrication. Par exemple, les mousses métalliques peuvent être fabriquées en grande quantité, en tronçons de dimensions de l'ordre de 1m, et peuvent être ensuite simplement découpées à la taille souhaitée. Il est également relativement simple de fabriquer des mousses avec des caractéristiques géométriques jusqu'à l'ordre de 10 μm , ce qui est considérablement plus difficile et plus coûteux à faire avec des micro-canaux. Cependant, tout comme les autres options de taux de transfert de chaleur élevé, l'inconvénient est la perte de pression plus élevée à travers le matériau poreux [6].

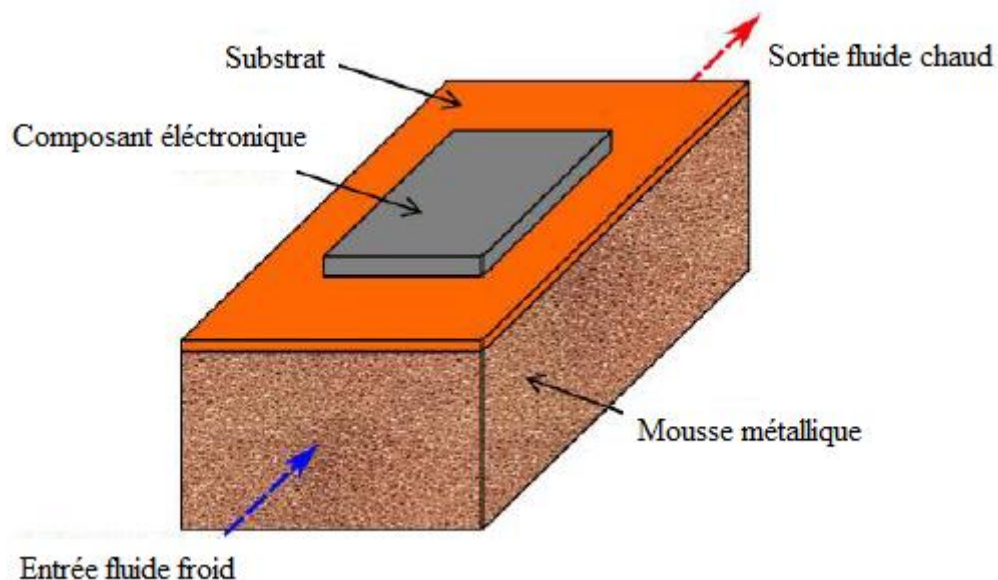


Figure II.7 : Le refroidissement par matériaux poreux [6].

II.2.5.6 Le refroidissement par pulvérisation

Le refroidissement par pulvérisation est également utilisé lorsque des flux de chaleur élevés doivent être éliminés. Une pulvérisation peut être classée en pression ou en atomisée, selon la nature de l'opération. Le premier utilise une haute pression dans le liquide circulant à travers la buse, tandis que le second utilise un flux d'air à haute pression qui brise le liquide en petites gouttelettes lorsqu'elles entrent en contact avec la source de chaleur. La figure (II.8) montre le principe de fonctionnement d'un dissipateur thermique à refroidissement par pulvérisation. Bien qu'il partage certaines des caractéristiques de

l'impact du jet à la surface libre, le coefficient de transfert de chaleur du refroidissement par pulvérisation est plus élevé. Les raisons sont que de grandes quantités de chaleur sont dissipées en raison de la chaleur latente absorbée lors de l'évaporation. De plus, comme le fluide entre en contact direct avec la source de chaleur, un matériau de diffusion de chaleur n'est pas nécessaire et par conséquent, la résistance thermique de contact globale est considérablement réduite. Malgré les performances de refroidissement accrues que la pulvérisation peut offrir, la mise en œuvre de cette méthode dans les applications d'électronique de puissance est difficile, car le fluide doit être diélectrique pour éviter les courts-circuits, ce qui entraînerait une défaillance catastrophique des appareils. De plus, il existe un risque de formation de couches liquides sur la surface électronique qui augmentent la résistance thermique du système ou le développement de corrosion dans l'appareil [4].

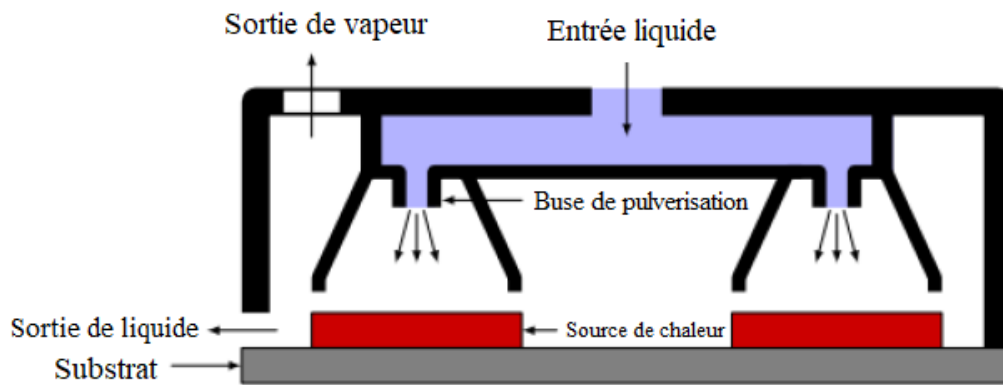


Figure II.8 : Le refroidissement par pulvérisation [4].

II.2.5.7 Refroidissement par jets

Enfin, le refroidissement par jets est une méthode de refroidissement dans laquelle des jets de liquide à grande vitesse vers la source de chaleur, créant ainsi une fine couche limite qui contribue à l'obtention d'un coefficient de transfert de chaleur élevé. Comme illustré sur la Figure (II.9), jet est soit structuré comme une surface libre avec le jet interagissant avec l'air avant de toucher la surface, soit immergé, où le jet reste dans le liquide tout le temps. Une extension de jet submergé est jet confiné, où le jet est entraîné à travers des canaux étroits prédéfinis. En fonction de la géométrie et des paramètres d'écoulement du fluide, les techniques d'impact de jet peuvent dissiper des flux de chaleur supérieurs à 1000 W/cm^2 à un taux de consommation de refroidissement très élevé. Ce

type de refroidissement est souvent coûteux, car les dissipateurs thermiques sur mesure doivent être conçus pour répondre aux besoins de l'application spécifique [4].

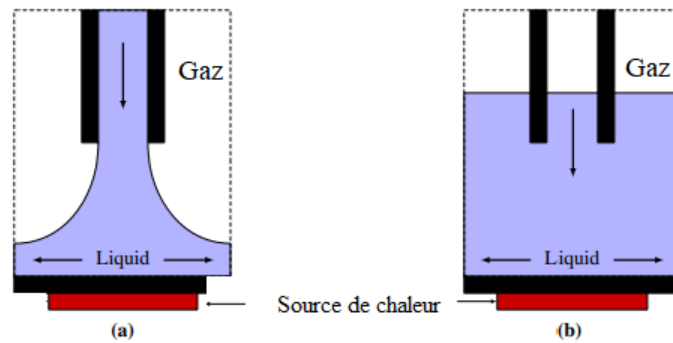


Figure II.9 : Refroidissement par jet [4].

II.3 Matériaux cellulaires

Les structures cellulaires sont très répandues dans les matériaux naturels - les structures en os, en bois et en feuilles en sont tous des exemples [9]. Ces structures combinent une rigidité et une résistance relativement élevées avec une faible densité, et sont généralement utilisées dans des situations où le poids doit être minimisé, souvent avec la taille et la forme des cellules adaptées aux exigences dans différentes parties de la structure pour améliorer l'efficacité. Les structures cellulaires offrent également une résistance accrue aux dommages ou aux ruptures soudaines, car leurs structures relativement ouvertes peuvent absorber de grandes contraintes de traction et de compression [10].

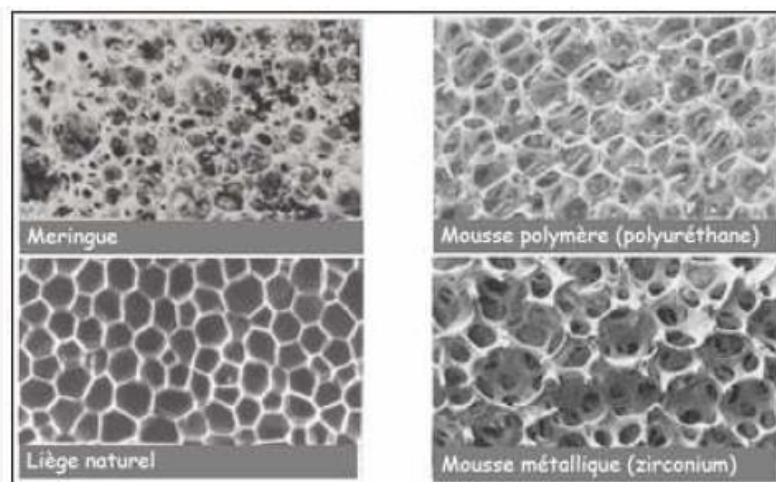


Figure II.10 : Exemples des matériaux cellulaires [11].

II.3.1 Classification des matériaux cellulaires

Les matériaux cellulaires peuvent généralement être classés en deux grandes catégories : la famille des matériaux à structure stochastique, à laquelle appartiennent spécifiquement les mousses, et la famille des matériaux à structure périodique, qui regroupe les matériaux à arrangement bidimensionnel ou tridimensionnel tels que les « structures en nid d'abeilles ». On distingue deux sortes de mousses, celles à porosité ouverte, dans lesquelles les pores peuvent se connecter entre eux, et celles à porosité fermée, dans lesquelles les pores sont séparés par les parois du squelette solide. De plus, il existe des mousses qui ont à la fois des cellules ouvertes et fermées [12].

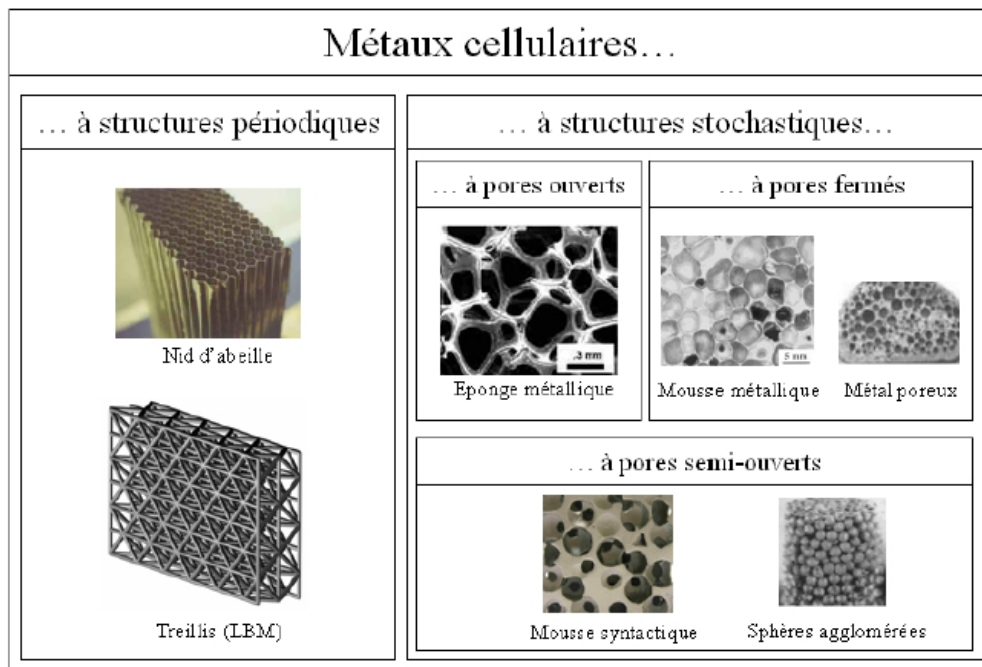


Figure II.11 : Classification des matériaux cellulaires [13].

II.4 Mousses métalliques

La mousse métallique est une structure poreuse composée d'une matrice métallique et de pores vides. Ce type de matériau est d'abord signalé dans un brevet français proposé par Meller en 1926, et la première production commerciale est réalisée dans les années 1990. En raison de sa structure cellulaire, la mousse métallique est un matériau prometteur qui possède une faible densité et une surface interne élevée. Jusqu'à présent, de nombreux travaux de recherche sont menés pour étudier ses performances mécaniques, thermiques et

acoustiques. On constate que la mousse métallique a des applications potentielles dans de nombreux domaines : aérospatial, récupération de chaleur, énergie solaire, transport, etc.

À l'heure actuelle, il existe plusieurs types de mousses métalliques en tant que produits commerciaux. Selon la structure des pores, les mousses métalliques peuvent être divisées en deux types : la mousse métallique à cellules fermées et la mousse métallique à cellules ouvertes, comme présenté à la Figure (II.11). On observe que les pores de la mousse métallique à cellules fermées sont scellés et isolés les uns des autres, tandis que la mousse métallique à cellules ouvertes a la structure interconnectée. Dans cette étude, nous nous concentrons principalement sur la mousse métallique à cellules ouvertes, ainsi la mousse métallique mentionnée dans la thèse signifie toujours la mousse métallique à cellules ouvertes [14].

II.4.1 Types de mousse métallique

La mousse peut être généralement définie comme la dispersion uniforme de bulles de gaz dans un liquide ou un solide. La morphologie de telles mousses peut cependant être obtenue en laissant le liquide se solidifier, et ainsi le matériau est appelé mousses solides. La mousse métallique est généralement une classe de mousse solide où la matrice est constituée de métaux ou d'alliages. La mousse métallique est une structure cellulaire constituée d'un métal solide ou d'un alliage, souvent de l'aluminium, contenant une fraction volumique importante de fins pores de bulles de gaz. Les pores de la mousse sont également appelés cellules et ils sont de deux types indiqués ci-dessous [15] :

- Mousse à cellules ouvertes (peut former un réseau interconnecté)
- Mousse à cellules fermées (peut être scellée)

II.4.1.1 Mousses à cellules ouvertes

Mousses métalliques à cellules ouvertes : sont composées de pores interconnectés (comme une éponge) comme le montre la Figure (II.12). Puisqu'un fluide peut circuler à travers le matériau, ils sont mieux adaptés au transfert de chaleur. La solution de mousse métallique ayant un impact sur la plus grande surface de contact entre le métal et le fluide, ces transferts de chaleur sont grandement améliorés par rapport aux normes actuelles de l'industrie.

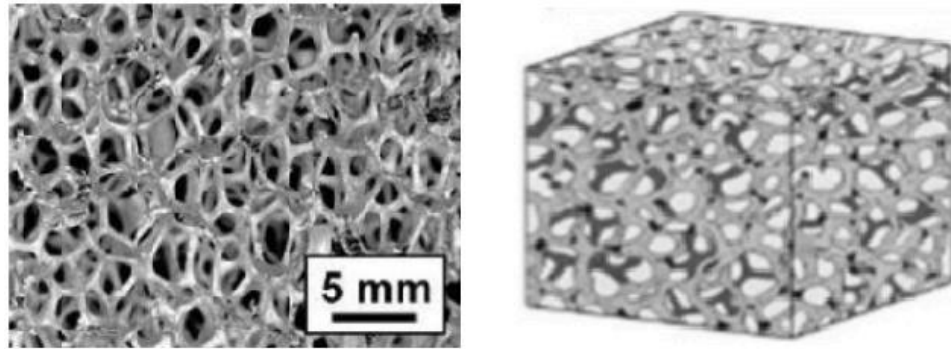


Figure II.12 : Mousse métalliques à cellule ouverte. [16,17]

II.4.1.2 Mousses à cellules fermées

Les mousses à cellules fermées n'ont pas de pores interconnectés, mais ont des pores isolés, comme le montre la figure (II.13). Normalement, les mousses à cellules fermées ont une résistance à la compression plus élevée en raison de leurs structures. Cependant, les mousses à cellules fermées sont également généralement plus denses, nécessitent plus de matériau et, par conséquent, sont plus coûteuses à produire. Les cellules fermées peuvent être remplies d'un gaz spécialisé pour fournir une meilleure isolation. Les mousses à structure à cellules fermées ont une stabilité dimensionnelle plus élevée, de faibles coefficients d'absorption d'humidité et une résistance plus élevée par rapport aux mousses à structure à cellules ouvertes. Tous les types de mousse sont largement utilisés comme matériau d'âme dans les matériaux composites à structure sandwich [18].

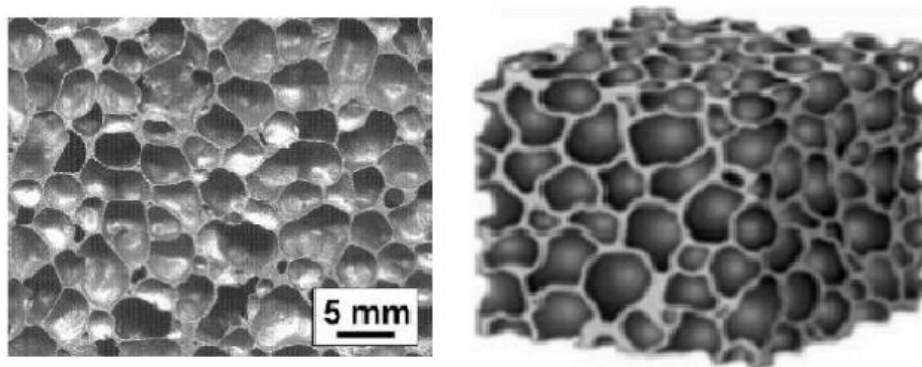


Figure II.13 : Mousse métalliques à cellule fermée [16,17].

II.5 Propriétés géométriques de la mousse métallique

Les caractéristiques structurelles des mousses métalliques comprennent leur topologie cellulaire, y compris si elles contiennent des cellules ouvertes ou fermées, leur densité relative, leur taille de cellule, leur forme et leur anisotropie. De petits ligaments qui relient un réseau de cellules ressemblant à des dodécaèdres constituent la microstructure des matériaux à cellules ouvertes à haute porosité. Ces cellules ouvertes se présentent sous une variété de tailles et de formes, ce qui rend la structure aléatoire et anisotrope dans tout le milieu. Les principales caractéristiques géométriques et physiques de la mousse métallique sont [19] :

II.5.1 densité de pores

La densité de pores est mesurée en PPI et est définie comme le nombre de pores qui peut être compté dans un pouce linéaire (pores par pouce linéaire).

II.5.2 Le diamètre de pore

Le diamètre équivalent de l'une des faces de l'unité dodécaèdre sert de base pour déterminer la taille des pores, dp . À partir de la densité nominale des pores (PPI), le diamètre moyen des pores, dp , peut être calculé comme suit :

$$d_p = \frac{25.4}{\text{PPI}} \quad (\text{II.1})$$

II.5.3 Le diamètre de fibre

Le diamètre équivalent de la section transversale de la fibre (df). Dans le cas de fibres creuses, le rapport de creux est défini comme r_f , où d_i et d_f sont le diamètre intérieur et extérieur de la fibre

$$r_f = \frac{d_i}{d_f} \quad (\text{II.2})$$

II.5.4 La porosité

La porosité ε (fraction volumique des vides) est le rapport du volume des vides au volume total. Les mousses métalliques ont une porosité allant de 0,80 à 0,99.

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{void}}}{V_{\text{total}}} \quad (\text{II.3})$$

II.5.5 La surface spécifique

La surface spécifique α_{sf} , de mousse est la surface exposée dans un volume de mousse donné. La surface spécifique élevée permet un contact accru avec le fluide circulant à travers la mousse. La disposition en torsion des passages de fluide dans la mousse crée une turbulence dans le fluide, augmentant ainsi la convection. Cela conduit à un système d'échange de chaleur plus efficace, dans un volume plus petit

$$a_{sf} = \frac{S}{V} \quad (\text{II.4})$$

Où S est la surface totale (en m^2) à l'intérieur de la cellule unitaire et V est le volume de la cellule unitaire (en m^3).

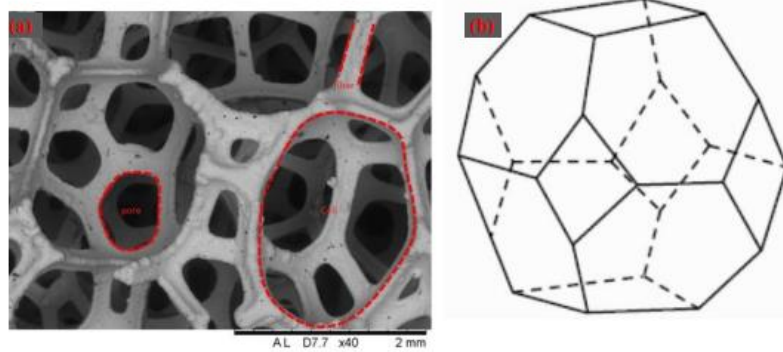


Figure II.14 :(a) Structure en mousse métallique, (b) Représentation de la cellule unitaire [19].

II.5.6 La tortuosité

Les phénomènes de transports dans les milieux poreux dépendent d'un certain nombre de propriétés telles que la tortuosité. La tortuosité est un concept physique qui traduit le caractère sinueux du chemin qu'emprunte une particule fluide pour traverser le milieu poreux figure (II.15). Elle peut être définie comme étant le rapport de la longueur effective de la trajectoire moyenne du fluide (L_e) à la longueur apparente du milieu poreux (L).

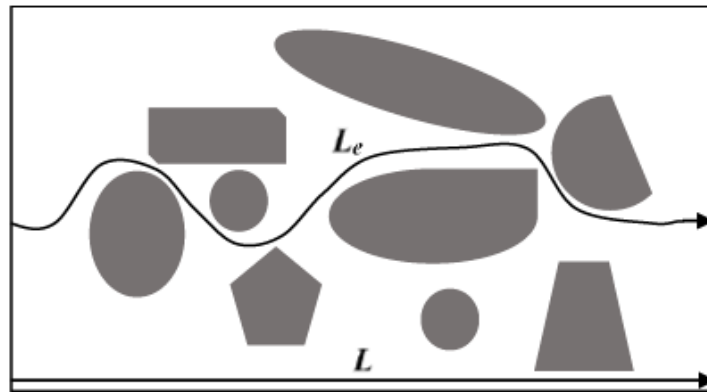


Figure II.15 : Définition des paramètres géométriques de la tortuosité et de l'orientation d'un pore.

La tortuosité est une propriété de la microstructure, elle permet de rendre compte de la complexité du chemin parcouru par le fluide dans le milieu poreux. Plus le milieu poreux présente une complexité géométrique de la microstructure, plus sa tortuosité est importante [20].

II.6 Procédures de fabrication

Les matériaux métalliques cellulaires peuvent être fabriqués à partir de différentes méthodes [21]. Alors que certaines méthodes sont spécifiquement conçues pour tirer parti des caractéristiques des métaux comme leur activité de frittage ou leur capacité à être déposées électriquement, d'autres sont similaires aux méthodes utilisées pour faire mousser des liquides aqueux ou polymères. En fonction de la façon dont le métal est traité, plusieurs processus peuvent être classés. Cela identifie quatre "familles" de processus, dont chacune correspond à l'un des états de la matière, comme la montre la figure [22] :

- à partir de métal liquide,
- à partir de métal solide sous forme de poudre,
- à partir de vapeurs métalliques ou de composés métalliques gazeux,
- à partir d'une solution d'ions métalliques.

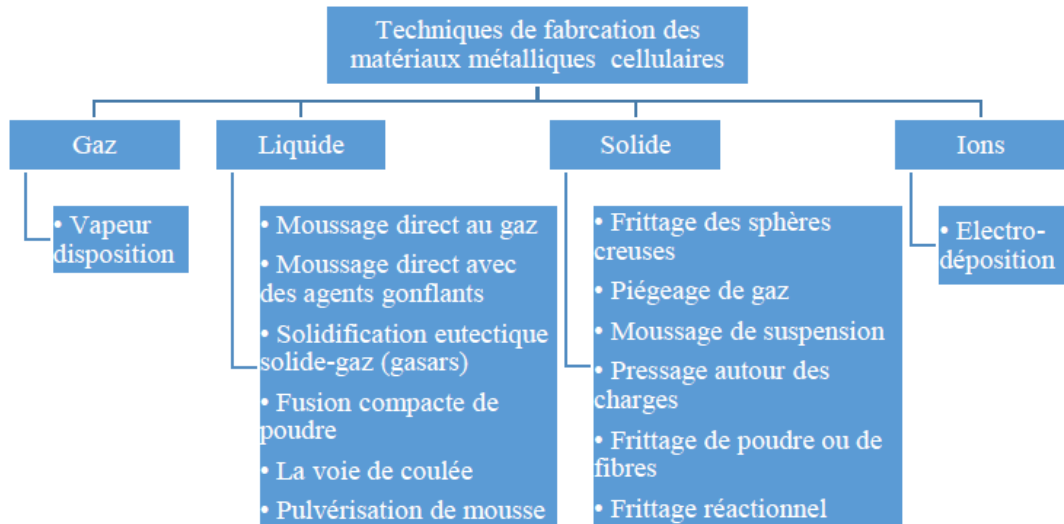


Figure II.16 : Différentes méthodes de fabrication des matériaux métalliques Cellulaires [23].

II.6.1 Etat liquide

L'ensemble d'opérations d'origine produit la structure cellulaire à partir du métal liquide. La méthode transforme le métal fondu en un matériau poreux peut être réalisé de l'une des trois manières suivantes : directement en le moussant, indirectement grâce à l'utilisation d'une mousse polymère, ou enfin en coulant le métal liquide autour de composants de remplissage solides qui réservent de la place pour ce qui serait plus tard. La fusion de poudres compactes contenant un agent gonflant qui libère du gaz est une autre option.

II.6.2 Etat solide

Pour la fabrication des structures métalliques alvéolaires, du métal solide sous forme de poudre peut être utilisé à la place d'un métal en fusion. Les seules procédures à l'état solide que la poudre subit sont un processus de frittage ou d'autres opérations à l'état solide. Comme c'est seulement à l'état liquide que la tension superficielle provoque une tendance à la formation de pores fermés, les produits poreux frittés présentent la morphologie ouverte typique de particules isolées plus ou moins sphériques reliées par des cols de frittage. Ceci est crucial pour la morphologie de la structure cellulaire résultante. La technique la plus simple pour générer des métaux poreux aujourd'hui consiste simplement à fritter des masses lâches de poudres ou de fibres ; cette méthode est une voie de production bien établie dans le secteur P/M. Les technologies avancées peuvent utiliser des sphères creuses, des compacts de poudre étanches aux gaz, des matériaux de remplissage à

maintien d'espace ou des suspensions de poudre métallique moussante pour créer de la porosité.

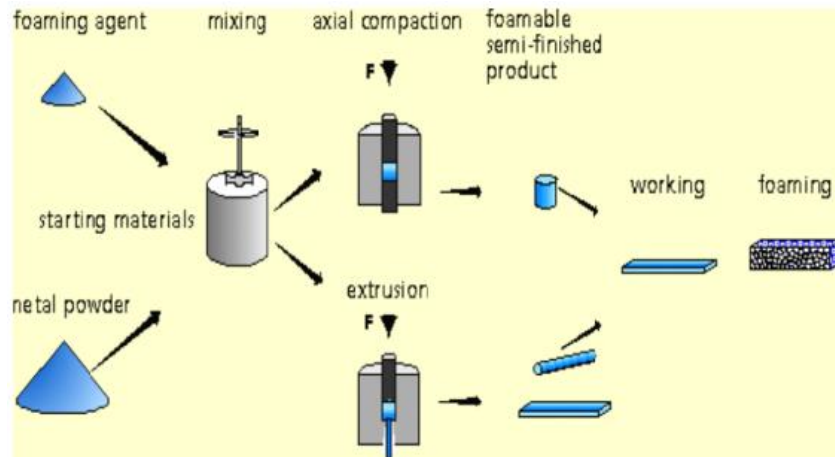


Figure II.17 : Procédé de moussage des métaux basé sur la métallurgie des poudres [24].

II.6.3 Etat gazeux

Les métaux gazeux et les composés métalliques gazeux peuvent également être utilisés pour créer des mousses métalliques. Il est nécessaire d'avoir une structure précurseur solide qui établit la géométrie de la mousse ou du matériau cellulaire qui sera produit. Il est possible de produire de la vapeur métallique dans une chambre à vide et de laisser la vapeur se condenser sur le précurseur froid. La surface du précurseur de polymère est recouverte de métal condensé, ce qui crée un film d'une épaisseur spécifique déterminée par la densité de la vapeur et la durée d'exposition. Le dépôt en phase vapeur à l'arc est une méthode pour effectuer cette procédure. En utilisant le chauffage infrarouge, le polymère peut facilement être maintenu à la température de décomposition carbonyle requise. Le polymère peut être éliminé lors du refroidissement par un processus thermique ou chimique.

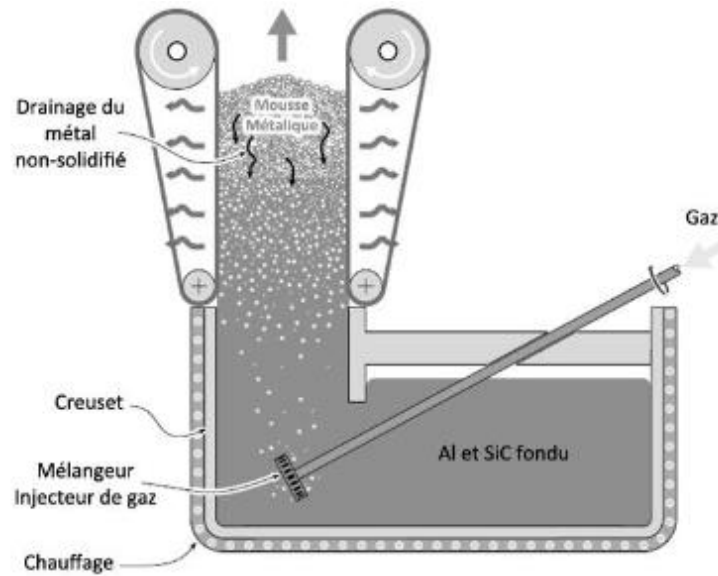


Figure II.18 : Mise en œuvre d'une mousse d'aluminium par injection de gaz. Procédé utilisé par CYMAT[®] et HYDRO[®] [25].

II.6.4 Technique d'électrodéposition

Le métal est déposé électriquement sur une mousse polymère à cellules ouvertes, qui est ensuite retirée. En utilisant l'état ionique du métal comme matériau de départ (c'est-à-dire une solution ionique dans un électrolyte). La mousse polymère initiale doit avoir une certaine conductivité électrique pour que l'électrodéposition soit appliquée. Le traitement thermique peut être utilisé pour éliminer le polymère de la combinaison métal/polymère après la galvanoplastie [26]. La figure (II.19) en donne une illustration.

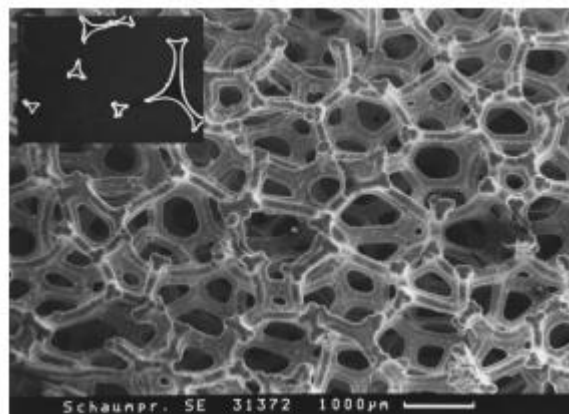


Figure II.19 : Mousse de nickel préparée par électrodéposition.

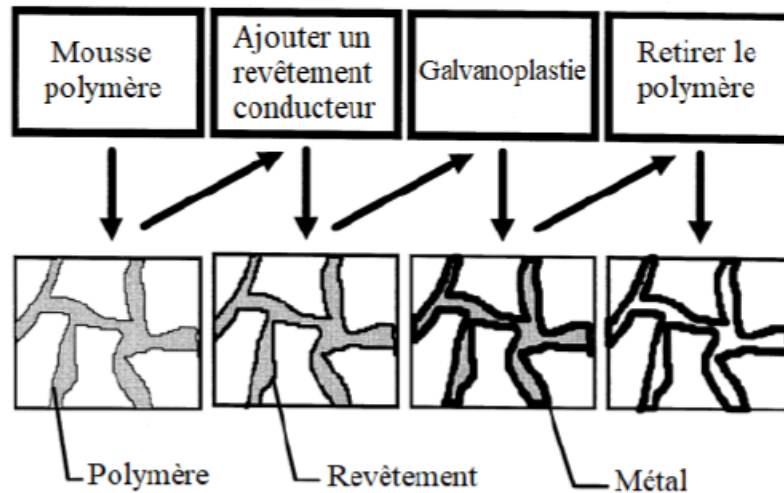


Figure II.20 : Production de métaux cellulaires par électrodeposition [25].

II.7 Domaines d'applications

La fabrication de mousses métalliques n'a commencé qu'au début du XXe siècle, en particulier pour les applications d'ingénierie. En effet, la poudre frittée a été le premier métal poreux commercial disponible sur le marché et utilisé pour des applications d'ingénierie. Il a été utilisé pour la fabrication de filtres et de batteries vers les années 1920 et il est toujours utilisé par des applications à grand volume [27].

Les mousses métalliques ont une large gamme d'applications dans l'industrie. Cela est principalement dû à des caractéristiques telles que la légèreté, une surface spécifique élevée, un potentiel élevé d'absorption de l'énergie, une perméabilité élevée et de bonnes propriétés d'isolation acoustique. Les dissipateurs thermiques, les absorbeurs d'énergie mécanique, les réacteurs catalytiques, les biomatériaux, les silencieux pneumatiques et les échangeurs de chaleur en sont quelques exemples parmi tant d'autres [28].

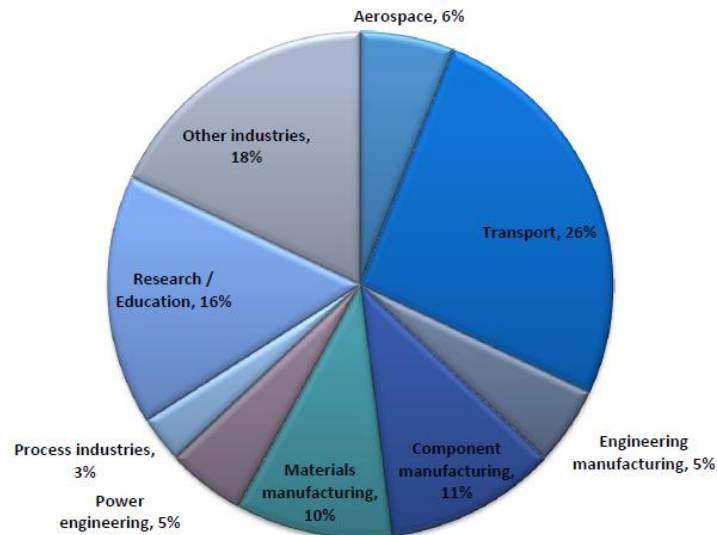


Figure II.21 : Applications des mousses métalliques [29]

Les applications pour les matériaux en mousse métallique se multiplient, et la pertinence d'un métal poreux ou d'une mousse métallique dépend d'un certain nombre de facteurs décrits ci-dessous [30] :

- Morphologie : type de porosité nécessaire (ouverte ou fermée), quantité de porosité nécessaire, échelle de taille de la porosité souhaitée, surface interne totale du matériau cellulaire nécessaire
- Métallurgie : métal ou alliage ou état microstructural requis
- Mise en œuvre : possibilités de mise en forme de la mousse ou du solide alvéolaire ou de fabrication de composites entre la mousse et des feuilles ou profilés conventionnels
- Économie : problèmes de coûts, aptitude à la production en grand volume.

II.7.1 Industrie automobile

L'exigence d'une plus grande sécurité dans les véhicules a nécessité une augmentation du poids du véhicule dans le passé. Ceci, d'autre part, a compromis l'efficacité énergétique, ce qui nécessite le poids plus léger des automobiles. Les petites voitures sont de plus en plus demandées ces jours-ci pour réduire les coûts de déplacement et les émissions de gaz à effet de serre sans compromettre le confort des passagers. En conséquence, des moteurs de taille compacte et des structures et conceptions modifiées ont

été introduits. Néanmoins, cela crée des problèmes de température dans la section motrice car toutes les pièces sont placées de manière compacte ou sont équipées de mesures de protection contre les collisions, nécessitant des dimensions réduites. De plus, les émissions acoustiques doivent également être contrôlées. Ces problèmes ont nécessité le développement de matériaux multifonctionnels et parmi eux, les mousses métalliques sont l'une des options viables [31].

II.7.2 Industrie aérospatiale

À l'instar du secteur automobile, les matériaux et structures légers sont également importants pour l'industrie aérospatiale. Les structures remplies de mousse sont utilisées pour remplacer les structures en nid d'abeille coûteuses car les premières augmentent l'efficacité et réduisent les coûts. Les mousses métalliques sont avantageuses car elles offrent une plus grande résistance au flambage et à l'écrasement. Ils garantissent également des propriétés mécaniques isotropes et la liberté de concevoir des structures composites sans utiliser d'agent adhésif. La propriété de résistance au feu joue également un rôle important pour assurer l'intégrité d'une structure. Boeing (États-Unis) a utilisé des pièces sandwich massives en mousse de titane et des structures sandwich en aluminium avec des noyaux en aluminium, pour les poutres de queue des avions et des hélicoptères. Des structures sandwich peuvent être réalisées en fonction de la courbure requise et pour des profils tridimensionnels en contradiction avec la structure en nid d'abeille. En raison de ces avantages, les sandwiches en mousse métallique sont de plus en plus utilisés par l'industrie aérospatiale. Ils peuvent être utilisés dans les aubes de turbine où une rigidité élevée est requise avec un amortissement amélioré ainsi que dans les joints de moteur. Les mousses d'aluminium trouvent également de nouvelles applications dans les engins spatiaux ainsi que dans les composants d'absorption d'énergie et dans les satellites. En raison de leur légèreté et de leurs propriétés isotropes, les mousses métalliques se sont avérées bien plus adaptées à une utilisation dans les satellites et les stations spatiales [31].

II.7.3 Absorption d'énergie

Les mousses d'aluminium peuvent surpasser les mousses polymères conventionnels pour l'absorption d'énergie de collision dans les véhicules. Il pourrait y avoir plusieurs types de collisions, telles que les collisions frontales, les collisions arrière, les collisions latérales, etc., en plus des accidents de renversement. Pour faire face à toutes ces situations,

l'absorbeur du véhicule nécessite diverses propriétés. Les caractéristiques suivantes sont nécessaires pour de bons absorbeurs d'énergie :

- a. La mousse doit avoir un point très élastique. Le rendement ne devrait commencer que lorsque la contrainte maximale tolérable est atteinte et juste avant la distorsion à la contrainte de plateau, c'est-à-dire la courbe contrainte-déformation rectangulaire.
- b. La mousse doit avoir une immense capacité d'absorption d'énergie par masse, volume ou longueur.
- c. La mousse doit présenter une absorption d'énergie uniforme. Les mousses d'aluminium homogènes sont de bons absorbeurs d'énergie et remplissent de manière satisfaisante toutes ces conditions [31].

II.7.4 Construction légère

L'utilisation des mousses métalliques pour la construction légère dépend de deux facteurs majeurs :

- a. rapport rigidité/masse élevé.
- b. comportement de déformation quasi-élastique, qui reflète la durabilité de la résistance et du cycle de vie des mousses.

Les structures à base de mousse peuvent être utilisées dans les structures légères pour les raisons suivantes :

- Une conception complexe peut être possible de fabriquer par un processus de voie de fusion.
- Les mousses métalliques sont plus robustes et ont tendance à tomber en panne de façon moins catastrophique.
- Les mousses métalliques présentent des propriétés multifonctionnelles en raison de leurs métaux de base ou alliages [31].

II.7.5 Industrie biomédicale

Les applications biomédicales impliquent l'utilisation d'aciers, d'alliages de cobalt-chrome et de titane. Ces matériaux sont utilisés dans le remplacement osseux ou les implants dentaires car ce sont les métaux ou alliages les plus biocompatibles tout en offrant la rigidité, la résistance et la biocompatibilité nécessaires. Par exemple, les implants dentaires ont besoin de la même force que la mâchoire. Ceci est possible avec des mousses de titane ou de cobalt-chrome. En ce qui concerne les implants biomédicaux en général, en raison du lien étroit entre la densité et le module des mousses métalliques, ainsi que d'une rigidité et d'une compatibilité biologique améliorées, les mousses métalliques à perméabilité ouverte favorisent la croissance osseuse. Les implants biodégradables peuvent également être fabriqués à partir de mousses de magnésium. En raison de leur grande capacité d'absorption d'énergie, les mousses métalliques trouvent de plus en plus d'applications dans l'industrie du sport, ainsi que comme équipements de protection [31].

II.7.6 Filtration et séparation

Classiquement, les filtres sont de deux sortes : ceux à particules denses séparées ou à fibres disséminées dans le fluide (suspension). Le deuxième type comporte des filtres qui séparent les éléments liquides ou solides répandus dans un fluide gazeux (fumée ou brouillard). Le premier type est utilisé pour éliminer les impuretés dans l'huile, séparer la levure dans la bière, etc. Les qualités nécessaires pour de tels filtres incluent un taux de filtrations accrues, une résistance à la corrosion, une rétention maximale des particules et de bonnes propriétés mécaniques à un coût minimal. Les mousses métalliques peuvent assurer ces qualités [31].

II.7.7 Échangeurs de chaleur et machines de refroidissement

Les mousses de cuivre et d'aluminium peuvent être utilisées pour fabriquer des composants à haute conductivité. Pour cela, des structures à cellules ouvertes sont nécessaires. Le processus d'échange de chaleur peut être réalisé dans des mousses en y faisant passer du liquide ou des gaz. La chute de pression peut également y être minimisée. Le coefficient de performance peut être amélioré dans les mousses métalliques si la résistance au flux peut être maintenue faible et la conductivité thermique est maintenue plus élevée, ce qui peut être difficile à réaliser car ils sont contradictoires. Une autre

application des mousses métalliques est le refroidissement par transpiration. Une surface élevée, une bonne conductivité thermique et une faible résistivité font des mousses des composants plus appropriés pour la fabrication d'échangeurs de chaleur et de machines de refroidissement.

Les mousses de cuivre et d'aluminium peuvent également être utilisées dans les applications de dissipateur thermique pour les composants microélectroniques nécessitant un taux de dissipation thermique plus élevé pour l'électronique de puissance, les cartes de circuits imprimés et les puces informatiques. Généralement, le réseau pin-fin est utilisé à cette fin [31].

II.7.8 Prise en charge des catalyseurs

Des catalyseurs (aluminium, nickel, nickel-chrome et mousse d'alliage (Fe-Cr) sont utilisés pour accélérer la vitesse des réactions chimiques. L'efficacité d'un procédé chimique peut être améliorée en utilisant des catalyseurs tout en évitant la génération de sous-produits indésirables. L'efficacité de la catalyse est déterminée par l'interaction maximale entre l'agent catalytique et les liquides ou gaz concernés. Une telle application de catalyseur implique des feuilles maigres de mousse métallique résistant à la corrosion, qui sont remplies d'une bouillie de catalyseur puis traitées à une température plus élevée. Il assure une intégrité structurelle et mécanique considérable. En d'autres termes, le catalyseur collera aux mousses même après avoir traversé un certain nombre de cycles de température. Ils peuvent être utilisés pour éliminer le protoxyde d'azote (NO_x) de la cheminée des centrales électriques et des émissions automobiles [31].

II.8 Conclusion

A cause des caractéristiques très intéressantes des mousses métalliques à cellules ouvertes tel que : faible densité, porosité élevée, bonne résistance mécanique, perméabilité élevée, bonne conductivité thermique, etc. Les mousses métalliques à cellules ouvertes sont introduites dans de nombreux domaines de l'ingénierie notamment dans les applications de transfert de chaleur et écoulement des fluides.

Références

- [1] LOUAHLIA, Hasna et YON, Sébastien. Dissipation Thermique dans les Composants/Systèmes Electroniques. Normandie AeroEspace, 2015.
- [2] TAWK, Mansour. Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique. 2011. Thèse de doctorat. Université de Grenoble.
- [3] AL-DAMOOK, Amer JameelShareef. Design Optimisation and Analysis of Heat Sinks for Electronic Cooling. 2016. Thèse de doctorat. University of Leeds.
- [4] YERASIMOU, Yerasimos. Heat sinks based on liquid metal for power electronics cooling applications. 2020. Thèse de doctorat. Newcastle University.
- [5] MEHRA, Bineet. Design and optimisation of innovative electronic cooling heat sinks with enhanced thermal performances using numerical and experimental methods. 2019. Thèse de doctorat. Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Lille Douai.
- [6] GLASS, Joseph. Modelling and optimisation of metal foam integrated heat exchangers for power electronics cooling. 2021. Thèse de doctorat. Université Grenoble Alpes.
- [7] VAN OEVELEN, Tijs. Optimal heat sink design for liquid cooling of electronics. 2014.
- [8] CASTELAN, Anne. Modélisation de composants d'extraction de la chaleur: application à l'optimisation de système d'électronique de puissance. 2017. Thèse de doctorat. Université Paul Sabatier-Toulouse III.
- [9] Roland Baviere. Etude de l'Hydrodynamique et des Transferts de Chaleur dans des Microcanaux. Dynamique des Fluides, université Joseph-Fourier - Grenoble I, 2005.
- [10] David C. Curran, Aluminium foam production using calcium carbonate as a foaming agent, PhD thesis, University of Cambridge (2004).
- [11] CHEDLY, Slaheddine. Compromis choc acoustique des matériaux poreux: relations procédé–produit–performances. 2008. Thèse de doctorat. Reims.

- [12] Omar Kraiem. Comportement mécanique d'une mousse fragile. Application aux emballages de transport de matières dangereuses, these doctorat, Université Paris Saclay, 2016.
- [13] Jonathan Dairon. Développement d'une nouvelle technique d'élaboration de mousses d'acier par fonderie et caractérisation mécanique. Matériaux. Thèse de doctorat .Ecole Centrale de Lille, 2008.
- [14] Feng ZHU, Experimental and Numerical Study of Metal Foam Composites in Innovative Application of Thermal Energy Storage, thèse doctorat, 2017.
- [15] HENON, Joseph. Elaboration de matériaux poreux géopolymères à porosité multi-échelle et contrôlée. 2012. Thèse de doctorat. Limoges.
- [16] SATHURUSINGHE, P., HERATH, K. R. B., HERATH, S., et al. Elastic properties of open cell metallic foams using finite element analysis and homogenization technique. In : Conference Proceedings: 45th Institute of Engineers Pakistan Convention, Karachi, Pakistan. 2012.-
- [17] CHEN, Yu, WANG, Nannan, OLA, Oluwafunmilola, et al. Porous ceramics: Light in weight but heavy in energy and environment technologies. Materials Science and Engineering: R: Reports, 2021, vol. 143, p. 100589.
- [18] A. Kulshreshtha and S. K. Dhakad, Preparation of metal foam by different methods: A review, Materials Today 2020
- [19] PakeezaHafeez , Heat Transfer in Metal Foam Heat Exchangers at High Temperature, these Phd, 2016, University of Toronto.
- [20] Fares Bennai, Étude des mécanismes de transferts couplés de chaleur et d'humidité dans les matériaux poreux de construction en régime insaturé, Université de La Rochelle; Université Abder- rahmane Mira, Algérie), 2017.
- [21] GARCÍA-MORENO, Francisco. Commercial applications of metal foams: Their properties and production. Materials, 2016, vol. 9, no 2, p. 85.

- [22] j. banhart manufacture, characterisation and application of cellular metals and metals foam, *Progress in Materials Science* 46 (2001) 559–632
- [23] FERFERA, Ratiba Sabrina. *Analyse Numérique et Expérimentale des Performances Thermique d'un Échangeur de Chaleur Équipé d'une Structure Cellulaire Imbibée de Matériaux a Changement de Phase*. 2020. Thèse de doctorat. Université des Sciences et de la Technologie d'Alger, Houari Boumediène.
- [24] Kenneth Kremer, Anthony Liszkiewicz, James Adkins. *Development of Steel Foam Materials and Structures*, 2004.
- [25] Cyril CURADO, Julien FERREIRA, Bastien LEFEVRE, Julien PICCOT, *Mousses métalliques, Projet MA 15 : Technologie des matériaux non métalliques*, Université de technologie Troyes.
- [26] MUSTAFFAR, Ahmad Fadhlán Bin. *Irregular aluminium foam and phase change material composite in transient thermal management*. 2016. Thèse de doctorat. Newcastle University.
- [27] FARHADI, Sasan. *Dynamic Characterization and Modelling of Metallic Foam Material*. 2018.
- [28] GAUNA, Edgar Avalos. *Numerical Simulation of Active Cooling Using Porous Metals*, Thèse de doctorat, The University of Liverpool, 2018.
- [29] Srivastava, V. C. and Sahoo, K. L. 'Processing, Stabilization and Applications of Metallic Foams. *Art of Science.*', *Materials Science-Poland*, (2007)25(3), pp. 733–753.
- [30] BANHART, John. *Metal foams-from fundamental research to applications*. *Frontiers in the Design of Materials*, 2007, vol. 279.
- [31] Rajak, D.K., Gupta, M.. *Applications of Metallic Foams*. In: *An Insight Into Metal Based Foams*. *Advanced StructuredMaterials*, (2020)vol 145. Springer, Singapore.

Chapitre III

Modélisation mathématique et **résolution numérique**

Chapitre III :

Modélisation mathématique et résolution numérique

Sommaire

III.1 Introduction.....	43
III.2 La simulation numérique	43
III.3 La méthode des éléments finis	44
III.4 Présentation du logiciel COMSOL Multiphysics®	45
III.5 Modèles d'écoulement dans les milieux poreux	46
III.6 Modèle de transfert thermique dans les milieux poreux	47
III.7 Description du modèle numérique.....	48
III.8 La géométrie du problème	49
III.9 Hypothèses simplificatrices	50
III.10 Les équations gouvernantes et conditions aux limites et initiales.....	51
III.11 Maillage du système simulé	53
III.12 Etude de la consistance du maillage	54
III.13 Validation des résultats numériques	57
III.14 Conclusion	57
Référence	58

III.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons la formulation mathématique des transferts de chaleur et de l'écoulement de l'air à travers trois dissipateurs thermiques à ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium placées dans un canal horizontal. La description de la géométrie et le maillage du problème étudié ainsi que les conditions initiales et les conditions aux limites imposées sont exposés clairement dans ce chapitre. La simulation numérique est effectuée en utilisant le logiciel commercial COMSOL Multiphysics5.3 basé sur la méthode des éléments finis.

III.2 La simulation numérique

Bien que la dérivation des équations gouvernantes pour la plupart des problèmes ne soit pas excessivement difficile (en fait, pour la plupart des problèmes, elles peuvent être trouvées dans les manuels), il est souvent difficile de résoudre ces problèmes en utilisant des méthodes d'analyse précises en raison de leur complexité géométrique et matérielle.

Les méthodes numériques d'analyse offrent un moyen de trouver des solutions à ces situations. Une simulation numérique d'un processus est l'utilisation d'une méthode numérique et d'un ordinateur pour résoudre les équations gouvernantes (ou modèles mathématiques) du processus.

Les méthodes numériques transforment généralement les équations différentielles régissant en un ensemble des équations algébriques figure (III.1) entre les valeurs des variables dépendantes d'un modèle discret, et ces équations algébriques sont résolues à l'aide d'ordinateurs [1].

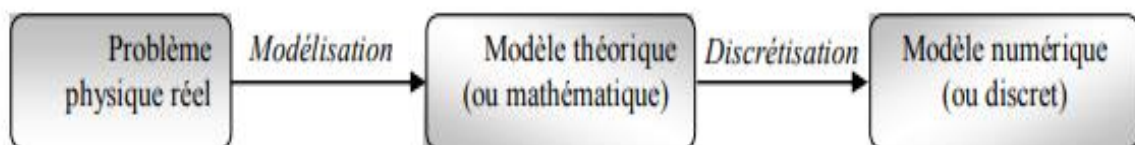


Figure III.1 : Les étapes du fonctionnement des méthodes numériques.

Il existe trois méthodes numériques développées pour résoudre les équations différentielles :

- méthodes des différences finies ;
- méthodes des volumes finis ;
- méthodes des éléments finis.

III.3 La méthode des éléments finis

Aujourd'hui, la méthode des éléments finis (finite element method FEM) est considérée comme l'une des techniques bien établies et pratiques pour la résolution informatique de problèmes complexes dans différents domaines de l'ingénierie : génie civil, génie mécanique, génie nucléaire, génie biomédical, hydrodynamique, conduction thermique, géomécanique, etc. D'un autre côté, la méthode des éléments finis peut être considéré comme un outil puissant pour la résolution approximative d'équations différentielles décrivant différents processus physiques. Le succès de méthode des éléments finis repose en grande partie sur les procédures d'éléments finis de base utilisées : la formulation du problème sous forme variationnelle, la discrétisation par éléments finis de cette formulation et la solution effective des équations d'éléments finis résultantes. Ces étapes de base sont les mêmes quel que soit le problème considéré et, associées à l'utilisation de l'ordinateur, présentent une approche tout à fait naturelle de l'analyse technique [2].

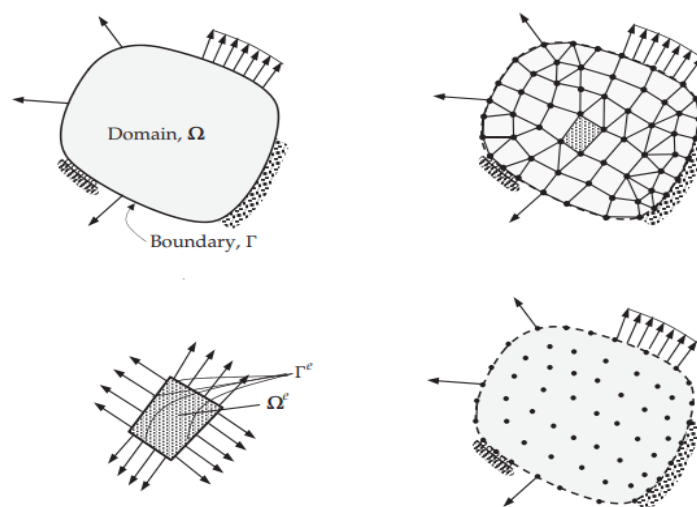


Figure III.2 : Discretisation d'un domaine à 2D.

III.4 Présentation du logiciel COMSOL Multiphysics®

Il existe plusieurs logiciels de la simulation numérique qui fonctionnent à la base de la méthode des éléments finis (MEF), COMSOL Multiphysics® c'est l'un des plus célèbres de ces logiciels, car il permet de simuler de nombreux phénomènes physiques et peut être utilisé généralement dans toutes les branches de l'ingénierie, de l'industrie et de la recherche scientifique, tel que la mécanique des structures, le transfert de chaleur, l'acoustique, la mécanique des fluides (Computational Fluid Dynamics CFD), l'électromagnétisme, etc. Le logiciel offre des possibilités de modélisation multiphysique et monophasique entièrement couplées, une gestion des données de simulation et des outils faciles à utiliser pour la création d'applications de simulation.

COMSOL Multiphysics® propose des produits d'interface pour la CAO (conception assistée par ordinateur), le maillage, et d'autres logiciels tiers. Tous les produits complémentaires de la suite de produits se connectent de manière transparente à COMSOL Multiphysics® pour un flux de travail de modélisation qui reste le même, quel que soit ce que vous modélisez. La figure (III.3) montre l'interface graphique du logiciel COMSOL Multiphysics [3].

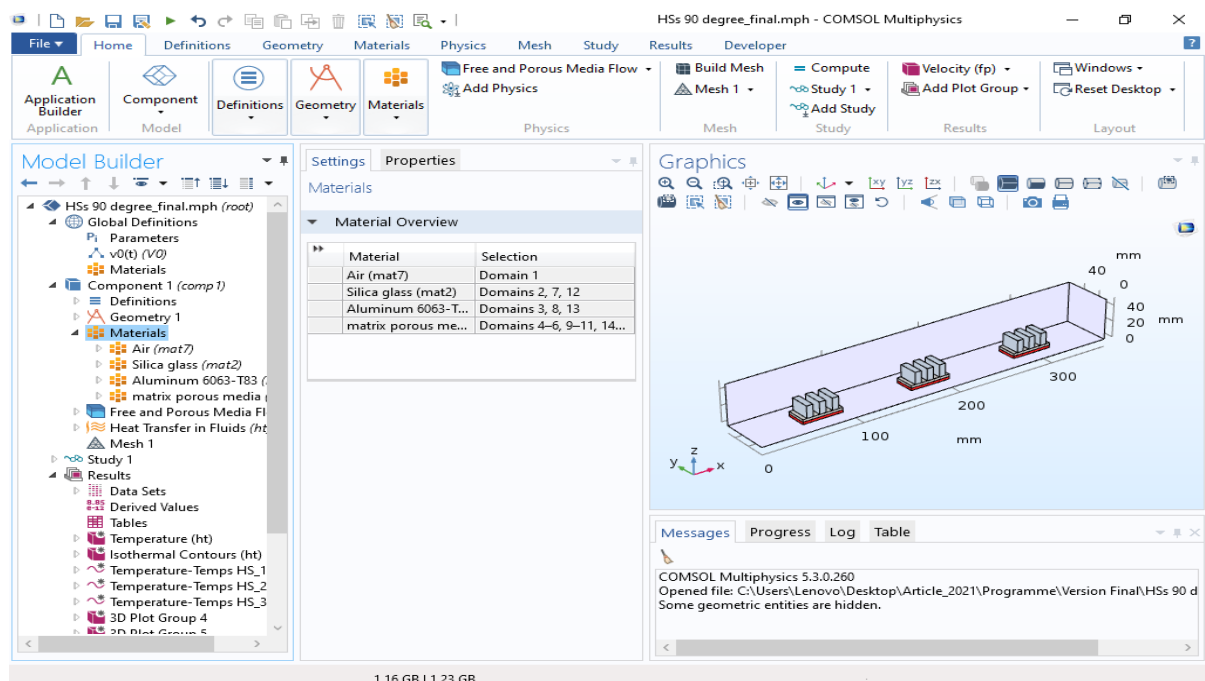


Figure III.3 : L'interface graphique du logiciel COMSOL.

III.5 Modèle d'écoulements dans les milieux poreux

Henry Darcy a effectué une analyse approfondie des écoulements dans les matériaux poreux. Il a fait des essais sur l'écoulement de l'eau à travers une colonne remplie de sable. Il a trouvé la relation empirique suivante pour calculer le débit Q à travers la colonne à partir de ces expériences :

$$Q = kA \left(\frac{p_2 - p_1}{\rho g L} \right) \quad (\text{III.1})$$

Où A est la surface de la section de la colonne, g l'accélération gravitationnelle, ρ la masse volumique du fluide, L l'épaisseur de la couche de sable, p_2 et p_1 les pressions mesurées en bas et en haut de la couche de sable, et k la conductivité hydraulique mesurée en m/s. Par la suite, il a été introduit la notion de la perméabilité, notée K ($k = gK/\mu$) et mesurée en m^2 . La loi de Darcy devient :

$$-\frac{dp}{dx} = \mu \frac{U_D}{K} \quad (\text{III.2})$$

Où U_D est la vitesse de Darcy et correspond au débit de fluide par unité de surface, et μ est la viscosité dynamique du fluide.

La loi de Darcy est valable uniquement pour des écoulements à très faible vitesse, dans des milieux poreux homogènes et isotropes. Dans son équation, Forchheimer (1901) propose d'ajouter un terme de vitesse quadratique :

$$-\frac{dp}{dx} = \mu \frac{U_D}{K} + C\rho U_D^2 \quad (\text{III.3})$$

Où C est un coefficient qui dépend de la géométrie et de la porosité du milieu poreux considéré.

En cas de perméabilités extrêmement élevées, Brinkman explique les limites de l'équation de Darcy en 1948. Il prend l'exemple d'un fluide dans lequel sont en suspension des particules fixes assez petites par rapport à la distance qui les sépare. Brinkman ajoute un terme en le placien à l'équation :

$$-\frac{dp}{dx} = \mu \frac{U_D}{K} - \mu_{\text{eff}} \frac{d^2 U_D}{dy^2} \quad (\text{III.4})$$

Où μ_{eff} est la viscosité effective du fluide. La viscosité effective dépenda priori à la fois de la viscosité du fluide et de la géométrie du milieu poreux [4].

D'autres auteurs, comme Vafai et Tien (1981), utilisent les méthodes de changement d'échelle (le concept du volume élémentaire représentatif) pour essayer de généraliser au maximum la loi de Darcy.

L'équation vectorielle de conservation de la quantité de mouvement à travers un milieu poreux s'écrit [5] :

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} \vec{v} \cdot \left(\frac{\nabla \vec{v}}{\varepsilon} \right) \right] = -\frac{1}{\varepsilon} \vec{v} \cdot (\varepsilon P) + \rho_f \vec{g} + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{v} - \frac{\mu}{K} \vec{v} - \frac{C_F \rho_f}{K^{1/2}} |\vec{v}| \vec{v} \quad (\text{III.5})$$

Où ε est la porosité du milieu poreux et \vec{V} est la moyenne volumique de la vitesse. On reconnaît dans le membre de droite de cette équation, le terme de Darcy, le terme de Forchheimer ainsi que le terme de Brinkman. En revanche, un nouveau terme, qui rendrait compte des forces inertielles et instationnaires à l'échelle macroscopique, apparaît dans le membre de gauche de cette équation.

III.6 Modèle de transfert thermique dans les milieux poreux

Après avoir étudié les différentes propriétés physiques des mousses métalliques, et étudier le modèle hydrodynamique couramment utilisé pour décrire les écoulements de fluide au sein d'un tel matériau, le modèle est basé sur l'équation de la chaleur et prendre en considération les propriétés thermiques des deux phases, la phase solide et la phase fluide.

Généralement le modèle le plus utilisé c'est le modèle qui regroupe les températures de la phase solide T_s et la phase fluide T_f . A l'échelle microscopique, Nous pouvons écrire les équations déterminant le champ de température dans un milieu poreux sont écrits comme suites [6] :

$$(\rho c_p)_m \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f (V \cdot \nabla T_f) = \nabla \cdot (k_{eff}) \nabla T_f \quad (\text{III.6})$$

$$(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s) \nabla T_s \quad (\text{III.7})$$

$$(\rho c)_m = (1 - \varepsilon) \rho_s + \varepsilon(\rho c)_f \quad (\text{III.8})$$

III.7 Description du problème

Dans cette étude, nous avons traité le phénomène de l'écoulement de l'air dans une mousse métallique à cellules ouvertes en régime laminaire, ainsi que du transfert de chaleur pour les applications de refroidissement des appareils électroniques. Le problème étudié se compose de trois composants électroniques qui sont simulé par trois sources de chaleur, qui sont refroidies par trois dissipateurs thermiques placés dans un canal horizontal. La longueur (L), la largeur (W) et la hauteur (H) du canal sont respectivement de 360 mm, 50 mm et 50 mm (figure III.4). L'air entre du côté gauche du canal à la température ambiante et sort du côté opposé, les parois du canal sont adiabatiques.

Le logiciel commercial COMSOL Multiphysics® est utilisé pour résoudre les équations différentielles gouvernantes par la méthode des éléments finis. Les résultats obtenus pour la distribution spatio-temporelle de la température, la vitesse et la pression au sein du canal d'une part et les effets de la porosité et la densité de pore la PPI d'autre part, seront présentés dans le chapitre suivant.

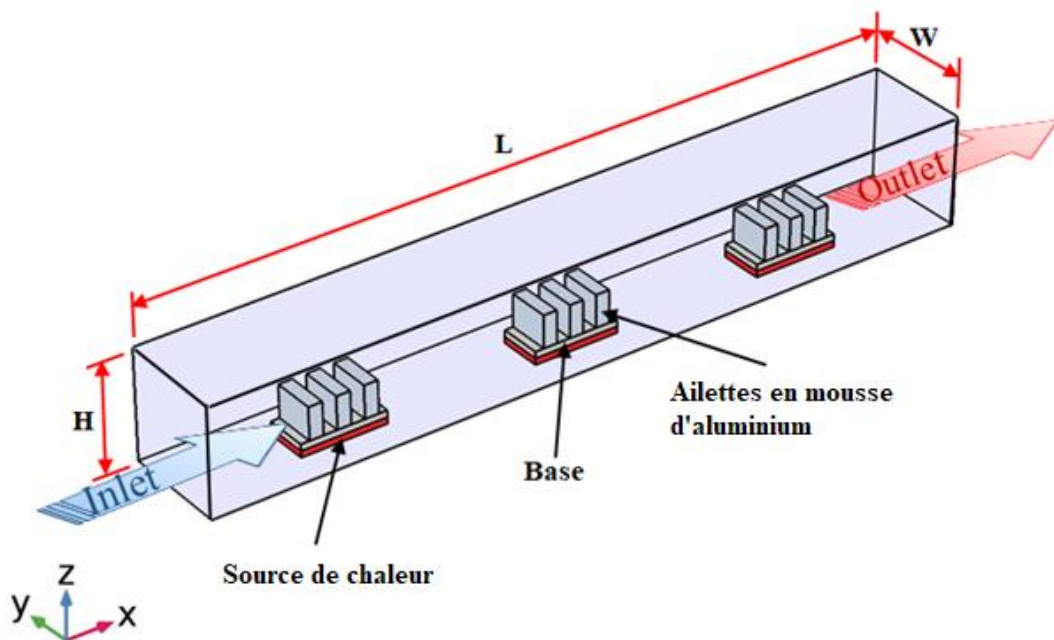


Figure III.4 : Schéma du Canal avec les trois dissipateurs thermiques.

III.8 La géométrie du problème

Le dissipateur thermique se compose d'une base de forme rectangulaire en aluminium solide et sur laquelle trois ailettes de forme rectangulaires en mousse d'aluminium sont placées. La figure (III.5) montre schéma du dissipateur thermique simulé. Les dimensions de dissipateur thermique qui s'appuyait sur les études expérimentales d'Al-Athel et al [9-11], sont représentées dans le tableau III.1 :

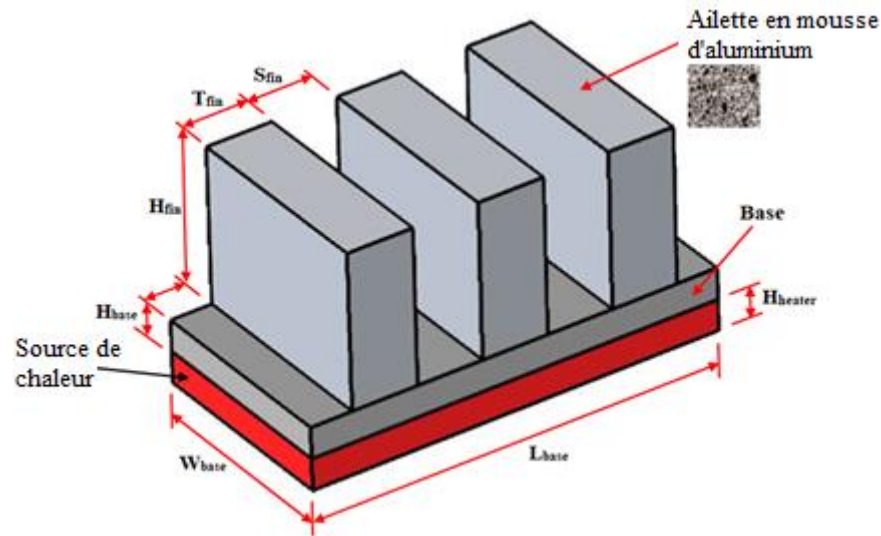


Figure III.5 : Schéma du dissipateur thermique simulé.

Tableau III.1 : Propriétés thermo-physiques d'aluminium et de la mousse d'aluminium.

		Air	aluminium	Mousse d'aluminium
Masse volumique	ρ (kg/m ³)	1.177	2700	136
Capacité thermique spécifique	C_p (J/kg.K)	1006	900	960
Conductivité thermique	k (W/m.K)	0.0262	201	65.42
Porosité	ε (%)	/	/	95
Densité de pore	PPI (pore per inch)	/	/	10 ~40
Viscosité dynamique	μ (Pa.s)	15.6x10 ⁻⁶	/	/

Tableau III.2 : Paramètres et dimensions géométriques adoptés dans les simulations.

Paramètres	Symboles	Valeurs	unités
Longueur des ailettes du dissipateur	T_{fin}	6.35	mm
Largeur des ailettes du dissipateur	W_{fin}	20	mm
Hauteur des ailettes du dissipateur	H_{fin}	15	mm
Espace entre les ailettes du dissipateur	S_{fin}	6.35	mm
Longueur de la base du dissipateur	T_{base}	39.75	mm
Largeur de la base du dissipateur	W_{base}	20	mm
Hauteur de la base du dissipateur	H_{base}	3	mm
Distance des deux côtés du dissipateur	S_{ext}	4	mm
Porosité de la mousse d'aluminium	ε	95	%
Densité de la porosité	PPI	10	pore par inch
Vitesse d'entrée de l'air	U_0	3.6	m/s
Flux de chaleur imposé	q_w	5	W

III.9 Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier la formulation du modèle mathématique, plusieurs hypothèses sont établies dans le cadre du processus de modélisation numérique [7] :

- La mousse métallique est homogène et isotrope ;
- Le fluide qui s'écoule est Newtonien, visqueux et incompressible et suit l'approximation de *Boussinesq* ;
- L'écoulement est laminaire ;
- À l'exception de la masse volumique du fluide, toutes les autres propriétés thermo-physiques sont constantes avec la température ;
- La dispersion thermique est négligeable ;
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.

III.10 Les équations gouvernantes et conditions aux limites

III.10.1 Les équations gouvernantes

Sur la base des hypothèses précédentes et le modèle généralisée de Darcy-Forchheimer-Brinkman, les équations de conservation de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont données comme suit [8] :

- L'équation de continuité :

$$\nabla(\rho\vec{V}) = 0 \quad (\text{III.9})$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement suivant x:

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) u \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 u - \frac{\mu}{K} u - \frac{\rho_f}{\sqrt{k}} F |\vec{V}| u \quad (\text{III.10})$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement suivant y:

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) v \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 v - \frac{\mu}{K} v - \frac{\rho_f}{\sqrt{k}} F |\vec{V}| v \quad (\text{III.11})$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement suivant z:

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) w \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 w - \frac{\mu}{K} w - \frac{\rho_f}{\sqrt{k}} F |\vec{V}| w + \rho_f \vec{g} \quad (\text{III.12})$$

- L'équation de conservation de l'énergie :

$$(\rho c_p)_m \frac{\partial T_s}{\partial t} + (\rho c_p)_f (V \cdot \nabla T_f) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}}) \nabla T_f \quad (\text{III.13})$$

Où T_s et T_f représentent les températures de la phase solide et la phase fluide respectivement. k_{eff} est la conductivité thermique effective des régions solides et fluides et est donnée par :

$$k_{\text{eff}} = (1 - \varepsilon) k_s + \varepsilon k_f \quad (\text{III.14})$$

Les paramètres calculés dans cette étude sont :

Le coefficient de frottement :

$$f = 2(\Delta p/L)D_h/(\rho_f u_{in}^2) \quad (III.15)$$

Le diamètre hydraulique :

$$D_h = 4(H.W)/2(H + W) \quad (III.16)$$

Le nombre de Reynold :

$$Re = \rho u D_h / \mu \quad (III.17)$$

Le coefficient de transfert de chaleur moyen :

$$h_m = q_w / (T_{w,m} - T_{f,m}) \quad (III.18)$$

Le nombre moyen de nusselt :

$$Nu_m = h_m D_h / k_f \quad (III.19)$$

Le rapport de performance thermique :

$$pf = (Nu_{m,mf} / Nu_{m,pf}) / (f_{mf} / f_{pf})^{1/3} \quad II.20$$

III.10.2 Conditions initiales et aux limites

Les équations différentielles de la modélisation sont résolues avec les conditions initiales et les conditions aux limites suivantes :

- Les conditions initiales sont :

$$t = 0, u = 0, v = 0, w = 0, \quad T = T_0, \quad p = p_{atm}.$$

$$t \geq 1080 \text{ s}, \quad u = u_0, \quad v = 0, \quad w = 0.$$

- les conditions aux limites :

A l'entrée ($x=0$) :

$$u = u_0, \quad T = T_0, \quad v = w = 0$$

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} = \left(-k_{fe} \frac{\partial T_f^f}{\partial y} - k_{se} \frac{\partial T_s^s}{\partial y} \right) = q_w$$

$$T_s = T_f^f = T_s^s, \quad u = v = w = 0$$

A la sortie ($x=L$) :

$$\frac{\partial T_f^f}{\partial x} = \frac{\partial T_s^s}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\partial T_f^f}{\partial z} = \frac{\partial T_s^s}{\partial z} = \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad w = 0$$

III.11 Maillage du système simulé

COMSOL Multiphysics[®] utilise la méthode des éléments finis pour discrétiser et mailler le modèle selon le type de physique du problème étudié. La figure III.6 représente le maillage généré par le logiciel COMSOL Multiphysics[®] utilisé dans la présente étude [3].

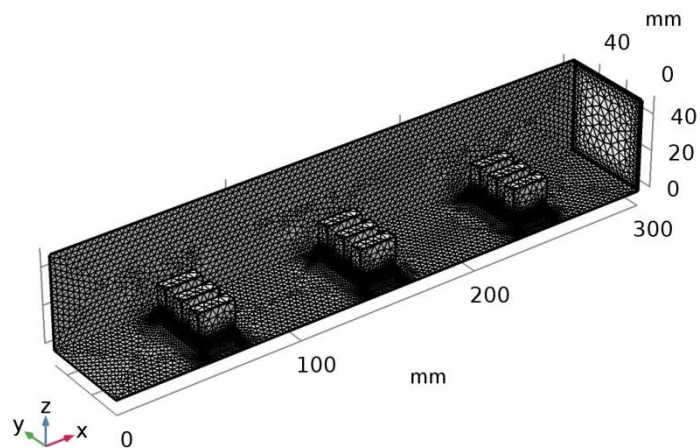
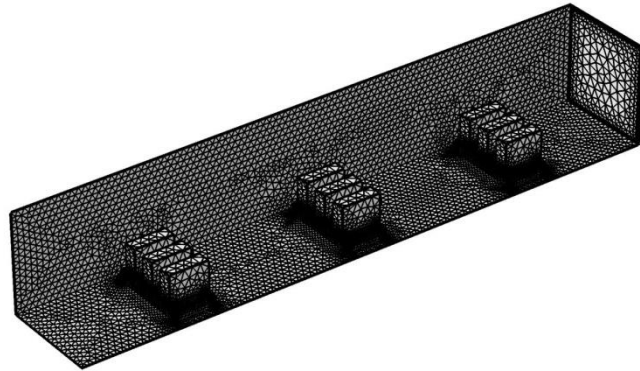


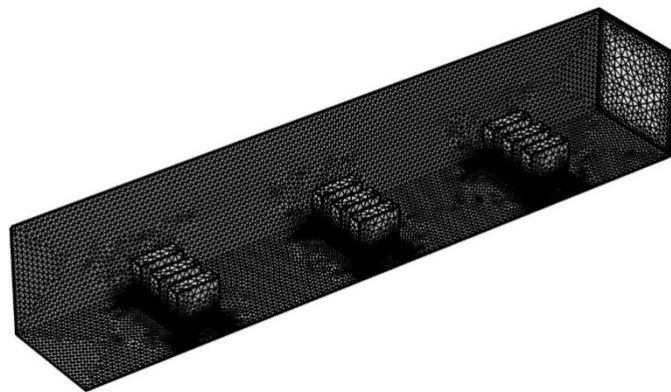
Figure III.6 : Représentation du maillage utilisé dans la présente étude.

III.12 Etude de la consistance du maillage

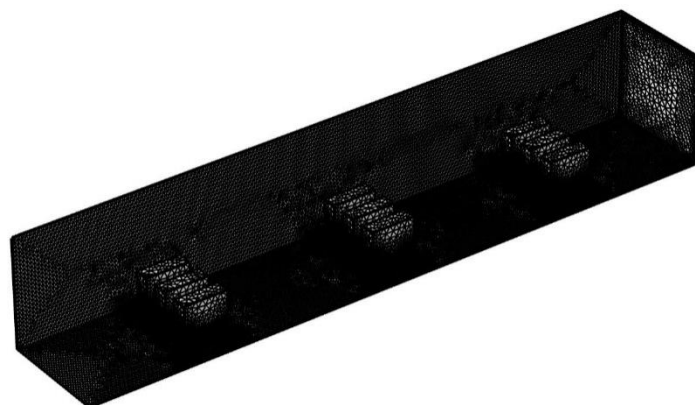
Afin d'étudier l'indépendance du maillage et la consistance du maillage, quatre maillages avec des éléments triangulaires non uniformes ont été étudiés et testés : grossier (153958 éléments), normal (204231 éléments), fin (638743 éléments) et plus fin (1813971 éléments) figure III.6. L'objectif est de démontrer que les distributions de la température, la vitesse et la pression au sein du canal pour des conditions imposé du flux thermique et de la vitesse de l'air à l'entrée sont indépendantes du maillage employé. Pour cela, nous avons décidé de calculer la répartition de la température, de la vitesse et de la pression au plan médian du canal pour les quatre différents types de mailles (grossier, normal, fin et plus fin). La figure III.7 montre que l'utilisation des quatre maillages dans la simulation numérique donne des résultats concernant la température, la vitesse de l'air et la pression avec un écart maximum de 1,19%, ce qui nous permet de choisir le maillage fin dans la suite de calcul pour un gain de place mémoire et de temps.



(a) Maillage grossier



(b) Maillage normal



(c) Maillage fin

Figure III.7 : Comparaison de maillages utilisés (grossier, normal et fin).

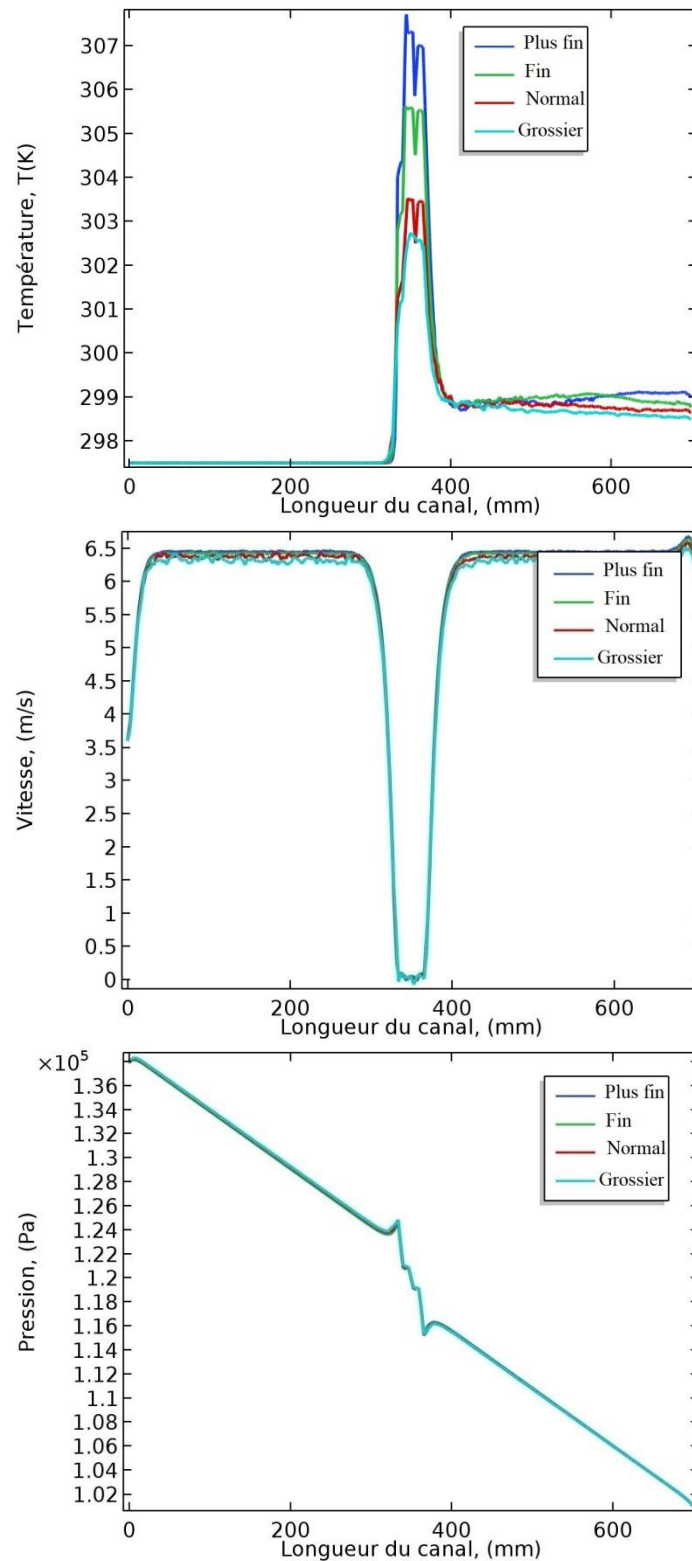


Figure III.8 : Etude de l'indépendance des résultats de simulation du type de maillage :
(a) Température, (b) vitesse et (c) pression.

III.13 Validation des résultats numériques

Les figures (III.9) et (III.10) montrent des graphiques de validation des températures moyennes du composant électronique (couleur noire), la base du dissipateur thermique (couleur rouge) et de l'ailette en mousse métallique (couleur bleu) par rapport aux températures expérimentales présentées par Al-Athel et al [9-11] pour les deux orientations 0° et 90° respectivement. Comme on peut le voir sur les deux figures de validation présentées ci-dessous et correspondantes au sens d'orientation des ailettes des dissipateurs thermiques par rapport au sens de l'écoulement de l'air en orientation 0° et 90° , respectivement, que les résultats de simulation obtenus sont en parfait accord avec les données expérimentales avec des erreurs relatives maximales de 1.64% pour le premier cas (orientation 0°) et 1.95% pour le deuxième cas (orientation 90°).

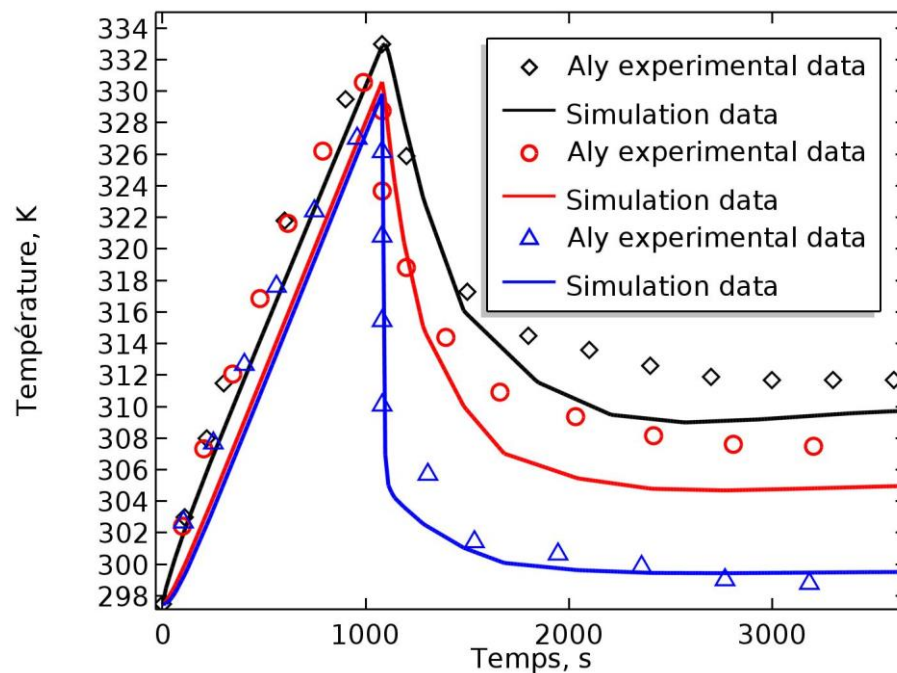


Figure III.9 : Validation des résultats de simulation numérique par des données expérimentales pour le dissipateur thermique en mousse d'aluminium pour 0° [9-11].

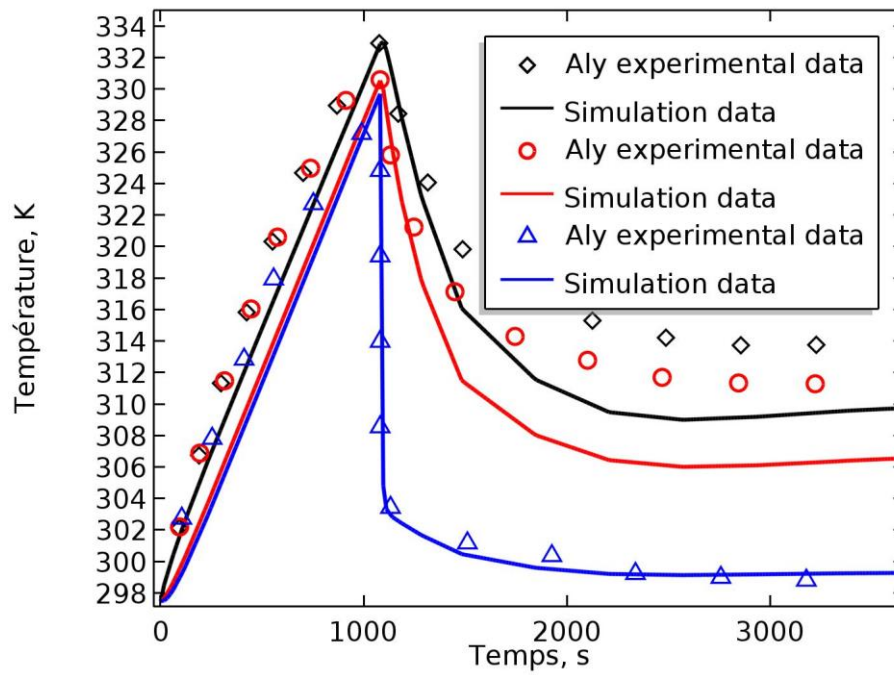


Figure III.10 : Validation des résultats de simulation numérique par des données expérimentales pour le dissipateur thermique en mousse d'aluminium pour 90 degrés [9-11].

III.14 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté brièvement la formulation mathématique du problème à traiter ainsi que la procédure numérique de résolution de ce problème par le logiciel commercial COMSOL 5.3. L'étude d'indépendance du maillage nous a permis de choisir le maillage optimal.

Références

- [1] REDDY, Junuthula Narasimha. Introduction to the finite element method. McGraw-Hill Education, 2019.
- [2] BARKANOV, Evgeny. Introduction to the finite element method. Institute of Materials and Structures Faculty of Civil Engineering Riga Technical University, 2001, p. 1-70.
- [3] www.comsol.com.
- [4] CHANDESRIS, Marion. Modélisation des écoulements turbulents dans les milieux poreux et à l'interface avec un milieu libre. 2006. Thèse de doctorat. Paris 6.
- [5] BENMERKHI, Meriem. Transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse. 2007.
- [6] FIERS, Benoît. Transfert de chaleur en proche paroi en dispersion dans un milieu poreux granulaire. Application aux réacteurs en lits parcourus par un fluide gazeux. 2009. Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Lorraine.
- [7] Yang, X., Niu, Z., Guo, J., Bai, Q., Li, H., & He, Y.-L. (2020). Role of pin fin-metal foam composite structure in improving solidification: Performance evaluation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 117, 104775.
- [8] Y. Li, L. Gong, M. Xu, Y. Joshi, Hydraulic and thermal performances of metal foam and pin fin hybrid heat sink, *Applied Thermal Engineering*, 166 (2020) 114665.
- [9] Al-Athel KS. A computational methodology for assessing the thermal behavior of metal foam heat sinks. *ApplThermEng* 2017;111:884-93.
- [10] Khaled S. Al-Athel, Shahzada P. Aly, AbulFazal M. Arif, Javad Mostaghimi. 3D modeling and analysis of the thermo-mechanical behavior of metal foam heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*
- [11] S.P. Aly, A.F.M. Arif, K.S. Al-Athel, J. Mostaghimi, S.M. Zubair, Performance of open pore metal foam heat sinks fabricated with thermally sprayed interface, *Appl. Therm. Eng.* (2016).

Chapitre IV

Résultats et Discussion

Chapitre IV :

Résultats et Discussions

IV.1 Introduction	59
IV.2 Comparaison des performances thermiques	60
IV.3 Distribution de la température en transitoire pour la position 90 degré des ailettes.....	62
IV.4 Distribution de la vitesse en transitoire pour la position 90 degré des ailettes.....	64
IV.5 Distribution de la pression en transitoire pour la position 90 degré des ailettes.....	65
IV.6 Distribution de la température en transitoire pour la position 0 degré des ailettes.....	67
IV.7 Distribution de la vitesse en transitoire pour la position 0 degré des ailettes.....	68
IV.8 Distribution de la pression en transitoire pour la position 0 degré des ailettes.....	70
IV.9 Etude du comportement thermique en transitoire	71
IV.10 Etude du comportement thermohydraulique	75
IV.11 Etude paramétrique	81
IV.11.1 Influence de la porosité	81
IV.11.2 Influence de la densité des pores	84

IV.1 Introduction

La simulation numérique est devenue un élément indispensable dans les domaines des sciences et de l'ingénierie. Elle permet de comprendre et de modéliser le fonctionnement des systèmes réels. Aujourd'hui une large gamme d'outils numériques est disponible. Elle repose sur la mise en œuvre des modèles théoriques utilisant différents outils mathématiques dont la technique des éléments finis. La simulation numérique permet d'étudier le fonctionnement et les propriétés d'un système modélisé ainsi qu'à en prédire son évolution.

COMSOL Multiphysics® est un outil très performant et professionnel pour la simulation des systèmes multiphysiques grâce à son aptitude à gérer des géométries 3D complexes en utilisant des dizaines de modules de simulations existant dans sa bibliothèque, parmi lesquels on trouve le module la mécanique des fluides (CFD), celui du transfert thermique (heat transfer), de l'électricité, de l'électromagnétisme, de la chimie, de la mécanique des structures...etc.

L'objectif de ce chapitre réside à présenter l'analyse des résultats de la simulation numérique tridimensionnelle transitoire par le logiciel COMSOL Multiphysics®5.3. Il s'agit de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un canal horizontal comprenant trois dissipateurs thermiques à ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium avec trois sources de chaleurs (composants électroniques) situées chacune en dessous de chaque dissipateur thermique.

Les simulations numériques ont été réalisées dans les mêmes conditions d'un flux thermique dissipé par les composants électriques $q_w = 5 \text{ W}$, de la vitesse d'entrée d'air dans le canal est $U_0 = 3.6 \text{ m/s}$ et pour une durée de temps de 3600s.

IV.2 Comparaison des performances thermiques

En premier lieu, les performances de refroidissement des dissipateurs thermiques en mousse métallique refroidis par air sont comparées à celles des dissipateurs thermiques conventionnels en aluminium et à un canal libre sans dissipateurs thermiques, comme le montre la figure IV.1. Les températures maximales des sources thermiques dans le canal libre sans dissipateurs thermiques sont très élevées de l'ordre de 370 K, alors que pour le cas des dissipateurs thermiques conventionnels en l'aluminium, les températures maximales de ces sources thermiques sont de l'ordre de 350 K, et pour le cas des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium, les températures maximales sont de l'ordre de 340 K. cela indique que les dissipateurs thermiques en mousses d'aluminium offrent les meilleures performances de refroidissement parmi ces trois dissipateurs thermiques sous les mêmes conditions imposées.

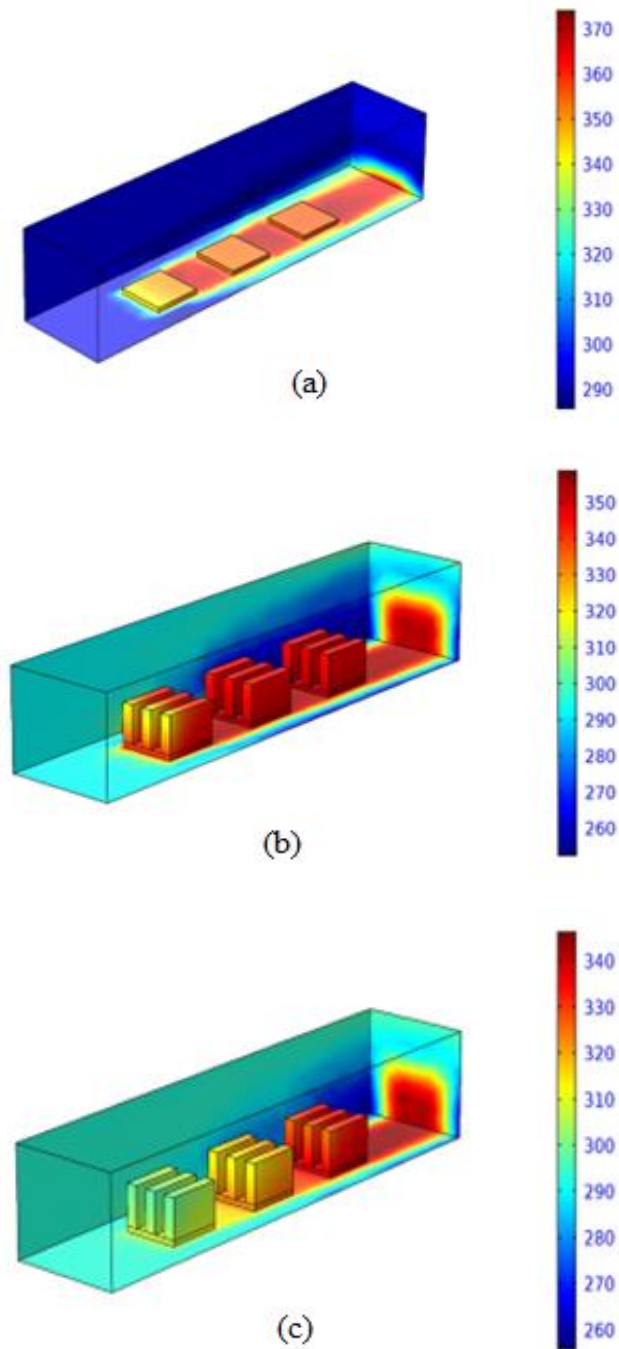


Figure IV. 1 : Comparaison des performances thermiques (a) du canal libre avec des sources thermiques, (b) des sources thermiques avec des dissipateurs de chaleur conventionnels et (c) des sources thermiques avec des dissipateurs de chaleur en mousse métallique.

IV.3 Distribution de la température en transitoire pour la position de 90° des ailettes par rapport au sens d'écoulement de l'air

La figure IV.2 montre la distribution de la température en fonction du temps à l'intérieur d'un canal. Dans le premier cas, la position des ailettes est perpendiculaire (90°) par rapport au sens d'écoulement de l'air. Les instants pris en compte sont respectivement: $t = 5, 60, 300, 1080, 2700$ et 3600 seconde. Le processus de refroidissement par l'air à l'intérieur du canal passe par deux phases ; dans la première, la phase du chauffage (convection naturelle) est effectuée sans écoulement de l'air forcé à l'intérieur du canal, les composants électroniques s'échauffent rapidement avec un flux thermique uniforme pour chaque source thermique $q_w = 5 W$, la température maximale atteinte est de $335K$ correspondant au temps $t = 1080s$. A partir de ce moment jusqu'à $t = 3600 s$, le processus de refroidissement passe à la deuxième phase, où le refroidissement s'effectue par convection forcée avec de l'air qui s'écoule avec une vitesse à l'entrée du canal $U_0 = 3.6 m/s$. Comme on peut le voir facilement sur la figure que les températures des sources thermiques vont chuter très rapidement, et elles peuvent atteindre $303K$, soit une différence de température de $32K$, ce qui montre les bonnes performances des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium.

À travers le processus de refroidissement des composants électroniques, nous remarquons la grande importance du mouvement de l'air à l'intérieur du canal, car dès que l'air est entré, les températures ont commencé à diminuer immédiatement. En outre, le flux thermique dissipé par les composants électroniques est transféré vers la base du dissipateur thermique en aluminium par conduction puis ce flux thermique sera transféré par échanges de chaleur mixte vers les ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium, et finalement vers l'air ambiant par convection, ceci est principalement dû à la mousse d'aluminium, qui possède une grande surface d'échange entre le solide et l'air par unité de volume et qui dissipe efficacement et rapidement la chaleur.

Comme le montre la figure, le processus de refroidissement des dissipateurs thermiques se passe dans l'ordre, le premier dissipateur à ailettes en mousse d'aluminium possède la température la plus basse, suivi par le deuxième dont la température est moyenne et enfin le troisième est celui qui possède la température la plus élevée. Cela peut s'expliquer par le fait que le deuxième et le troisième dissipateur thermique sont exposés à l'air chaud qui s'écoule du premier dissipateur, ce qui réduit également la différence de température entre l'air et les dissipateurs thermiques, et conduit à un faible échange thermique entre les deux.

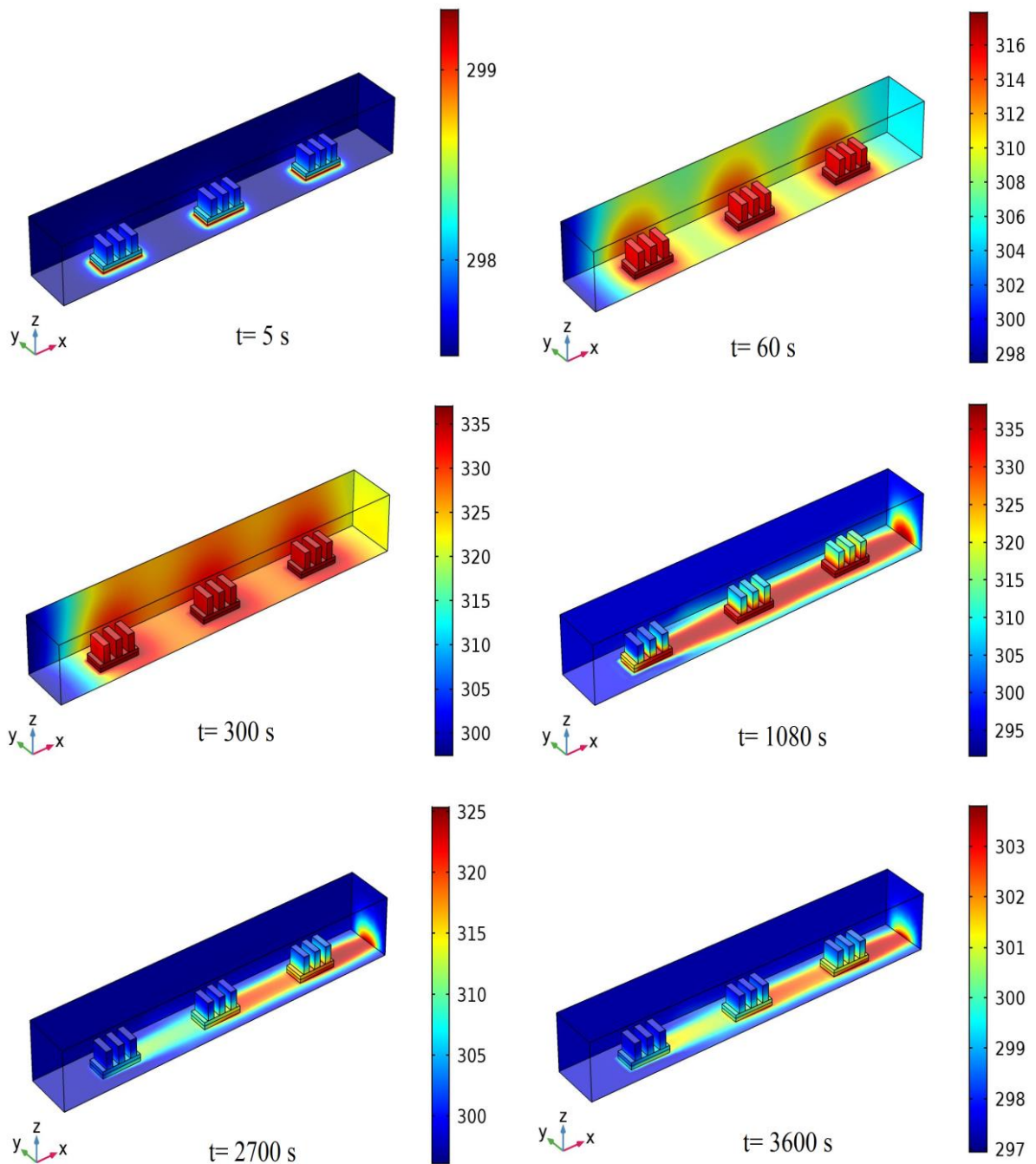


Figure IV.2: Distribution de la température en fonction du temps dans le canal pour la position 90° et pour différents temps sous les conditions $q_w = 5\text{ W}$ et $U_0=3.6\text{ m/s}$.

IV.4 Distribution de la vitesse en transitoire pour la position de 90° des ailettes par rapport au sens d'écoulement de l'air

La figure IV.3 montre la distribution de la vitesse de l'air dans le canal pour les instants suivants : $t= 60, 1080, 2700$ et 3600 second. Ainsi, comme dans la distribution de la chaleur, on peut remarquer que la distribution de la vitesse passe par deux phases, la première phase qui correspond à la convection naturelle, il n'y a pas d'écoulement de l'air dans le canal ($U_0=0$ m/s), tandis que dans la deuxième phase qui est correspondant à la convection forcée, l'entrée de l'air dans le canal avec une vitesse ($U_0=3.6$ m/s). On peut constater que la présence des dissipateurs thermiques change le comportement de l'écoulement et modifie la distribution des vitesses dans lesquelles la distribution de vitesse est importante autour et au-dessus des dissipateurs thermiques et très peu à côté des parois du canal. Aussi, il est clair que la distribution des vitesses diminue le long du canal.

Comme on peut le constater que la nature d'écoulement de l'air au sein du canal qui comporte les dissipateurs à ailettes en mousse d'aluminium passe en régime permanent dès les premières secondes de la rentrée de l'air avec une vitesse constante dans le canal. L'écoulement de l'air conduit à l'amélioration des échanges thermiques entre les dissipateurs thermiques et le fluide caloporteur. Une faible vitesse d'air favorise le transfert thermique par conduction au niveau des dissipateurs thermiques (base-ailettes), tandis qu'une vitesse importante d'écoulement de l'air dans le canal favorise le transfert thermique par convection (ailettes-environnement), indispensable au refroidissement des composants électroniques.

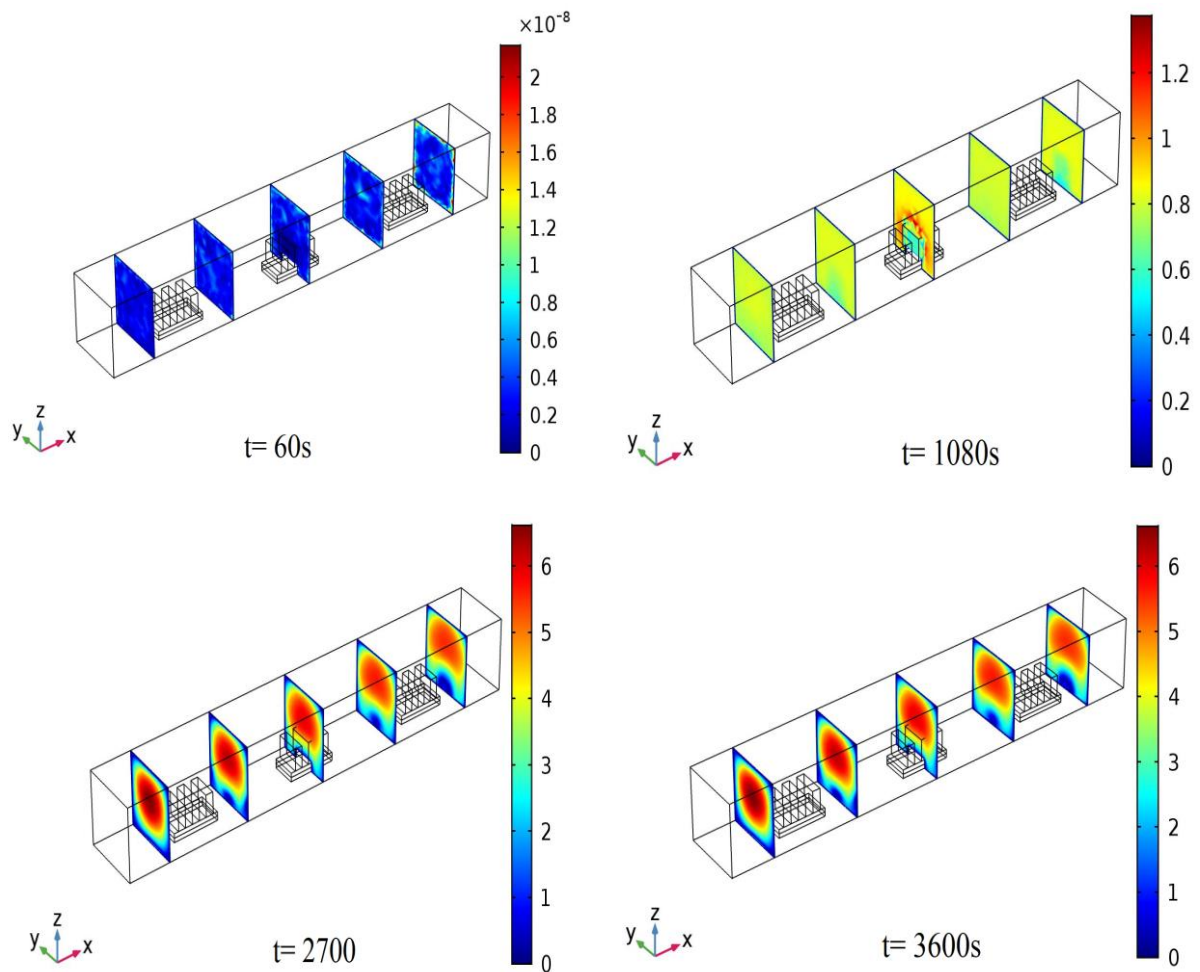


Figure IV.3 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour la position 90° et pour différents temps sous les conditions $q_w = 5 \text{ W}$ et $U_0 = 3.6 \text{ m/s}$.

IV.5 Distribution de la pression en transitoire pour la position de 90° des ailettes par rapport au sens d'écoulement de l'air

La distribution spatiale de la pression lors de l'écoulement de l'air à travers le canal horizontal sous les mêmes conditions mentionnées précédemment est présentée dans la figure IV.4. On constate qu'aucun changement dans la phase de la convection naturelle au niveau de distribution de la pression, parce qu'il n'y a pas d'écoulement de l'air à l'intérieur du canal. Mais pendant la phase de la convection forcée, le changement de la pression le long du canal est spatio-temporelle, elle varie fortement en espace, et très faible en fonction du temps. A cause de la grande vitesse d'écoulement de l'air à l'entrée du canal, le régime permanent est très vite assuré. La distinction entre la distribution de la pression aux différents instants n'est pas remarquable.

Nous notons que la zone de fortes pressions est la zone frontale des bases des dissipateurs thermiques et des composants électroniques. Cela peut s'expliquer par le fait que l'air frappe les bases en aluminium solide, et dans le cas des ailettes en mousse métallique, l'air pénètre dans la mousse d'aluminium.

Les fortes pressions sont correspondues au niveau du premier dissipateur thermique, moins fortes pour le deuxième dissipateur thermique et faible pour la troisième dissipateur thermique.

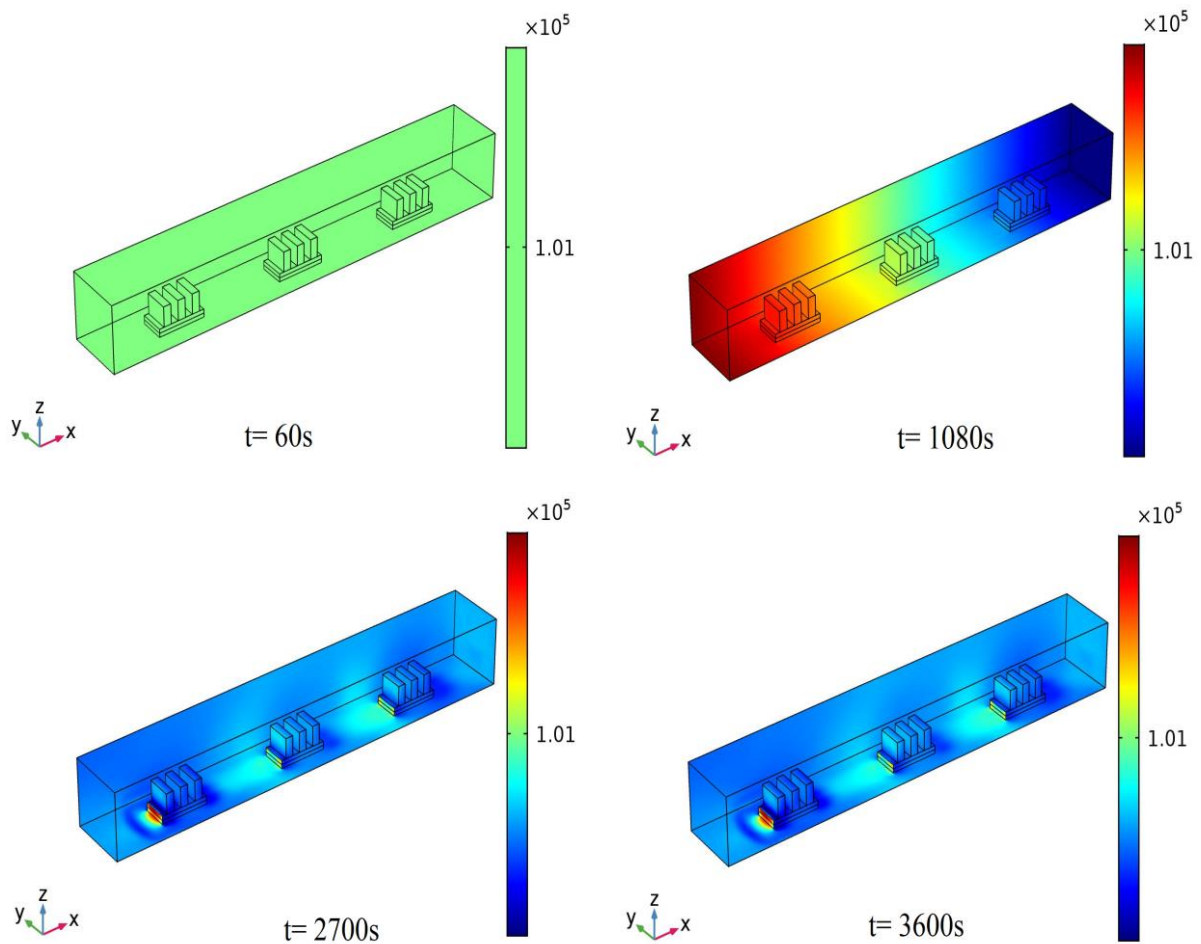


Figure IV.4 : Distribution de la pression au sein du canal pour la position 90° et pour différents temps sous les conditions $q_w = 5\text{ W}$ et $U_0 = 3.6\text{ m/s}$.

IV.6 Distribution de la température en transitoire la position de 0° des ailettes par rapport au sens d'écoulement de l'air

La distribution de la température en fonction du temps à l'intérieur du canal est illustrée par la figure IV.5. Dans le deuxième cas, la position des ailettes est parallèle (0°) par rapport au sens d'écoulement de l'air. Nous avons pris en compte les mêmes conditions imposées et les mêmes instants temporels que dans le premier cas. Comme dans le cas précédent, il y a deux phases pour étudier le processus de refroidissement des composants électriques par l'air à l'intérieur du canal horizontal. La température maximale atteinte est de 335K dans la première phase correspondante au chauffage par convection naturelle, Mais lorsque l'air entre dans le canal et que la phase de refroidissement par convection forcée commence, la température chute à 314K, elle est plus élevée que le premier modèle, où la température après la phase de refroidissement atteignait 303K, soit une différence de 11K. Cela montre la performance du premier modèle dans le processus de refroidissement des composants électroniques par l'air.

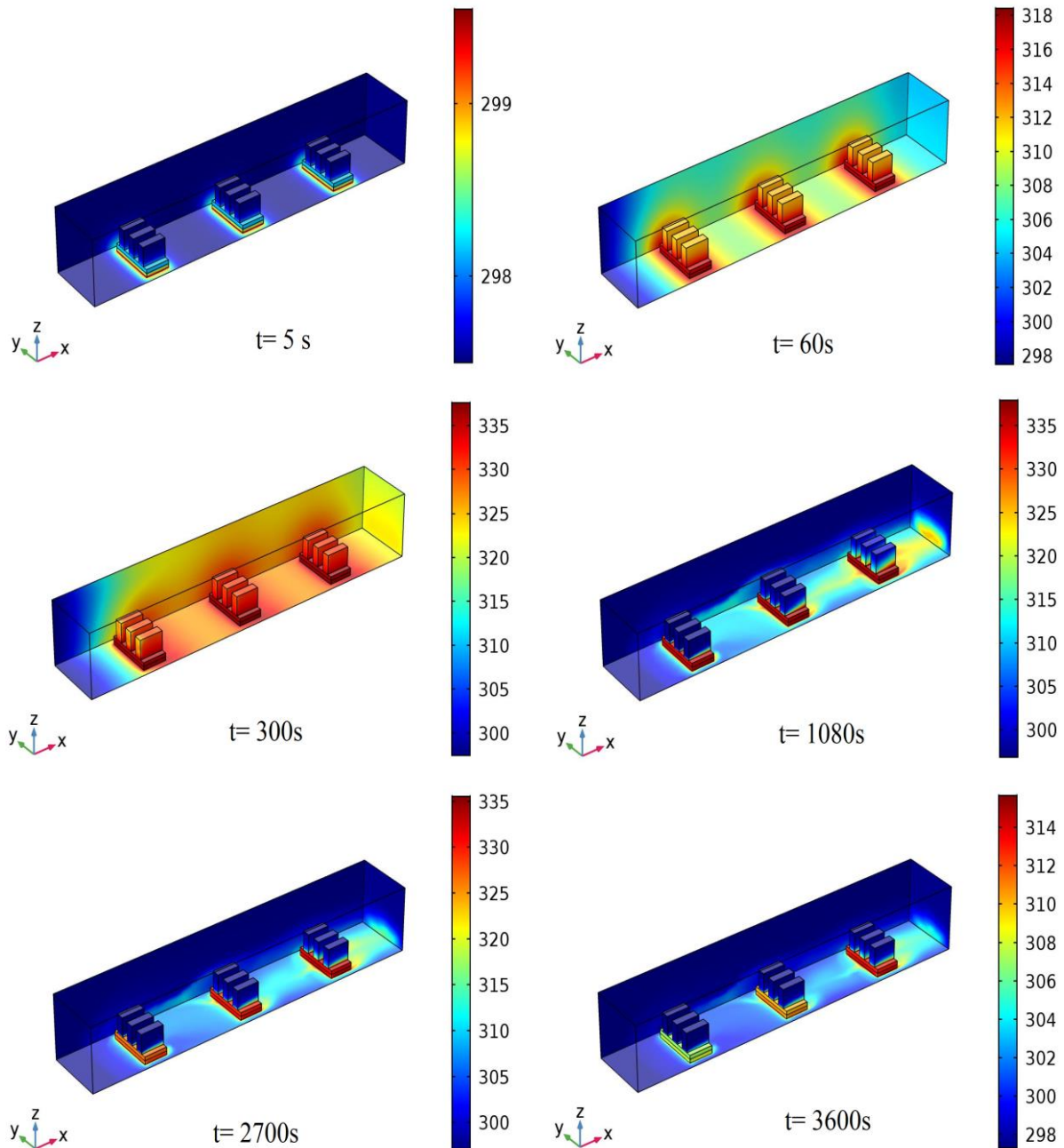


Figure IV.5: Distribution de la température en fonction du temps dans le canal pour la position 0° et sous les conditions $q_w = 5 \text{ W}$ et $U_0 = 3.6 \text{ m/s}$.

IV.7 Distribution de la vitesse en transitoire pour la position de 0° des ailettes par rapport au sens d'écoulement de l'air

La distribution de la vitesse de l'air à l'intérieur du canal comportant les sources thermiques refroidies par les dissipateurs à ailettes en mousses d'aluminium est présentée dans la figure IV.6. Sous les mêmes conditions imposées de flux thermique et de la vitesse de l'air à l'entrée du canal que les cas précédents, on peut toujours remarquer que la distribution

de la vitesse de l'air à l'intérieur du canal est importante autour et au-dessus des dissipateurs thermiques et elle prend des valeurs très faibles à côté des parois du canal. De plus, la vitesse à l'intérieur du canal a également augmenté pour atteindre 7 m/s, alors qu'elle atteignait 6 m/s par rapport au modèle précédent. Cela peut être expliqué par la position des ailettes des dissipateurs thermiques qui étaient parallèles (0°) à la direction d'écoulement de l'air. L'augmentation des vitesses conduit à l'amélioration du transfert thermique convection entre l'air et les dissipateurs thermiques.

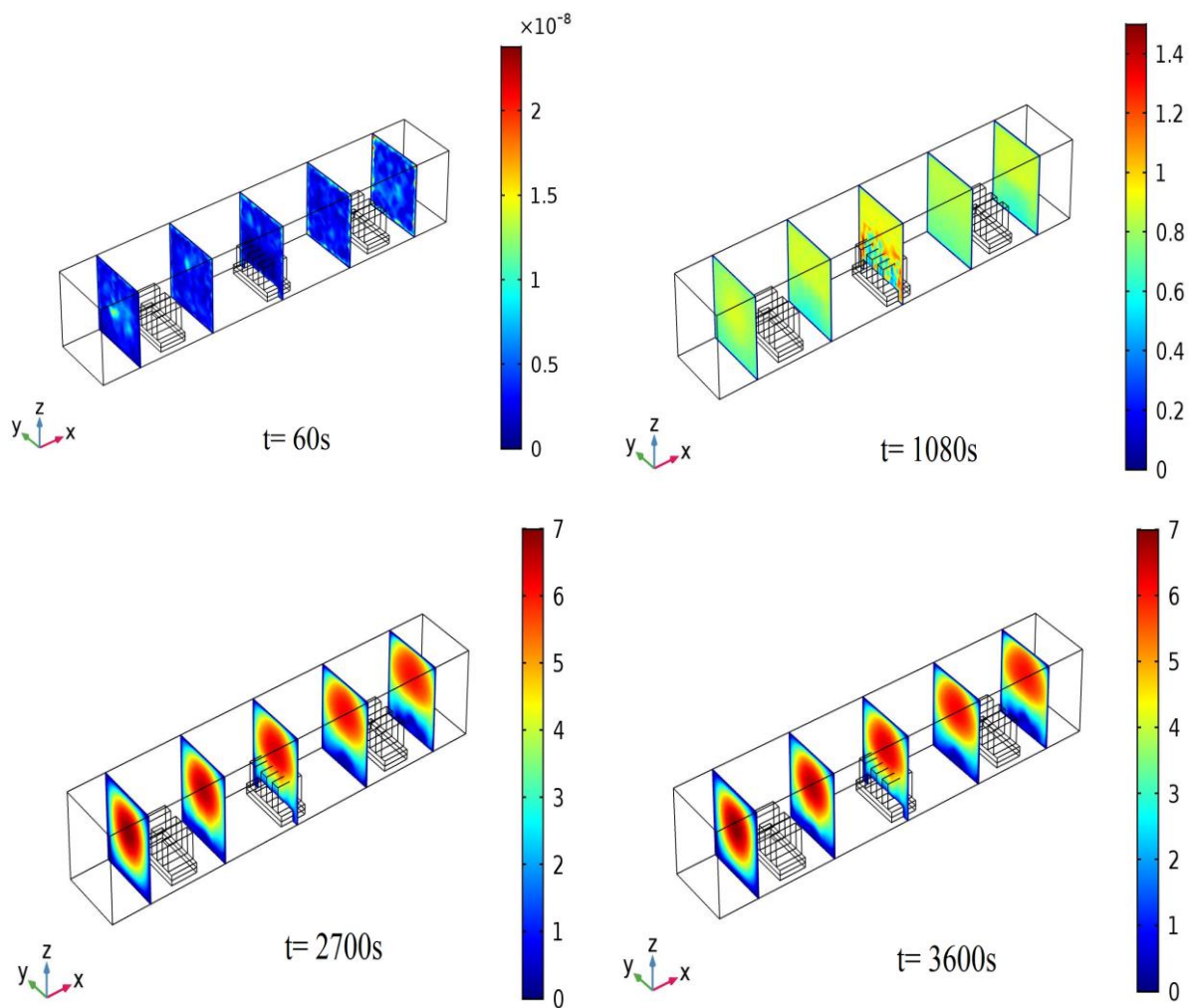


Figure IV.6 : Distribution de la vitesse au sein du canal correspondant à des instants différents, pour la position 0° et sous les conditions $q_w = 5 \text{ W}$ et $U_0 = 3.6 \text{ m/s}$.

IV.8 Distribution de la pression en transitoire pour la position 0° des ailettes par rapport au sens d'écoulement de l'air

La distribution spatiale de la pression de l'air à l'intérieur du canal est présentée dans la figure IV.6. Toujours pour les mêmes instants et sous les mêmes conditions imposées mentionnés ci-dessus, la figure montre la distribution de la pression qui est similaire au même comportement que celui du cas précédent, où les zones frontales des bases des dissipateurs thermiques à ailettes en mousse d'aluminium et les sources thermiques sont soumises à des pressions de valeurs élevées.

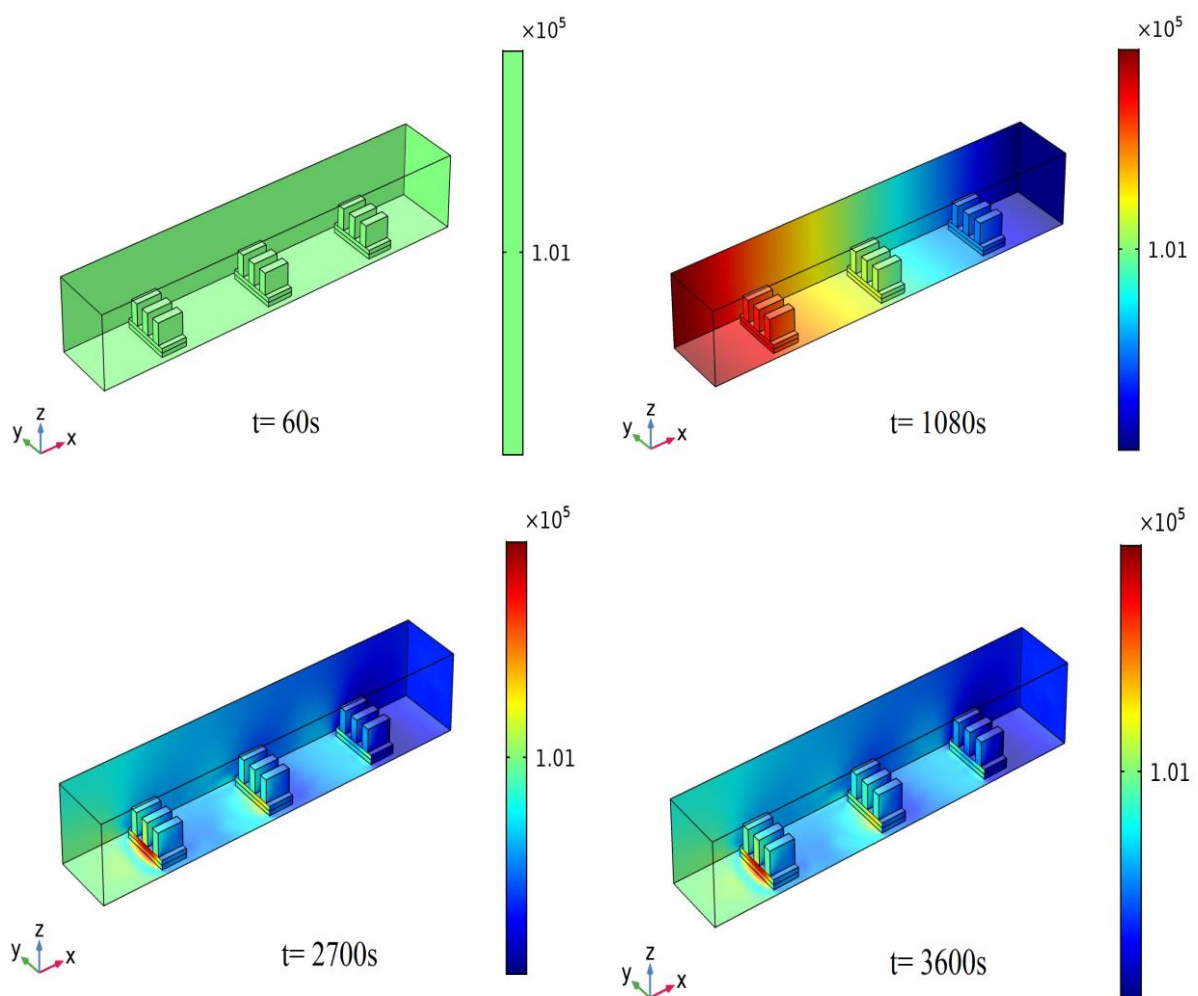


Figure IV.7 : Distribution de la pression au sein du canal à des instants différents, pour la position 0° et sous les conditions $q_w = 5 \text{ W}$ et $U_0 = 3.6 \text{ m/s}$.

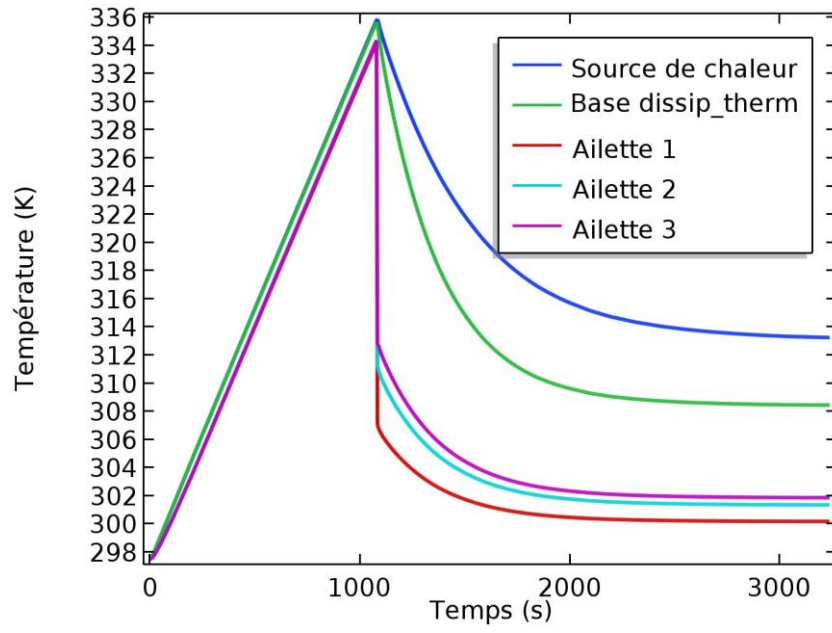
IV.9 Etude du comportement thermique en transitoire

La figure IV.8 et IV.9 montrent les variations des températures moyennes en fonction du temps pour une durée de 60 min, pour cinq points différents situés au niveau de chaque dissipateur thermique en mousse métallique pour les deux orientations 0° et 90° des ailettes et au niveau du composant électronique correspondant, ces points sont choisis comme suit: un point à la base du dissipateur, un point à la première ailette, un point à la deuxième ailette, un point à la troisième ailette et un point au niveau de la source thermique (composant électronique). On constate que l'évolution des températures passe par deux phases, Dans la première qui correspondante au chauffage pendant 1080s (ou 18 min), l'augmentation des températures est linéaire rapide, tandis que pour la deuxième phase de 1080s à 3600s (ou 42 min) qui correspondante au refroidissement, il y a une chute significative et rapide de la température des ailettes suivi d'une diminution modérée de la température de la base et du composant électronique pour chaque dissipateur thermique.

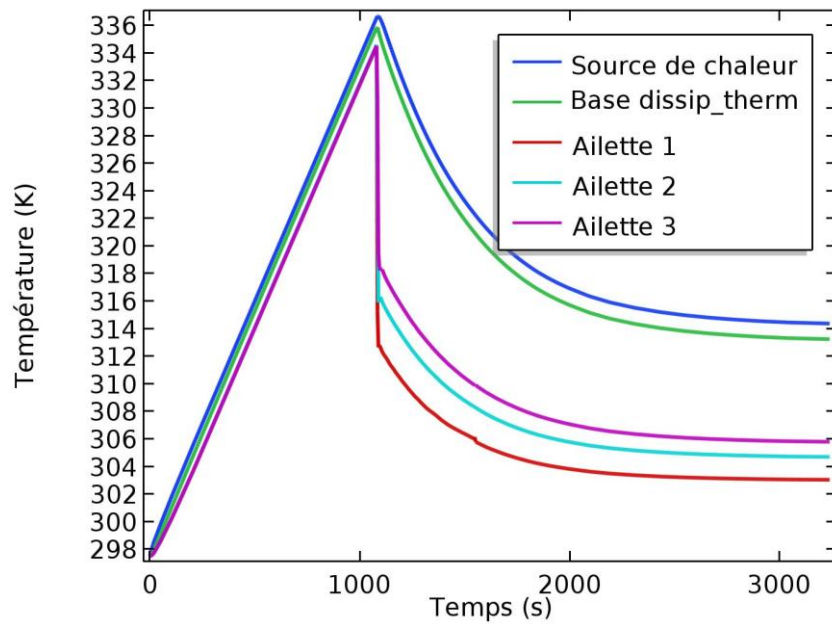
Dans les deux cas, les courbes obtenues ont la même allure générale, mais la différence réside dans les valeurs des températures à la fin de processus de refroidissement. On remarque que les températures des premiers dissipateurs thermiques sont inférieures aux deuxièmes et troisièmes dissipateurs thermiques, car les ailettes des premiers dissipateurs thermiques sont exposées au flux d'air en premier. Cela conduit à ce que les premiers dissipateurs thermiques à chauffer l'air avant qu'il n'atteigne les deuxièmes et les troisièmes dissipateurs thermiques, ce qui réduit la différence de températures entre l'air et les dissipateurs thermiques, ce qui réduit encore le transfert de chaleur. Aussi, les premières ailettes qui reçoivent l'air en premier ont une température plus basse que les ailettes qui suivent.

On peut également observer que les températures des ailettes sont inférieures aux températures de la base et du composant électronique de chaque dissipateur thermique, cela est principalement dû au fait que les ailettes sont en mousse métallique qui offre une grande surface d'échange par unité de volume et cela contribue à augmenter la surface de contact avec l'air et par conséquent améliorer l'échange de chaleur.

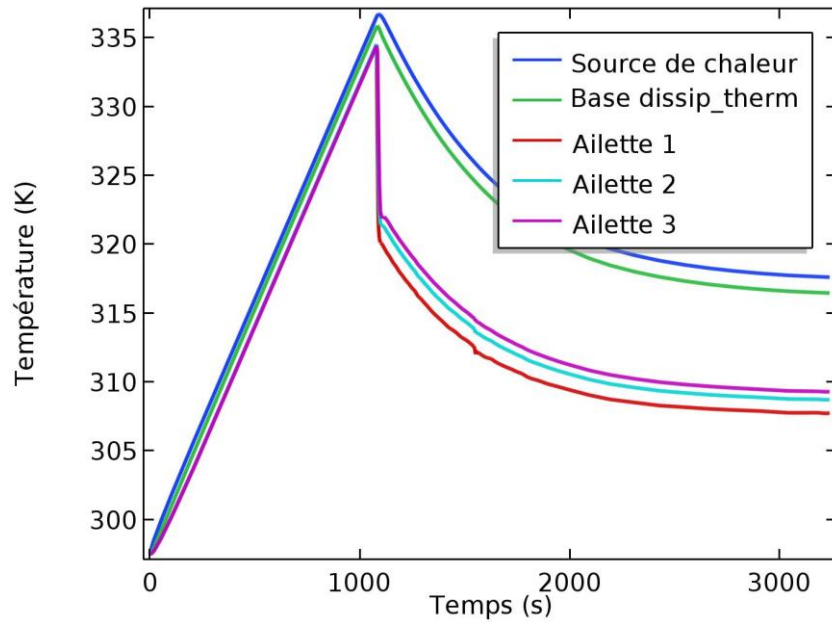
En général, la plupart des chutes des températures auxquelles l'orientation est de 90° sont inférieures à celles auxquelles l'orientation est de 0° .



(a)

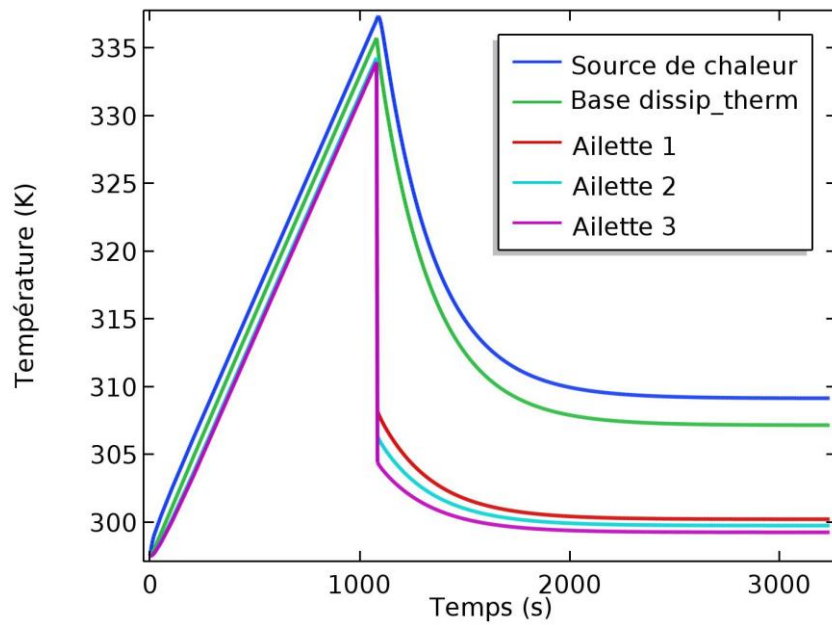


(b)

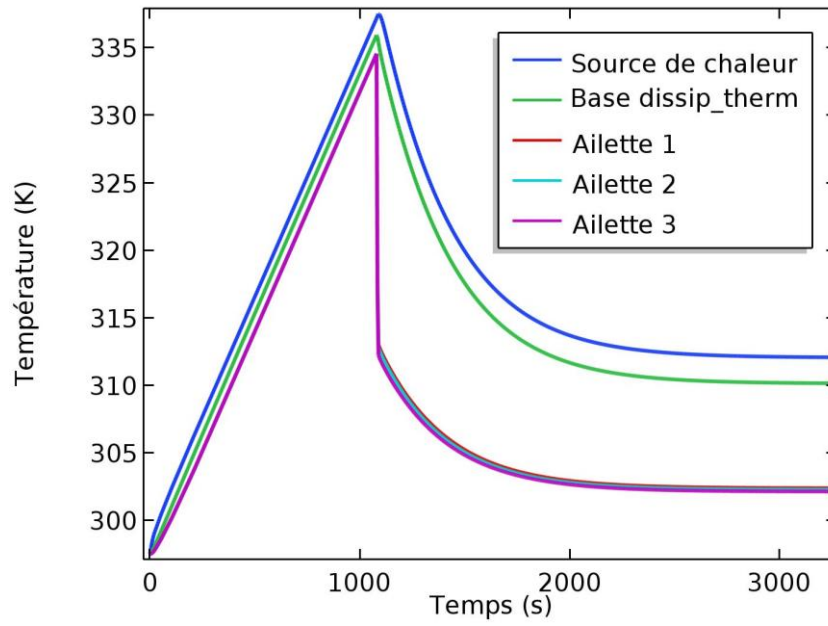


(c)

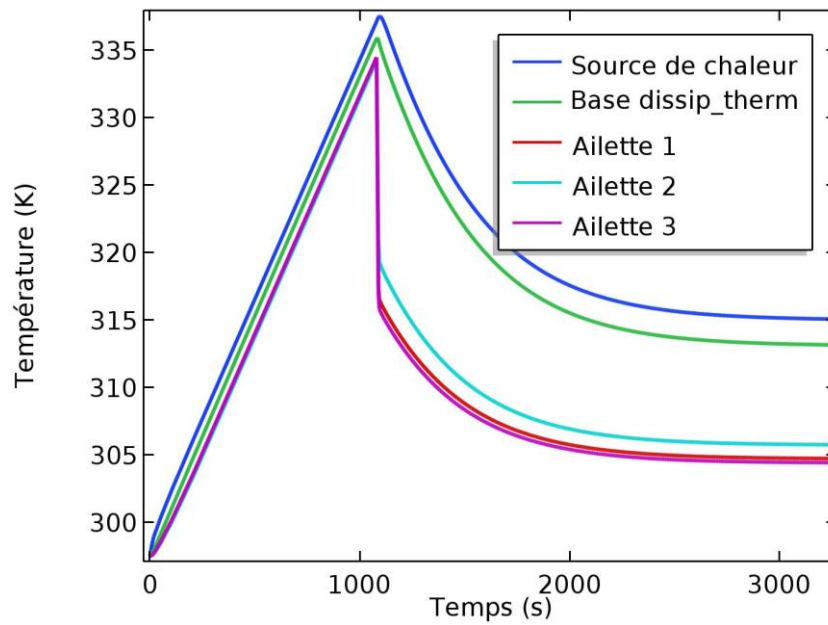
Figure IV.8 : Températures transitoires des dissipateurs thermiques en mousse métallique et des composants électroniques. (a) Dissipateur thermique 1, (b) Dissipateur thermique 2 et (c) Dissipateur thermique 3.pour la position 90°.



(a)



(b)



(c)

Figure IV.9 : Températures transitoires des dissipateurs thermiques en mousse métallique et des sources thermiques. (a) Dissipateur thermique 1, (b) Dissipateur thermique 2 et (c) Dissipateur thermique 3 pour la position 0° .

IV. 10 Etude du comportement thermohydraulique

Les figures IV.10, IV.11, IV.12, IV.13 et IV.14 montrent une comparaison de la variation des caractéristiques thermiques et de performance des trois dissipateurs thermiques à ailettes en mousse d'aluminium pour l'orientation de 0° en fonction de la variation du nombre de Reynolds. Ces caractéristiques sont respectivement: le coefficient du transfert thermique, le nombre de Nusselt, la chute de pression linéaire, le coefficient de frottement et le rapport de performance thermique. Comme on peut le voir sur ces Figures, les paramètres thermohydrauliques du premier dissipateur thermique à ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium sont tous élevés par rapport aux deuxième et troisième dissipateurs thermiques, à la différence que le troisième dissipateur thermique qui présente un rapport de performances thermiques plus supérieure que ceux des deux autres en raison de la chute de pression modérée au niveau de ce dissipateur thermique.

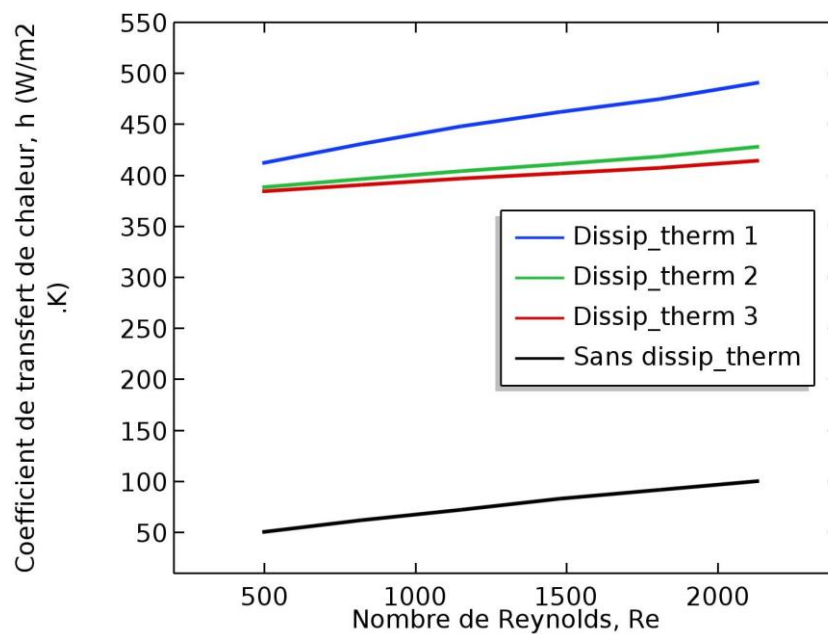


Figure IV.10 : Le coefficient de transfert thermique h en fonction du nombre de Reynolds pour une orientation de 0 degré.

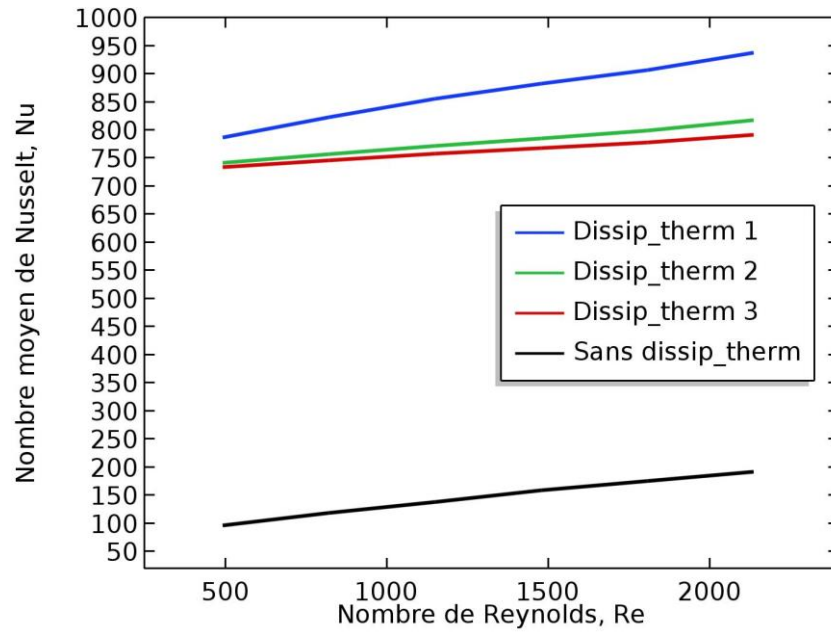


Figure IV.11 : Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour une orientation de 0 degré.

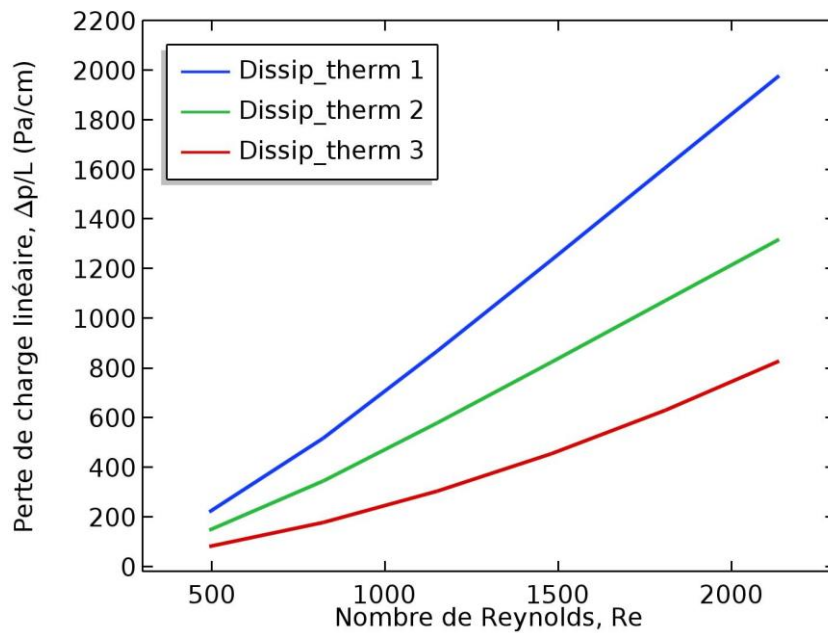


Figure IV.12 : La chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour une orientation de 0 degré.

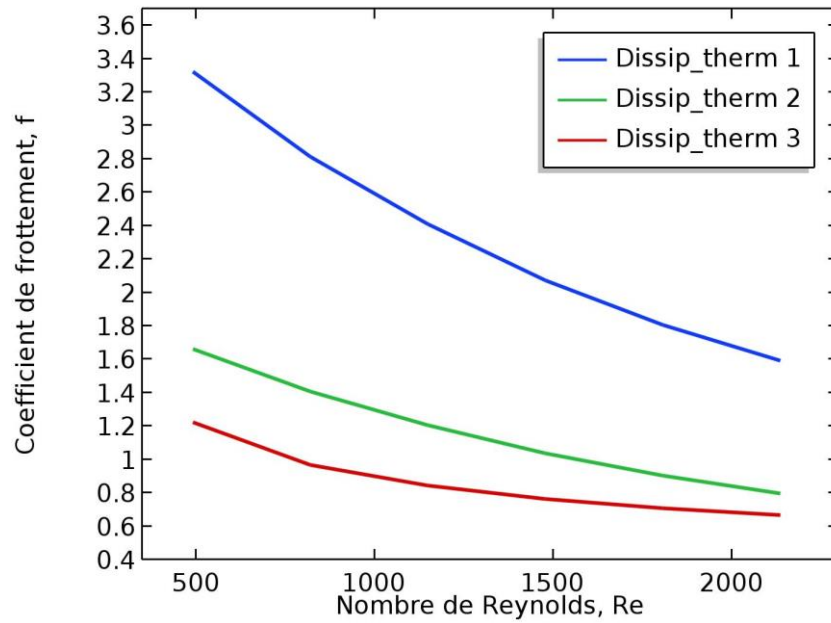


Figure IV.13 : Le coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour une orientation de 0 degré.

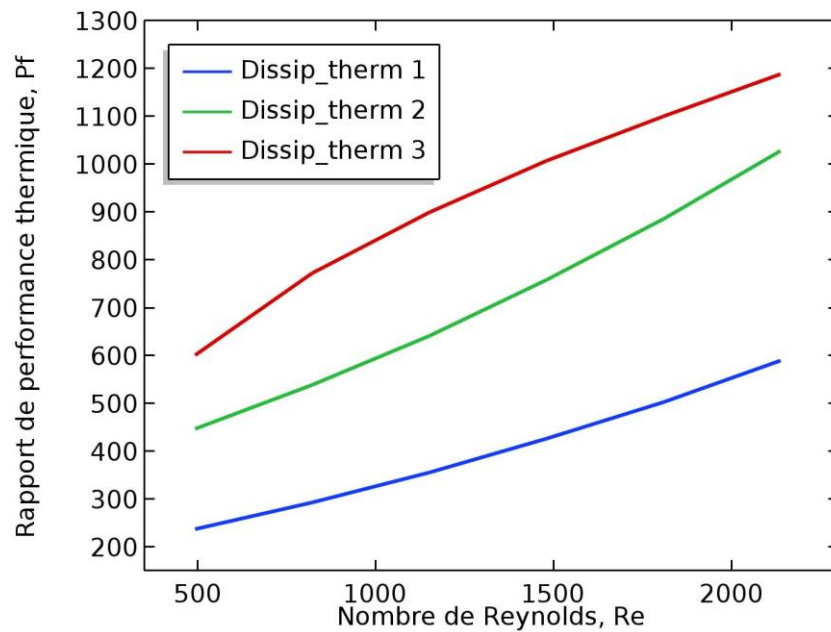


Figure IV.14 : La performance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour 0 degré.

Les figures IV.15, IV.16, IV.17, IV.18 et IV.19 montrent une comparaison de la variation des caractéristiques thermiques et de performance des trois dissipateurs thermiques à ailettes en mousse d'aluminium pour l'orientation de 90° en fonction de la variation du nombre de Reynolds. Comme les figures précédentes concernant l'orientation 0° , les paramètres thermo-hydrauliques du premier dissipateur thermique à ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium sont tous élevés par rapport aux deuxième et troisième dissipateurs thermiques, à la différence que le troisième dissipateur thermique qui présente un rapport de performances thermiques supérieure à ceux des deux autres en raison de la chute de pression modérée au niveau de ce dissipateur thermique. Mais l'écart entre les variations de ces valeurs en fonction du nombre de Reynolds est un peu serré à cause de l'orientation des ailettes qui ne favorise pas les échanges thermiques en comparaison avec l'orientation 0° .

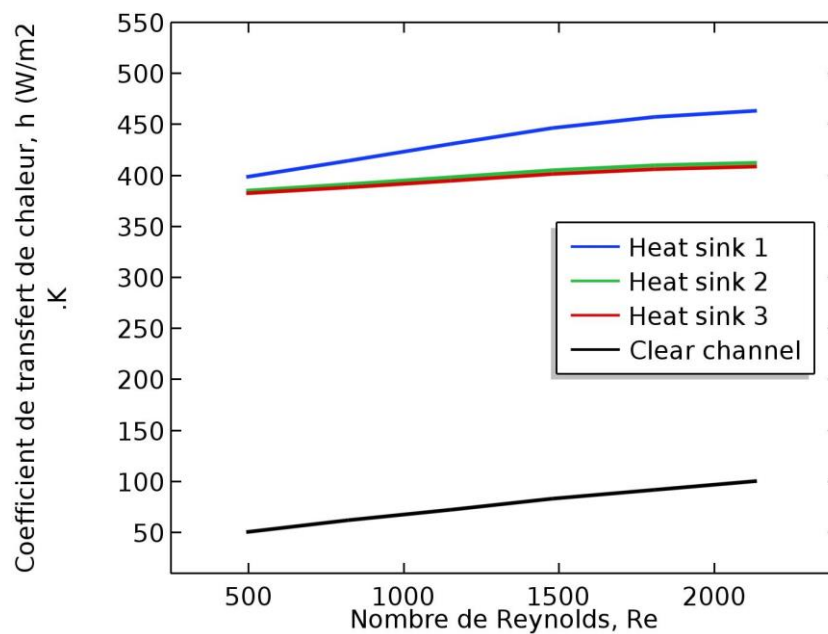


Figure IV.15 : Le coefficient de chaleur h en fonction du nombre de Reynolds pour 90° degrés.

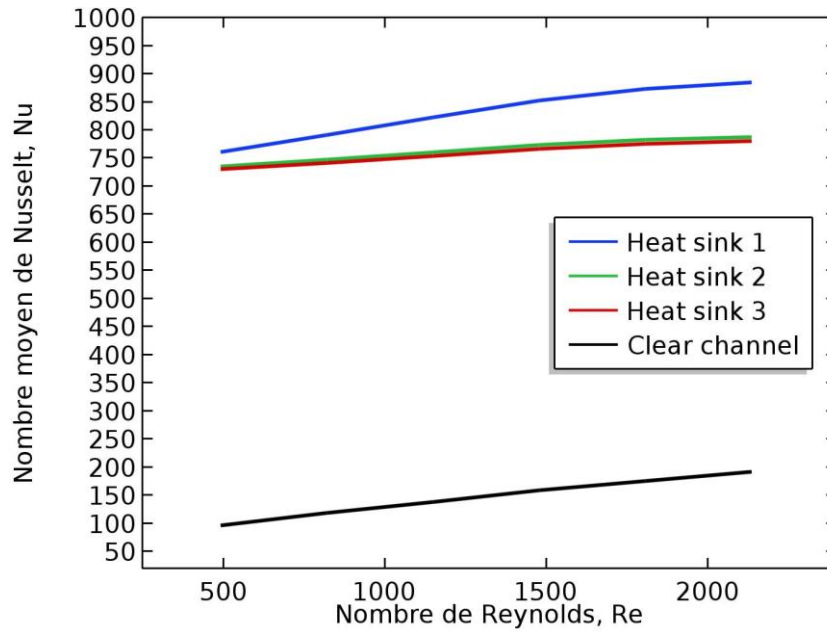


Figure IV.16 : Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour 90 degrés.

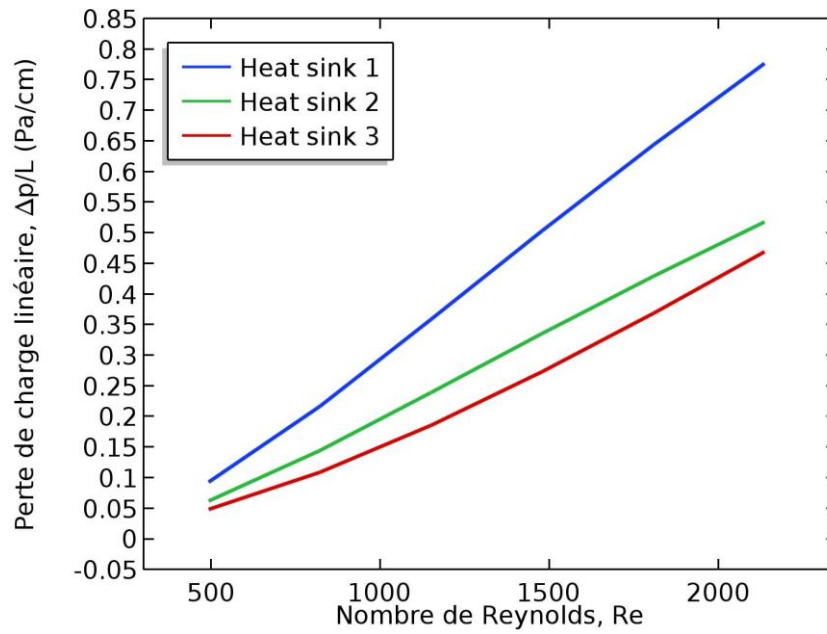


Figure IV.17 : La chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour 90 degrés.

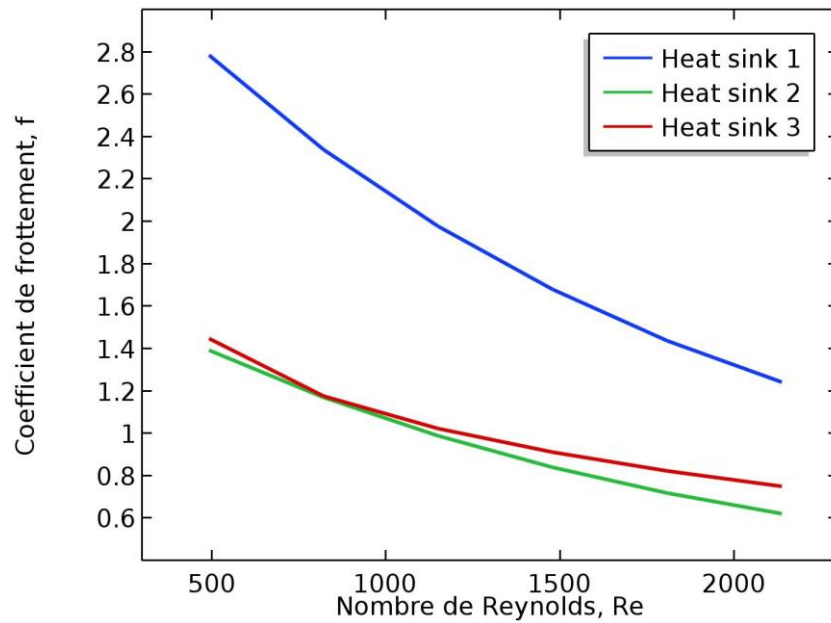


Figure IV.18 : Le coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour 90 degrés.

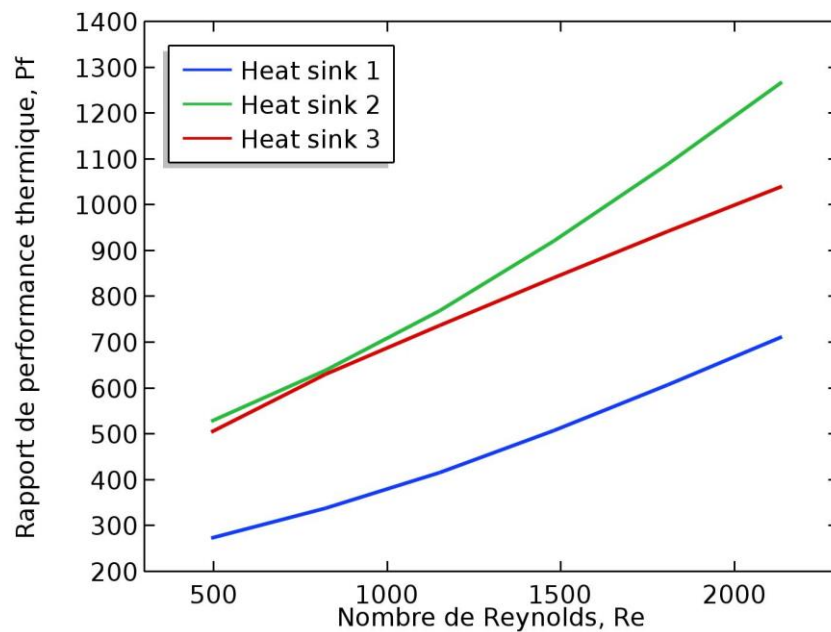


Figure IV.19 : La performance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour 90 degrés.

IV.11 Etude paramétrique

Dans cette section, on fait une étude paramétrique afin de montrer les effets des paramètres morphologiques tels que la porosité (ε) et la densité de pores (PPI) sur les caractéristiques et les performances thermo-hydrauliques des dissipateurs thermiques à ailettes en mousse d'aluminium pour un nombre de Reynolds variable.

IV.11.1 Influence de la porosité

L'impact de la variation de la porosité de la mousse d'aluminium sur les caractéristiques thermo hydrauliques des dissipateurs thermiques sont montrés sur les figures IV.20, IV.21, IV.22 et IV.23 illustrées ci-dessous.

La figure IV.20 présente l'influence de l'augmentation de la porosité $\varepsilon = 0.85 \sim 0.97$ de la mousse d'aluminium sur le coefficient de convection thermique (h). Comme on peut le voir clairement, l'augmentation de la porosité sert à diminuer linéairement le coefficient de convection thermique pour différentes valeurs de la vitesse d'entrée de l'air au canal. La même remarque que l'on peut constater sur la figure IV.21, l'augmentation de la porosité conduit à diminuer le nombre de Nusselt (Nu). Ceci peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la porosité fait augmenter le vide occupé par l'air et fait diminuer le volume de l'aluminium, ce qui minimise la surface d'échange entre l'air et la mousse métallique, par conséquent le coefficient de convection thermique et le nombre de Nusselt diminuent simultanément. Par contre l'agrandissement des volumes des pores suite à l'augmentation de la porosité favorise l'augmentation du facteur de frottement f et de la chute de pression montrée sur la figure IV.22. Suite à la chute de pression importante, le rapport de performance se trouve presque inchangé à l'augmentation de la porosité montrée à la figure (IV.23).

L'explication de ce phénomène généralement observé en pratique c'est que la mousse d'aluminium comme un milieu poreux sert à évacuer le flux thermique fourni par les sources thermiques par le transfert thermique conjugué, par conduction rapide le long des ligaments, et par convection forcée dans les pores, mais en augmentant la porosité nous diminuons le transfert par conduction, ce qui diminue par conséquent le taux de flux thermique emporté par convection et diminue le coefficient h et aussi le nombre moyen de Nusselt (Nu).

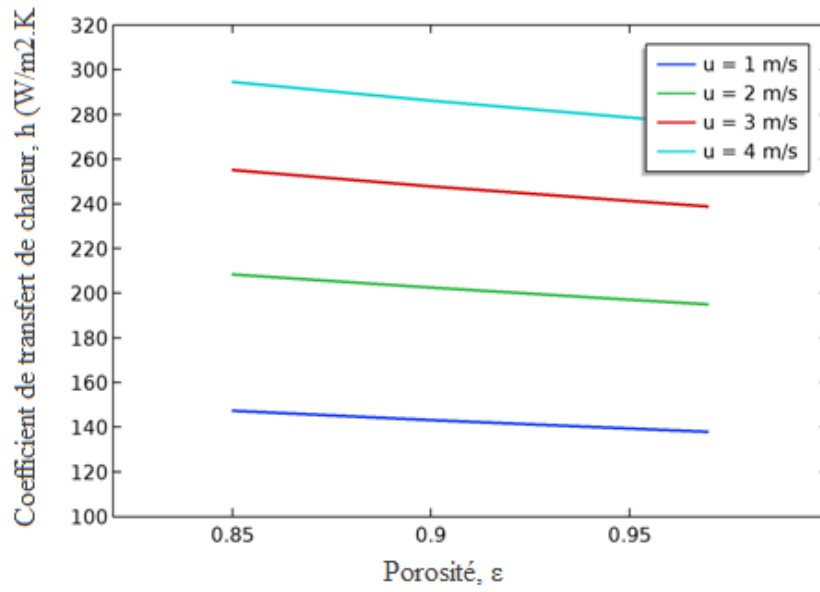


Figure IV.20: L'effet des porosités sur le coefficient de transfert de chaleur h pour différentes vitesses d'entrée d'air.

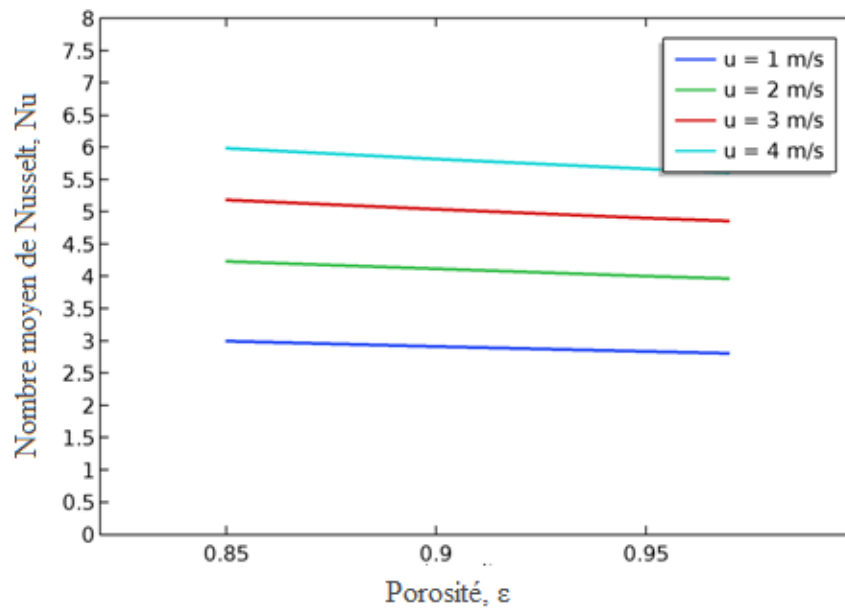


Figure IV.21: L'effet des porosités sur le nombre de Nusselt Nu pour différentes vitesses d'entrée d'air.

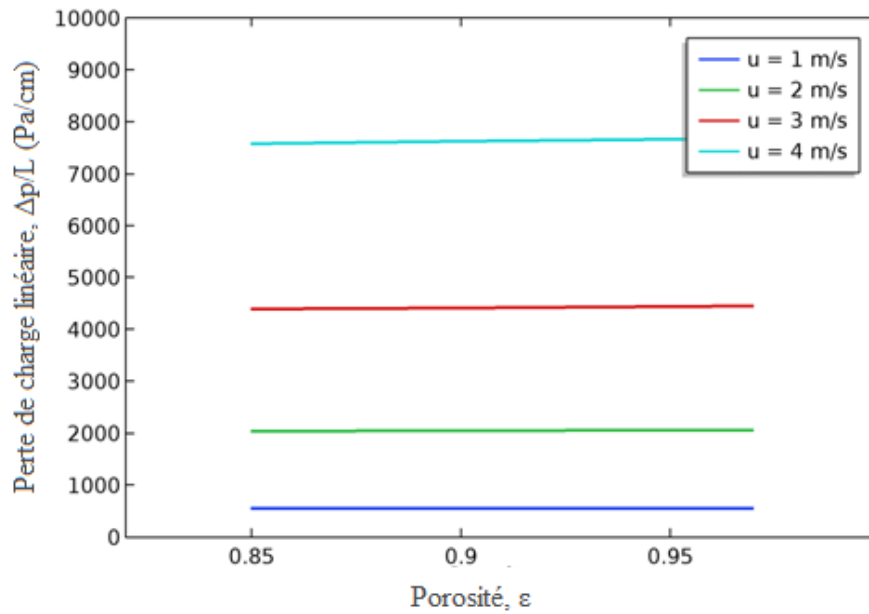


Figure IV.22: L'effet des porosités sur la perte de charge linéaire ΔP pour différentes vitesses d'entrée d'air.

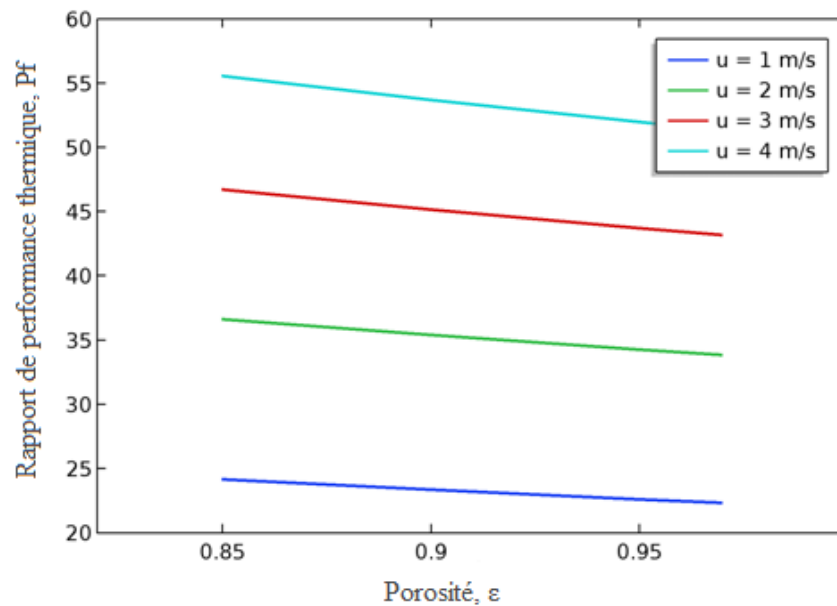


Figure IV.23: L'effet des porosités sur les performances thermiques P_f pour différentes vitesses d'entrée d'air.

IV.11.2 Influence de la densité des pores

L'augmentation de la densité des pores au sein de la mousse métallique c'est arrivé à augmenter le nombre de pores dans le corps de la mousse tout en gardant le même volume du métal, c'est-à-dire augmenter la surface d'échange interfaciale entre l'air et les ligaments, et augmenter par conséquent le coefficient de transfert par convection tout en gardant l'échange par conduction le même le long des ligaments constitués de métal, ce qui favorise l'augmentation de toutes les caractéristiques thermiques des ailettes en mousse d'aluminium, y compris le nombre de Nusselt moyen, et le rapport de performance thermique des dissipateurs thermiques. Mais il reste à noter que l'augmentation de la densité des pores, sert à augmenter le facteur de frottement et la chute de pression au niveau des ailettes des dissipateurs thermiques.

Les figures IV.24 à IV.27 montrent l'effet de l'augmentation de la densité de la porosité sur les caractéristiques thermiques et de performance des dissipateurs thermiques pour des vitesses variables de l'air à l'entrée du canal. La figure IV.24 montre l'influence de l'augmentation de la densité des pores (10, 20, 30 et 40 PPI) de la mousse d'aluminium sur le coefficient de convection thermique (h). On peut observer clairement que l'augmentation de la densité des pores conduit à augmenter linéairement le coefficient de convection thermique pour différentes valeurs de la vitesse d'entrée de l'air au canal. La même remarque que l'on peut constater sur la figure IV.25, l'augmentation de la densité des pores conduite à augmenter le nombre de Nusselt moyen (Nu).

La perte de charge linéaire (ΔP) dans le canal en fonction de la densité des pores pour différentes valeurs de la vitesse d'entrée est présentée sur la figure IV.26. On peut voir que la perte de charge ou la chute de pression est augmenté significativement avec l'augmentation de la densité des pores.

La figure IV.27 montre que la performance thermique des dissipateurs augmenter avec l'augmentation de la densité des pores, suite à l'intensification significative des échanges thermiques par l'augmentation du nombre de pores au niveau de la mousse métallique, et l'intensification de la convection par augmentation de la surface interfaciale d'échange.

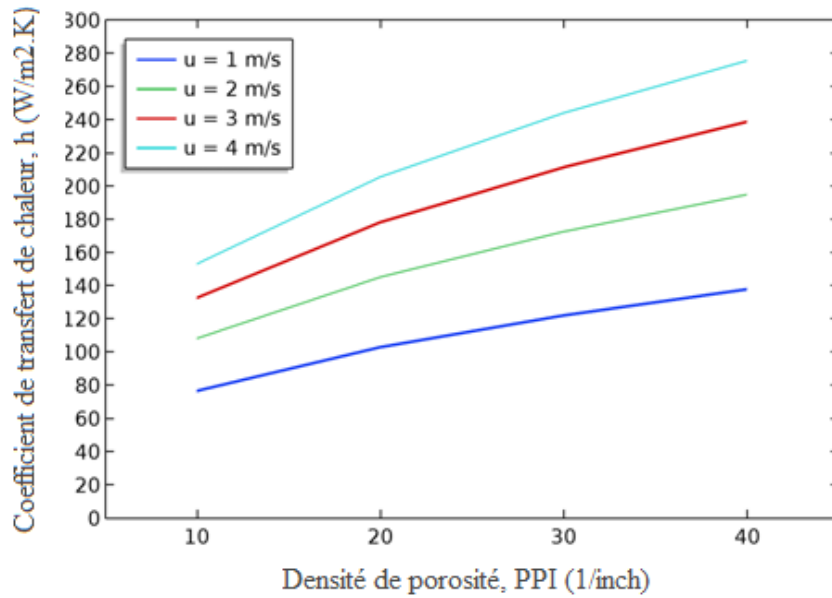


Figure IV.24: L'effet des PPI sur le coefficient de transfert de chaleur h pour différentes vitesses d'entrée d'air.

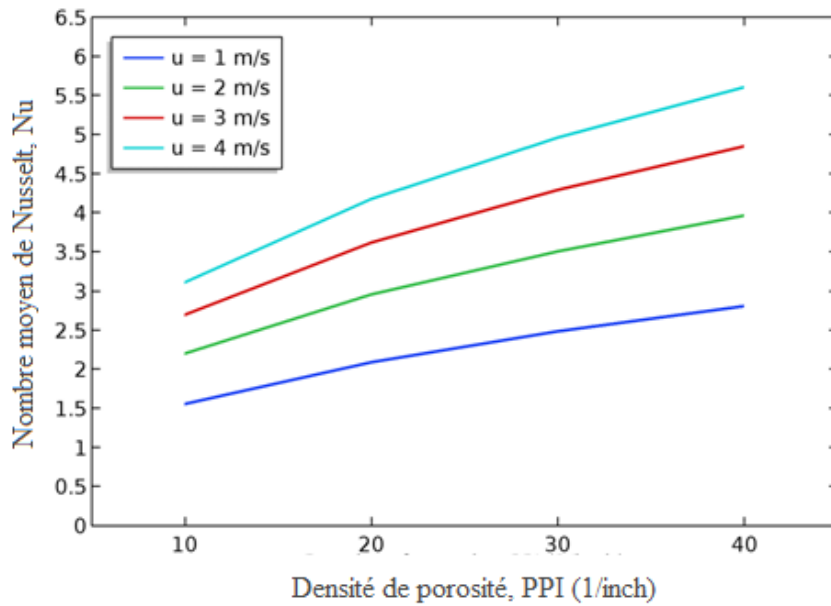


Figure IV.25: L'effet des PPI sur le nombre de Nusselt moyen Nu pour différentes vitesses d'entrée d'air.

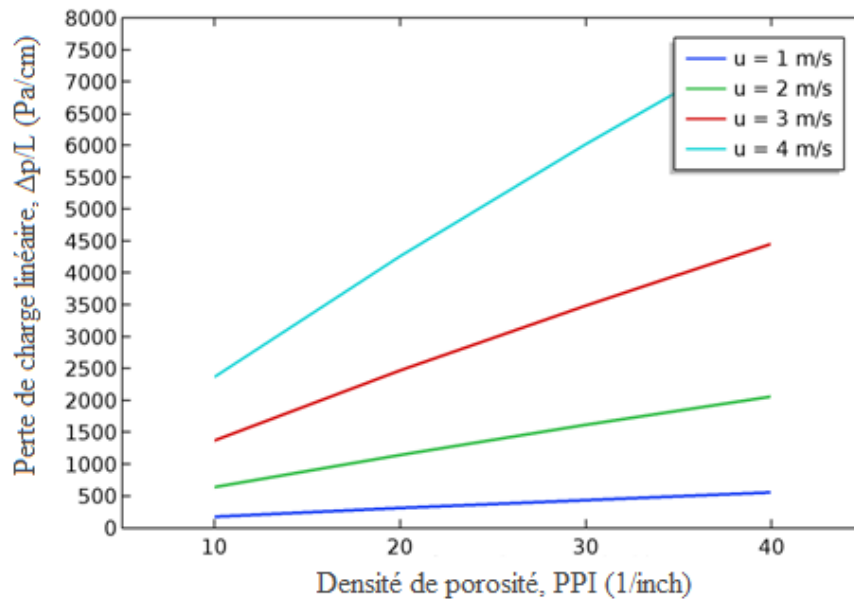


Figure IV.26: L'effet des PPI sur la perte de charge linéaire ΔP pour différentes vitesses d'entrée d'air.

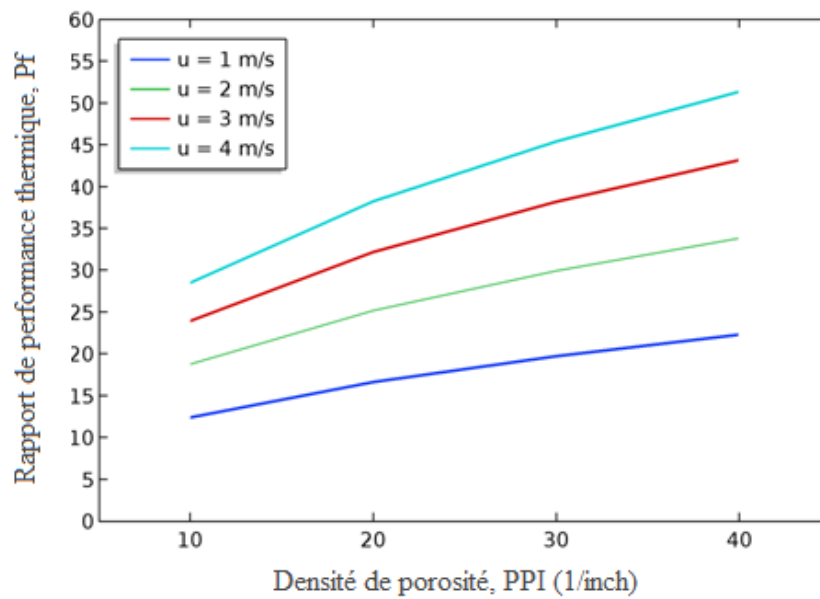


Figure IV.27: L'effet des PPI sur les performances thermiques P_f pour différentes vitesses d'entrée d'air.

IV.1.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons discuté les résultats numériquement issus de la présente étude de simulation numérique par le logiciel COMSOL de l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un canal horizontal comprenant trois sources thermiques (puces électroniques) refroidies par des dissipateurs thermiques à ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium.

Les résultats numériques obtenus montrent que les dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium offrent une meilleure dissipation thermique par rapport aux dissipateurs thermiques conventionnels et au canal libre c.-à-d. sans dissipateurs thermiques.

Une étude paramétrique indique que l'effet de la porosité (ϵ) est moins sensible que l'effet de la densité des pores (PPI) sur les caractéristiques et les performances thermo-hydrauliques des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium. Alors qu'il a été constaté que l'augmentation de la densité des pores (PPI) conduit à une augmentation des performances thermiques. De plus, la performance thermique diminue avec l'augmentation de la porosité.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce travail de thèse est une contribution à une simulation numérique par le logiciel COMSOL de l'écoulement laminaire de l'air au sein d'un canal horizontal comportant trois sources thermiques (puces électroniques) refroidies par des dissipateurs thermiques à ailettes rectangulaires en mousse métallique. Le but de cette étude est de déterminer le comportement thermo-hydraulique et la performance thermique de ce type de dissipateurs thermiques lors du processus de refroidissement, ainsi que l'étude des effets de la porosité et de la densité de la porosité pour un nombre de Reynolds variable. Les résultats numériques obtenus ont montré un accord parfait avec les données expérimentales disponibles dans la bibliographie, avec une erreur relative maximale de 3%.

Les importantes conclusions de ce travail de thèse peuvent être résumées aux points suivants:

- L'étude de l'indépendance du maillage utilisé et la cohérence du schéma numérique par rapport aux résultats numériques obtenus ont montré que l'utilisation de quatre maillages différents (grossier, normale, fin et très fin) donne des résultats de simulation numérique concernant la température, la vitesse et la pression avec un écart maximum entre ces types de maillage de 1,19%, ce qui permet de choisir le maillage fin pour des raisons concernant le gain en temps et mémoire.
- La comparaison des performances de refroidissement des dissipateurs en mousse métallique refroidis par air avec celle des dissipateurs en aluminium conventionnels et avec celle du canal libre sans dissipateurs sous les mêmes conditions de d'écoulement montre que les performances de refroidissement des dissipateurs en mousse d'aluminium sont plus fiables pour la gestion thermique des appareils électroniques.
- L'évolution du processus de refroidissement passe par deux étapes, dans la première correspondant au chauffage en convection libre, l'augmentation des températures est linéaire rapide, tandis que pour la deuxième phase correspondant à la convection forcée, une chute linéaire des températures causée par le refroidissement forcé par air.

- Après le processus de refroidissement les températures des dissipateurs thermiques auxquelles l'orientation est de 90° sont inférieures à celles auxquelles l'orientation est de 0° , et par conséquent, les performances thermiques des dissipateurs thermiques à 90° sont meilleures que celles des dissipateurs thermiques à 0° .
- Les premiers dissipateurs thermiques présentent les paramètres thermo-hydrauliques les plus importants par rapport aux deuxième et troisième dissipateurs thermiques et les deuxièmes dissipateurs thermiques offrent des meilleures performances thermiques par rapport aux autres dissipateurs thermiques.
- La densité des pores (PPI) a un effet plus important que la porosité (ϵ) sur les propriétés thermo-hydrauliques et les performances des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium, car l'augmentation du PPI entraîne une augmentation des performances thermiques. De plus, la performance thermique diminue avec l'augmentation de la porosité.