

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

Simulation Numérique du Comportement Thermique d'un Dissipateur
Thermique à Micro-canaux en Mousse Métallique

Devant le jury composé de :

Président : MANSOURI Khaled

Examineur : BOUKHARI Ali

Encadreur : MENECEUR Nouredine

Présenté par :

- DOUIB Nadhir

- CHIKHA Sadok

- AOUDI Mohammed Ilyasser

2020-2021

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

Nadhir

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

Sadok

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

Mohammed Ilyasser

Remerciement

Tout d'abord, nous voulions dire que grâce à ALLAH nous avons pu réaliser ce projet qui est le résultat d'un long travail.

Nos sincères remerciements à nos promoteurs MENECEUR Noureddine, pour son suivi et conseil durant l'évolution de ce travail.

Nous remercions les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.

Nous tenons également à exprimer notre gratitude à tous les enseignants de département de génie mécanique de L'université d'Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued qui ont contribué à notre formation, à mes collègues pour leurs encouragements pendant les années des études.

À tout ce qui a contribué de près ou de loin à notre formation Licence & Master.

Sommaire

Liste des figures	IV
Liste des tableaux	VI
Nomenclature	VII
Résumé	VIII

Introduction générale

Chapitre I :

Etude Bibliographique

I.1 Introduction.....	3
I.2 Etat de l'art des dissipateurs thermiques.....	3
I.3 Conclusion.....	15

Chapitre II :

Généralités sur les techniques de refroidissement par les dissipateurs à micro-canaux

II.1 Introduction.....	16
II.2 Bref Historique.....	16
II.3 Dissipateur de chaleur.....	18
II.4 Dissipateur de chaleur à micro-canaux.....	19
II.4.1 Les paramètre de conception.....	19
II.4.2 Matériau du dissipateur de chaleur.....	19
II.4.3 Le nombre d'ailettes.....	20
II.4.4 Formes des ailettes.....	21
II.4.5 Autres paramètres.....	21
II.5 Différents types de dissipateurs de chaleur.....	22
II.5.1 Dissipateurs de chaleur actifs.....	22
II.5.2 Dissipateurs de chaleur passifs.....	22
II.5.3 Dissipateur de chaleur en aluminium.....	23
II.5.4 Dissipateurs de chaleur estampés.....	23
II.5.5 Usinage de dissipateurs de chaleur.....	23
II.5.6 Dissipateurs de chaleur à ailettes collées.....	23
II.5.7 Dissipateurs de chaleur à ailettes pliées.....	23
II.5.8 Dissipateurs de chaleur Skived.....	24
II.5.9 Dissipateurs de chaleur forgés.....	24
II.5.10 Dissipateurs de chaleur à une seule ailette.....	24
II.5.11 Dissipateurs thermiques sertis.....	24
II.6 Principe du dissipateur de chaleur.....	24
II.7 Méthodes actuelles utilisées dans l'industrie.....	25
II.7.1 Refroidissement au niveau du module.....	25
II.7.1.1 Refroidissement du module interne.....	25
II.7.1.2 Refroidissement du module externe.....	25

II.7.1.3	Refroidissement par immersion.....	26
II.7.2	Refroidissement au niveau du système.....	26
II.7.2.1	Refroidissement par air.....	26
II.7.2.2	Refroidissement hybride air-eau.....	27
II.7.2.3	Systèmes de refroidissement liquide.....	28
II.7.2.4	Systèmes refroidis par réfrigération.....	28
II.8	Conclusion.....	29

Chapitre III :

Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux en mousse d'aluminium

III.1	Introduction.....	30
III.2	Présentation de logiciel de simulation.....	31
III.2.1	Présentation du COMSOL.....	31
III.2.2	Avantages de conception avec COMSOL Multiphysics.....	31
III.2.3	Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics.....	31
III.2.4	Utilisation COMSOL.....	32
III.2.4.1	Choix du modèle.....	32
III.2.4.2	Géométrie de la structure.....	32
III.2.4.3	Physique du modèle.....	33
III.2.4.3.1	Définition du matériau.....	33
III.2.4.3.2	Définition des conditions aux limites.....	33
III.2.4.3.3	Définitions du chargement extérieur.....	33
III.2.4.4	Maillage.....	33
III.2.4.5	Simulation.....	33
III.2.4.6	Visualisation des résultats.....	33
III.3	Formulation mathématique	34
III.4	Étapes de simulation.....	35
III.5	Conclusion.....	42

Chapitre IV :

Résultats et discussion

IV.1	Introduction.....	43
IV.2	Résultats et discussion.....	43
IV.2.1	Effet de la vitesse d'écoulement d'eau sur les performances thermique de dissipateur.....	43
IV.2.2	Effet de la taille des pores de la mousse sur la distribution de la température à travers le dissipateur.....	47
IV.2.3	Effet de la puissance thermique dissipé par le composant électronique sur la distribution de la température.....	48
IV.2.4	Influence de la porosité de mousse sur les performances thermiques de dissipateur.....	49

IV.3 Conclusion.....	52
-----------------------------	-----------

Conclusion Générale

Références bibliographiques	55
------------------------------------	-----------

Liste des figures

Fig.I.1	Champs d'écoulement pour un dissipateur thermique à micro-canaux.	5
Fig.I.2	Dissipateur thermique à mini-canaux sous convection forcée.	6
Fig.I.3	Schéma de principe d'un MCHS poreux.	8
Fig.I.4	Échantillons d'essai : (a) dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes (FMF) ; (b) dissipateurs thermiques en mousse métallique (MF).	10
Fig.I.5	(a) Diagramme schématique du dissipateur thermique à micro canaux et (b) dimensions géométriques du domaine de calcul (unité : μm).	14
Fig.II.1	Augmentation de la complexité du circuit électronique.	16
Fig.II.2	L'évolution chronologique du flux de chaleur au niveau de la puce.	17
Fig.II.3	Schéma présenté les principales causes de défaillance de l'électronique.	18
Fig.II.4	Paramètres de conception du dissipateur de chaleur.	19
Fig.II.5	Conductivités thermiques des matériaux de dissipateur thermique courants et candidats possibles.	20
Fig.II.6	Cu MHE avec canaux moulés, plénums coupés et trous percés.	20
Fig.II.7	Deux dissipateurs de chaleur avec une géométrie d'ailette différente.	21
Fig.II.8	Différents types de dissipateurs de chaleur.	22
Fig.II.9	Dissipateur de chaleur en aluminium.	23
Fig.II.10	Principe du dissipateur de chaleur.	24
Fig.II.11	Coupe transversale d'un module typique indiquant la région de refroidissement interne et la région de refroidissement externe	25
Fig.III.1	Schéma de dissipateur thermique à micro canaux en mousse d'aluminium étudiée.	30
Fig.III.2	Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.	32
Fig.III.3	La première étape est la création de la géométrie.	35
Fig.III.4	Ajouter un flux laminaire (Laminar flow).	35
Fig.III.5	Menu de sélection le type d'étude.	36
Fig.III.6	Définitions des paramètres de modèle (dimensions et caractéristiques).	36
Fig.III.7	Menu d'exécution de géométrie.	37
Fig.III.8	La forme finale de la géométrie dessinée par Comsol.	37
Fig.III.9	Menu des étapes pour la sélection des matériaux.	38
Fig.III.10	Menu de sélection les conditions aux limites, l'entrée de l'eau (inlet).	39
Fig.III.11	Menu de sélection les conditions aux limites, sortie de l'eau (Outlet).	40
Fig.III.12	Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau (Inlet).	40
Fig.III.13	Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau sortante (Outlet flow).	41
Fig.III.14	La forme finale du modèle physique.	41
Fig.III.15	Ajouter un emplacement de sortie de flux.	44
Fig.III.15	Schéma de génération du Maillage triangulaire par Comsol	42
Fig.IV.1	Profil de la vitesse d'écoulement d'eau à travers le canal de dissipateur thermique pour différentes vitesse à l'entrée (0.2, 1 et 2 m/s).	43
Fig.IV.2	Profil de température à travers le dissipateur thermique pour différentes vitesse à l'entrée (0.2, 1 et 2 m/s).	44
Fig.IV.3	Profil de distribution de la température en 3D pour différentes vitesse d'écoulement d'eau (0.2, 1 et 2 m/s).	45

Fig.IV.4	Le contour de la pression le long de dissipateur pour différentes vitesse d'écoulement d'eau.	46
Fig.IV.5	Le contour de la pression le long de dissipateur avec un débit massique d'eau à l'entrée égale à 1.4 kg/min.	47
Fig.IV.6	Une coupe transversale de dissipateur indiqué le profil de la température pour différentes taille des pores de la mousse.	47
Fig.IV.7	Evolution de la température de dissipateur, pour différentes valeurs de puissance thermique dissipée par le composant.	48
Fig.IV.8	Evolution de la température de dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour différentes porosités de la mousse.	49
Fig.IV.9	Résistance thermique en fonction de la variation de la vitesse d'écoulement (U_{in}) pour différents porosité de la mousse.	49
Fig.IV.10	Coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour différentes porosités de la mousse.	50
Fig.IV.11	Nombre de Nusselt en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour différentes porosités de la mousse.	51
Fig.IV.12	La chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour différentes porosités de la mousse.	51
Fig.IV.13	Puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour différentes porosités de la mousse.	51

Liste des tableaux

Tab.III.1	Tableau Caractéristique de l'aluminium 3003-H18.	38
Tab.III.2	Tableau Caractéristique pour Steel AISI 4340.	38
Tab.III.3	Tableau Caractéristique pour eau liquide.	39

Nomenclature

u	Composante axiale de la vitesse (m/s).
U_0	vitesse d'entrée du fluide (m/s).
n	Vecteur normal à la paroi.
ρ	Masse volumique de l'air ($kg \cdot m^{-3}$).
∇	Nabla (W).
P	Pression (Pa).
L	Longueur globale du radiateur (m).
K	Loss coefficient.
μ	Viscosité dynamique ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).
x	Axial/local.
β	Coefficient d'expansion thermique, (k^{-1}).
F	Friction factor
T	Température ($C^0 \cdot k$).
c_f	Chaleur spécifique de fluide ($J/Kg^{\circ}C$)
q	Flux thermique (W).
Q_b	Terme source (W).
C_p	Chaleur massique à pression constante ($J/kg \cdot k$).
Q	Puissance du Microprocesseur (W).
K_{eff}	Conductivité thermique de la mousse (W/mK).

Résumé :

Le développement technologique a ouvert d'immenses horizons dans le domaine de l'électronique, qui à son tour est devenue plus efficace et microscopique, ce qui a conduit à rendre l'échange de chaleur plus important dans le domaine de l'électronique.

Il existe plusieurs systèmes d'échange de chaleur pour le refroidissement, notamment : Le transfert de chaleur moderne, qui utilise à son tour la mousse métallique comme facteur important pour le transfert de chaleur, car elle est devenue le meilleur moyen de refroidissement dans la plupart des cas.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier le comportement thermique d'un dissipateur thermique à micro-canaux en mousse métallique appliqués pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. En utilisant le logiciel Comsol Multiphysics software pour simuler la distribution de la température en 3D, et l'écoulement de l'eau à travers le dissipateur, aussi les performances thermiques notamment : la vitesse, la porosité de la mousse, la pression et la distribution de la température interfaciale. Les résultats obtenus ont été analysés et discutés.

Mots clés : Simulation numérique, COMSOL Multiphysics, mousse métallique, refroidissement des composants, dissipateur à micro-canaux.

Abstract:

Technological development has opened up immense horizons in the electronics field, which in turn has become more efficient and microscopic, which has led to make the heat exchange more important in the electronics field.

There are several heat exchange systems for cooling, including: Modern system heat transfer, which in turn uses metallic foam as an important factor for heat transfer, as it has become the best means of cooling in most cases.

The main objective of this work is to study the thermal behavior of a foam metallic micro-channel heat sink applied for cooling a power electronic card. Using the Comsol Multiphysics software to simulate the temperature distribution in 3D, and the water flow rate through the heat sink, also the thermal performance including: water velocity, foam porosity, pressure and distribution of the interfacial temperature. The obtained results was analyzed and discussed.

Key words: numerical simulation, COMSOL Multiphysics, metallic foam, component cooling, micro-channel heat sink.

ملخص:

لقد فتح التطور التكنولوجي آفاقًا هائلة في مجال الإلكترونيات، والتي أصبحت بدورها أكثر كفاءة ومجهرية، مما أدى إلى جعل التبادل الحراري أكثر أهمية في مجال الإلكترونيات.

يوجد العديد من أنظمة التبادل الحراري للتبريد، منها: نظام نقل الحرارة الحديث، والذي بدوره يستخدم الرغوة المعدنية كعامل مهم في انتقال الحرارة، حيث أصبحت أفضل وسيلة للتبريد في معظم الحالات.

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة السلوك الحراري للمشتت الحراري ذو القناة الدقيقة المعدنية الرغوية المطبقة لتبريد بطاقة إلكترونية للطاقة. استخدام برنامج كومسول لمحاكاة التوزيع الحراري بشكل ثلاثي الأبعاد، ومعدل تدفق المياه من خلال المشتت الحراري، وكذلك الأداء الحراري بما في ذلك: سرعة الماء، ومسامية الرغوة، والضغط وتوزيع درجة الحرارة البيئية. تم تحليل ومناقشة النتائج التي تم الحصول عليها.

الكلمات المفتاحية: المحاكاة العددية، كومسول، الرغوى المعدنية، تبريد المكونات، المشتت الحراري للقناة الدقيقة.

INTRODUCTION GENERALE

Le monde assiste à un développement incroyable et rapide dans le domaine de la technologie, car les composants deviennent de plus en plus puissants et plus petits. Par conséquent, la chaleur à évacuer devient très importante dans l'électronique.

De nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, modules de mémoire, convertisseurs de tension, etc.) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants raccourcit leur durée de vie et peut entraîner une fatigue de fonctionnement. Par conséquent, une bonne dissipation thermique est essentielle pour assurer la fiabilité et le fonctionnement de ces appareils.

Les technologies microélectroniques développées depuis plusieurs décennies ont permis de réduire la taille des composants et d'augmenter leur densité dans les circuits intégrés. En 1958, il n'y avait qu'un seul transistor par circuit intégré, et aujourd'hui il y en a des millions.

Au début des années 1980, après la miniaturisation des dimensions des composants, les ingénieurs électroniciens ont intégré des capteurs, des actionneurs, des éléments mécaniques, des engrenages et des moteurs sur une seule puce de silicium appelé MEMS (Small Electromechanical System) [1], ce groupe utilise des technologies précises pour le fabriquer, permettant une production à grande échelle. Cela nécessite des systèmes de refroidissement qui s'adaptent à ces flux thermiques extrêmement intenses. Le refroidissement forcé des puces par air atteint actuellement les limites de ces performances et l'utilisation de méthodes plus efficaces est de plus en plus nécessaire de nos jours. Face au développement rapide de la miniaturisation électronique.

Le refroidissement par eau avec des échangeurs de chaleur à petits canaux (dissipateur de chaleur à petits canaux ; que nous appelons maintenant MCHS) devient la solution alternative préférée qui doit maintenant être améliorée. Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but de développer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement.

Parmi ces méthodes figure la méthode classique de refroidissement par convection naturelle et forcée avec flux de gaz et de liquide. Il a été démontré que la convection naturelle est utilisée pour les réseaux électriques et les faibles densités de débit. Le refroidissement des systèmes à grande échelle et à haute puissance nécessite une dissipation thermique plus élevée, c'est pourquoi la charge forcée est la mieux adaptée dans la plupart des cas.

Le refroidissement liquide peut être soit monophasé (la température du liquide reste inférieure à la température de saturation), soit accompagné d'un échange thermique par ébullition. Cependant, dans les deux cas, un circuit hydraulique est utilisé dans lequel circule le fluide caloporteur entraîné par une pompe qui stocke la chaleur à l'échelle du système à refroidir et à redistribuer sur un dissipateur.

Si le refroidissement de certains composants de haute puissance (microprocesseurs, diodes laser, etc.) se fait de plus en plus avec un flux de liquide ou avec substitution de phase, le refroidissement par flux d'air est encore largement utilisé. En fait, ce type de refroidissement convient aux composants de moyenne et faible puissance tels que le processeur de la carte graphique, les disques durs, les racks de serveurs, le réseau ou les communications. C'est l'une des solutions énergétiques les plus économiques.

Toutes ces technologies ont été développées pour faciliter la voie vers de nouveaux domaines d'application allant de la physique de base à la mécanique fine. Bien que modernes, ces domaines ont déjà réalisé des percées majeures telles que l'utilisation de petits échangeurs de chaleur intégrés dans les composants, un petit échangeur peut rapidement être décrit comme un réseau de petits canaux, dans lequel le fluide caloporteur circule.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier le comportement thermique d'un dissipateur thermique à micro-canaux en mousse métallique appliqués pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. En utilisant le logiciel Comsol Multiphysics software pour simuler la distribution de la température en 3D, et l'écoulement de l'eau à travers le dissipateur, aussi les performances thermiques notamment : la vitesse, la porosité de la mousse, la pression et la distribution de la température interfaciale. Les résultats obtenus ont été analysés et discutés.

Nous présentons le contenu de ce mémoire en quatre chapitres, répartis comme suit :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur les dissipateurs thermiques à micro canaux, les travaux de recherche qui ont été étudiés et expérimentés par certains chercheurs.

Le deuxième chapitre présente un aperçu historique et des généralités sur le dissipateur de chaleur à micro canaux qu'ils étaient, comme nous avons parlé dans le dernier des méthodes actuelles utilisées dans l'industrie moderne.

Le troisième chapitre présente un exposé détaillé de la simulation numérique utilisée par le logiciel "COMSOL Multiphysics", les étapes utilisées pour cette simulation et les équations mathématiques décrivant les processus de transfert de chaleur à travers un dissipateur thermique à micro canaux à canal cylindrique en mousse métallique d'aluminium.

Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats de simulation qui ont été effectués par le modèle numérique développé par Comsol, ces résultats sont représentés sous forme de courbes, ont été analysés et discutés.

Enfin, le travail sera terminé par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et quelques perspectives.

CHAPITRE : I

Etude bibliographique

I.1 Introduction :

Ce chapitre explique certains modèles qui ont été étudiés le transfert de chaleur dans tous les micro-échangeurs (dissipateurs à micro-canaux). La perte de chaleur dans l'échangeur partiel dépend de la géométrie du canal et de son état, qu'il soit horizontal, vertical ou incliné. Les diverses études physiques à l'intérieur du canal sont très petites ; en raison de la vitesse élevée du fluide et du petit diamètre du canal, ces phénomènes montrent la différence entre l'écoulement dans le canal et dans le petit canal. Le présent chapitre porte deux objectifs essentiels : d'une part présenter une recherche bibliographique sur les dissipateurs à micro annal (un état de l'art des travaux de recherche qui ont été effectuée sur cet axe). D'autre part, présenter le secteur d'application des dissipateurs à micro annal (domaines d'application).

I.2 Etat de l'art des dissipateurs thermiques :

En 2007, suite aux travaux pionniers de **Tuckerman et Pease**, ont été menées des recherches considérables sur les dissipateurs thermiques à échelle mini et micro. Des nombre de ces études sont concentrés sur des dissipateurs de chaleur monocouche fabriqués à partir de matériaux conducteurs, tels que le cuivre, l'aluminium ou le silicium, avec rangées de petits canaux fabriqués des surfaces avec une précision d'usinage ou gravure chimique. Un examen approfondi des dissipateurs thermiques à une seule couche et à micro canaux ont été présenté par **Sobhan et Garimella** [1]. Les dissipateurs thermiques multicouches ou empilés se composent de réseaux répétitifs de canaux monocouche. Une conductivité thermique élevée est particulièrement important dans les structures multicouches où la chaleur peut être conduite dans les couches inférieures, réduisant ainsi la température de surface. **Kern et Kraus** [2] ont analysé une empiler simple et double à des plaques froides, ont utilisant une formulation par éléments finis où les deux charges thermiques symétriques et asymétriques ont été analysées. Une méthode des éléments finis ont été utilisée par **Peiper et Kraus** [3] ces chercheurs ont montré que les plaques froides à double empilement avaient de meilleures performances par rapport à une conception de canal monocouche pour un débit volumétrique fixe. Leur analyse comprenait également la couverture de tous les régimes des charges thermiques asymétriques. **Vafai et Zhu** [4] ont montré qu'un micro canal à deux couches de structure à contre-courant réduit la température dans le sens du courant monter le long de la surface de l'appareil par rapport à celui d'une dissipatrice thermique monocouche équivalent. Il y a eu également une réduction de la perte de charge pour le dissipateur thermique à deux couches. **Beh et al.** [5] ont analysé les performances transitoires simples de plaques froides à double et triple pile, ont utilisé la méthode des éléments fini où la plaque froide à triple pile a montré la meilleure performance. Les résultats ont été reproduits en sans dimension formulaire afin que l'analyse puisse être utilisée pour d'autres dimensions de pile. **Wei et Joshi** [6], [7] ont évalué les performances thermiques de dissipateurs thermiques à micro canaux empilés à rapport d'aspect élevé à l'aide d'un simple réseau de résistance thermique. La résistance thermique du dissipateur de chaleur a été obtenue en supposant une température de surface moyenne. Une étude paramétrique approfondie a été réalisée pour rapport à la hauteur sur la largeur de canal optimal, la conductivité, nombre de couches, et la puissance de pompage par unité de surface. La caractérisation expérimentale et numérique de deux couches dissipatrices de chaleur à micro canaux en silicium en parallèle et de configuration à contre-courant a été étudiée par **Patterson et al.** [8]. Ces chercheurs ont conclu que la configuration à contre-courant entraînait plus température de surface uniforme tandis que l'écoulement

parallèle, aussi la configuration a montré une température de surface maximale inférieure. **Bower et al.** [9] ont effectué des travaux expérimentaux sur dissipateurs de chaleur, les caractéristiques thermiques et hydrauliques du silicium monocouche et multicouche en carbure (Sic). Le diamètre hydraulique variaient de 0,335 mm à 2,03 mm Cela a été trouvé expérimentalement que les dissipateurs de chaleur multicouches Sic ont une meilleure performance thermique que celle monocouche, malgré utilisé une conductivité thermique faible du Sic. Il a également été constaté que le la chute de pression à travers le canal pour différents dissipateurs de chaleur était compatible avec la prédiction de la théorie est laminaire. **Lei et al.** [10] ont mené des expériences sur des dissipateurs de chaleur à mini-canaux de forme fermée, fabriquée en cuivre a multicouche, ont utilisé un modèle bidimensionnelle analytique basé sur la résistance de surface isotherme, la condition de température a été proposée pour évaluer la chaleur moyenne et résistance thermique de la source. Les prédictions du modèle analytique d'accord avec les données expérimentales à des débits élevés, mais sous-estimé la résistance thermique du dissipateur thermique à faible débit en raison de la variation de température de surface dans le sens de la courante direction. Cet études prolonge les travaux antérieurs des auteurs et explore les performances thermiques du cuivre et du Sic dissipateurs de chaleur à mini-canaux. Un modèle numérique 3D détaillé a été introduit pour optimiser la conception des dissipateurs thermiques en cuivre et en Sic.

Actuellement, les dissipateurs de chaleur refroidis par air sont les solutions les plus viables pour refroidir les appareils électroniques, principalement en raison de leur faible coût et haute fiabilité [11]. Grand nombre de recherches sur la chaleur refroidie par air puits a été publié au cours des dernières décennies, et des améliorations de la conception des dissipateurs thermiques ont été réalisées sur la base de l'analyse CFD [12],[13] et investigations expérimentales [14],[15]. Les méthodes de refroidissement par air ont été jugée insuffisantes ces dernières années. Pour améliorer le flux de chaleur de dissipation par unité de surface dans un dissipateur de chaleur, le refroidissement par liquide devient de plus en plus populaire [16],[17].

Pour les piles à combustible et les panneaux solaires à concentration, le refroidissement liquide est la principale option disponible. Les liquides sont généralement à une capacité thermique et d'une conductivité thermique plus élevées que l'air, et peut donc améliorer considérablement le transfert de chaleur et abaissez le niveau de température maximum sur un dissipateur thermique. Quelques liquides peuvent également être gérés de manière à profiter du transfert de chaleur à changement de phase, ce qui peut considérablement améliorer la capacité de refroidissement de dissipateurs de chaleur [18], [19]. Avec l'avancement des technologies de fabrication, les échangeurs de chaleur à micro canaux ont été développés au cours des deux dernières décennies. Les échangeurs de chaleur à micro-canaux permettent au liquide de s'écouler à travers des canaux d'un diamètre hydraulique de 100 à 1000 μ m, et le la surface de transfert de chaleur peut être considérablement augmentée. Ces dissipateurs de chaleur avec micro-canaux conviennent pour une dissipation thermique à flux élevé à une large gamme d'électronique de haute performance [20].

Un nombre important de travaux de recherche sur les dissipateurs thermiques utilisant des micro canaux a été publié par des auteurs [21],[22]. Les caractéristiques de transferts de chaleurs et les améliorations ont été étudiées. Ces dissipateurs de chaleur fabriqués avec des canaux d'écoulement micro et miniaturisés sont souvent utilisent plusieurs canaux

d'écoulement parallèles pour le transfert de chaleur. Les plus petits canaux fournir une surface de transfert de chaleur accrue ; cependant, l'entrée et les collecteurs de sortie sont également très importants car ils facilitent la distribution de fluide et fournir des connexions à l'entrée externe et conduits de sortie. Une distribution de débit moins uniforme réduit souvent l'efficacité de la chaleur en provoquant des températures locales élevées (et des contraintes thermiques), ainsi que la création de pertes de pression globales élevées qui se traduisent par une consommation d'énergie de pompage accrue pour la dissipatrice thermique. Il existe plusieurs publications qui ont abordé la question de la mauvaise distribution des flux dans une perspective de mécanique des fluides [23],[24]. Ces travaux ont tenté de comprendre la mauvaise répartition des flux sous quelques configurations d'écoulement très courantes, telles que le type U et connexions de collecteur de type Z aux canaux parallèles.

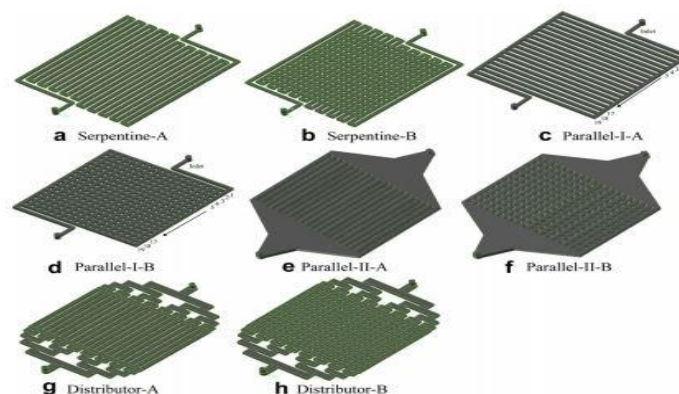


Fig.I.1 : Les champs d'écoulement pour un dissipateur thermique à micro-canaux [24].

Quelques solutions substantielles pour une distribution uniforme du débit dans certaines configurations doivent encore être étudiées. Dans la théorie constructive de **Bejan** [25],[26], la distribution de flux est une question souvent mentionnée, et des structures de distribution de flux en forme d'arbre ont été proposées dans son travail. Il a été supposé que les sous-flux d'écoulement résultant des bifurcations en forme d'arbre des canaux sont uniformes, **Bejan** a donné une méthode d'analyse pour optimiser les dimensions des canaux dans des écoulements en cascade [27]. Cependant, il est difficile pour créer un grand nombre de flux uniformes en forme d'arbre bifurcation des canaux dans un style en cascade.

De nombreux travaux de recherche ont été publiés validant les équations et les corrélations pour l'écoulement et le transfert de chaleur lorsqu'il est appliqué à des canaux miniaturisés ou micro. **Kroeker et al.** [28] ont présenté une enquête et une étude approfondies. La compréhension générale a démontré que les modèles classiques et les équations régissant la quantité de mouvement et le transfert de chaleur peuvent obtenir un bon accord avec les résultats expérimentaux si la taille de micro-canal est de l'ordre de 100 à 1000 μm , la taille des canaux d'écoulement en chaleur utilisés dans cette étude sont légèrement supérieurs à 1000 μm , et par conséquent, l'analyse CFD classique a été appliquée dans cette étude [29],[30].

Récemment, les nano fluides sont une nouvelle classe de matériaux composites solides nanoparticules, inventés pour la première fois par Choi et ses collègues du laboratoire national d'Argonne [31]. De nombreux types de nanoparticules ont été utilisés pour les nano fluides préparation telle que Sic, Tic, Ag, Au, Cu, Al₂O₃, CUO, TiO₂, etc. les fluides de base courants utilisés tout au long de la préparation des nano fluides sont eau, éthylène glycol et huile moteur, etc. Ajout de nanoparticules à base de fluide, même à très faible concentration, ils présente des améliorations significatives en performance thermique [32]. Choi [31] avait constaté que l'ajout d'une petite quantité d'une nanoparticule, par exemple la concentration inférieure à 1% du volume total, amélioré la conductivité thermique du nano fluide en double.

Masuda et al. [33] ont examiné la conductivité thermique de nano fluides à base de TiO₂ (27 nm), Al₂O₃ (13 nm) et SiO₂ (12 nm), où l'eau était utilisée comme fluide de base. Cette étude montre que l'amélioration maximale de la conductivité thermique peut être obtenue, ce qui est environ 32,4%, en ajoutant 4,3 % de concentration de nanoparticule Al₂O₃, à une température de 31,8 °C. **Murshed et al.** [34] ont étudié l'effet de la géométrie d'une nanoparticule sur la conductivité thermique à l'aide de nano fluide, à base sur T₁O₂ et aux dés ionisée comme fluide de base à température ambiante. Ces chercheurs ont montré que la conductivité thermique s'est améliorée de 30% et 33%, ont utilisé des particules sphériques, d'un diamètre de 15 nm et des particules en bâtonnet d'une dimension de 10 × 40 nm, respectivement. **Li et Peterson** [35] ont analysé expérimentalement l'effet de diverses fractions de température et de volume sur la conductivité thermique de deux types de nano fluides (CUO (29 nm) avec eau et Al₂O₃ (36 nm)) avec de l'eau).

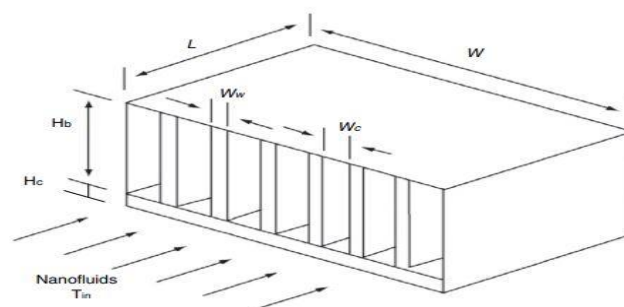


Fig.I.2 : Dissipateur thermique à mini-canaux sous convection forcée [19].

Les résultats ont montré que les matériaux nanoparticules, le diamètre, la température apparente et les fractions volumiques ont un effet significatif sur la conductivité thermique des nano-fluides. **Xuan et Li** [36] ont inspecté expérimentalement le transfert de chaleur par convection à travers un tube droit. Son résultat a démontré que l'utilisation de nano fluides augmenté le transfert de chaleur par rapport à l'eau pure. **Heirs et al.** [37] ont examiné le flux laminaire de CUO – eau et Al₂O₃ – eau à travers un tube annulaire en cuivre de 1 m et de 0,5 mm d'épaisseur et de 6 mm de diamètre intérieur et un tube en acier inoxydable d'un diamètre extérieur de 32 mm. Ces auteurs ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur augmentait avec l'augmentation de la fraction volumique des particules.

Un travail de recherche a été effectué par **Eastman et al.** [38] ont montré qu'en ajoutant moins de 1% de la fraction volumique des particules, le transfert de chaleur par convection augmenté de plus de 15%. **Yang et al.** [39] ont étudié expérimentalement le coefficient de transfert de chaleur par convection du graphite nano fluides pour l'écoulement laminaire à

travers un échangeur de chaleur à tube circulaire. Son étude a montré que la valeur mesurée du coefficient de transfert de chaleur par convection augmentait en ajoutant des nanoparticules, mais elle était inférieure à la valeur prédite par corrélation. Son étude n'a pas pris en compte l'effet de chimie des fluides de base matériau nano particulaire et chargement des particules. **Ding et al.** [40] ont exploré les performances de transfert de chaleur des nanotubes de carbone (CNT) / nano fluide d'eau distillée. Son étude a montré que l'augmentation de la conductivité thermique du nano fluide conduit à une amélioration du coefficient de transfert de chaleur en raison du développement rapide des équipements électroniques vers l'utilisation des appareils puissants, qui génèrent une chaleur élevée, de nouvelles techniques pour refroidir les équipements nécessaires [41].

De nombreuses idées innovantes ont été proposées pour refroidir les dispositifs électroniques. **Tuckerman et Pease** [42] a utilisé de l'eau comme fluide de travail à travers un dissipateur de chaleur à micro canal. Leurs études ont montré qu'un flux de chaleur maximal, d'environ $7,9 \text{ MW} / \text{m}^2$, a été obtenu avec la différence de température la plus élevée de $71 \text{ }^\circ\text{C}$ entre le substrat et l'eau d'entrée. Le travail le plus régulier des fluides utilisés pour les appareils électroniques sont l'eau, l'air, le glycol, etc. qui ne sont pas en mesure de répondre à l'exigence de refroidissement pour la dissipation de flux de chaleur élevée [43]. **Chein et Huang** [44] ont inspecté la performance du dissipateur thermique à micro canaux en silicium en utilisant un nano fluide Cuveau. Leurs résultats montrent que l'utilisation de nano-fluides est généralement amélioré les performances du dissipateur thermique.

Wu et al. [45] ont étudié expérimentalement un nano fluide Al_2O_3 – eau comme liquide de refroidissement pour un dissipateur thermique à micro canal fabriquée en cuivre. Il a été constaté que le coefficient de transfert de chaleur et la puissance de pompage sont plus élevés à basse température de paroi et résistance thermique. **Ijam et Saidur** [46] a étudié le refroidissement d'un dissipateur thermique à mini-canaux avec régime d'écoulement turbulent, a été utilisé des nano fluides Sic – eau et TiO_2 – eau. Cette étude a montré que l'utilisation de nano fluides comme fluide de travail améliore le refroidissement de 7,25% –12,43% pour Sic – eau et 7,63% –12,77% pour TiO_2 – eau. **Raisin et al.** [47] ont étudié numériquement les performances thermiques d'un micro canal refroidi avec un nano-fluide Cuveau et de l'eau. Son résultat a montré que le taux de transfert de chaleur était affecté par la fraction volumique des particules et le coefficient de vitesse de glissement à un nombre de Reynolds élevé. **Bello-Ochende et al.** [48] ont examiné l'optimisation géométrique d'un dissipateur thermique à micro canaux à base de silicium, ont utilisé l'optimisation numérique et la théorie constructive combinées. Dans cette étude ces auteurs ont montré que la maximisation de conductance thermique augmentée lorsque la pression chuté progressivement. **Turgay et Yazicioglu** [49] ont étudié numériquement l'effet de la rugosité de la surface lors de transfert de chaleur par convection dans un micro canal à plaques parallèles bidimensionnel en régime permanent et monophasé avec un écoulement d'air laminaire. Il a été observé que l'augmentation de la surface réduit la rugosité et le transfert de chaleur. Ces dernières années, le flux de nano fluides à travers le micro canaux a été étudié par de nombreux chercheurs ; cependant, l'étude du transfert de chaleur et la puissance de pompage des nano fluides, avec mini canal a été moindre effectuée. Cette étude tente d'analyser la conductivité thermique du nano fluide, le transfert de chaleur du dissipateur thermique du mini canal en cuivre en utilisant des nano fluides à base d'eau Al_2O_3 et TiO_2 comme fluide de travail.

Fig.I.3 : Schéma de principe d'un MCHS poreux.

Une autre technique de refroidissement populaire est l'augmentation du transfert de chaleur à l'aide de milieux poreux (mousses métalliques). Les mousses métalliques à alvéoles ouvertes, avec de nombreux attributs thermomécaniques attractifs, notamment légères et résistance et rigidité, matrice de conductivité élevée, densité de surface élevée, haute perméabilité et faible coût de fabrication, ont dessiné beaucoup d'attentions depuis des décennies chercheurs [62]. **Kuo et Tien** [63] ont présenté l'un des le pionnier travaille en utilisant des mousses à cellules ouvertes pour améliorer le coefficient de convection d'un liquide pour le refroidissement d'électronique.

Calmidi et Mahajan [56] ont mené des expériences et des analyses non d'anciennes de la convection forcé à air dans une mousse rempli. Ont été adapté les prédictions du modèle aux expériences, ils déterminé les coefficients de transfert de chaleur interstitiel et la conductivité de dispersion thermique. Avec la morphologie de la mousse idéalisée comme des cylindres interconnectés. D'autres chercheurs comme **Lu et al.** [64] ont obtenue des solutions de forme fermée pour le coefficient de transfert thermique global de convection forcée dans les mousses métalliques délimitées par deux isothermes assiettes. Récemment, le transfert de chaleur de mousses métalliques ouvertes à alvéoles sous un jet d'impact a reçu beaucoup d'attention en raison de la chaleur considérable potentiel de transfert de la combinaison de deux technologies de refroidissement différentes : jet impactant et milieu poreux. **Jeng et Tzeng** [65] ont étudié numériquement le refroidissement accidentel de mousses métalliques sous une fente confinée par jet. Plus tard, les mêmes auteurs ont prolongé cette l'étude numériquement et expérimentalement en considérant la mousse d'écoulement de dérivation [66], [67]. **Ejlali et al.** [68] ont étudié numériquement l'impact de jet d'air sur le refroidissement de mousses d'aluminium, ont appliqué les vecteurs de flux d'énergie pour la convection.

Un autre travail numérique réalisé par **Marafie et al.** [69] étudié les effets non d'Argiens sur le transfert de chaleur par convection mixte dans un bloc de mousse métallique avec un jet de fente confiné. Leurs résultats ont montré que le nombre moyen de Nusselt augmente avec la diminution de la hauteur sans dimension du bloc de mousse jusqu'à 0,05, en dessous de laquelle le nombre de Nusselt diminue. **Shih et al.** [70] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur des cylindres en mousse sous une buse circulaire positionné directement sur le bloc de mousse. Ils ont également signalé que le nombre Nusselt augmente d'abord puis diminue avec la hauteur de la mousse diminue. Ils ont expliqué que l'augmentation du nombre de Nusselt est causée par l'augmentation du pourcentage d'air de refroidissement atteignant la surface chauffée, en raison de la résistance à l'écoulement réduite et de la diminution du nombre de Nusselt est principalement causée par la réduction de transfert la chaleur. De plus, **Kim et al.** [71] ont examiné expérimentalement le transfert de chaleur de mousse en aluminium sous impact d'air multi-jet. Ainsi, **Kuang et al.** [72] ont étudié expérimentalement les effets de la hauteur de la mousse et la distance jette-mousse sur le transfert de chaleur des mousses métalliques sous un axe axial débit du ventilateur. D'après une recherche bibliographique mentionnée ci-dessus, un certain nombre des études expérimentales et numériques ont été consacrées à la question d'un matériau en mousse sous refroidissement par

jet incident. Cependant, il n'y a pas de validation expérimentale du modèle numérique en effectuant une étude expérimentale et numérique combinée. Par conséquent, à partir d'un point de vue de l'ingénierie, le modèle étendu de Darcy laminaire acceptable pour le jet d'impact dans les mousses avec un nombre de Reynolds élevé. Pour répondre à cette question intéressante, une étude expérimentale et numérique combinée est menée dans cette étude en prenant des blocs de mousse métallique en sandwich entre les ailettes à l'intérieur dissipateurs de chaleur à plaques et ailettes, **Bhattacharya et Mahajan** [73],[74] ont proposés un nouveau type de dissipateur thermique, appelé «mousse métallique à ailettes (FMF)». Ils ont constaté que les FMF surpassent les mousses métalliques d'un facteur entre 1,5 et 2 en convection forcée et en convection induite par la flottabilité. Récemment, ont utilisé des techniques d'impression 3D et de moulage avec haute précision. **Krishna et al.** [75] ont fabriqué et étudié des dissipateurs thermiques FMF avec des structures en mousse régulières.

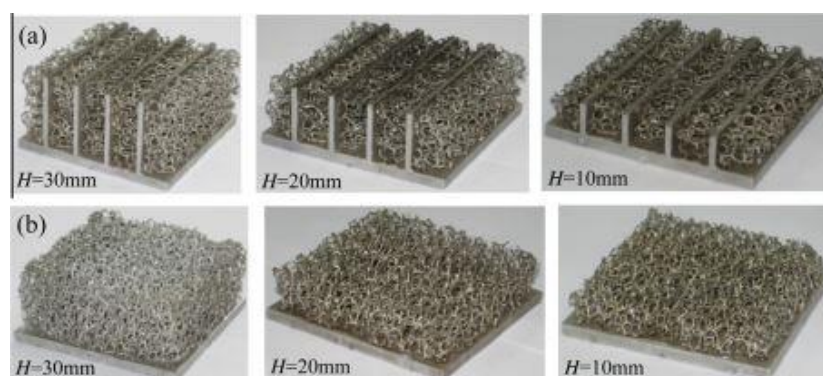


Fig.I.4 : Échantillons d'essai : (a) dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes (FMF) ; (b) dissipateurs thermiques en mousse métallique (MF).

Les dissipateurs de chaleur poreux avec différentes configurations (en particulier l'aluminium) ont été largement étudiés par de nombreux chercheurs, dans les dernières années **Dukhan et Chen** [76] ont fourni des données de transfert de chaleur à l'intérieur de blocs rectangulaires de cellules ouvertes en mousse d'aluminium. **Jeng et Tzeng** [65] ont étudié numériquement le refroidissement par choc du dissipateur thermique en mousse d'aluminium pour différentes valeurs de Nombre de Reynolds et à différentes hauteurs de mousse.

Ejlali et al. [68] ont réalisé une étude numérique pour examiner l'écoulement du fluide et la chaleur transfert d'un échangeur de chaleur en mousse métallique refroidi par air sous le haut jet laminaire rapide confiné par deux plaques parallèles. **Leong et Jin** [77] a effectué une étude expérimentale pour étudier les performances thermiques des dissipateurs en mousse d'aluminium avec pores différents à un écoulement oscillant. **Mahjoob et Vafai** [78] ont présenté les effets des propriétés de la mousse métallique, tels que la porosité, les diamètres des pores et des fibres, la densité des pores, et densité relative, sur la performance thermique de mousse métallique. **Mancin et al.** [79] ont présenté les effets de la hauteur du noyau sur la performance thermique de la mousse d'aluminium 20 PPI pour différents valeurs des flux thermiques et des vitesses de l'air. **Xu et al.** [80] ont réalisé une étude numérique pour examiner le transfert de chaleur d'auto couplage dans un échangeur de chaleur à double tube à contre-courant rempli en mousses métalliques. **Chumpia et Hooman** [81] ont investigué les caractéristiques de performance de transfert de chaleur et la perte de charge de cinq

échantillons d'un échangeur de chaleur tubulaire gainé de mousse d'aluminium et comparé leurs résultats thermo-hydrauliques avec ceux d'un échangeur de chaleur à tubes à ailette conventionnelles. **Xu et al.** [82] ont employé trois méthodes, y compris les méthodes numériques, analytiques et d'analyse des ailettes pour étudier le transfert de chaleur par convection dans les capteurs solaires remplis avec des mousses métalliques. **Feng et al.** [83] ont mené une étude expérimentale et numérique combinée sur des dissipateurs de chaleur en mousse sous refroidir par un jet d'air, les mousses en aluminium à ailettes et sans ailettes étudié pour différentes hauteurs.

Au cours de la dernière décennie, les liquides en tant que réfrigérants ont reçu beaucoup d'attention en raison de leur plus grande valeur du coefficient de transfert de chaleur. Les dissipateurs thermiques à micro canaux [84, 85] et à mini-canaux [86] avec un liquide comme liquide de refroidissement sont considérés comme des dispositifs d'évacuation de la chaleur efficaces. Avec la disponibilité de ressources informatiques et fiables des packages CFD commerciaux, de nombreux efforts ont été consacrés à l'optimisation de la géométrie du dissipateur de chaleur à micro et mini-canaux. **Li et Peterson** [84] ont optimisé numériquement les paramètres d'un dissipateur thermique à micro canaux en conservant la constante de puissance de pompage. Ils ont signalé les valeurs $10\mu\text{m}$, $60\mu\text{m}$ et $70\mu\text{m}$ sont optimisées respectivement de la hauteur du canal, largeur et profondeur. Quelques années plus tard, ils ont testé la géométrie optimisée pour la résistance thermique avec différents puissance de pompage et a montré une amélioration de 20% par rapport aux travaux précédents.

Bello-Ochende et al. [87] optimisé aussi numériquement la géométrie des micros canaux en faisant varier le rapport hauteur / largeur de la section transversale et la fraction de volume de solide en maintenant la longueur de canal constante. Ils ont montré que la perte de charge augmente avec l'augmentation de rapport la hauteur sur la largeur optimale. **Gong et al.** [88] ont optimisé la géométrie du micro canaux avec des parois ondulées par la variation de la longueur d'onde et de l'amplitude du motif ondulé pour la plage de nombres de Reynolds de 50 à 150. Ils ont montré le micro canaux ondulés et ont obtenu de meilleurs résultats de 55% par rapport au micro canaux à paroi droite. **Wang et al.** [85] ont utilisé une méthode de procédé inverse pour minimiser la résistance thermique des micros canaux. **Carry et al.** [86] ont étudié expérimentalement le régime d'écoulement laminaire monophasé pour calculer les pertes par frottement et transfert de chaleur dans les mini canaux. **Xie et al.** [89] ont étudié numériquement l'effet de l'épaisseur de la paroi du canal et la paroi inférieure et la vitesse d'entrée sur la perte de charge. Ils ont conclu que la chute de pression étant un paramètre essentiel pour les dissipateurs de chaleur à mini-canaux dépend le fortement et la géométrie du canal.

Tullius et al. [90] ont optimisé un dissipateur de chaleur à mini-canal à ailettes des formes broches à espace remplie par un matériau conductrice. Ils ont également conçu des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement. **Hu et al.** [91] ont réalisé une étude expérimentale pour étudier l'effet de la vitesse de l'air sur l'échangeur de chaleur et le débit massique d'eau à travers le dissipateur de chaleur pour le refroidissement du CPU dans des conditions difficiles.

De nombreux chercheurs ont notamment travaillé sur l'amélioration des dissipateurs thermiques à mini-canaux commerciaux, utilisés pour le refroidissement du microprocesseur.

Whelan et al. [92] ont été conçu et expérimenté un système de refroidissement par liquide pour un processeur Intel® Pentium ® 4, permet d'évacuer la chaleur générée par le microprocesseur à une puissance thermique de 200 W avec une surface de $8,24\text{cm}^2$. La nouvelle conception impliquait des techniques de moulage à faible coût réduisant le coût global du système. À dans le même temps, une nouvelle conception a réduit la résistance thermique de 0,25 à 0,18 K / W.

La capacité d'élimination de la chaleur dans les dissipateurs de chaleur à mini-canaux ont été améliorés par **Naphon et Wongwises** [93]. via l'introduction de l'impact de liquide technique, le refroidissement par jet de liquide a été encore amélioré par **Pano et al.** [94] ils ont introduites d'un système intermédiaire de jet. En plus des fluides purs, des nano fluides sont également étudiés pour améliorer les performances thermiques de mini chaînes commerciales.

Plus récemment, **Fang et al.** [95] ont développé un modèle 3D détaillé d'un dissipateur thermique en mousse métallique à cellules fermées à échelle méso, et testé sous des chargements statiques et dynamiques. Ce modèle a été développé à l'aide d'algorithmes pour générer les polyèdres convexes 3D modélisant les pores avec des formes aléatoires dans des mousses métalliques à cellules fermées. L'effet de divers paramètres tels que la taille des pores et la densité des pores sur le comportement mécanique a été étudié et validé. Ainsi, ce modèle est limité aux cellules fermées et ne s'applique pas aux cellules ouvertes qui sont plus complexe en termes de géométrie.

Une autre approche numérique développer des modèles de calcul de mousse métallique à cellules fermées a été présentée par **Zheng et al.** [96]. Dans cette modèle ont créé un noyau et copié autant que nécessaire pour construire le modèle. Ce modèle a été utilisé pour l'analyse contrainte-déformation sous différents chargements dynamiques, et a calculé avec succès le champ de déformation et déterminé les souches. L'un des premiers modèles générés pour les mousses métalliques à cellules ouvertes avec des corrections et des améliorations a été présenté par **Boomsma et Poulidakos** [97] [98], [99] permet de mesuré la conductivité thermique effective d'une mousse métallique à structure en 3D.

Une étude expérimentale sur le comportement de fusion de la phase de changement de matériau dans les mousses métalliques à l'échelle des pores a été effectuée par **Chen et al.** [100] ils ont étudié le modèle de Boltzmann pour simuler le comportement thermique. Dans ce travail, un modèle de microstructure en 2D a été utilisé pour les simulations, qui impliquaient de nombreuses hypothèses. Les résultats de ce modèle concordent avec l'étude expérimentale mais l'implémentation de ce modèle dans une application réelle devient peu pratique car il se concentre sur l'échelle des pores et fournit des détails sur le comportement thermique à ce niveau. **Kopanidis et al.** [101] ont présenté un modèle numérique d'une cellule ouverte 3D d'une mousse métallique à l'aide d'un logiciel mathématique. Ont été réalisée au port_niveau d'échelle et les résultats ont été obtenus pour le débit et le transfert la chaleur à travers le modèle. Semblable aux approches précédentes, le modèle ne représente pas la géométrie réelle des mousses métalliques, mais plutôt crée des pores structurés de manière aléatoire grâce à des liens de connexion. Même bien que les résultats aient été acceptables, l'utilisation d'un tel modèle à plus grande échelle devient un défi de la technique la plus courante et la plus pratique pour les modélisations des mousses métalliques se fait par tomodensitométrie micro-calculée (scan m-CT). **Vesenjak et al.** [102] ont utilisé la

tomodensitométrie pour capturer la géométrie complexe des mousses métalliques à la méso-échelle. La mécanique le comportement du modèle a été testé sous simple quasi-statique uni axial compression et le modèle a été comparé aux résultats expérimentaux pour la validation. Ce modèle a réussi à capturer le comportement sous les effets de la vitesse de déformation.

Pour la gestion thermique à flux élevé, il semble que les dissipateurs thermiques à micro canaux (MCHS) suggérés pour la première fois par **Tucker et Pease** [103]. Ils ont utilisé de l'eau purifiée dans des micros canaux, qui est fabriqué dans des puces de silicium et ont mené une série d'expériences avec tableaux de micro canaux. Leurs résultats de MCHS avec de l'eau ont montré que la température maximale pourrait être contrôlée à moins de 71 ° C soumis au flux le plus élevé de 790 W / cm². De plus en plus de chercheurs ont continué à améliorer la capacité du MCHS car il offre des avantages tels que surface au volume, structure simple, petite masse et taille, coefficient de transfert de chaleur par convection élevée.

Qu et Mudawer [104] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur dans le MCHS rectangulaire utilisant de l'eau comme fluide de refroidissement. Dans leurs recherches, la température a augmenté linéairement le long de la direction d'écoulement. **Lee et Garimella** [105] ont étudié le processus d'écoulement de fluide et transfert de chaleur dans le MCHS et a fourni une certaine équations pour concevoir en détail les dissipateurs thermiques à micro canaux. Ils ont continué à mener divers expérimentations dans des micro canaux rectangulaires d'une largeur allant de 194 à 534 μm [106]. Ils ont montré que l'équation classique de Navier-Stokes est toujours applicable pour prédire le flux et le transfert de chaleur dans le MCHS.

Rezania et al. [107] ont étudié expérimentalement la faisabilité du MCHS dans des applications thermoélectriques. Peng et Peterson [108] ont trouvé expérimentalement que le rapport d'aspect de la section transversale exerce une influence significative sur les caractéristiques de perte de charge et de transfert de chaleur de l'eau qui coule en MCHS rectangulaire lisse.

Des méthodes analytiques ont été élaborées pour examiner les MCHS. **Wang et al.** [109], [110] ont réalisé des analyses pour optimiser les structures géométriques de MCHS rectangulaires soumis à des conditions de contraintes. **Shafeie et al.** [111], **Esmailnejad et al.** [112] et **Mitalare** [113] ont présenté quelques analyses numériques et analytiques sur la performance de MCHS. **Knight et al.** [114] ont utilisé des corrélations empiriques pour évaluer la performance de MCHS. **Fedorov et Viskanta** [115] ont étudié le transfert conjugué de chaleur en développant un modèle tridimensionnel dans MCHS. **Kandlikar et Upadhye** [116] ont examiné la procédure d'optimisation pour sélectionner des géométries de micro canaux à une condition donnée, et ils ont également montré que le profil de la section transversale du canal joue le rôle le plus central sur les caractéristiques thermiques.

De nombreux chercheurs ont amélioré la structure des ailettes pour améliorer l'échange de chaleur entre la section condensée HP et l'air en augmentant la surface d'échange thermique ou le coefficient d'échange thermique. Notez que les médias poreux en tant que dissipateur thermique soumis à un fluide de refroidissement forcé est une nouvelle technique utilisée pour améliorer la chaleur transfert. **Klett et al.** [117] ont observé que les radiateurs à mousse transfèrent la chaleur d'un ordre de grandeur mieux que les radiateurs à ailettes.

Mahajan et Bhattachatya [73] ont introduit une mousse d'aluminium à haute porosité (0,9) avec des densités de pores de 5 et 20 PPI dans l'entrefer entre deux ailettes longitudinales. Ils ont observé une augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre de d'ailettes jusqu'à ce qu'ils atteignent six d'ailettes. Ont montré qu'après six ailettes, une diminution brutale du coefficient de transfert de chaleur a été observée.

Kim et al. [118] ont mené une étude expérimentale pour analyser les performances thermiques d'une mousse en aluminium. Ils ont également comparé les performances thermiques du dissipateur thermique en mousse métallique d'aluminium avec un dissipateur de chaleur conventionnel à plaques parallèle, et ont constaté que l'utilisation de mousse métallique d'aluminium comme dissipateur de chaleur améliore le transfert de chaleur de 28%. Par contre, **Ding et al.** [119] et **Bai et Chung** [120] ont constaté que les coefficients de transfert de chaleur sont progressivement améliorés lorsque ils ont utilisé la mousse en cuivre.

Chai et al. [121] ont comparé expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur convectif des MCHS avec différentes cavités. Ces auteurs ont été comparés la perte de charge, le transfert de chaleur et la résistance thermique de nouveau micro canaux avec un micro canal conventionnel. Le transfert de chaleur a été amélioré par la couche limite thermique interruption et flux secondaire. **Ahmed et al.** [122] a étudié la forme et les dimensions géométriques des rainures dans un nouveau micro canal. La conception optimale a été obtenue en faisant varier les paramètres structurels.

Les MCHS avec nervures ou ailettes présentent également une efficacité de transfert de chaleur élevée en raison de la perturbation et de l'accélération de l'écoulement intensifiées. **Chai et al.**[123] ont exposé les caractéristiques thermo-hydrauliques en MCHS avec côtes décalées. La nouvelle conception a amélioré le transfert de chaleur au détriment de l'incrément de résistance à l'écoulement. Ensuite, ils ont mené une série d'études numériques pour optimiser la géométrie et la disposition des nervures [124],[124]. **Wang et al.** [125] ont suggéré que le micro canal avec une inclinaison des nervures rectangulaires sur les surfaces supérieure et inférieure pourraient modifier l'écoulement motif et améliorer le transfert de chaleur. Les paramètres géométriques comme la longueur, la largeur, la hauteur, l'angle d'attaque des côtes ont eu une grande influence sur le transfert de chaleur, qui ont été évalués par le nombre de Nusselt (Nu) avec puissance de pompage identique.

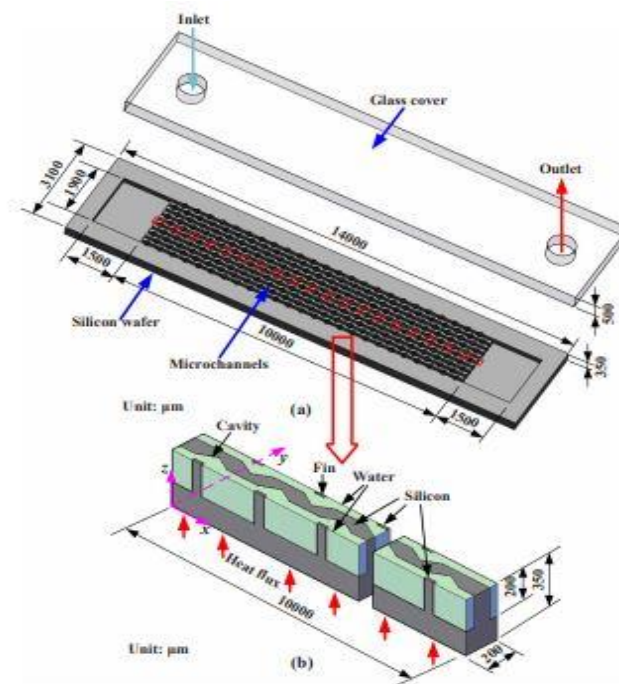


Fig.I.5 : (a) Diagramme schématique du dissipateur thermique à micro canaux et (b) dimensions géométriques du domaine de calcul (unité : μm) [126].

Jia et al. [126] ont introduit des ailettes en forme de cône au centre du micro canal. Ils ont conclu que la nouvelle structure amélioré le transfert de chaleur accompagné d'une forte perte de charge. Et les paramètres géométriques optimaux ont été obtenus en termes d'amélioration le facteur thermique. La structure combinée des cavités et des nervures par ailettes dans les MCHS mis en évidence ses avantages pour une amélioration supplémentaire du transfert de chaleur. plusieurs chercheurs ont découvert que les MCHS avec des cavités et des nervures sur les parois latérales a présenté des performances supérieures en raison des effets de des tourbillons longitudinaux et transversaux [127], [128] . Les dimensions géométriques des microstructures avaient été étudiées et évalué en fonction du facteur de frottement, Nu est le facteur thermique d'amélioration par le critère d'évaluation des performances (PEC). Les résultats ont montré que la combinaison de cavités et d'ailettes pouvait améliorer évidemment le transfert de chaleur.

I.3 Conclusion :

Dans ce chapitre, plusieurs méthodes de refroidissement sont explorées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Ces méthodes comprennent des méthodes conventionnelles de refroidissement par convection naturelle et des méthodes modernes avec des courants de gaz et de liquide. Les chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales pour mieux comprendre les caractéristiques d'écoulement et le transfert de chaleur.

Certaines études montrent l'augmentation du transfert de chaleur par des nouvelles techniques de refroidissements des composants électroniques. De nombreux chercheurs attribuent cette augmentation à la diminution de la viscosité du fluide, tandis que d'autres

l'attribuent à la réduction des dimensions du canal. Diverses explications ont été détaillées pour expliquer certains changements de comportement et diverses questions ont été posées pour clarifier ces écarts, les limites de la viabilité de l'utilisation de systèmes de plus en plus complexes. Dans ce contexte, nous allons mener cette étude en simulant le comportement thermique d'un écoulement d'eau dans un dissipateur thermique à micro canaux en mousse métallique d'aluminium.

CHAPITRE : II

Généralités sur les techniques de refroidissement par les dissipateurs à micro-canaux

II.1 Introduction :

Avec l'avancement de presque tous les secteurs technologiques, le monde s'oriente vers la miniaturisation. Par conséquent, il devient nécessaire d'éliminer les flux de chaleur élevés des systèmes très compacts tels que la puces informatiques de haute performance, les diodes laser et les réacteurs de fusion et de fission nucléaires pour assurer leur performance constante avec une longue durée de vie. La chaleur produite par unité de surface a atteint jusqu'à 104 W / cm^2 (réacteur nucléaire).

La fiabilité des appareils électroniques. La génération de chaleur est un processus irréversible et la chaleur doit être évacuée afin de maintenir le fonctionnement continu. La technologie de refroidissement à micro canaux a été proposée pour la première fois par TUCKERMAN et PEASE. Ils font circuler de l'eau dans de micro canaux fabriqués en puces de silicium, capables d'atteindre le flux thermique de 790 W / cm^2 sans changement de phase avec une perte de charge de 1,94 bar.

Dans la présente chapitre, nous présentons une revue historique sur les dissipateurs thermiques et nous étudierons ses différents types et les applications dans le domaine de l'industrie électronique.

II.2 Bref Historique :

Depuis le développement des premiers ordinateurs numériques électroniques dans les années 1940, l'élimination efficace de la chaleur a joué un rôle clé pour assurer le fonctionnement fiable des générations successives d'ordinateurs. L'Intégrateur et Calculateur Electrique Numérique (ENIAC), dédié en 1946, a été décrit comme «une machine de la taille d'un wagon couvert de 30 tonnes nécessitant un réseau de ventilateurs de refroidissement industriels pour retirer les 140 KW dissipés de ses 18 000 tubes à vide». Comme pour l'ENIAC, tous les premiers ordinateurs jusqu'à 1957 utilisaient l'électronique à tube à vide et étaient refroidis à l'air forcé. L'invention du transistor par Bardeen, Brattain et Schrockley aux Bell Laboratoires en 1947 préfigurait le développement de générations d'ordinateurs encore à venir. En remplacement des tubes à vide, le transistor miniature produisait moins de chaleur, était beaucoup plus fiable et promettait des coûts de production inférieurs.

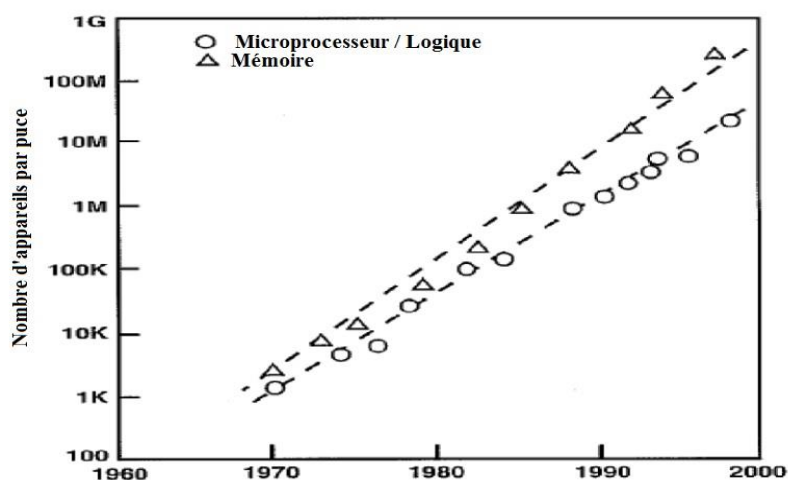


Fig.II.1 : Augmentation de la complexité du circuit électronique.

Au cours des années 1960, l'intégration à petite échelle, puis à moyenne échelle (SSI) et (MSI), menée à partir d'un seul appareil par puce à des centaines d'appareils par puce. La tendance s'est poursuivie dans les années 1970 avec le développement de technologies d'intégration à grande échelle (LSI) offrant des centaines à des milliers d'appareils par puce, puis dans les années 1980 avec le développement de technologies d'intégration à très grande échelle (VLSI) offrant des milliers à des dizaines de milliers de dispositifs par puce, voire Fig. (II.1).

Cette tendance s'est poursuivie avec l'introduction du microprocesseur. Cela continue à ce jour avec INTEL et d'autres projetant qu'une puce de microprocesseur avec un milliard de transistors ou plus sera une réalité avant l'année 2010.

Dans de nombreux cas, la tendance à une densité de circuit plus élevée s'est accompagnée d'une dissipation de puissance accrue par circuit pour fournir des réductions du retard de circuit (c'est-à-dire une vitesse accrue). La nécessité d'augmenter encore la densité de conditionnement et de réduire le retard du signal entre les circuits de communication a conduit au développement des modules multi puce à partir de la fin des années 1970 et se poursuit encore aujourd'hui. La figure (II.2) représente le flux thermique de la puce et le flux thermique du module. Comme on peut le voir, le flux thermique de la puce augmente à un taux de croissance cumulé (CGR) de 7% par an, et le flux thermique associé aux technologies de circuits bipolaires a régulièrement augmenté depuis le tout début et a vraiment décollé dans les années 1980. Il y a eu un bref répit avec la transition vers les technologies de circuits CMOS dans les années 1990 ; mais la demande pour une densité et des performances d'emballage accrues s'est réaffirmée et le flux de chaleur augmente à nouveau à un rythme difficile.

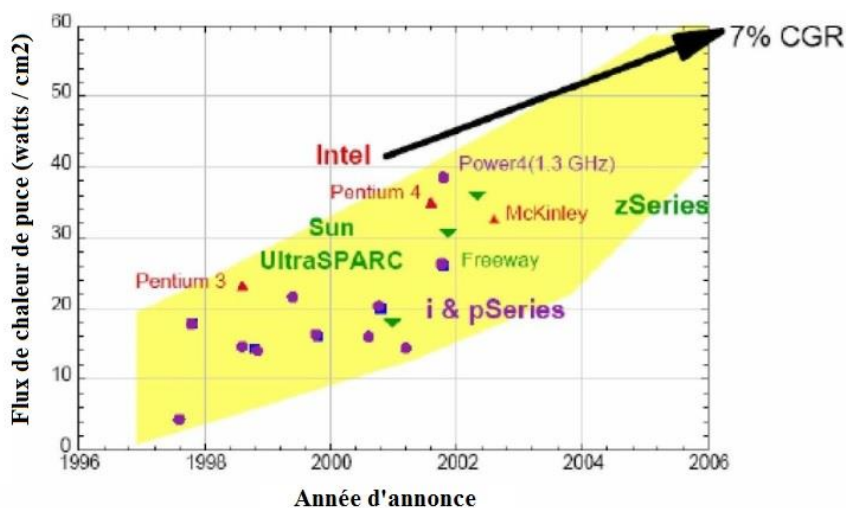


Fig.II.2 : L'évolution chronologique du flux de chaleur au niveau de la puce.

On a constaté que pour chaque élévation de température de 2 °C, la fiabilité d'une puce de silicium diminuait d'environ de 10%. La principale cause de défaillance d'une puce électronique est due à l'élévation de température de 55% par rapport à d'autres facteurs qui expliquent 20% de vibrations, 19% d'humidité et 6% de poussière (voire la Fig.II.3). C'est

donc un grand défi pour les ingénieurs d'emballage d'éliminer très efficacement la chaleur des puces électroniques.

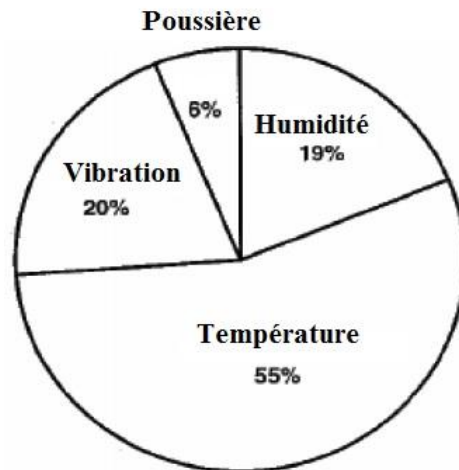


Fig.II.3 : Schéma présenté les principales causes de défaillance de l'électronique.

Au cours des 50 dernières années, le refroidissement et la gestion thermique ont joué un rôle clé pour s'adapter aux augmentations de puissance tout en maintenant les températures des composants à des niveaux satisfaisants pour satisfaire les objectifs de performance et de fiabilité. La gestion thermique jouera un rôle central dans la décennie à venir pour tous les types de produits électroniques. L'augmentation des flux de chaleur à tous les niveaux d'emballage, de la puce au système en passant par l'installation, pose un défi majeur en matière de refroidissement. Pour relever ce défi, des améliorations significatives de la technologie de refroidissement seront nécessaires dans chacun des domaines suivants :

- Interfaces thermiques, répartition de la chaleur, refroidissement par air, refroidissement indirect et direct par eau
- refroidissement par immersion
- refroidissement par réfrigération
- refroidissement thermoélectrique

Les exigences de conception thermique pour répondre aux demandes croissantes sont donc les suivantes, c'est ici Les exigences de conception thermique traditionnelles sont expliquées et classées comme Suit :

- Conception pour la performance,
- conception pour la fiabilité,
- conception pour la facilité de service.
- Conception pour l'extensibilité, conception pour un coût minimal.
- conception avec un impact minimal sur l'utilisateur.

II.3 Dissipateur de chaleur :

Un dissipateur thermique est un environnement ou un objet qui absorbe la chaleur et dissipe la chaleur d'un autre à l'aide d'un contact thermique (direct ou rayonnant). Les dissipateurs sont utilisés aux les domaines d'applications suivantes :

1. Refroidissement des appareils électroniques tels que microprocesseurs, DSP, GSP.

2. Réfrigération.
3. Moteurs thermiques.

Dans l'usage courant, il s'agit d'un objet métallique mis en contact avec la surface chaude d'un composant électronique - bien que dans la plupart des cas, un matériau d'interface thermique mince intervienne entre les deux surfaces. Les microprocesseurs et les semi-conducteurs de gestion de l'énergie sont des exemples d'électronique qui ont besoin d'un dissipateur de chaleur pour y réduire la température en augmentant la masse thermique et les dissipations de chaleur (principalement par conduction et convection et dans une moindre mesure par rayonnement).

II.4 Dissipateur de chaleur à micro-canaux :

Les dissipateurs de chaleur à micro-canaux présentent un coefficient de transfert de chaleur par convection élevé, ce qui est particulièrement bénéfique pour le refroidissement de l'électronique de haute gamme.

II.4.1 Les paramètre de conception :

Les paramètres de conception comprennent le matériau du dissipateur de chaleur, le nombre et la géométrie des ailettes et leur alignement et l'épaisseur de la plaque de base comme indiqué sur la figure (II.4). Afin d'obtenir la résistance thermique et la perte de charge minimales, chacun de ces paramètres doit être bien conçu.

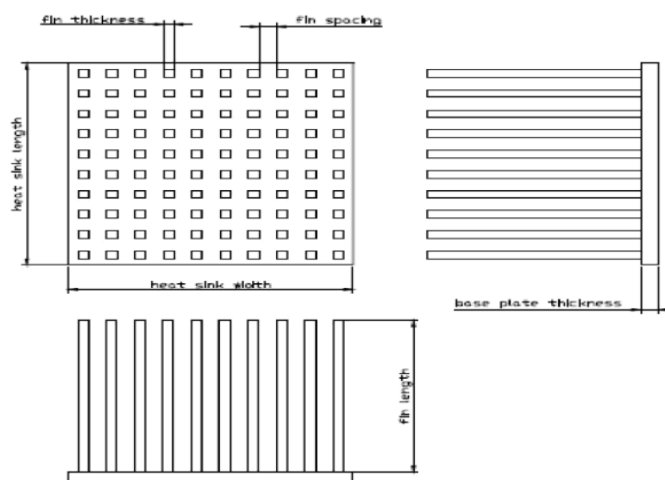


Fig.II.4 : Paramètres de conception du dissipateur de chaleur.

II.4.2 Matériau du dissipateur de chaleur :

Les dissipateurs thermiques sont fabriqués à partir d'un bon conducteur thermique tel que le cuivre ou un alliage d'aluminium. Le cuivre (401 W / m K à 300 K) est nettement plus cher que l'aluminium (237 W / m K à 300 K) mais est environ deux fois plus efficace que le conducteur thermique. L'aluminium présente l'avantage significatif de pouvoir être facilement formé par extraction, rendant ainsi possible des sections transversales complexes. L'aluminium est également beaucoup plus léger que le cuivre, offrant moins de contraintes mécaniques sur les composants électroniques délicats.

Certains dissipateurs de chaleur en aluminium ont un noyau en cuivre comme un

compromis comme dans le dissipateur de chaleur Switch 462-A. Bien que la conductivité thermique du zinc soit inférieure à celle de l'aluminium et du cuivre, il peut également être un bon matériau pour le refroidissement électronique. Figure (II.5). Lorsque le zinc est ajouté à un alliage, il élimine la porosité dans le processus de coulée, ce qui est un avantage par rapport à l'aluminium et au cuivre car ils ne sont pas exempts de pores après la coulée.

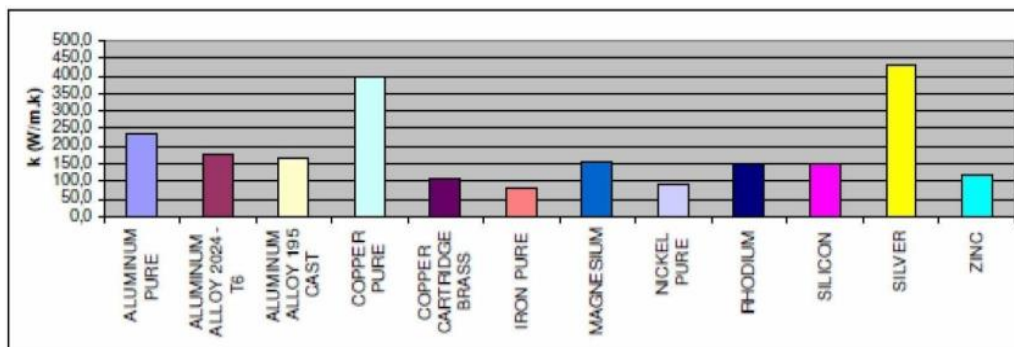


Fig.II.5 : Conductivités thermiques des matériaux de dissipateur thermique courants et candidats possibles.

II.4.3 Le nombre de d'ailettes :

Un dissipateur de chaleur se compose généralement d'une base avec une ou plusieurs surfaces planes et un réseau de saillies en forme de peigne ou d'ailette pour augmenter la surface du dissipateur de chaleur en contact avec l'air, et ainsi augmenter le taux de dissipation de chaleur. Sur la figure (II.6), le Cu MHE avec des canaux moulés, des plénums coupés et des trous percés est mesuré au niveau micro. C'est l'un des facteurs les plus importants pour les performances du dissipateur thermique.

Un dissipateur thermique conçu pour le refroidissement de l'électronique est un échangeur de chaleur compact pour lequel le rapport de la surface de transfert de chaleur au volume occupé est très important. Par conséquent, l'augmentation du nombre d'ailettes offre plus de surface pour le transfert de chaleur. En augmentant le nombre d'ailerons de 238 à 294, Hedgehog a augmenté la zone de transfert de chaleur de 8,4% et une efficacité d'environ 10% est assurée dans la succession de Hedgehog-238M à Hedgehog-294M. Cependant, il convient de noter que l'augmentation du nombre d'ailettes crée un effet indésirable, qui est l'augmentation de la perte de charge statique. Afin de surmonter des chutes de pression plus élevées, des puissances de pompage plus élevées sont nécessaires, ce qui nécessite l'installation de ventilateurs ou de soufflantes plus puissants.

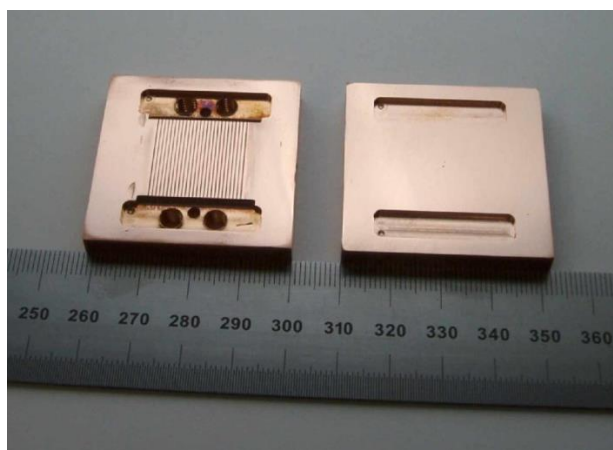
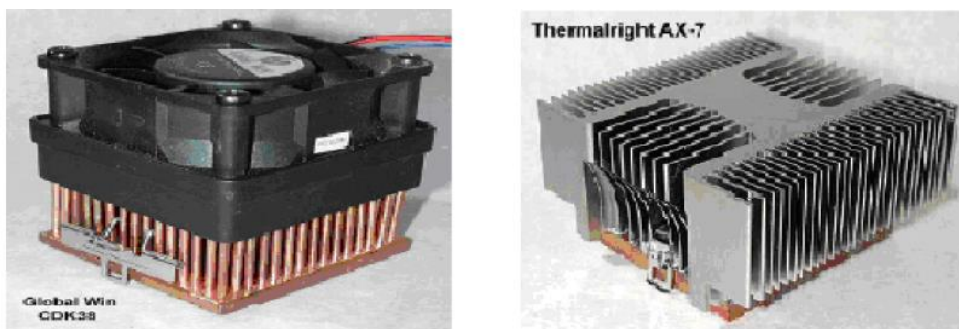


Fig.II.6 : *Cu MHE avec canaux moulés, plénums coupés et trous percés.***II.4.4 Formes des d'ailettes :**

Différents types de géométries de dissipateur thermique sont possibles. Des ailerons de pin, des ailerons droits, des ailerons cannelés, des ailerons ondulés et des ailerons avec la géométrie non standard sont possibles. Les plus courants sont les ailettes à broches dont la section transversale peut être ronde, carrée, elliptique, hexagonale ou toute autre géométrie appropriée. Une conception de dissipateur de chaleur à ailettes de section transversale ronde est utilisée dans Global Win CDK38. Figure (II.7). Les ailettes droites qui ont des sections transversales rectangulaires sont également largement utilisées. En fonction de l'espacement entre les ailettes d'un dissipateur thermique, les exigences de débit et les chutes de pression peuvent différer.

**Fig.II.7 :** *Deux dissipateurs de chaleur avec une géométrie d'ailette différente.***II.4.5 Autres paramètres :**

- Un ventilateur aide souvent un dissipateur thermique en fournissant un flux d'air accru au-dessus du dissipateur thermique. Ainsi un gradient de température plus important en remplaçant l'air réchauffé plus rapidement que la convection passive ne le permet seule - c'est ce qu'on appelle un système à air forcé.
Si un ventilateur est spécifié pour un système, la perte de charge, le débit volumétrique et la section transversale du débit deviennent également des contraintes du système. Sinon, ce sont les paramètres de conception.
- Chute de pression : La perte de charge est la résistance au mouvement de l'air et elle est liée à la section transversale du débit, à l'espacement des ailettes et à la longueur des ailettes. Le dissipateur thermique doit être conçu de manière à produire une perte de charge inférieure à la pression statique du ventilateur. Le dissipateur thermique sélectionné ou conçu modifie la perte de charge totale du système, bien que ce ne soit pas une différence très importante, le point de fonctionnement qui est l'intersection de la courbe d'impédance du système et de la courbe d'impédance du ventilateur peut se déplacer.
- Débit volumétrique : Le débit volumétrique est la vitesse multipliée par la section transversale du débit. L'amplitude de la vitesse de l'air entrant est le facteur dominant créant la turbulence. Par conséquent, si le ventilateur est spécifié, la vitesse de l'air et le régime d'écoulement sont connus. La vitesse d'entrée du débit en tant que paramètre de conception est également étudiée dans la littérature. En augmentant la vitesse d'entrée du flux donc le débit volumétrique, ce qui se traduit par des turbulences, la résistance

thermique peut être réduite de 35% par rapport à la même géométrie à écoulement laminaire.

- Section transversale du flux : La section transversale du flux est connue tant que les dimensions du ventilateur sont connues. La conception d'un dissipateur thermique avec une section transversale plus petite que la zone d'écoulement crée le contournement de l'air. Étant donné qu'une partie de l'air fourni par le ventilateur ne participe pas au transfert de chaleur, l'efficacité est réduite.

II.5 Différents types de dissipateurs de chaleur :

Les dissipateurs thermiques sont classés en différentes catégories en fonction de différents critères. Considérons les principaux types, à savoir les dissipateurs de chaleur actifs et les dissipateurs de chaleur passifs.

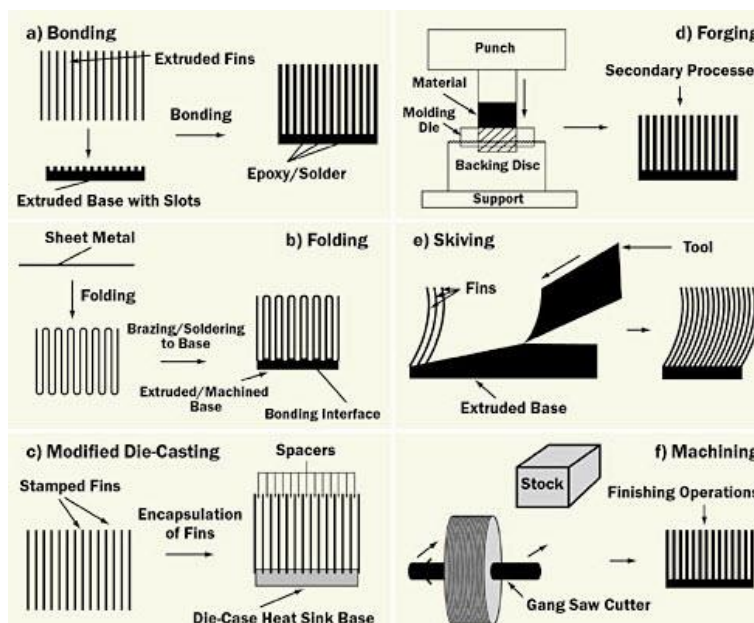


Fig.II.8 : *différents types de dissipateurs de chaleur.*

II.5.1 Dissipateurs de chaleur actifs :

Ceux-ci sont généralement de type ventilateur et utilisent de l'énergie à des fins de refroidissement. Ils peuvent également être appelés dissipateur de chaleur ou ventilateurs. Les ventilateurs sont en outre classés comme type de roulement à billes et type de roulement à manchon. Les ventilateurs de moteur à roulement à billes sont préférés car leur durée de travail est plus longue et ils sont moins chers lorsqu'il s'agit d'une utilisation à longue portée. Les performances de ces types de dissipateurs de chaleur sont excellentes, mais pas pour les applications à long terme car ils se composent de pièces mobiles et sont aussi un peu chers.

II.5.2 Dissipateurs de chaleur passifs :

Ceux-ci ne possèdent aucun composant mécanique et sont constitués de radiateurs à ailettes en aluminium. Ceux-ci dissipent l'énergie thermique ou la chaleur en utilisant le processus de convection. Ceux-ci sont plus fiables que les dissipateurs de chaleur actifs ; et,

pour un fonctionnement efficace des dissipateurs de chaleur passifs, il est recommandé de maintenir un flux d'air continu à travers leurs ailettes.

II.5.3 Dissipateur de chaleur en aluminium :

Les dissipateurs de chaleur sont généralement constitués de métaux ; et, l'aluminium est le métal le plus couramment utilisé dans le dissipateur de chaleur. Nous sommes conscients du fait que la conductivité thermique de chaque métal est différente. La conductivité thermique du métal est proportionnelle au transfert de chaleur dans le dissipateur de chaleur. Ainsi, si la conductivité thermique du métal augmente, la capacité de transfert de chaleur du dissipateur thermique augmentera également (voire figure II.9).

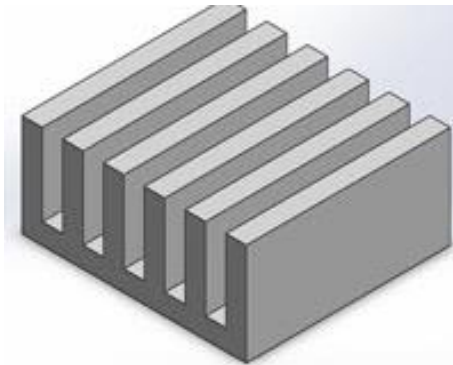


Fig.II.9 : *Dissipateur de chaleur en aluminium.*

La conductivité thermique de l'aluminium est presque 235 W / mk ; c'est le métal le moins cher et le plus léger. Les dissipateurs de chaleur en aluminium sont également appelés dissipateurs de chaleur extrudés, car ils peuvent être fabriqués par extrusion.

II.5.4 Dissipateurs de chaleur estampés :

Ceux-ci sont faits de métaux qui sont estampés pour former une forme particulière. Ce tampon crée les dissipateurs de chaleur chaque fois que le métal est déplacé à travers la machine à estamper. Ceux-ci sont moins chers que les dissipateurs de chaleur extrudés. Ces dissipateurs sont utilisés pour les applications à faible puissance et par conséquent, ils sont peu performants.

II.5.5 Usinage de dissipateurs de chaleur :

Ceux-ci sont fabriqués par processus d'usinage ; une scie à ruban est fréquemment utilisée pour enlever un bloc de matériau afin de fabriquer des inters ailettes avec un espacement précis. Ces dissipateurs sont chers car beaucoup de métal peut devenir un gaspillage dans le processus de fabrication.

II.5.6 Dissipateurs de chaleur à ailettes collées :

Ceux-ci sont fréquemment utilisés pour des applications physiquement importantes qui nécessitent des performances sensibles telles que le soudage électrique et les applications de briques DC-DC. Ceux-ci sont fabriqués en collant des ailettes individuelles en métal à la base d'un dissipateur thermique. Cela peut se faire selon deux méthodes à savoir l'époxy thermique qui est économique et l'autre est par brasage qui est coûteux.

II.5.7 Dissipateurs de chaleur à ailettes pliées :

Ces dissipateurs de chaleur à ailettes pliées ont une grande surface et possèdent un matériau de dissipateur de chaleur plié, et par conséquent, ils ont des performances très élevées et une densité de flux thermique très élevée. Dans ces éviers, l'air est dirigé pour s'écouler directement dans les dissipateurs de chaleur à travers une conduite. Cela rend le tout coûteux car le coût de fabrication et de canalisation est inclus dans le coût global de l'évier.

II.5.8 Dissipateurs de chaleur Skived :

Le procédé de Skiving est utilisé pour la fabrication de ces éviers, ce qui consiste à fabriquer des blocs très fins de métaux généralement en cuivre. Par conséquent, ceux-ci sont appelés dissipateurs de chaleur déformés. Ce sont des dissipateurs de chaleur de moyenne à haute performance.

II.5.9 Dissipateurs de chaleur forgés :

Les métaux comme le cuivre et l'aluminium sont utilisés pour former des dissipateurs de chaleur en utilisant des forces de compression. Ce processus est appelé processus de forgeage. Par conséquent, ils sont appelés dissipateurs de chaleur forgés.

II.5.10 Dissipateurs de chaleur à une seule ailette :

Ceux-ci sont légers et peuvent être installés dans des espaces restreints. Ils possèdent également des performances faibles et peuvent être utilisés pour plusieurs applications. Mais l'inconvénient majeur est qu'ils sont peu chers.

II.5.11 Dissipateurs thermiques sertis :

L'estampage est un processus de forgeage à froid, mais peut parfois être effectué même en tant que le processus de travail à chaud dans lequel les dimensions d'une empreinte sont modifiées en une matrice. Ces dissipateurs sont peu coûteux, moyennement performants et avec un écoulement d'air limités.

II.6 Principe du dissipateur de chaleur :

La loi de Fourier de la conduction thermique stipule que si un gradient de température est présent dans un corps, la chaleur sera transférée d'une région à haute température à une région de température permise. Et, cela peut être réalisé de trois manières différentes, telles que convection, rayonnement et conduction.

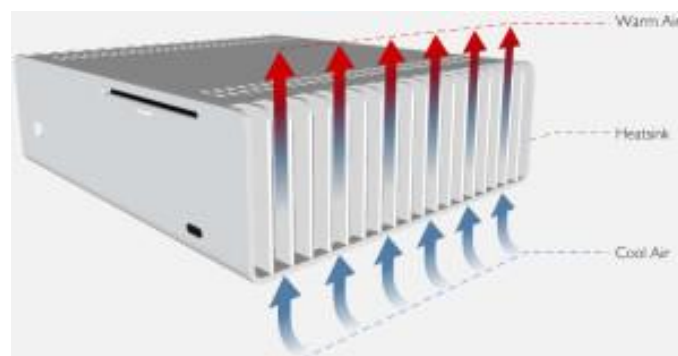


Fig.II.10 : Principe du dissipateur de chaleur.

Chaque fois que deux objets avec une température différente entrent en contact l'un avec l'autre, la conduction se produit, provoquant la collision des molécules à déplacement rapide de l'objet à haute chaleur avec les molécules à déplacement lent des objets plus froids, et ainsi, transfère l'énergie thermique à l'objet plus froid. , et ceci est appelé conductivité thermique.

De même, le dissipateur de chaleur transfère la chaleur ou l'énergie thermique d'un composant à haute température à un milieu à basse température comme l'air, l'eau, l'huile, etc. Habituellement, l'air est utilisé comme milieu à basse température ; et, si l'eau est utilisée comme milieu, alors elle est appelée plaque froide.

II.7 Méthodes actuelles utilisées dans l'industrie :

Voici les différents types de méthodes utilisées dans l'industrie électronique (informatique) pour refroidir les modules, les systèmes et les centres de données.

II.7.1 Refroidissement au niveau du module :

Le refroidissement du module de processeur est généralement caractérisé de deux manières : le refroidissement interne et externe au module et s'applique aux modules à une et à plusieurs puces. Figure (II.4) illustre la distinction entre les deux régimes de refroidissement dans le cadre d'un module mono puce.

II.7.1.1 Refroidissement du module interne :

Le principal mode de transfert de chaleur interne au module est la conduction. La résistance thermique interne est donc dictée par la construction physique du module et les propriétés du matériau. L'objectif est de transférer efficacement la chaleur des circuits électroniques vers une surface externe du module où la chaleur sera évacuée par des moyens externes qui seront discutés dans la section suivante.

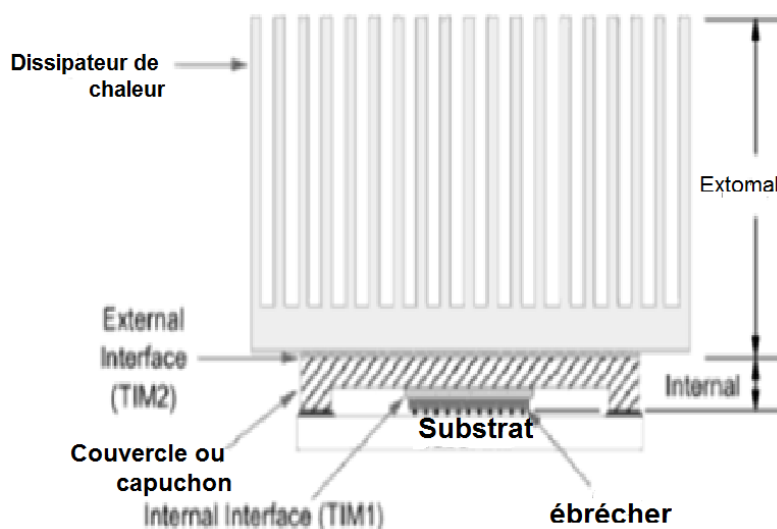


Fig.II.11 : Coupe transversale d'un module typique indiquant la région de refroidissement interne et la région de refroidissement externe.

II.7.1.2 Refroidissement du module externe :

Le refroidissement externe au module sert de moyen principal pour transférer efficacement la chaleur générée à l'intérieur du module vers l'environnement du système.

Traditionnellement, et de préférence, l'environnement système de choix était l'air en raison de sa facilité de mise en œuvre, de son faible coût et de sa transparence pour l'utilisateur final ou le client. Cette section se concentrera donc sur les dissipateurs de chaleur refroidis par air. Les dissipateurs de chaleur refroidis par liquide, généralement appelés plaques froides, seront également décrits.

II.7.1.3 Refroidissement par immersion :

Le refroidissement par immersion a été intéressant comme méthode possible pour refroidir des composants à flux thermique élevé pendant plusieurs années. Contrairement aux approches à plaques froides refroidies à l'eau qui utilisent des parois physiques pour séparer le liquide de refroidissement des copeaux, le refroidissement par immersion met le liquide de refroidissement en contact physique direct avec les copeaux.

En conséquence, la plupart des contributeurs à la résistance thermique interne sont éliminés, à l'exception de la résistance de conduction thermique des jonctions du dispositif à la surface de la puce en contact avec le liquide.

Le refroidissement par immersion de liquide direct offre un coefficient de transfert de chaleur élevé qui réduit l'élévation de température de la surface chauffée de la puce au-dessus de la température du liquide de refroidissement. L'amplitude du coefficient de transfert de chaleur dépend des propriétés thermo-physiques du fluide de refroidissement et du mode de transfert de chaleur par convection. Les modes de transfert de chaleur associés au refroidissement par immersion de liquide sont généralement classés en convection naturelle, convection forcée et ébullition. La convection forcée comprend l'impact du jet de liquide dans le régime monophasé et l'ébullition (y compris l'ébullition de la piscine, l'ébullition et le refroidissement par pulvérisation) dans le régime biphasé.

II.7.2 Refroidissement au niveau du système :

Les systèmes de refroidissement pour ordinateurs peuvent être classés en deux catégories : refroidis à l'air, hybride, liquide ou réfrigérés. Un système refroidi par air est un système dans lequel l'air, généralement en mode de convection forcée, est utilisé pour refroidir directement et évacuer la chaleur des réseaux de modules et de boîtiers électroniques. Dans certains systèmes, le refroidissement par air seul peut ne pas être adéquat en raison du chauffage de l'air de refroidissement lorsqu'il passe à travers la machine. Dans de tels cas, une conception de refroidissement hybride peut être utilisée, avec de l'air utilisé pour refroidir les boîtiers électroniques et des échangeurs de chaleur refroidis à l'eau utilisés pour refroidir l'air. Pour des ensembles de puissance encore plus élevés, il peut être nécessaire d'utiliser un refroidissement liquide indirect. Ceci est généralement réalisé en utilisant des plaques froides refroidies à l'eau sur lesquelles des composants de dissipation de chaleur sont montés, ou qui peuvent être montées sur des modules contenant des puces de circuit intégré. Finalement, un refroidissement par immersion de liquide direct peut être utilisé pour s'adapter à des flux de chaleur élevés et à une charge thermique élevée du système.

II.7.2.1 Refroidissement par air :

Bien que la convection forcée et l'ébullition liquides offrent les taux de transfert de chaleur les plus élevés, le refroidissement par air a été et continue d'être la technique la plus largement utilisée pour le rejet de chaleur. Les principaux avantages du refroidissement à l'air sont sa

disponibilité immédiate et sa facilité d'application. Avant 1964, tous les ordinateurs étaient refroidis uniquement par air forcé. Les dispositifs de déplacement d'air absorbaient l'air ambiant et fournissaient un flux d'air en série sur des colonnes de cartes portant des cartes à circuits imprimés avec des modules à puce unique. Dans de nombreux cas, des dispositifs de déplacement d'air en bas ou en haut d'une colonne de panneaux fournissaient un flux d'air de refroidissement suffisant. Un agencement de flux d'air push-pull avec des dispositifs de déplacement d'air à la fois en bas et en haut de la colonne de panneaux a été utilisé pour les cas nécessitant une capacité de chute de pression plus élevée.

Les systèmes à refroidissement par air forcé peuvent être subdivisés en systèmes à flux série et parallèle. Dans un système à flux série, le même flux d'air passe sur des rangées successives de modules ou de cartes, de sorte que chaque rangée est refroidie par l'air qui a été préchauffé par la rangée précédente. En fonction de la puissance dissipée et du débit d'air, le débit d'air en série peut entraîner une augmentation substantielle de la température de l'air à travers la machine. L'augmentation de la température de l'air de refroidissement se traduit directement par une augmentation des températures de fonctionnement du circuit. Cet effet peut être réduit en augmentant le débit d'air. Bien entendu, pour ce faire, il faut des ventilateurs plus gros pour fournir le débit le plus élevé et surmonter l'augmentation de la chute de pression du débit d'air. Des systèmes de circulation d'air parallèles ont été utilisés pour réduire l'élévation de température de l'air de refroidissement. Dans les systèmes de ce type, les cartes ou modules de circuits imprimés sont tous alimentés en air en parallèle. Etant donné que chaque carte ou module reçoit sa propre alimentation en air de refroidissement, les systèmes de ce type nécessitent généralement un débit volumétrique total d'air plus élevé.

II.7.2.2 Refroidissement hybride air-eau :

Un système de refroidissement hybride air-liquide offre une méthode pour gérer la température de l'air de refroidissement dans un système sans recourir à une configuration parallèle et à des débits d'air plus élevés. Dans un système de ce type, un échangeur de chaleur refroidi à l'eau est placé dans le flux d'air chauffé pour extraire la chaleur et réduire la température de l'air.

Le système de refroidissement incorporait un échangeur de chaleur à tubes à ailettes air-eau entre chaque rangée successive de circuits imprimés. Les modules sur les cartes étaient toujours refroidis par convection forcée avec de l'air, cependant, l'air chauffé sortant d'une carte passait à travers un échangeur de chaleur air-eau avant de passer sur la carte suivante. Environ 50% de la chaleur transférée à l'air dans les colonnes de carton a été transférée à l'eau de refroidissement.

En fin de compte, le refroidissement hybride air-liquide offre le potentiel d'un système de refroidissement par air scellé, à recirculation et à cycle fermé avec rejet total de la chaleur de la charge thermique absorbée par l'air vers l'eau glacée. L'étanchéité du système offre des avantages supplémentaires. Il permet l'utilisation de ventilateurs plus puissants pour fournir des débits d'air plus élevés avec peu ou pas d'impact sur l'acoustique. De plus, le potentiel d'émissions électromagnétiques provenant des ouvertures d'entrée / sortie d'air dans le châssis de l'ordinateur est éliminé. Une autre variante du système de refroidissement hybride est le système de refroidissement liquide-air. Dans ce système, le liquide circule dans une boucle étanche à travers une plaque froide fixée à un module électronique dissipant la chaleur. La

chaleur est ensuite transportée via le courant liquide vers un échangeur de chaleur refroidi par air où elle est rejetée dans l'air ambiant. Ce schéma offre les avantages de performance du refroidissement liquide indirect au niveau du module tout en conservant les avantages du refroidissement par air au niveau du système ou du boîtier.

II.7.2.3 Systèmes de refroidissement liquide :

Les échangeurs de chaleur air-eau dans un système hybride refroidi par air-eau ou les plaques froides refroidies par eau dans un système refroidi par conduction reposent sur une source d'eau contrôlée en termes de pression, de débit, de température et de chimie. Afin d'assurer l'intégrité physique, les performances et la fiabilité à long terme du système de refroidissement, l'eau du client ne passe généralement pas directement à travers les composants porteurs d'eau dans les cadres électroniques. Ceci est dû à la grande variabilité qui peut exister dans la qualité de l'eau disponible dans les installations informatiques à travers le monde. Au lieu de cela, une unité de pompage et d'échange de chaleur, parfois appelée unité de distribution de liquide de refroidissement (CDU), est utilisée pour contrôler et distribuer l'eau de refroidissement du système aux cadres électroniques des ordinateurs.

La boucle fermée principale (c'est-à-dire le système) est utilisée pour faire circuler l'eau de refroidissement vers et depuis les châssis électroniques. La charge thermique du système est transférée à la boucle secondaire (c'est-à-dire l'eau du client) via un échangeur de chaleur eau-eau dans le CDU. Dans un châssis électronique, une combinaison de réseaux d'écoulement en série parallèle est utilisée pour distribuer le débit d'eau aux plaques froides individuelles et aux échangeurs de chaleur. Le débit d'eau dans la boucle primaire est fourni à un débit fixe par une seule pompe en fonctionnement, avec une pompe de secours pour assurer un fonctionnement ininterrompu en cas de panne de la pompe en fonctionnement.

La température de l'eau dans la boucle primaire est contrôlée en utilisant une vanne mélangeuse pour réguler la fraction du débit autorisée à passer à travers l'échangeur de chaleur eau-eau et en forçant le reste à contourner l'échangeur de chaleur. Un CDU est également nécessaire pour les systèmes de refroidissement par immersion directe. De plus, en raison de la pression de vapeur relativement élevée des liquides de refroidissement appropriés pour les applications d'immersion directe (par exemple, les fluorocarbures), le système de refroidissement doit être à la fois «étanche à la vapeur» et «étanche aux liquides» pour éviter toute perte de produit relativement coûteux. Liquide de refroidissement.

II.7.2.4 Systèmes refroidis par réfrigération :

Le potentiel d'amélioration des performances de l'ordinateur en fonctionnant à des températures plus basses a été reconnu dès la fin des années 60 et le milieu des années 70. Certaines des premières études se sont concentrées sur les appareils Josephson fonctionnant à des températures d'hélium liquide (4K). L'accent s'est ensuite déplacé vers les dispositifs CMOS fonctionnant à des températures proches de l'azote liquide (77K).

Un certain nombre de chercheurs ont identifié les avantages électriques du fonctionnement de l'électronique jusqu'aux températures de l'azote liquide (77 K). En résumé, les avantages sont :

- Augmentation des vitesses moyennes de dérive des porteurs (même à des champs élevés) ;
- Pente inférieure au seuil plus raide, plus courants inférieurs au seuil (fuites dans les canaux) qui offrent des marges de bruit plus élevées.
- Transconductance plus élevée.
- Comportement de tension de seuil bien défini.
- Aucune dégradation des effets de géométrie.
- Conductivité de la ligne électrique améliorée.
- Les limites de densité de courant admissibles augmentent considérablement (c'est-à-dire que les problèmes d'électro migration diminuent).

II.8 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons conclu que ces dernières années, il y a eu un grand développement dans le dissipateur de chaleur, et le dissipateur de chaleur est devenu plus dépendant de la mousse métallique dans l'exécution de ses travaux et la généralisation de ses utilisations en électronique. Il est beaucoup plus léger que le cuivre, qui fournit moins de contraintes mécaniques sur les composants électroniques sensibles.

CHAPITRE : III

Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux en mousse d'aluminium

III.1 Introduction :

La simulation se définit comme l'analyse ou l'utilisation de modèles pour un système spécifique pour comprendre son comportement dans un contexte spécifique et améliorer ses performances. C'est l'un des outils d'aide à la décision les plus efficaces dont disposent les concepteurs et les gestionnaires de systèmes complexes. Il consiste à construire un modèle d'un système réel et à exécuter des expériences avec ce modèle.

La simulation ne remplace pas l'expérimentation, mais la complète. Il permet d'analyser le problème en conditions réelles. Ou, au contraire, dans des conditions de test difficiles (climat rigoureux ...). Cela ne peut pas être fait par l'expérimentation (raison de coûts...), ainsi la simulation accroît le champ des tests pour un système. La simulation se présente presque toujours sous forme d'un programme ou d'outils informatique. Ces derniers sont couramment appelés des environnements de simulation.

Dans ce chapitre, nous procédons à la simulation du phénomène de transfert de chaleur d'un dissipateur à micro-canaux en mousse d'aluminium, à un canal sous forme sphérique (voir figure III.1). En utilisant le logiciel Comsol Multiphysics software pour dessiner la géométrie et simuler le comportement selon des conditions de fonctionnement réel.

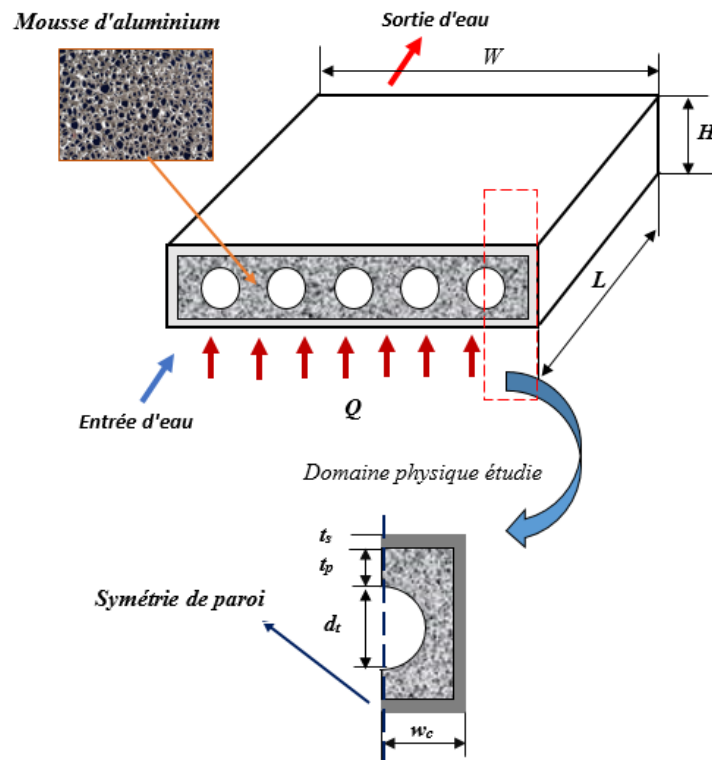


Fig.III.1 : Schéma de dissipateur thermique à micro canaux en mousse d'aluminium étudiée.

III.2 Présentation de logiciel de simulation :

III.2.1 Présentation du COMSOL :

Pour concevoir le modèle thermique, nous avons utilisé le logiciel COMSOL Multiphysics. C'est un programme conçu par la société "Comsol". Fondé en 1986 en Suède par Svante Littmarck et Farhad Saeidi . Spécialisé dans le développement de logiciels, il est utilisé par de nombreuses grandes entreprises à travers le monde. En utilisant COMSOL, vous pouvez modéliser et simuler n'importe quel système basé sur la physique.

COMSOL Multiphysics comprend l'interface COMSOL Desktop® utilisateur graphique et un ensemble d'interfaces d'utilisateur prédéfinis avec des outils de modélisation associés, appelés interfaces de physique, pour la modélisation des applications courantes. Une suite de produits add-on élargit cette plate-forme de simulation multiphysique pour la modélisation des domaines d'application spécifiques ainsi que l'interface avec des logiciels tiers et de leurs capacités. COMSOL Multiphysics est nécessaire pour exécuter l'un des produits add-on.

La notion de multi-physique est représentée dans la combinaison de plusieurs phénomènes physiques lors de la description d'un processus. On peut décrire mathématiquement des phénomènes physiques très différents par les mêmes équations générales. Alors que des géométries et des phénomènes complexes nécessitent la modélisation avec des équations complexes et des conditions aux limites, COMSOL Multiphysics offre un couplage des différentes formulations physiques simple. Le résultat de ses systèmes sont des équations qui peuvent être résolues de façon séquentielle ou dans une formulation entièrement couplée. Multiphasiques étendus: Physique dans différentes géométries peuvent être facilement combinés. Ces variables de couplage peuvent également être utilisés pour lier des physiques ou des géométries différentes comme dans notre cas. Lors de la modélisation et les simulations, ces descriptions sont basées sur les lois de la physique.

III.2.2 Avantages de conception avec COMSOL Multiphysics :

L'objectif principal de la création de COMSOL-Multiphysics est d'avoir un programme où les scientifiques et les ingénieurs peuvent formuler, à l'aide de l'interface utilisateur, tout système d'équations aux dérivées partielles basé sur les lois de la physique et surtout sur la base des plus courantes. Domaines de la physique et de l'ingénierie. Cette interface repose sur l'interpréteur d'équations qui formule une estimation finie de l'élément, à travers l'ensemble du système apparié. Interfaces de modélisation prédéfinies pour divers domaines de la physique appliquée, y compris plusieurs outils de couplage physique Grâce à la technologie sous-jacente, les propriétés, les sources, les puits et les conditions aux limites peuvent être des fonctions de variables modélisées et de leurs dérivées partielles.

III.2.3 Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics :

Dans notre projet on va passer étape par étape commençant par la création de la géométrie du modèle à concevoir. Après avoir dessiné notre modèle on doit rajouter les caractéristiques de la matière à chacune des formes. Les conditions aux limites et les paramètres du modèle sont rajouté. La modélisation avec COMSOL Multiphysics se résume en 5 étapes :

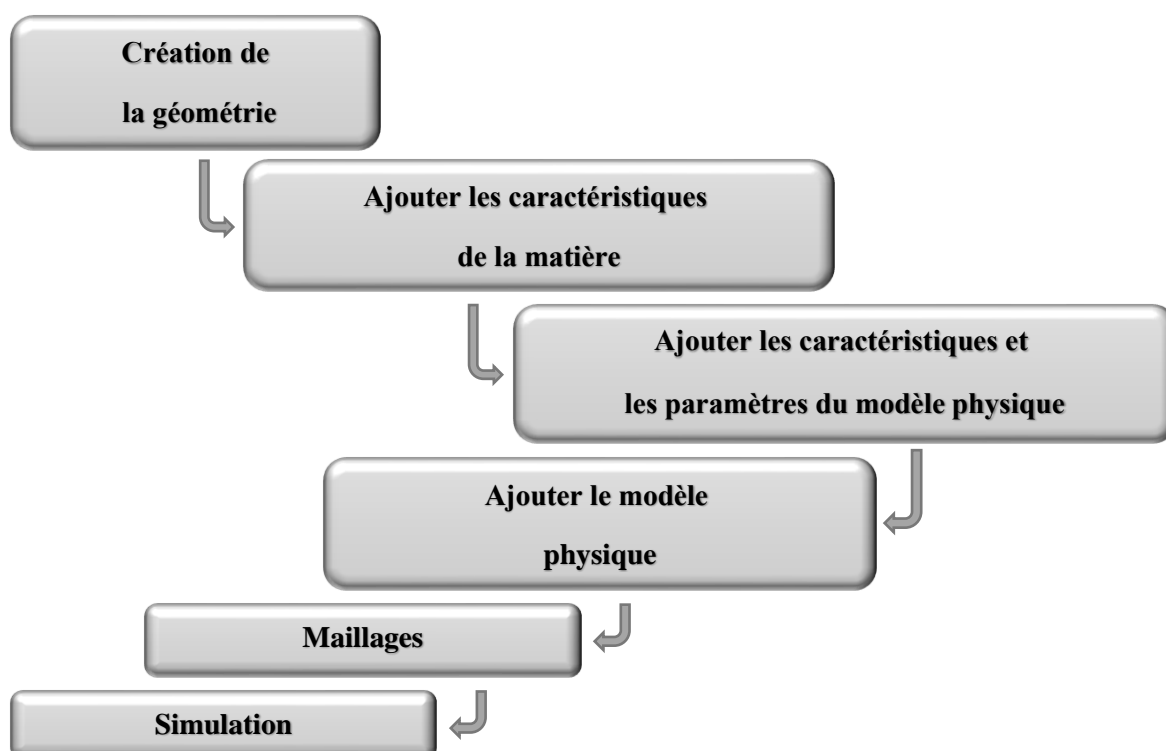


Fig.III.2 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.

III.2.4 Utilisation COMSOL :

III.2.4.1 Choix du modèle:

Au démarrage de COMSOL, il faut choisir le type de simulation que l'on souhaite faire pour limiter les calculs (en fait si le problème est mécanique, alors il ne sert à rien de résoudre l'équation de Poisson. Pour connaître la répartition des charges électriques!). On choisit d'abord de réaliser des simulations avec un modèle 3D, qui, si le calcul prend beaucoup plus de temps qu'un modèle 2D, Cela donne des résultats plus proches de la réalité. Puis on choisit un modèle mécanique de matière solide et plus précisément pour commencer par un modèle d'analyse statique, puis à un Dans un deuxième temps, nous utiliserons le formulaire d'analyse fréquentielle subjective.

Le modèle mécanique est un modèle dans lequel les variables sont le déplacement (u , v , w) de chacun des éléments élémentaires que COMSOL devra résoudre selon le système que nous allons décrire.

III.2.4.2 Géométrie de la structure:

Le programme contient des fonctions de création assez complètes (éléments élémentaires tels que domaines, cylindres, blocs, etc.) et d'édition d'ingénierie (opérations logiques). Les opérations effectuées sont organisées dans une arborescence visible dans l'une des fenêtres du

programme. Le programme fournit également des fonctionnalités avancées avec un module d'importation d'ingénierie qui permet de travailler avec des géométries existantes conçues dans d'autres programmes de conception.

III.2.4.3 modèle physique :

III.2.4.3.1 Définition du matériau:

Les matériaux utilisés sont spécifiés pour chaque volume. On utilise une bibliothèque qui permet de définir simplement toutes les constantes physiques d'une substance. Ici, nous choisirons le cuivre et l'aluminium.

III.2.4.3.2 Définition des conditions aux limites:

Cette étape importante permet de rendre compte facilement des valeurs connues de variables système spécifiques à des emplacements spécifiques. Par exemple l'imposition de variables dépendantes (comme le déplacement dans un état structurel) ou de type naturel (force qui s'applique dans un état structurel), le programme gère également les conditions de symétrie s'il en existe.

En général, des contraintes aux limites sont imposées sur les surfaces de la structure étudiée.

III.2.4.3.3 Définitions du chargement extérieur:

En plus de la condition aux limites qui donne directement la valeur des variables à certains endroits, on peut appliquer une charge externe qui doit être prise en compte pour résoudre les équations du système. Par exemple, une force peut être appliquée au centre de l'électrode et cela entraînera la déformation de la structure.

Attention, des efforts sont appliqués en un point et des pressions sur les surfaces: dans les deux cas, si nécessaire, équilibrez bien les moments de forces pour qu'il ne se produise pas de torsion dans la structure.

III.2.4.4 Maillage :

Le programme propose des outils de couplages automatiques et semi-automatiques 1D, 2D et 3D dont les paramètres sont contrôlés par l'utilisateur. Il fournit également des fonctions pour importer des réseaux dans différents formats (exemple de NASTRAN). Elle a éléments terminés par diverses formes (tétraédrique, prismatique ou hexaédrique) et commandes (linéaire, quadratique, etc.) La grille peut être améliorée dans les régions à changement rapide, et avoir une grille plus grande dans les zones légèrement déformées. Pour tester si la grille est "assez bonne", nous pouvons essayer de la peaufiner et voir si les résultats changent ou non.

III.2.4.5 Simulation:

Nous lançons la simulation sur le modèle exact ... et on attend!

III.2.4.6 Visualisation des résultats:

Les fonctionnalités de visualisation comprennent divers types de graphiques, notamment des graphiques en surface, en coupe, isométriques, flèches et des organigrammes. Le

programme offre également une variété d'outils de post-traitement pour l'évaluation et l'intégration. Les résultats peuvent être exportés dans plusieurs formats.

III.3 Formulation mathématique :

- Les équations de solide :

$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_{ted} \quad (\text{III.1})$$

$$q = -k \nabla T \quad (\text{III.2})$$

- Les équations de Milieu poreux :

$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (\text{III.3})$$

$$q = -k_{eff} \nabla T \quad (\text{III.4})$$

$$k_{eff} = \theta_p k_p + (1 - \theta_p) k + k_{disp} \quad (\text{III.5})$$

- L'équation de l'Isolation thermique:

$$-n \cdot q = 0 \quad (\text{III.6})$$

- L'équation de source de chaleur périphérique :

$$-n \cdot q = Q_b \quad (\text{III.7})$$

- L'équation de sortie :

$$-n \cdot q = 0 \quad (\text{III.8})$$

- Les équations de propriétés du fluide :

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + K] + F \quad (\text{III.9})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.10})$$

$$K = \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) \quad (\text{III.11})$$

- Les équations de propriétés des fluides et des matrices :

$$\frac{1}{\epsilon_p} \rho(u \cdot \nabla)u \frac{1}{\epsilon_p} = \nabla \cdot [-pI + K] - \left(\mu \chi^{-1} + \beta \epsilon_p \rho |u| + \frac{Q_m}{\epsilon_p} \right) u + F \quad (\text{III.12})$$

$$\rho \nabla \cdot u = Q_m \quad (\text{III.13})$$

$$K = \mu \frac{1}{\epsilon_p} (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3} \mu \frac{1}{\epsilon_p} (\nabla \cdot u) I \quad (\text{III.14})$$

$$\beta = \frac{c_F}{\sqrt{\chi}} \quad (\text{III.15})$$

- L'équation d'entrée :

$$u = -U_0 n \quad (\text{III.16})$$

III.4 Les étapes de simulation :

Etape 1 Création de la géométrie

La première étape est la création de la géométrie :

☞ Lors de l'ouverture d'un programme COMSOL Nous cliquons sur New Model Wizard (1). Après cela, il nous apparaît Select Space Dimension, Nous cliquons sur 3D (2).

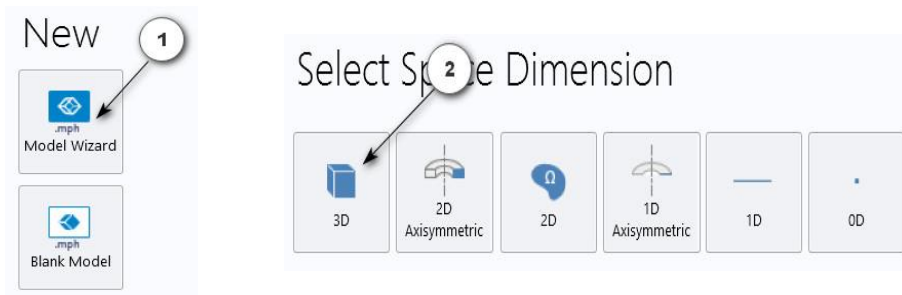


Fig.III.3 : La première étape de la création de géométrie.

Puis une page apparaît Select Physics (3). Nous cliquons sur Conjugate Heat Transfer et Laminar Flow .Ensuite, nous cliquons sur Study.

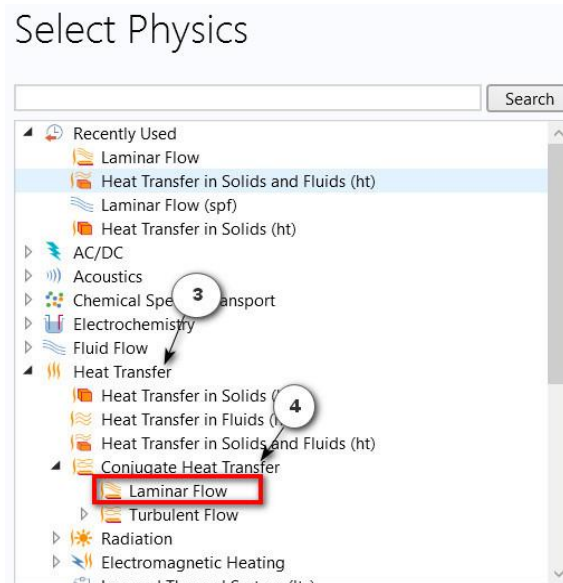


Fig.III.4 : Ajouter un flux laminaire (Laminar flow).

Après le clique sur Study, on se trouve cette fenêtre suivante (voir la fig.III.4) on choisit le type d'étude, on sélectionne sur stationary.

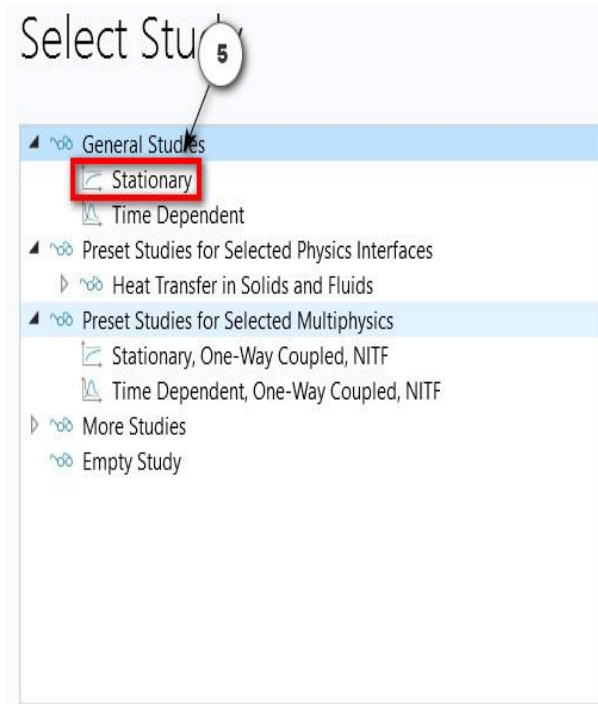


Fig.III.5 : Menu de sélection le type d'étude.

☞ Et (clique droit de la souris) de Global Définitions et cliquez sur paramètres (voir Fig.III.5). Lorsque vous définissez une nouvelle variable, il est possible d'associer des unités à cette dernière. Les unités doivent être mises entre crochets.

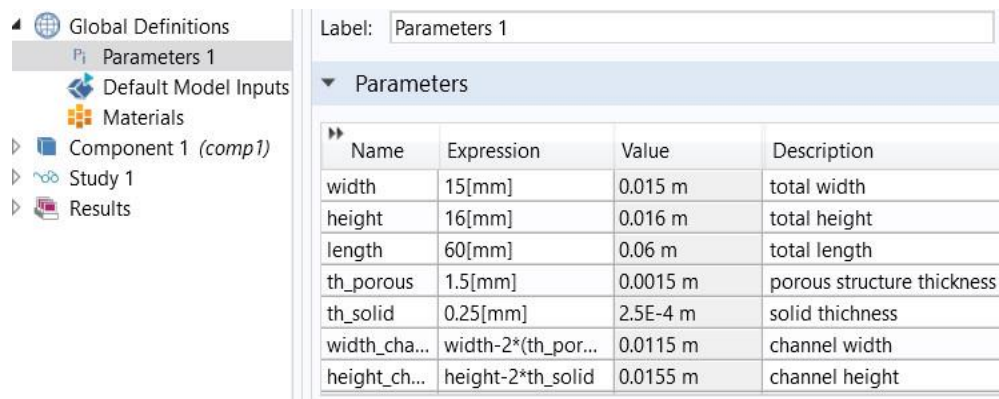


Fig.III.6 : Définitions des paramètres de modèle (dimensions et caractéristiques).

☞ Cliquez sur la fenêtre geometry. Et (clic droit de la souris) de geometry et cliquez sur Work Plane. Voir Fig.III.6. Sur Work Plane nous avons dessiné la structure à étudier (voir Fig.III.7).

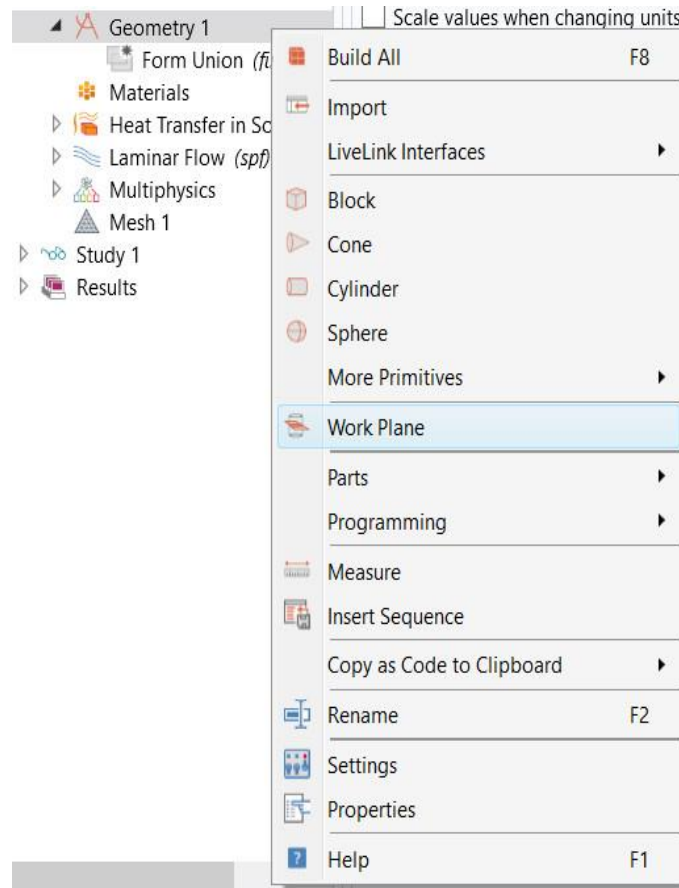


Fig.III.7 : Menu d'exécution de géométrie.

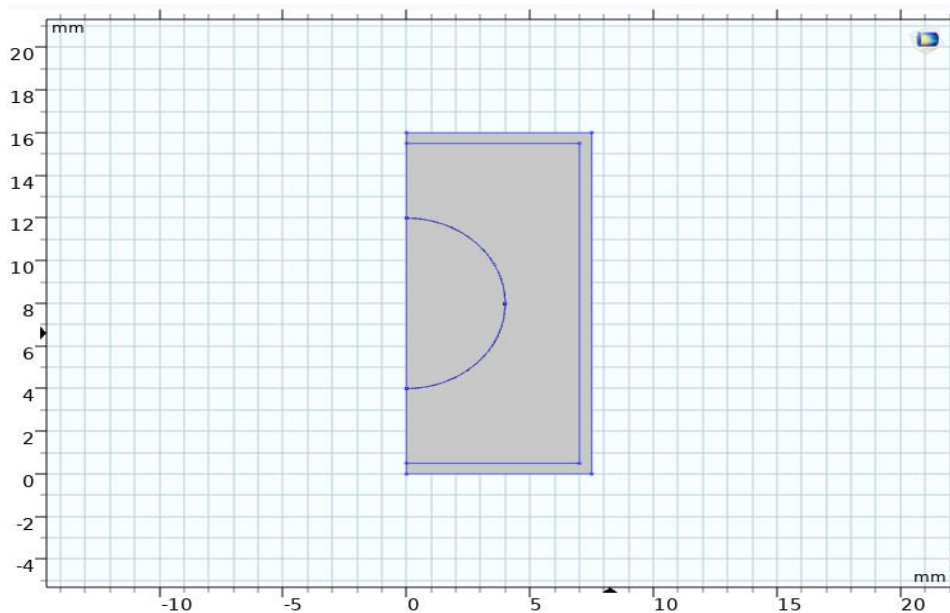


Fig.III.8 : La forme finale de la géométrie dessinée par Comsol.

Etape 2

Les caractéristiques de la matière

☞ Cliquez sur l'icône Add Material. Ensuite, dans la fenêtre de recherche, recherchez sur Water, liquide et Steel AISI 4340 et Aluminium 3003-H18. Reliez ensuite chaque matériau à son domaine, voir Fig.III.10.

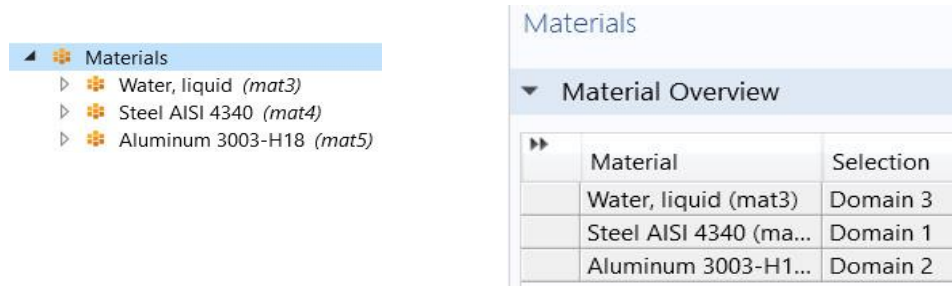


Fig.III.9 : Menu des étapes pour la sélection des matériaux.

Pour représenter correctement le phénomène de transfert de chaleur dans le dissipateur thermique et le rapprocher de la réalité, nous avons choisi le type de matériau - Aluminium 3003-H18 et Steel AISI 4340. Les propriétés et les caractéristiques sont représentées sur les tableaux suivants :

- Caractéristique de l'aluminium 3003-H18 :

Property	Variable	Value	Unit	Property group
Heat capacity at constant pres...	Cp	893[J/(k...	J/(kg·K)	Basic
Density	rho	2730[kg...	kg/m ³	Basic
Thermal conductivity	k_iso ;...	155[W/(...	W/(m·...	Basic
Relative permeability	mur_is...	1	1	Basic
Electrical conductivity	sigma...	2.326e7[...	S/m	Basic
Coefficient of thermal expansi...	alpha...	23.2e-6[...	1/K	Basic
Relative permittivity	epsilo...	1	1	Basic
Young's modulus	E	69e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Pe
Poisson's ratio	nu	0.33	1	Young's modulus and Pe

Tab.III.1 : Les caractéristiques de l'aluminium 3003-H18.

- Caractéristique pour Steel AISI 4340 :

Property	Variable	Value	Unit	Property group
Heat capacity at constant pres...	Cp	475[J/(k...	J/(kg·K)	Basic
Density	rho	7850[kg...	kg/m ³	Basic
Thermal conductivity	k_iso ;...	44.5[W/...	W/(m·...	Basic
Relative permeability	mur_is...	1	1	Basic
Electrical conductivity	sigma...	4.032e6[...	S/m	Basic
Coefficient of thermal expansi...	alpha...	12.3e-6[...	1/K	Basic
Relative permittivity	epsilo...	1	1	Basic
Young's modulus	E	205e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Pe
Poisson's ratio	nu	0.28	1	Young's modulus and Pe

Tab.III.2 : Les caractéristiques de l'acier, (Steel AISI 4340).

- Les caractéristiques de l'eau liquide :

Property	Variable	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/> Dynamic viscosity	mu	mu_f	Pa·s	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Ratio of specific heats	gamma	1	1	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Heat capacity at constant pres...	Cp	Cp_f	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Density	rho	rho_f	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Thermal conductivity	k_iso ;...	k_f	W/(m·...	Basic
Coefficient of thermal expansi...	alpha...	alpha_p...	1/K	Basic
Bulk viscosity	muB	muB(T)	Pa·s	Basic
Electrical conductivity	sigma...	5.5e-6[S...	S/m	Basic
Speed of sound	c	cs(T)	m/s	Basic

Tab.III.3 : Les caractéristiques de l'eau liquide.

Etape 3
Les caractéristiques et les paramètres du modèle physique

Nous avons deux modèles physiques (laminar flow et heat transfer). Le programme suppose que le modèle se compose de 4 parois retenant le fluide.

On passe au laminar flow. On clique droit nous ajoutons les conditions aux limites de l'entrée et la sortie de fluide de refroidissement (l'eau). Les figures III.11 et 12 représentent le menu de sélection sur la géométrie de dissipateur.

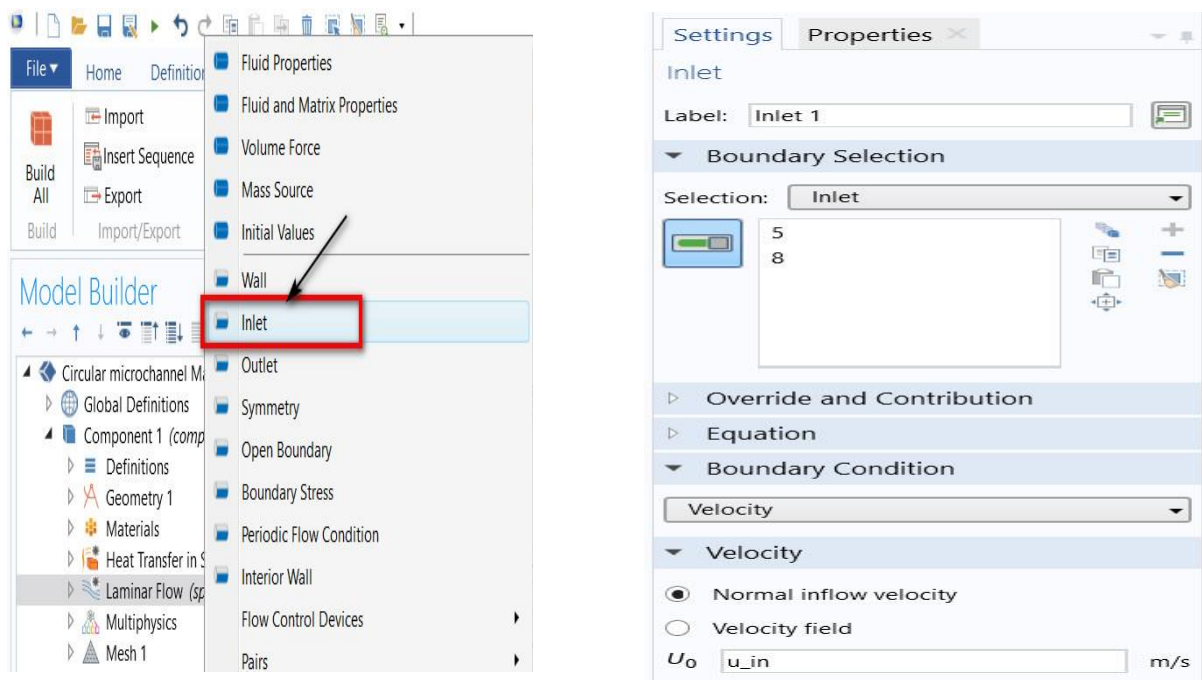


Fig.III.10 : Menu de sélection les conditions aux limites, l'entrée de l'eau (inlet).

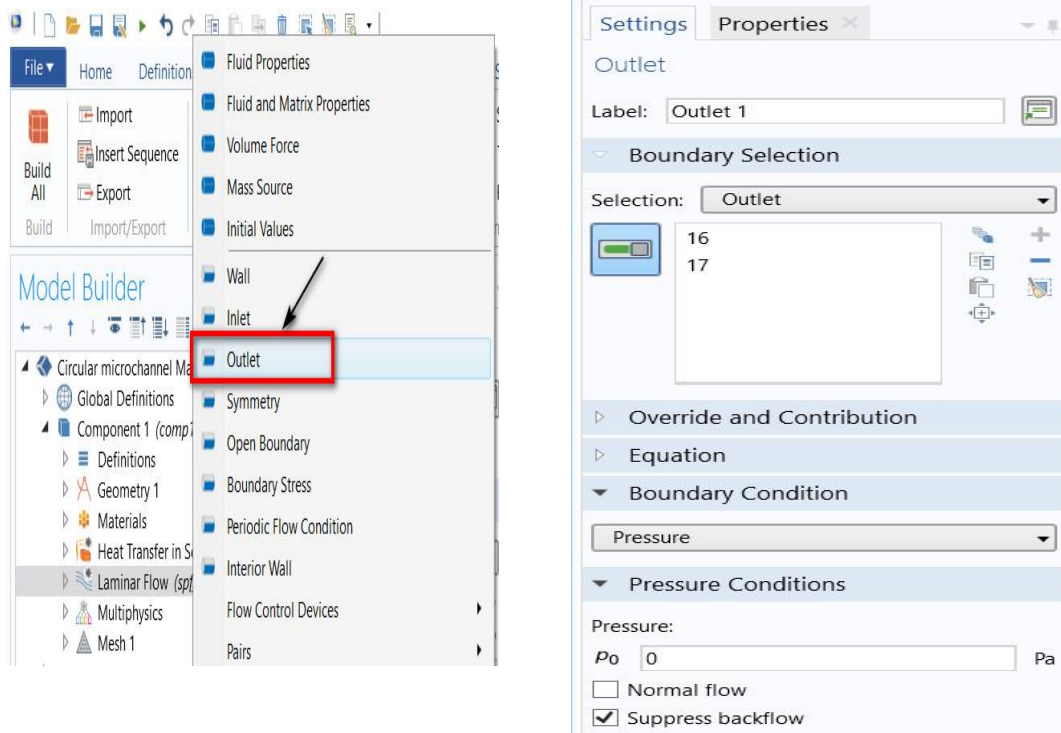


Fig.III.11 : Menu de sélection les conditions aux limites, sortie de l'eau (Outlet).

Le programme est le même que ce qui est imposé en module laminar flow (4 parois). Dans le module (Heat Transfer) en supposons que les quatre côtés sont isolés. Nous avons un fluide à une certaine température. On clique sur l'icône Heat Transfer, et nous choisissons Température et nous ajoutons des lieux d'entrée et nous y ajoutons ses détails. Les figures III.13 et 14 représentent le menu de sélections de ces étapes.

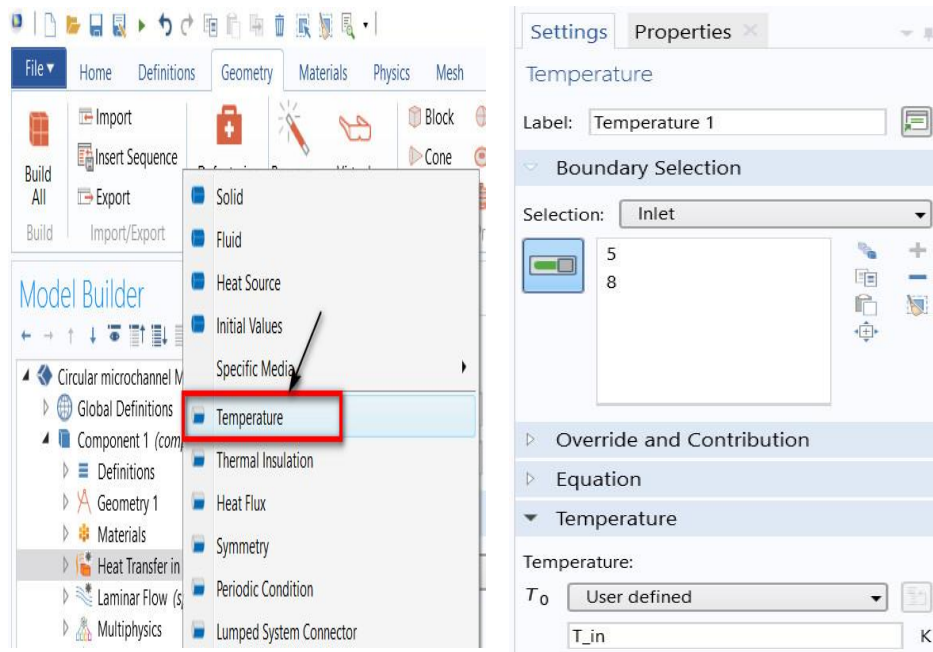


Fig.III.12 : Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau (Inlet).

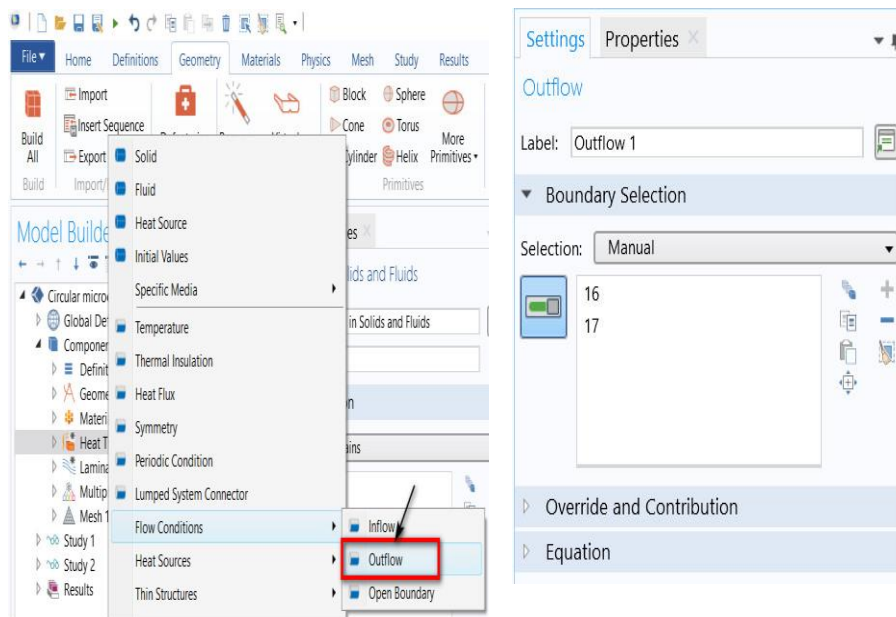


Fig.III.13 : Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau sortante (Outlet flow).

Après l'exécution des étapes précédente on obtient la géométrie de dissipateur suivante :

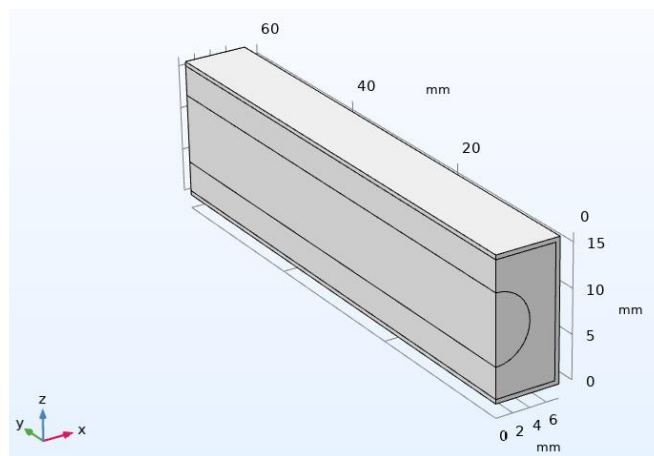


Fig.III.14 : La forme finale du modèle physique.

Etape 4 Maillages

Nous avons choisi pour notre modèle de simulation sous COMSOL Multiphysics, un maillage à élément triangulaire simple de type normal avec 41304 éléments (voir la figure III.16). Le choix d'un maillage qui nécessite un temps de calcul réduit représente la solution optimale.

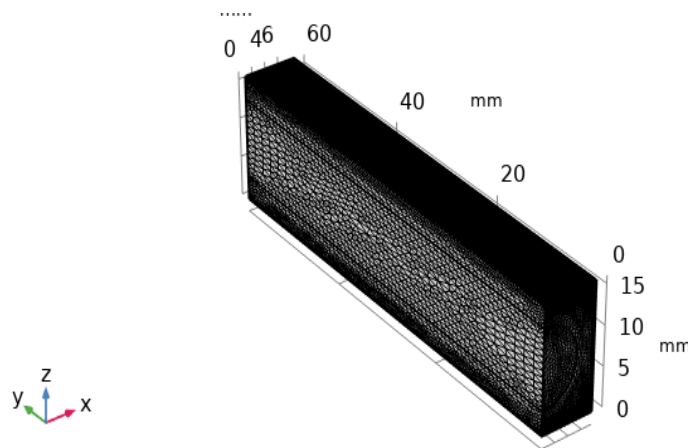


Fig.III.15 : Schéma de génération du Maillage triangulaire par Comsol.

III.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, une présentation du programme Comsol Multiphysics. Il a également été montré dans cette étude étapes de simulation par logiciel Comsol du début de la modélisation à la présentation des résultats de la simulation.

CHAPITRE : IV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats de simulations numériques l'analyse de différents paramètres notamment : le profil de vitesse, température et pression. Nous allons introduire l'effet du changement de la valeur de porosité de la mousse sur la variation de la vitesse d'écoulement d'eau.

IV.2 Résultats et discussion :

IV.2.1 Effet de la vitesse d'écoulement d'eau sur les performances thermique de dissipateur :

La figure IV.1 présente une coupe transversale de dissipateur indiquant le profil de distribution de l'écoulement d'eau à travers le canal de dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement à l'entrée. Dans cette figure on remarque que la vitesse d'écoulement d'eau est maximale au centre du canal (1,2 m/s), loin de cette région c'est-à-dire proche de la mousse cette valeur est diminuée progressivement jusqu'à 1 m/s, ainsi que loin de la paroi solide, cette valeur est presque nulle. On observe que la vitesse évolue le long du canal, de façon qu'elle s'annule sur les parois sous l'effet d'adhérence, mais prend des valeurs différentes sur l'axe du canal et des valeurs égaux et très élevées à l'entrée du canal.

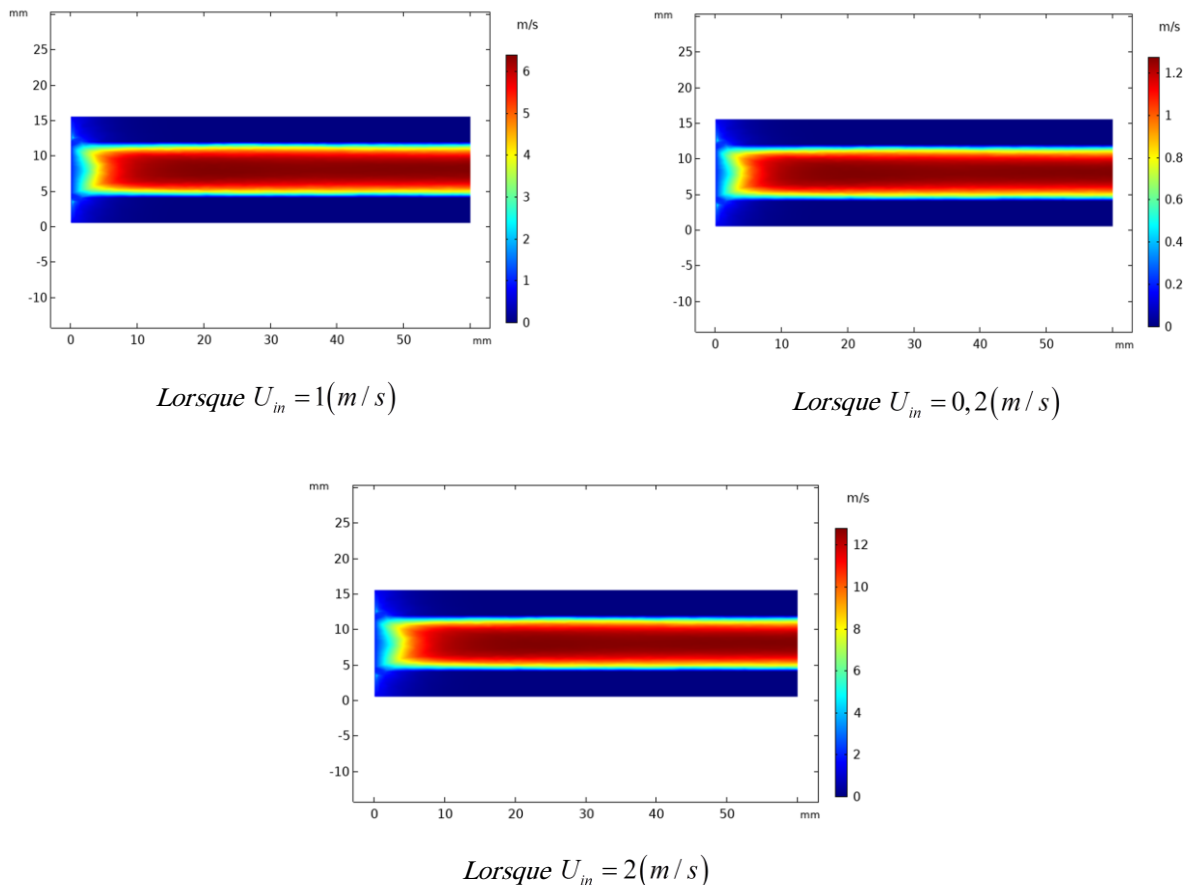
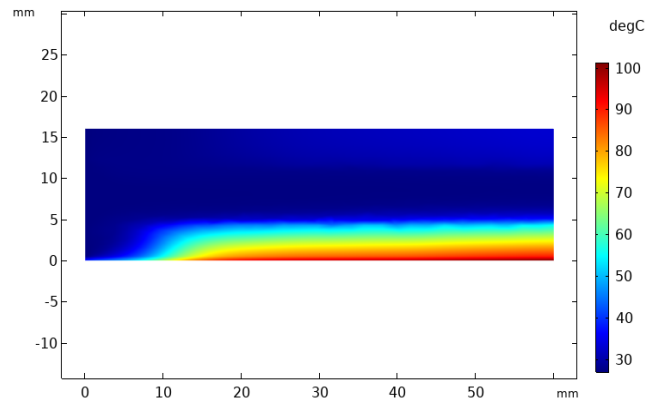
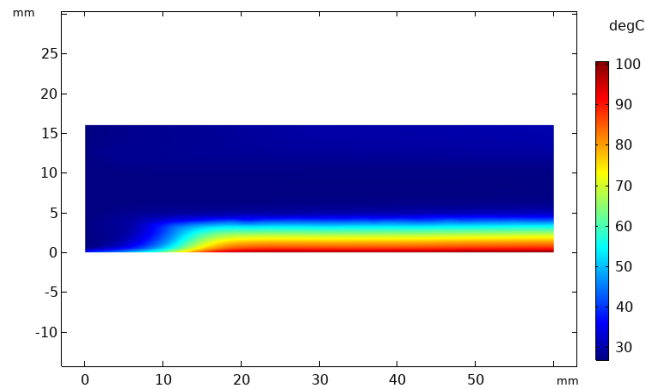


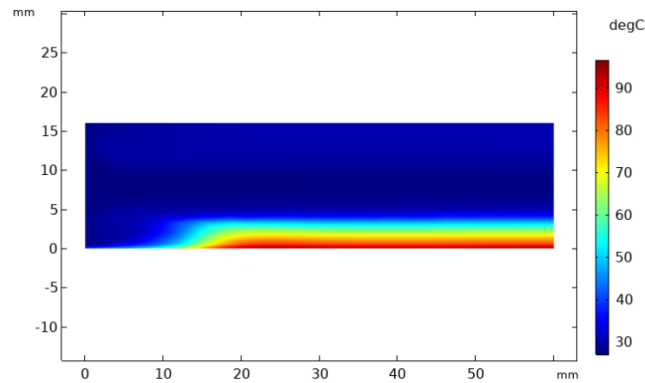
Fig.IV.1 : Profil de la vitesse d'écoulement d'eau à travers le canal de dissipateur thermique pour différentes vitesses à l'entrée (0.2, 1 et 2 m/s).



Lorsque $U_{in} = 0,2(m/s)$



Lorsque $U_{in} = 1(m/s)$



Lorsque $U_{in} = 2(m/s)$

Fig.IV.2 : Profil de température à travers le dissipateur thermique pour différentes vitesses à l'entrée (0.2, 1 et 2 m/s).

La figure IV.2 présente une coupe transversale de l'évolution de la température à travers le dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'eau. On remarque de cette figure, le profil de distribution de la température augmente progressivement par la diminution de la vitesse d'écoulement d'eau telle que, les températures maximales obtenues par les trois vitesses d'écoulement (0,2, 1, 2 m/s), sont respectivement égaux 110°C, 100°C et 95°C. On remarque aussi lorsque la vitesse d'écoulement à une valeur de 1 m/s, la distribution de la température dans la zone médiane à peu près 30 °C et au sommet de la partie en mousse varie de 75°C à

35 °C, puis augmenter jusqu'à atteindre 38°C en sortie. La même constatation est faite pour les autres valeurs de vitesse.

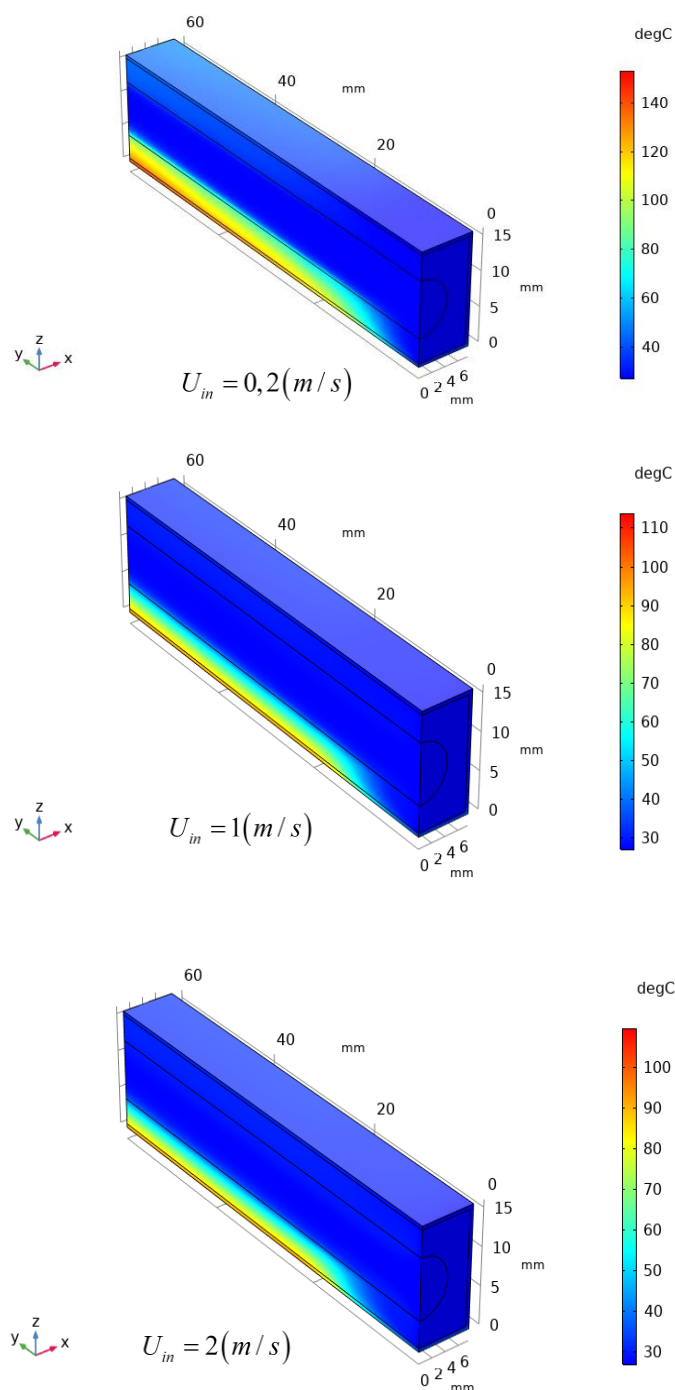


Fig.IV.3 : Profil de distribution de la température en 3D pour différentes vitesse d'écoulement d'eau (0.2, 1 et 2 m/s).

La distribution de la température en 3D à travers le dissipateur en mousse pour les trois vitesses d'écoulement d'eau (0,2 1 et 2 m/s) est représentée à la figure IV.3. D'après cette figure on constate que la vitesse d'écoulement d'eau à une grande influence sur la distribution de la température de l'entrée jusqu'à la sortie du canal. On observe spécifiquement qu'il y a

des faibles températures à proximité des parois du canal sous l'effet de l'eau à l'entrée, contrairement à celle au niveau de composant électronique elles ont des grandes valeurs ceci est une conséquence de la chaleur dégagée lors de la variation de flux par le composant. La même constatation est faite pour les trois valeurs de vitesse.

La figure IV.4 montre le contour de la pression en surface le long de dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'eau. On observe qu'il y a une différence entre la distribution de pression pour chaque région. On note que la pression dans la région en mousse prend des valeurs maximale par rapport la région du canal et la paroi solide, ainsi que cette valeur est augmentée progressivement par la diminution de la vitesse d'écoulement, cela est expliqué par la porosité du matériau, parce que la porosité du métal est très faible par rapport à la porosité du liquide.

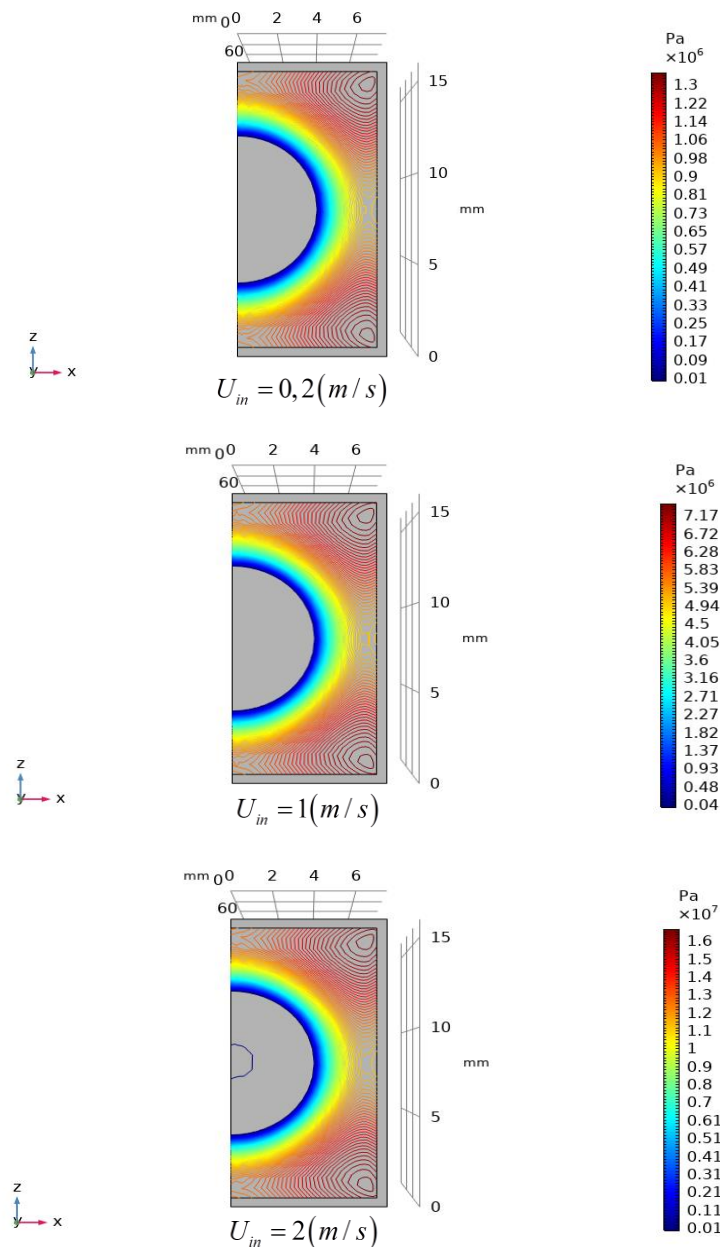


Fig.IV.4 : Le contour de la pression le long de dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'eau.

On remarque aussi dans la figure IV.5, la pression à travers le dissipateur prend des valeurs maximales jusqu'à $3,24 \times 10^3$ KPa, telle que pour un débit massique d'eau à l'entrée de 1,4 Kg/min la pression à la région de mousse variée de $1,22 \times 10^6$ à $2,4 \times 10^6$ KPa, donc on peut dire que l'augmentation du débit massique d'eau à l'entrée permet aussi d'augmenter la pression à travers le dissipateur. Cette augmentation est traduite par la quantité d'eau passe par la taille du pore de la mousse.

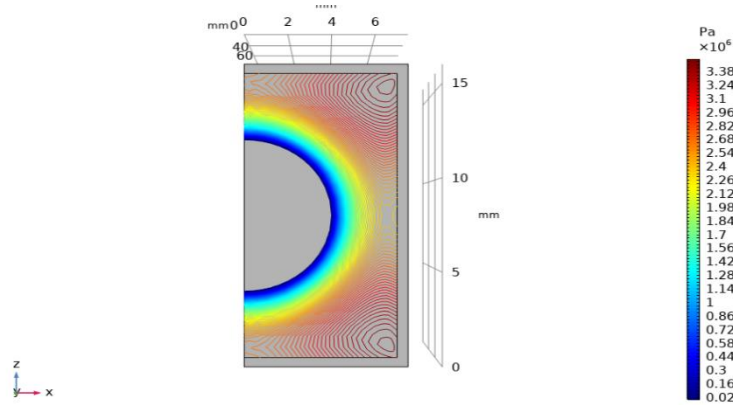


Fig.IV.5 : Le contour de la pression le long de dissipateur avec un débit massique d'eau à l'entrée égale à 1.4 kg/min.

IV.2.2 Effet de la taille des pores de la mousse sur la distribution de la température à travers le dissipateur :

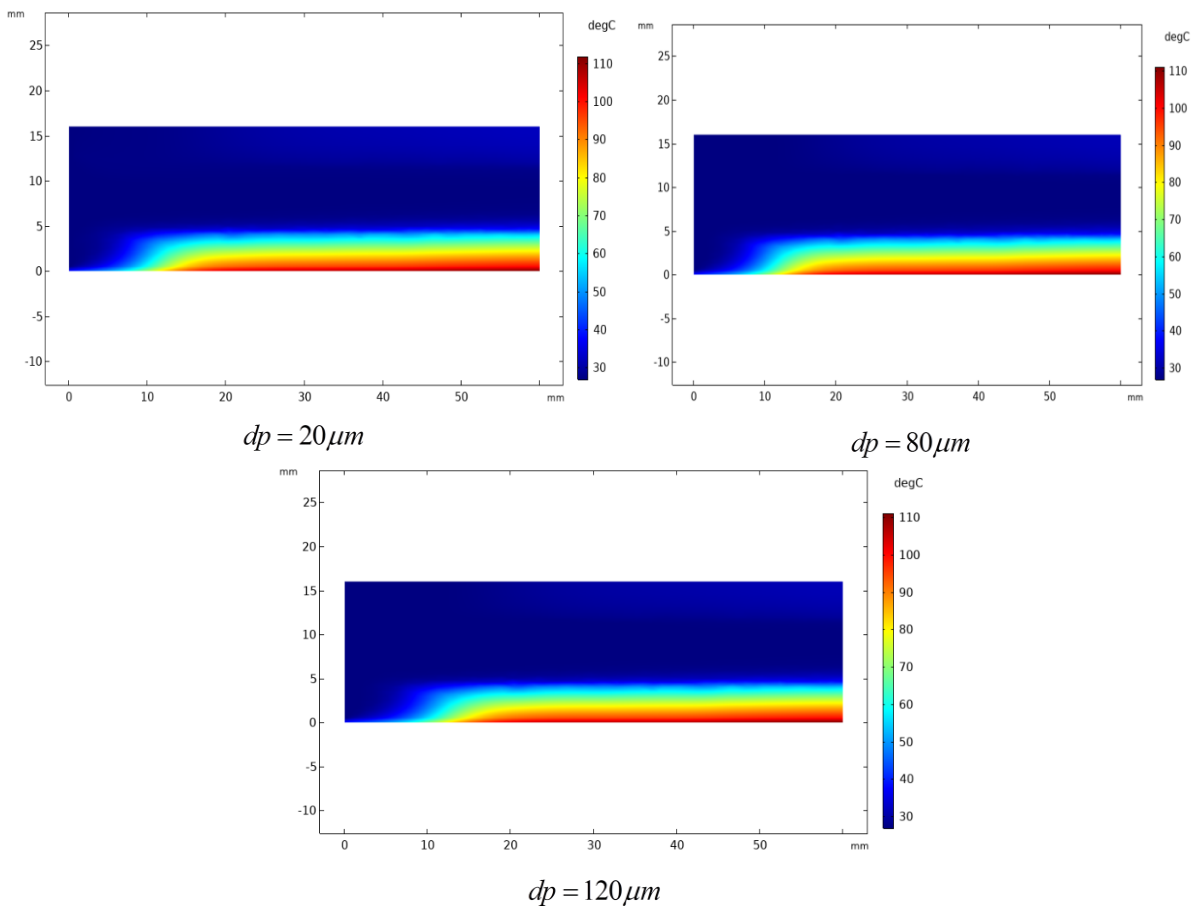


Fig.IV.6 : Une coupe transversale de dissipateur indiqué le profil de la température pour différentes taille des pores de la mousse.

La distribution de la température à travers le dissipateur pour différentes valeurs (20, 80 et 120 μm) de la taille des pores de la mousse est illustrée à la figure IV.6. Dans cette figure on constate que la température à région de la mousse est distribuée d'une façon uniforme pour des valeurs de taille de pores élevée et celle-là est diminuée par la diminution de cette valeur, aussi on observe que l'augmentation de la taille des pores de la mousse améliorée le processus de refroidissement de dissipateur et permet d'augmenter leur efficacité.

IV.2.3 Effet de la puissance thermique dissipé par le composant électronique sur la distribution de la température :

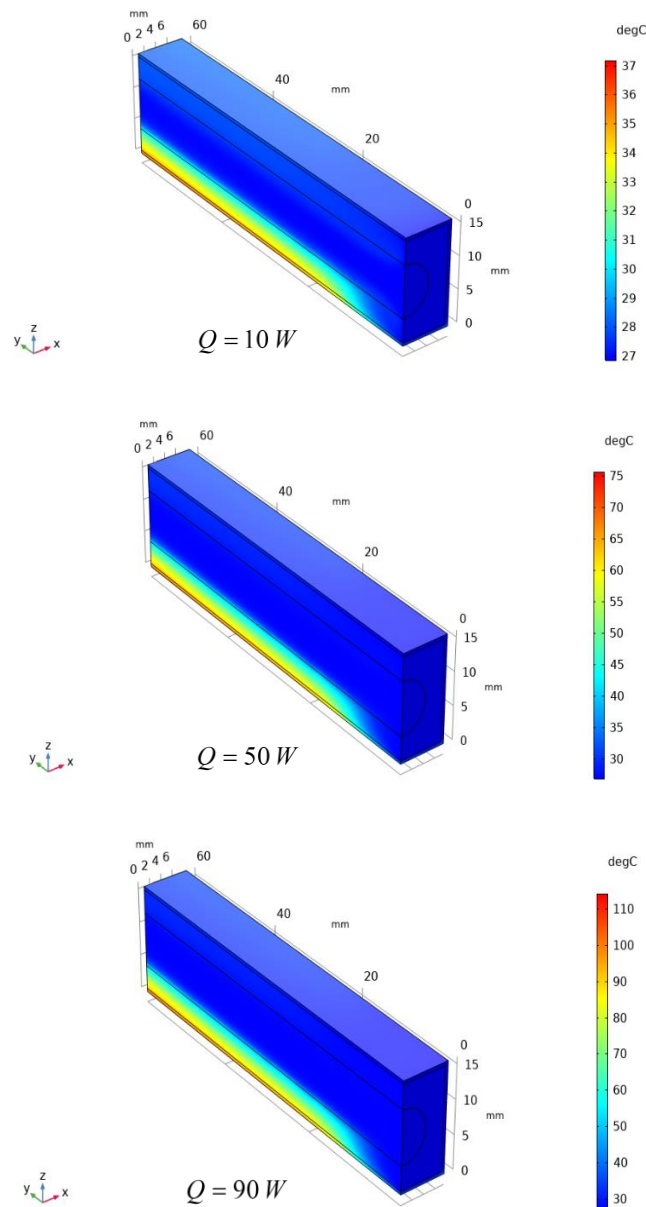


Fig.IV.7 : Evolution de la température de dissipateur, pour différentes valeurs de puissance thermique dissipée par le composant.

La figure IV.7 montre l'évolution de la température à travers le dissipateur en fonction de la puissance thermique dissipée par le composant électronique (10, 50 et 90 W). Sur cette figure on remarque que la température de dissipateur est augmentée par l'augmentation de la puissance dissipé par le composant cela due à l'effet joule, on remarque aussi l'écart de

température à travers la région de la mousse est presque augmentée par l'augmentation de la puissance, alors cette phénoménologie est accéléré le processus de distribution de la température et diminué l'efficacité de dissipateur.

IV.2.4 Influence de la porosité de mousse sur les performances thermiques de dissipateur

L'évolution de la température de dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée pour différentes porosités de la mousse est illustrée à la figure IV.8. D'après cette figure on constate que la température à travers le dissipateur légèrement diminué par l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau pour les trois valeurs de porosités. Pour une vitesse d'écoulement d'eau est inférieure à 0,6 m/s, la distribution de la température au sein de dissipateur prend des valeurs comprises de [75 à 147 K]. Au-delà de 0,6 m/s de vitesse, la température de dissipateur légèrement diminuée et puis stabilisée à une vitesse d'écoulement supérieur à 0,6 m/s. Cette phénoménologie est remarquable pour toutes les valeurs de la porosité de mousse.

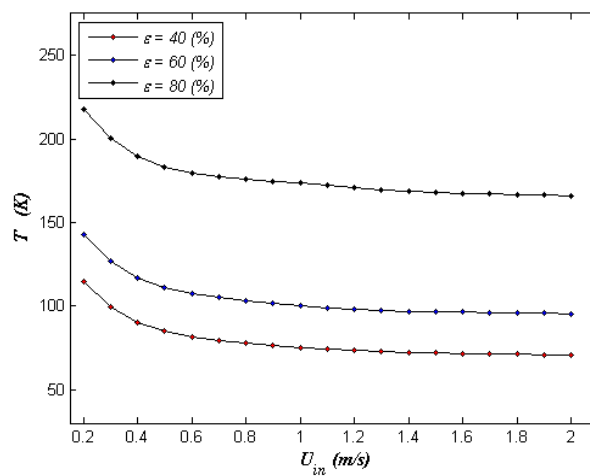


Fig.IV.8 : Evolution de la température de dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour différentes porosités de la mousse.

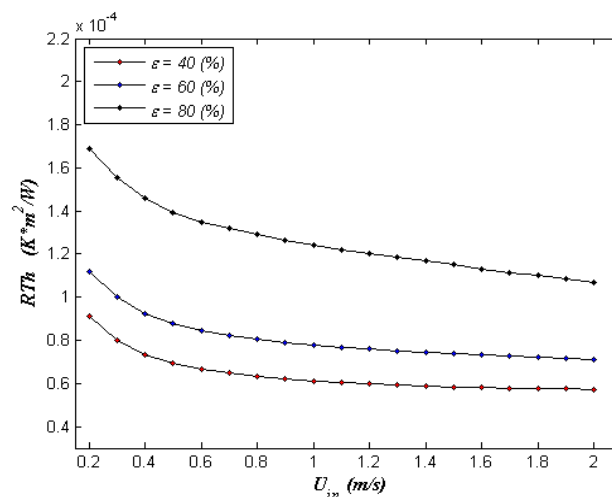


Fig.IV.9 : Résistance thermique en fonction de la variation de la vitesse d'écoulement (U_{in}) pour différents porosité de la mousse.

La figure IV.9 montre la variation de la résistance thermique de dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour différentes porosités de la mousse. On remarque que la

résistance thermique elle diminue progressivement avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement. Pour une vitesse d'écoulement d'eau est inférieure à 0,6 m/s, la résistance de dissipateur prend des valeurs comprises de $[0,5 \text{ à } 1,7 \times 10^{-4} \text{ Km}^2/\text{W}]$. Au-delà de 0,6 m/s de vitesse, cette résistance légèrement diminuée et puis stabilisée d'une façon linéaire à une vitesse d'écoulement supérieur à 0,6 m/s. Cette phénoménologie est remarquable pour toutes les valeurs de la porosité de mousse. On peut dire que la porosité de la mousse est influencée directement sur la résistance thermique de dissipateur et permet d'améliorer l'efficacité de dissipateur.

La variation du coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour différentes porosités de la mousse est présentée à la figure IV.10. D'après cette figure, on remarque que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée de canal pour toutes les valeurs de la porosité de la mousse. Cette phénoménologie est clairement remarquable pour la plus faible valeur de porosité. Alors, cela est expliqué par l'augmentation de la conductivité thermique de milieu poreux.

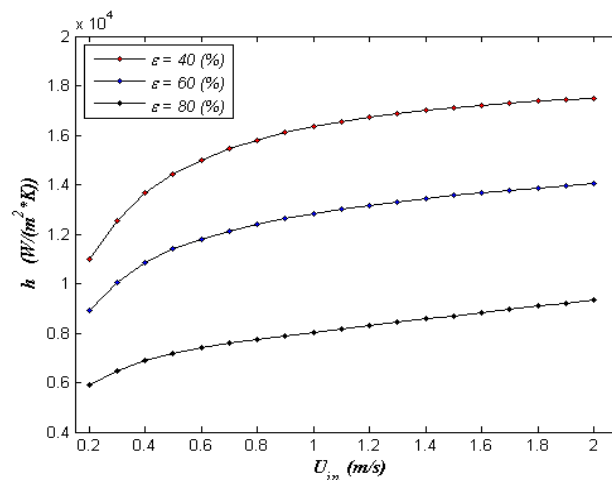


Fig.IV.10 : Coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour différentes porosités de la mousse.

La figure IV.11 montre l'effet de la porosité de la mousse sur le nombre de Nusselt avec la vitesse d'écoulement d'eau à travers le dissipateur thermique à micro canaux. On observe que, pour une valeur de porosité de mousse supérieur à 40 %, le nombre de Nusselt est augmenté avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau, au-delà de cette valeur le nombre de Nusselt est presque constante quel que soit la valeur de la vitesse d'écoulement d'eau. On peut dire que l'augmentation de la porosité de la mousse est favorisée le phénomène de transfert de chaleur par convection à la conduction et cela permet d'augmenter ou de diminuer le nombre de Nusselt au sein de dissipateurs.

La figure IV.12 montre la chute de pression au sein de dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée, pour différentes porosités de la mousse. Pour une valeur de porosité inférieure à 40 %, on remarque que la valeur de la chute de pression est augmentée d'une façon linéaire avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau. Au-delà de cette valeur de porosité, la chute de pression est presque constante quel que soit la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée. En effet, la chute de pression à travers le dissipateur est traduite

par la perméabilité de matériau de la mousse, ce paramètre est influencée le processus de refroidissement de dissipateur et permet d'améliorer leur l'efficacité.

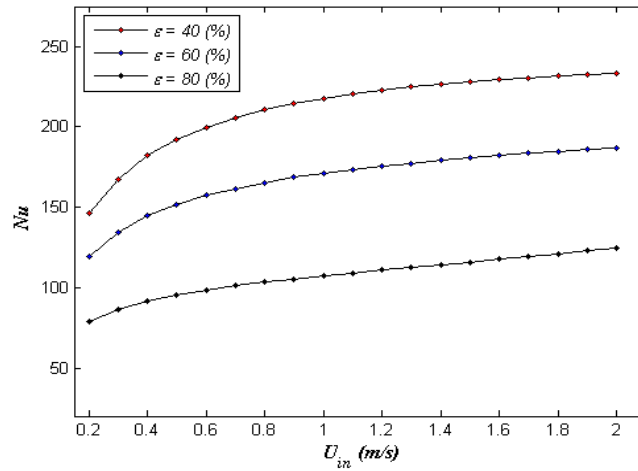


Fig.IV.11 : Nombre de Nusselt en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour différentes porosités de la mousse.

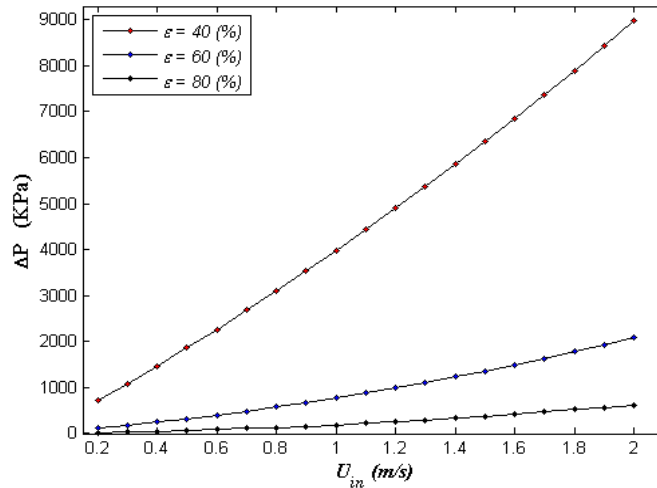


Fig.IV.12 : La chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour différentes porosités de la mousse.

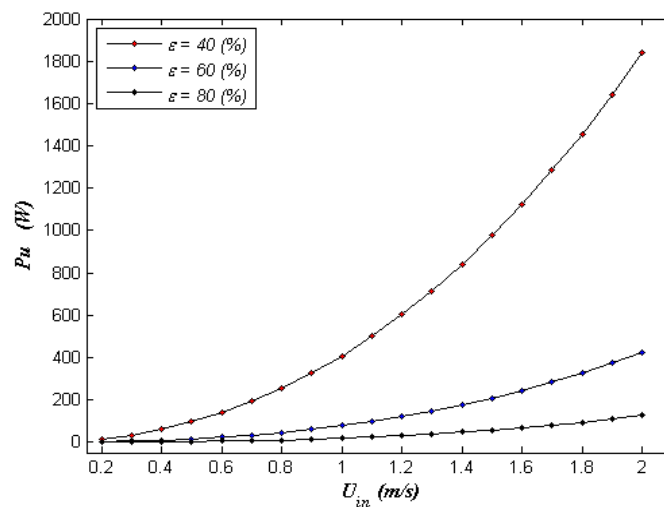


Fig.IV.13 : Puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour différentes porosités de la mousse.

La puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée, pour différentes porosités de la mousse est illustrée à la figure IV.13. Dans cette figure on remarque que, la puissance de pompage est augmentée progressivement avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée de dissipateur, et cette augmentation est légèrement diminuée avec l'augmentation de la porosité quelque soit la vitesse d'écoulement d'eau. Alors, on note que la porosité de la mousse à travers le dissipateur, est un paramètre très important peut influencer directement sur le comportement thermique et d'accélérer le processus de refroidissement de dissipateur.

IV.3 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous présentons et discutons les résultats de la simulation du dissipateur thermique à micro canaux en mousse d'aluminium. Ces simulations ont été réalisées avec différents paramètres :

- Variation de la vitesse d'écoulement d'eau.
- Débit massique d'eau.
- Taille du pore de la mousse.
- Porosité de la mousse.
- Puissance thermique dissipé par le composant électronique.

Les résultats obtenus montrent que les performances du dissipateur thermique sont affectées par de nombreux facteurs, notamment : la porosité de la mousse, tels que : l'augmentation de ce paramètre peuvent être améliorées l'efficacité de dissipateur.

CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté dans ce mémoire est l'étude du comportement thermique d'un dissipateur thermique à micro-canaux en mousse d'aluminium, avec un canal sous forme cylindrique appliquée pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance.

Dans cette approche numérique, une simulation CFD en 3D par logiciel software Comsol-Multiphysics a été présentée. Un modèle de dissipateur thermique à micro-canaux en mousse d'aluminium a été dessiné. Les données de ce modèle numérique développé sont basées sur des données réelles tirées par les littératures. Ce modèle permet de déterminer la distribution de la température à travers le dissipateur de chaleur, et aussi permet d'évaluer l'effet de quelques paramètres de fonctionnement tels que :

- Variation de la vitesse d'écoulement d'eau.
- Débit massique d'eau.
- Taille des pores de la mousse.
- Porosité de la mousse.
- Puissance thermique dissipé par le composant électronique.

Sur les performances thermiques de dissipateur.

Nous avons utilisé le programme Matlab pour tracer les résultats obtenus par le logiciel de simulation, parmi ceux : température de dissipateur, résistance thermique, coefficient de transfert de chaleur, Nombre de Nusselt, ...etc. Les principaux résultats obtenus au cours de l'étude de ce mémoire peuvent être résumés dans les points suivants :

- Une augmentation de la vitesse d'écoulement contribue à une augmentation du progressive du coefficient de transfert de chaleur au sein du dissipateur et peu diminuée la résistance thermique et cela influencé l'efficacité de dissipateur.
- Une augmentation de la vitesse d'écoulement contribue à une augmentation progressive du nombre de Nusselt, tandis qu'une augmentation de la valeur de porosité entraîne une diminution du nombre de Nusselt.
- La porosité de la mousse à travers le dissipateur, est un paramètre très important peut influencer directement sur le comportement thermique et d'accélérer le processus de refroidissement de dissipateur.
- La chute de pression à travers le dissipateur est traduite par la perméabilité de matériau de la mousse, ce paramètre est influencée le processus de refroidissement de dissipateur et permet d'améliorer leur l'efficacité.
- L'augmentation de la porosité de la mousse à travers le dissipateur, est favorisée le phénomène de transfert de chaleur par convection à la conduction, et cela permet d'augmenter ou de diminuer le nombre de Nusselt au sein de dissipateurs.

Comme perspective de cet axe de recherche. On dira qu'il y a encore beaucoup de travail à faire pour comprendre le transfert de chaleur dans le micro-canal et comment la refroidir par les mousses métalliques. Afin d'améliorer l'efficacité du dissipateur thermique dans la carte électronique. Nous mentionnons quelques points tels que :

- Changez le matériau de la mousse métallique comme le cuivre.
- Étude d'une forme différente du canal, par exemple rectangulaire, triangulaire ou hexagonal.
- Changez le type de fluide, par exemple de l'air ou un autre fluide frigorigène.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] C. B. Sobhan and S. V. Garimella, "A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels," *Microscale Thermophysical Engineering*, vol. 5, pp. 293-311, 2001.
- [2] R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, *Heat transfer equipment design*: CRC Press, 1988.
- [3] R. Pieper and A. Kraus, "Performance analysis of double stack cold plates covering all conditions of asymmetric heat loading," 1998.
- [4] K. Vafai and L. Zhu, "Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 2287-2297, 1999.
- [5] G. Quadir, S. Beh, K. Seetharamu, and A. Hassan, "Steady state finite element analysis of a double stack cold plate with heat losses," *Heat and mass transfer*, vol. 39, pp. 519-528, 2003.
- [6] X. Wei and Y. Joshi, "Stacked microchannel heat sinks for liquid cooling of microelectronic components," *J. Electron. Packag.*, vol. 126, pp. 60-66, 2004.
- [7] X. Wei and Y. Joshi, "Optimization study of stacked micro-channel heat sinks for micro-electronic cooling," *IEEE transactions on components and packaging technologies*, vol. 26, pp. 55-61, 2003.
- [8] M. K. Patterson, X. Wei, Y. Joshi, and R. Prasher, "Numerical study of conjugate heat transfer in stacked microchannels," in *The Ninth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena In Electronic Systems (IEEE Cat. No. 04CH37543)*, 2004, pp. 372-380.
- [9] C. Bower, A. Ortega, P. Skandakumaran, R. Vaidyanathan, and T. Phillips, "Heat transfer in water-cooled silicon carbide milli-channel heat sinks for high power electronic applications," *J. Heat Transfer*, vol. 127, pp. 59-65, 2005.
- [10] N. Lei, P. Skandakumaran, and A. Ortega, "Experiments and modeling of multilayer copper minichannel heat sinks in single-phase flow," in *Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems, 2006. IThERM 2006.*, 2006, pp. 9-18.
- [11] M. B. Dogruoz, M. Urdaneta, and A. Ortega, "Experiments and modeling of the hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5058-5071, 2005.
- [12] Y.-T. Yang and H.-S. Peng, "Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 4788-4796, 2008.
- [13] P. Naphon, S. Klangchart, and S. Wongwises, "Numerical investigation on the heat transfer and flow in the mini-fin heat sink for CPU," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 834-840, 2009.
- [14] E. Walsh and R. Grimes, "Low profile fan and heat sink thermal management solution for portable applications," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, pp. 1182-1190, 2007.
- [15] D. Wadsworth and I. Mudawar, "Cooling of a multichip electronic module by means of confined two-dimensional jets of dielectric liquid," 1990.

- [16] S.-C. Tzeng, "Spatial thermal regulation of aluminum foam heat sink using a sintered porous conductive pipe," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 50, pp. 117-126, 2007.
- [17] M. K. Sung and I. Mudawar, "Single-phase and two-phase hybrid cooling schemes for high-heat-flux thermal management of defense electronics," *Journal of Electronic Packaging*, vol. 131, 2009.
- [18] K. Nayak, S. Saha, K. Srinivasan, and P. Dutta, "A numerical model for heat sinks with phase change materials and thermal conductivity enhancers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 1833-1844, 2006.
- [19] R. Akhilesh, A. Narasimhan, and C. Balaji, "Method to improve geometry for heat transfer enhancement in PCM composite heat sinks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 2759-2770, 2005.
- [20] D. Klein, G. Hetsroni, and A. Mosyak, "Heat transfer characteristics of water and APG surfactant solution in a micro-channel heat sink," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 31, pp. 393-415, 2005.
- [21] T. Bello-Ochende and A. Bejan, "Maximal heat transfer density: Plates with multiple lengths in forced convection," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 1181-1186, 2004.
- [22] A. Husain and K.-Y. Kim, "Thermal optimization of a microchannel heat sink with trapezoidal cross section," *Journal of Electronic Packaging*, vol. 131, 2009.
- [23] S. Lalot, P. Florent, S. Lang, and A. Bergles, "Flow maldistribution in heat exchangers," *Applied thermal engineering*, vol. 19, pp. 847-863, 1999.
- [24] J. Wen, Y. Li, A. Zhou, and K. Zhang, "An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 1667-1678, 2006.
- [25] S. Lorente, W. Wechsato, and A. Bejan, "Optimization of tree- shaped flow distribution structures over a disc- shaped area," *International Journal of Energy Research*, vol. 27, pp. 715-723, 2003.
- [26] L. Luo and D. Tondeur, "Multiscale optimization of flow distribution by constructal approach," *China Particuology*, vol. 3, pp. 329-336, 2005.
- [27] A. Bejan, *Advanced engineering thermodynamics*: John Wiley & Sons, 2016.
- [28] C. Kroeker, H. Soliman, and S. Ormiston, "Three-dimensional thermal analysis of heat sinks with circular cooling micro-channels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 4733-4744, 2004.
- [29] K. Toh, X. Chen, and J. Chai, "Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 5133-5141, 2002.
- [30] M. Martin, C. Patton, J. Schmitt, and S. V. Apte, "Direct simulation based model-predictive control of flow maldistribution in parallel microchannels," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 131, 2009.
- [31] J. A. Eastman, U. Choi, S. Li, L. Thompson, and S. Lee, "Enhanced thermal conductivity through the development of nanofluids," Argonne National Lab., IL (United States)1996.
- [32] W. Yu, D. M. France, S. U. Choi, and J. L. Routbort, "Review and assessment of nanofluid technology for transportation and other applications," 2007.
- [33] H. Masuda, A. Ebata, and K. Teramae, "Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra-fine particles. Dispersion of Al₂O₃, SiO₂ and TiO₂ ultra-fine particles," 1993.

- [34] S. Murshed, K. Leong, and C. Yang, "Enhanced thermal conductivity of TiO₂—water based nanofluids," *International Journal of thermal sciences*, vol. 44, pp. 367-373, 2005.
- [35] C. H. Li and G. Peterson, "Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids)," *Journal of Applied Physics*, vol. 99, p. 084314, 2006.
- [36] Y. Xuan and Q. Li, "Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids," *J. Heat transfer*, vol. 125, pp. 151-155, 2003.
- [37] S. Z. Heris, S. G. Etemad, and M. N. Esfahany, "Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convective heat transfer," *International communications in heat and mass transfer*, vol. 33, pp. 529-535, 2006.
- [38] J. Eastman, "Novel thermal properties of nanostructured materials," Argonne National Lab., IL (US)1999.
- [39] Y. Yang, Z. G. Zhang, E. A. Grulke, W. B. Anderson, and G. Wu, "Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 48, pp. 1107-1116, 2005.
- [40] Y. Ding, H. Alias, D. Wen, and R. A. Williams, "Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 240-250, 2006.
- [41] R. Saidur, K. Leong, and H. A. Mohammed, "A review on applications and challenges of nanofluids," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 15, pp. 1646-1668, 2011.
- [42] D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, "High-performance heat sinking for VLSI," *IEEE Electron device letters*, vol. 2, pp. 126-129, 1981.
- [43] B. Wang and X. Peng, "Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 73-82, 1994.
- [44] R. Chein and G. Huang, "Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids," *Applied thermal engineering*, vol. 25, pp. 3104-3114, 2005.
- [45] X. Wu, H. Wu, and P. Cheng, "Pressure drop and heat transfer of Al₂O₃-H₂O nanofluids through silicon microchannels," *Journal of micromechanics and microengineering*, vol. 19, p. 105020, 2009.
- [46] A. Ijam and R. Saidur, "Nanofluid as a coolant for electronic devices (cooling of electronic devices)," *Applied Thermal Engineering*, vol. 32, pp. 76-82, 2012.
- [47] A. Raisi, B. Ghasemi, and S. Aminossadati, "A numerical study on the forced convection of laminar nanofluid in a microchannel with both slip and no-slip conditions," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 59, pp. 114-129, 2011.
- [48] T. Bello-Ochende, J. P. Meyer, and F. U. Ighalo, "Combined numerical optimization and constructal theory for the design of microchannel heat sinks," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 58, pp. 882-899, 2010.
- [49] M. Turgay and A. G. Yazicioglu, "Effect of surface roughness in parallel-plate microchannels on heat transfer," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 56, pp. 497-514, 2009.
- [50] T.-C. Hung and W.-M. Yan, "Thermal performance enhancement of microchannel heat sinks with sintered porous media," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 63, pp. 666-686, 2013.
- [51] A. Zehforoosh and S. Hossainpour, "Numerical investigation of pressure drop reduction without surrendering heat transfer enhancement in partially porous channel," *International journal of thermal sciences*, vol. 49, pp. 1649-1662, 2010.

- [52] T.-M. Jeng, S.-C. Tzeng, and F.-Z. Tang, "Fluid flow and heat transfer characteristics of the porous metallic heat sink with a conductive cylinder partially filled in a rectangular channel," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 53, pp. 4216-4227, 2010.
- [53] Y.-T. Yang and C.-Z. Hwang, "Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-baffled channel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 771-780, 2003.
- [54] P.-X. Jiang, M. Li, Y.-C. Ma, and Z.-P. Ren, "Boundary conditions and wall effect for forced convection heat transfer in sintered porous plate channels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 2073-2083, 2004.
- [55] R. Singh, A. Akbarzadeh, and M. Mochizuki, "Sintered porous heat sink for cooling of high-powered microprocessors for server applications," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 2289-2299, 2009.
- [56] V. V. Calmidi and R. L. Mahajan, "Forced convection in high porosity metal foams," *J. Heat Transfer*, vol. 122, pp. 557-565, 2000.
- [57] A. Haji-Sheikh, D. Nield, and K. Hooman, "Heat transfer in the thermal entrance region for flow through rectangular porous passages," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3004-3015, 2006.
- [58] A. Tamayol, A. Khosla, B. Gray, and M. Bahrami, "Creeping flow through ordered arrays of micro-cylinders embedded in a rectangular minichannel," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 55, pp. 3900-3908, 2012.
- [59] F. Alfieri, M. K. Tiwari, I. Zinovik, T. Brunschwiler, B. Michel, and D. Poulikakos, "On the significance of developing boundary layers in integrated water cooled 3D chip stacks," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 55, pp. 5222-5232, 2012.
- [60] Z. Wan, J. Liu, K. Su, and X. Hu, "Flow and heat transfer in porous micro heat sink for thermal management of high power LEDs," *Microelectronics Journal*, vol. 42, pp. 632-637, 2011.
- [61] P.-X. Jiang, M. Li, T.-J. Lu, L. Yu, and Z.-P. Ren, "Experimental research on convection heat transfer in sintered porous plate channels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 2085-2096, 2004.
- [62] C. Zhao, "Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 3618-3632, 2012.
- [63] S. Kuo and C. Tien, "Heat transfer augmentation in a foam-material filled duct with discrete heat sources," in *InterSociety Conference on Thermal Phenomena in the Fabrication and Operation of Electronic Components. I-THERM'88*, 1988, pp. 87-91.
- [64] T. Lu, H. A. Stone, and M. Ashby, "Heat transfer in open-cell metal foams," *Acta materialia*, vol. 46, pp. 3619-3635, 1998.
- [65] T.-M. Jeng and S.-C. Tzeng, "Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4685-4694, 2005.
- [66] T.-M. Jeng and S.-C. Tzeng, "Forced convection of metallic foam heat sink under laminar slot jet confined by parallel wall," *Heat transfer engineering*, vol. 28, pp. 484-495, 2007.
- [67] T.-M. Jeng and S.-C. Tzeng, "Experimental study of forced convection in metallic porous block subject to a confined slot jet," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, pp. 1242-1250, 2007.
- [68] A. Ejlali, A. Ejlali, K. Hooman, and H. Gurgenci, "Application of high porosity metal foams as air-cooled heat exchangers to high heat load removal systems," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 674-679, 2009.

- [69] A. Marafie, K. Khanafer, B. Al-Azmi, and K. Vafai, "Non-Darcian effects on the mixed convection heat transfer in a metallic porous block with a confined slot jet," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 54, pp. 665-685, 2008.
- [70] W. Shih, W. Chiu, and W. Hsieh, "Height effect on heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks," 2006.
- [71] S. Y. Kim, M. H. Lee, and K.-S. Lee, "Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement," *IEEE Transactions on components and packaging technologies*, vol. 28, pp. 142-148, 2005.
- [72] J. Kuang, T. Kim, M. Xu, and T. Lu, "Ultralightweight compact heat sinks with metal foams under axial fan flow impingement," *Heat transfer engineering*, vol. 33, pp. 642-650, 2012.
- [73] A. Bhattacharya and R. L. Mahajan, "Finned metal foam heat sinks for electronics cooling in forced convection," *J. Electron. Packag.*, vol. 124, pp. 155-163, 2002.
- [74] A. Bhattacharya and R. Mahajan, "Metal foam and finned metal foam heat sinks for electronics cooling in buoyancy-induced convection," 2006.
- [75] S. Krishnan, D. Herson, M. Hodes, J. Mullins, and A. M. Lyons, "Design of complex structured monolithic heat sinks for enhanced air cooling," *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 2, pp. 266-277, 2011.
- [76] N. Dukhan and K.-C. Chen, "Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, pp. 624-631, 2007.
- [77] K. Leong and L. Jin, "Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 49, pp. 671-681, 2006.
- [78] S. Mahjoob and K. Vafai, "A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 3701-3711, 2008.
- [79] S. Mancin, C. Zilio, L. Rossetto, and A. Cavallini, "Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams," *Applied thermal engineering*, vol. 49, pp. 55-60, 2012.
- [80] H. Xu, Z. Qu, and W. Tao, "Numerical investigation on self-coupling heat transfer in a counter-flow double-pipe heat exchanger filled with metallic foams," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 43-54, 2014.
- [81] A. Chumpia and K. Hooman, "Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 266-273, 2014.
- [82] H. Xu, L. Gong, S. Huang, and M. Xu, "Non-equilibrium heat transfer in metal-foam solar collector with no-slip boundary condition," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 76, pp. 357-365, 2014.
- [83] S. Feng, J. Kuang, T. Wen, T. Lu, and K. Ichimiya, "An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77, pp. 1063-1074, 2014.
- [84] J. Li and G. Peterson, "3-Dimensional numerical optimization of silicon-based high performance parallel microchannel heat sink with liquid flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 2895-2904, 2007.
- [85] Z.-H. Wang, X.-D. Wang, W.-M. Yan, Y.-Y. Duan, D.-J. Lee, and J.-L. Xu, "Multi-parameters optimization for microchannel heat sink using inverse problem method," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2811-2819, 2011.
- [86] N. Caney, P. Marty, and J. Bigot, "Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel," *Applied thermal engineering*, vol. 27, pp. 1715-1721, 2007.

- [87] T. Bello-Ochende, L. Liebenberg, and J. Meyer, "Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 4141-4150, 2007.
- [88] L. Gong, K. Kota, W. Tao, and Y. Joshi, "Parametric numerical study of flow and heat transfer in microchannels with wavy walls," *Journal of Heat Transfer*, vol. 133, 2011.
- [89] X. Xie, Z. Liu, Y. He, and W. Tao, "Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink," *Applied thermal engineering*, vol. 29, pp. 64-74, 2009.
- [90] J. Tullius, T. K. Tullius, and Y. Bayazitoglu, "Optimization of short micro pin fins in minichannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 3921-3932, 2012.
- [91] H. Hu, T. Ge, Y. Dai, and R. Wang, "Experimental study on water-cooled thermoelectric cooler for CPU under severe environment," *International journal of refrigeration*, vol. 62, pp. 30-38, 2016.
- [92] B. Whelan, R. Kempers, and A. Robinson, "A liquid-based system for CPU cooling implementing a jet array impingement waterblock and a tube array remote heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 39, pp. 86-94, 2012.
- [93] P. Naphon and S. Wongwises, "Investigation on the jet liquid impingement heat transfer for the central processing unit of personal computers," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 822-826, 2010.
- [94] M. Panão, J. Guerreiro, and A. Moreira, "Microprocessor cooling based on an intermittent multijet spray system," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 2854-2863, 2012.
- [95] Q. Fang, J. Zhang, Y. Zhang, H. Wu, and Z. Gong, "A 3D mesoscopic model for the closed-cell metallic foams subjected to static and dynamic loadings," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 82, pp. 103-112, 2015.
- [96] Z. Zheng, C. Wang, J. Yu, S. R. Reid, and J. J. Harrigan, "Dynamic stress-strain states for metal foams using a 3D cellular model," *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 72, pp. 93-114, 2014.
- [97] K. Boomsma and D. Poulikakos, "On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 827-836, 2001.
- [98] Z. Dai, K. Nawaz, Y. Park, J. Bock, and A. Jacobi, "Correcting and extending the Boomsma-Poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 575-580, 2010.
- [99] H. Yang, M. Zhao, Z. Gu, L. Jin, and J. Chai, "A further discussion on the effective thermal conductivity of metal foam: An improved model," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 86, pp. 207-211, 2015.
- [100] Z. Chen, D. Gao, and J. Shi, "Experimental and numerical study on melting of phase change materials in metal foams at pore scale," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 72, pp. 646-655, 2014.
- [101] A. Kopanidis, A. Theodorakakos, E. Gavaises, and D. Bouris, "3D numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell metal foam," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2539-2550, 2010.
- [102] M. Vesenjak, C. Veyhl, and T. Fiedler, "Analysis of anisotropy and strain rate sensitivity of open-cell metal foam," *Materials Science and Engineering: A*, vol. 541, pp. 105-109, 2012.

- [103] D. Tuckerman and R. Pease, "High-Performance Heat Sinking for VLSI IEEE Electron Device Letters, 2: 5: 126-129," ed: May, 1981.
- [104] W. Qu and I. Mudawar, "Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 45, pp. 2549-2565, 2002.
- [105] P.-S. Lee, S. V. Garimella, and D. Liu, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 48, pp. 1688-1704, 2005.
- [106] P.-S. Lee and S. V. Garimella, "Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 49, pp. 3060-3067, 2006.
- [107] A. Rezanian, L. Rosendahl, and S. J. Andreasen, "Experimental investigation of thermoelectric power generation versus coolant pumping power in a microchannel heat sink," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 1054-1058, 2012.
- [108] X. Peng and G. Peterson, "Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 39, pp. 2599-2608, 1996.
- [109] X.-D. Wang, B. An, and J.-L. Xu, "Optimal geometric structure for nanofluid-cooled microchannel heat sink under various constraint conditions," *Energy conversion and management*, vol. 65, pp. 528-538, 2013.
- [110] X.-D. Wang, B. An, L. Lin, and D.-J. Lee, "Inverse geometric optimization for geometry of nanofluid-cooled microchannel heat sink," *Applied thermal engineering*, vol. 55, pp. 87-94, 2013.
- [111] H. Shafeie, O. Abouali, K. Jafarpur, and G. Ahmadi, "Numerical study of heat transfer performance of single-phase heat sinks with micro pin-fin structures," *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, pp. 68-76, 2013.
- [112] A. Esmailnejad, H. Aminfar, and M. S. Neistanak, "Numerical investigation of forced convection heat transfer through microchannels with non-Newtonian nanofluids," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 75, pp. 76-86, 2014.
- [113] M. Mital, "Analytical analysis of heat transfer and pumping power of laminar nanofluid developing flow in microchannels," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 429-436, 2013.
- [114] R. Knight, J. Goodling, and D. Hall, "Optimal thermal design of forced convection heat sinks-analytical," 1991.
- [115] A. G. Fedorov and R. Viskanta, "Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 399-415, 2000.
- [116] S. G. Kandlikar and H. R. Upadhye, "Extending the heat flux limit with enhanced microchannels in direct single-phase cooling of computer chips," in *Semiconductor Thermal Measurement and Management IEEE Twenty First Annual IEEE Symposium, 2005.*, 2005, pp. 8-15.
- [117] J. Klett, D. Stinton, R. Ott, C. Walls, R. Smith, and B. Conway, "Heat exchangers/radiators utilizing graphite foams," *Oak Ridge National Laboratory, US Department of Energy*, 2001.
- [118] S. Y. Kim, J. W. Paek, and B. H. Kang, "Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling," *IEEE Transactions on components and packaging technologies*, vol. 26, pp. 262-267, 2003.
- [119] X. R. Ding, L. S. Lu, C. Chen, Z. S. He, and D. S. Ou, "Heat transfer enhancement by using four kinds of porous structures in a heat exchanger," in *Applied Mechanics and Materials*, 2011, pp. 1632-1637.

- [120] M. Bai and J. Chung, "Analytical and numerical prediction of heat transfer and pressure drop in open-cell metal foams," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 869-880, 2011.
- [121] L. Chai, G. Xia, L. Wang, M. Zhou, and Z. Cui, "Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion–constriction cross-sections," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 62, pp. 741-751, 2013.
- [122] H. E. Ahmed and M. I. Ahmed, "Optimum thermal design of triangular, trapezoidal and rectangular grooved microchannel heat sinks," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 66, pp. 47-57, 2015.
- [123] L. Chai, G. D. Xia, and H. S. Wang, "Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls," *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, pp. 32-41, 2016.
- [124] L. Chai, L. Wang, and X. Bai, "Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls–Part 2: Average fluid flow and heat transfer characteristics," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 128, pp. 634-648, 2019.
- [125] R.-j. Wang, J.-w. Wang, B.-q. Lijin, and Z.-f. Zhu, "Parameterization investigation on the microchannel heat sink with slant rectangular ribs by numerical simulation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 133, pp. 428-438, 2018.
- [126] Y. Jia, G. Xia, Y. Li, D. Ma, and B. Cai, "Heat transfer and fluid flow characteristics of combined microchannel with cone-shaped micro pin fins," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 78-89, 2018.
- [127] E. Bayrak, A. B. Olcay, and M. F. Serincan, "Numerical investigation of the effects of geometric structure of microchannel heat sink on flow characteristics and heat transfer performance," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 135, pp. 589-600, 2019.
- [128] Y. Zhai, G. Xia, X. Liu, and Y. Li, "Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 68, pp. 224-233, 2014.