

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure 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

**Etude de la performance des dissipateurs thermiques
hybrides (ailettes, mousse métallique) aux configurations
multiples dans un environnement de convection forcée**

Devant le jury composé de :

..... Président
..... Examineur
..... Examineur
BOULAHROUZ Salim Encadreur
MNACER Nouredine co-encadrer

Présenté par :

- **BELHADJ AbdErrahmane**
- **BENYAYA Bilal**
- **HARABI Taki Eddine**

2020-2021

Remerciements

Un merci de cœur au « bon Dieu » le tout puissant qui nous a donné la santé, la volonté et le courage afin de réaliser ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements très chaleureusement et notre sincère gratitude :

A Notre promoteur Dr. BOULAHROUZ Salim, pour son orientation,

Ses conseils, et sa disponibilité à tout moment de besoin

d'orientation. Toutes nos reconnaissances pour vous.

A notre Jury , pour accepter d'examiner et de

juger notre travail.

Nos sentiments de reconnaissance et nos remerciements vont

également à l'encontre de toute personne qui a participé de près ou de loin, directement ou

indirectement à la réalisation de ce travail.

Que Dieu vous accorde, son aide, dans tous vos projets et

activités.

Dédicace

Je Je dédie ce travail :

À mes parents,

À mes frères et sœurs, ma grande famille,

À mes ceux et celles qui m'éprouvent de la véritable amitié.

ABD ERRAHMANE BELHADJ

Je dédie ce travail :

À mes parents,

À mes frères et sœurs, ma grande famille,

À mes ceux et celles qui m'éprouvent de la véritable amitié.

BILAL BENYAYA

Je dédie ce travail :

À mes parents,

À mes frères et sœurs, ma grande famille,

À mes ceux et celles qui m'éprouvent de la véritable amitié.

TAKI EDDINE HARABI

Résumé

Nous avons présenté dans ce mémoire une simulation numérique par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D transitoire du comportement thermo-hydraulique de l'écoulement de l'air au sein d'un canal horizontal comportant trois sources thermiques (trois composants électroniques) de puissance donnée variable, refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. L'écoulement de l'air à travers le canal est supposé laminaire. Le but est de déterminer le comportement thermo-hydraulique du système. Les ailettes en mousse d'aluminium sont considérées comme milieux poreux, Le modèle d'écoulement utilisé au sein de ces milieux est de Darcy-Forchheimer-Brinkman. Nous avons discuté Les effets de la vitesse de l'air ($u_0 = 1..4 \text{ m/s}$), du flux thermique dissipé par la source thermique ($q_{\text{source}} = 0.1\text{E}+4.. 0.4\text{E}+4 \text{ W/m}^2$) et le changement de la configuration des dissipateurs thermique (orientation et hauteur des ailettes) sur les distributions de la température, la vitesse et la pression au sein du canal. L'objectif est d'assurer les meilleures conditions pour un refroidissement optimal des sources thermiques.

Table des matières

Remerciements

Dédicace

Table des matières

Nomenclature

Introduction_générale	1
Chapitre I : Généralités sur les mousses métalliques.....	3
I.1 Le matériau mousse métallique.....	8
I.1.1 Propriétés géométriques des mousses métallique.....	10
a) La porosité.....	10
b) Diamètre de pore	10
c) Surface spécifique.....	10
I.2 Procédés de fabrication des mousses métalliques.....	10
a) Voie gazeuse.....	11
b) Voie liquide	11
c) Voie solide	11
I.3 Domaines d'application des mousses métalliques.....	12
a) Echangeur de chaleur.....	10
b) Construction automobile.....	13
c) Applications biomédicales.....	14
d) Purification de l'eau.....	14
e) Electrode poreuse.....	15
Chapitre II : Revue Bibliographique.....	15
II.1 Etudes expérimentales.....	16
II.2 Etudes de simulation.....	20
Chapitre III : Modélisation mathématique.....	24
III.1 Modèle d'écoulement dans les milieux poreux.....	24
III.2 Transfert thermique dans un milieu poreux.....	25

III.3 Transfert de matière dans un milieu poreux.....	26
III.4 La combinaison du transfert thermique et de matière.....	26
III.5 Description du problème.....	26
III.6 La géométrie du problème.....	27
III.7 Hypothèses simplificatrices.....	27
III.8 Formulation mathématique.....	28
III.8.1 L'équation de continuité.....	28
III.8.2 L'équation de la quantité de mouvement suivant x.....	28
III.8.3 L'équation de la quantité de mouvement suivant y.....	28
III.8.4 L'équation d'énergie.....	28
III.9 Les conditions initiales aux limites.....	28
III.10 l'adimensionalisation des variables.....	29
III.11 L'adimensionnalisation des équations.....	29
III.11.1 Les paramètres de contrôle.....	29
III.11.2. L'équation de continuité.....	30
III.11.3. L'équation de la quantité de mouvement suivant x.....	30
III.11.4 L'équation de la quantité de mouvement suivant y.....	30
III.11.5 L'équation d'énergie.....	30
III.11.6. L'équation de masse.....	31
Chapitre IV: Resultats De La Simulation Cfd En 3d Transitoire Par Le Logiciel Comsol 5.6	
IV.1 Introduction.....	32
IV.2 Géométrie du système simulé.....	33
IV.3 Maillage du système simulé.....	34
IV.3.1 Etude de la consistance du maillage.....	34
IV.4 Résultats de simulation.....	37
IV.4.1 Distribution de la température en transitoire.....	37
IV.4.2 Distribution de la vitesse en transitoire.....	39
IV.4.3 Distribution de la pression en transitoire.....	41

IV.4.4 Effet de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sur la distribution de la température	42
IV.4.5 Effet de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sur la distribution de la vitesse	45
IV.4.6 Effet de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sur la pression.....	47
IV.4.7 Effet du flux dissipé sur la distribution de la température.....	49
IV.4.8 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la vitesse.....	51
IV.4.9 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la pression.....	53
IV.4.10 Comportement thermo-hydraulique de l'air au niveau des sources.....	55
IV.4.11 Comparaison de la performance de refroidissement.....	57
a) Température.....	57
IV.4.12 Comparaison du comportement thermo-hydraulique à la surface de la source thermique...	59
IV.5 Effets du changement de configuration des dissipateurs thermiques.....	61
 Conclusion Générale	 65
Bibliographie	67
Résumé	72
الملخص.....	73

Nomenclature

c : Concentration dimensionnelle (Kg /m³).

C_f : Coefficient du terme de Forchheimer($C_f= 0.55$).

C : Chaleur specifique du fluide a pression constante (J/Kg. °K).

D : Coefficient de diffusion binaire de la vapeur d'eau dans l'air (m²/s).

Da : Nombre de Darcy.

Gr_c : Nombre de Grashofsolutal.

Gr_t : Nombre de Grashofthermique.

g : Accélération de la pesanteur ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$).

H : Hauteur du canal (m).

h_c : Coefficient du transfert de matière local (m/s).

h_i : Coefficient du transfert de chaleur local (W/m²°K).

K : Permeabilite du milieu poreux (m²).

k : Conductivitethermique (W/m°K).

L : Longueur du canal (m).

Nu : Nombre de Nusselt local = $\frac{2h_t H}{k_f}$.

Nu_{moy} : Nombre de Nusselt moyen.

P : Pression (Pa).

Pr : Nombre de Prandtl.

Re : Nombre de Reynolds.

Sc : Nombre de Schmidt.

Sh : Nombre de Sherwood local = $\frac{2h_c H}{D}$.

Sh_{moy} : Nombre de Sherwood moyen.

T : Temperature dimensionnelle (°K).

t : Temps dimensionnel (s).

u : Vitesse horizontale dimensionnelle (m/s).

v : Vitesse verticale dimensionnelle (m/s).

x : Cordonnée axiale dimensionnelle (m).

y : Cordonnée verticale dimensionnelle (m).

Lettres grecques

α : Coefficient de diffusion thermique $= \frac{k_f}{(\rho_r c_p)_f}$ (m²/s)

β_c : Coefficient d'expansion solutal (m³/Kg).

β_t : Coefficient d'expansion thermique (1/°K).

λ : Rapport des conductivités thermiques $= \frac{k_m}{k_f}$.

μ : Viscosité dynamique (Kg.m/s).

ν : Viscosité cinématique du fluide (m²/s).

ρ : Masse volumique (Kg/m³).

ϕ : Porosité du milieu poreux.

Exposants

$*$: Quantité non dimensionnelle.

Indices

o : Fait référence a l'entrée du canal.

l : Fait référence aux parois du canal.

f : Fait référence au fluide.

m : Fait référence au milieu poreux.

r : Valeur de référence.

s : Fait référence au solide.

Introduction Générale

Les structures poreuses cellulaires à ports ouverts comme les mousses métalliques permettent d'intensifier les échanges de hautes quantités de flux thermique entre les sources de chaleur et l'environnement, et de contribuer à assurer de bons mélanges et d'augmenter la vitesse de réactions chimiques dans les processus industriels. Avec leurs surfaces spécifiques très élevées en plusieurs centaines de fois plus grand que les milieux ordinaires, les mousses métalliques offrent des lieux idéals d'échange de chaleur, de masse et de quantités de mouvement nécessaires pour leur assurer un rôle mécanique, thermique, catalytique de qualité. Ce qui conduit à des réductions importantes de coûts, de temps et de masse pour offrir ainsi des avantages pour les appliquer dans des domaines aussi varié que: l'aviation, le biomédical, l'automobile, le nucléaire, le spatial, les piles à combustible, les énergies renouvelables, l'agénie chimique, et bien d'autres.

L'étude des phénomènes de transport au sein des milieux poreux est bien ancienne, elle est datée près de deux siècles, mais les études sur les matériaux métalliques fortement poreux s'avèrent relativement récentes. Du point de vue propriétés de transport, les mousses métalliques sont très peu caractérisées vu leurs variables textures et leurs différentes voies d'élaboration. Pour leurs diverses applications, la détermination de leurs propriétés thermophysiques s'avère critique. L'utilisation des mousses métalliques dans des technologies nouvelles motive l'application de nouvelles techniques performantes de caractérisation.

Dans le domaine de la mécanique du solide, l'adoption des modèles périodiques de la structure poreuse des mousses métalliques donne des résultats très satisfaisants concernant l'évaluation de la densité effective ou du diamètre du pore. Par contre, pour les études des écoulements des fluides et les transferts thermiques au sein de ces structures poreuses est très complexe, et n'aboutit pas à des solutions exactes.

Pour approfondir les connaissances concernant les écoulements de fluides au sein des structures poreuses, un bon nombre d'études expérimentales et de simulation CFD sont achevées, des techniques de mesure performantes de pointe ainsi que des logiciels ultrasophistiqués sont appliqués.

Dans ce mémoire, nous avons réalisé une simulation numérique par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D transitoire pour simuler l'écoulement de l'air au sein d'un canal horizontale comportant trois sources thermiques (trois composants électroniques) de puissance donnée variable, refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. Le mémoire est subdivisé en quatre chapitres encadrés par cette introduction et une conclusion générale :

- Le premier chapitre est destiné à exposer des généralités sur les mousses métalliques et leurs utilisations dans les différents domaines de l'industrie, et de la technologie.
- Le deuxième chapitre présente une revue bibliographique sur les mousses métalliques.
- Le troisième chapitre s'intéresse à la modélisation mathématique de l'air en écoulement transitoire à travers un canal horizontal comportant trois sources thermiques refroidies par des dissipateurs hybrides à ailettes en aluminium – ailettes en mousse d'aluminium.
- Le quatrième chapitre décrit d'une façon détaillée la simulation 3D transitoire par le logiciel COMSOL 5.6, suivi par une analyse et discussion des résultats obtenus.

Chapitre I :

Généralités sur Les mousses métalliques

Chapitre I :

Généralités sur les Mousses métalliques

Ce chapitre présente le matériau mousse métallique. Premièrement, nous présentons une description qualitative dans ce type de matériau. Nous débuterons par des généralités sur les mousses métalliques, les différents mousses, ainsi que les différentes méthodes de caractérisation concernant ce matériau.

I.1 Généralités sur le matériau mousse métallique

Réduire la densité des matériaux joue un rôle primordial dans le développement des domaines de la conception et la fabrication des pièces, des machines et des structures.

Ainsi, des matériaux de type cellulaire ont été fabriqués à partir de métaux en adaptant et en copiant la conception naturelle (liège, mousse, os...). C'est ainsi que les mousses métalliques ont été inventées. Les mousses métalliques possèdent de bonnes caractéristiques mécaniques. De nombreux tests ont également démontré qu'elles possèdent une grande capacité d'absorption d'énergie[1].

Une mousse est un matériau créé par la dispersion d'un gaz dans un liquide. Il s'agit d'un état particulier de la matière, où l'objet « mousse » dans sa globalité est obligatoirement diphasique.

La phase gazeuse différencie la mousse de l'émulsion par la structure cellulaire caractéristique et la large porosité associée. Les mousses sont créées par le processus de minimisation de surface (à volume de gaz donné) qui résulte de l'équilibre simultané entre la pression gazeuse dans les cellules, la pression du liquide dans les films entre les cellules, la tension interraciale et l'écoulement de drainage induit par la gravité.

Les mousses sont classées en fonction de leur fraction liquide volumique et de la géométrie de leurs cellules. Une mousse sèche (dry foam) présente une fraction liquide extrêmement faible (généralement inférieure à 1 %). Les bulles en contact deviennent polyédriques et constituent un réseau (3D) de films minces, quasi 2D d'épaisseur uniforme, de courbure constante et qui se coupent en suivant les lois de Plateau. Les arêtes (bord de Plateau) sont constituées par l'intersection de 3 films liquides placés à 120° . Les sommets sont l'intersection de 4 arêtes d'angle mutuel 109.5° ($\cos^{-1}(1/3)$).

Lorsque la fraction volumique liquide est plus importante (jusqu'à 50 %) on parle de mousse humide (wetfoam). Les films liquides deviennent tridimensionnels ce qui induit une grande variabilité de formes. On peut passer de situations où les films ont été réduits à des brins situés autour des arêtes, à des parois épaisses entourant les bulles. On distingue usuellement les mousses ouvertes et fermées[2].

I.2 Les différents types de mousse

Les mousses métalliques sont des matériaux macroscopiquement cellulaires, caractérisés par leurs structures topologiques (cellules ouvertes, cellules fermées), la densité relative, la taille et la forme des cellules et l'anisotropie. On distingue alors 3 types de mousses :

a) Les mousses métalliques à pores fermés

Se caractérisent par leurs cellules sphériques isolées par des parois souvent épaisses ;

b) Les mousses métalliques à pores ouverts

Ces mousses présentent des cellules connectées. La structure géométrique d'une mousse ouverte est généralement plus complexe que celle des mousses à cellules fermées ;

c) Les mousses métalliques réticulées

Elles sont similaires aux mousses métallique à pores ouverts, cependant elles ne présentent pas de pores mais des réticulations [1].

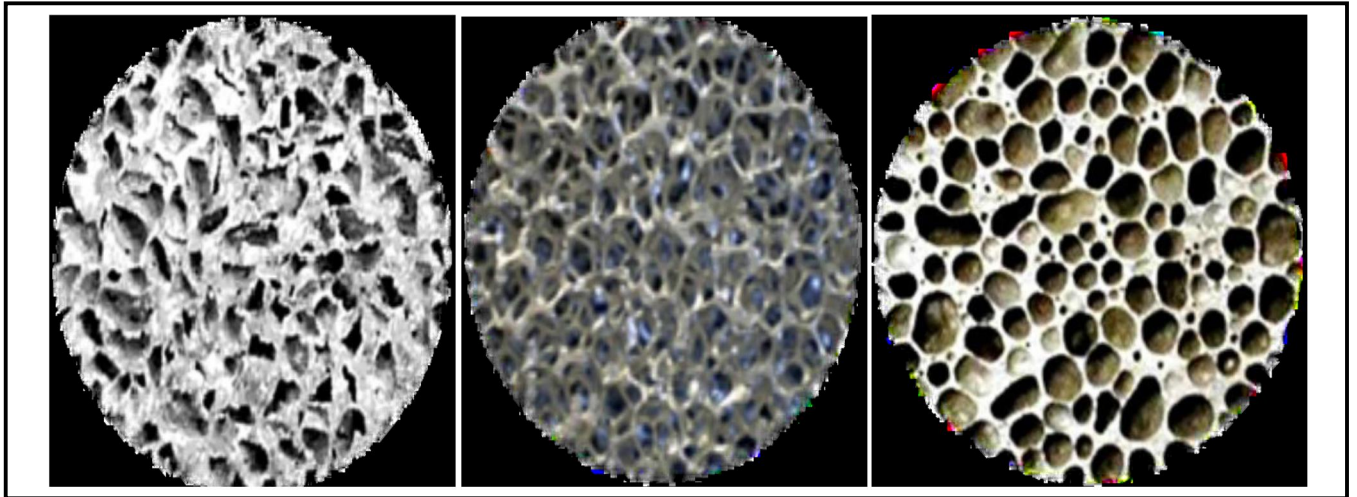


Figure I.1. Mousse métalliques à cellule a) fermée, b) ouverte et c) réticule [1].

I.3 Caractérisation géométrique de la mousse métallique

a) Porosité

La porosité, est le paramètre principal décrivant un milieu poreux[3], elle est définie par le rapport entre le volume occupé par les pores (vides) et le volume total du milieu : $\phi = \text{Volume des vides} / \text{Volume total}$. Elle varie entre 0 (solides pleins) et 1 (volume complètement vide). En général, les vides (pores) ne sont pas uniformes dans leur distribution et leur forme à travers la matrice poreuse[4].

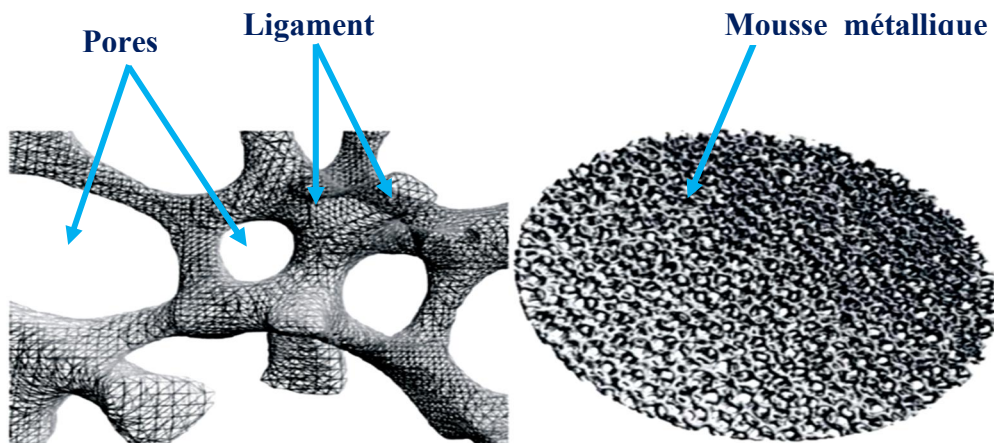


Figure I.2. Présentation d'une mousse métallique à pores ouvertes[1] .

b) **Laperméabilité** : La perméabilité $K [L^2]$ est une propriété intrinsèque du milieu poreux, indépendamment des caractéristiques du fluide et dépend essentiellement de porosité et du diamètre des particules

c) Diamètre de pore

De manière générale, le concept de « taille de pore » est extrêmement délicat à définir. Si l'observation visuelle permet de délimiter aisément les cellules, leur mesure précise nécessite la mise en place de techniques 3D spécifiques. Le diamètre du pore d_p est le diamètre moyen des cellules présentes de la mousse [1].

d) Surface spécifique :

La surface spécifique désigne la superficie réelle d'un objet par opposition à sa surface apparente, rapportée au volume total de l'objet. La surface spécifique S_p correspond à la surface géométrique du solide en contact avec la porosité ouverte. Elle s'exprime en (m^2/m^3). En outre, elle correspond directement à la surface de frottement entre la phase solide et la phase fluide en écoulement. De ce point de vue, la surface spécifique apparaît comme étant un paramètre fondamental de la structure du milieu poreux lorsque l'on étudie l'aspect écoulement du matériau.

Tableau I.1. Les propriétés thermomécaniques des mousses métalliques [2].

Propriétés thermomécaniques	Cellules ouvertes	Cellules fermées
Poit de fusion (K)	Semblable à solide	Semblable à solide
Chaleur spécifique (J/Kg.K)	Semblable à solide	Semblable à solide
Dilatation thermique ($10^{-6}/K$)	Semblable à solide	Semblable à solide
Chaleur latente (Kj/Kg)	Semblable à solide	Semblable à solide
Module de young (G.Pa), E	$E = (0.2-4) E_s (\rho/\rho_s)^{2.2}$	$E = (0.2-1) E_s^* [0.4(\rho/\rho_s)^{2.2} + 0.3(\rho/\rho_s)]$
Résistance à la compression (M.Pa) . σ_c	$\sigma_c = (0.2-1) \sigma_{c,s} (\rho/\rho_s)^{1.49}$	$\sigma_c = (0.2-1)^* \sigma_{c,s} [0.4(\rho/\rho_s)^{0.6} + 0.3(\rho/\rho_s)]$
Résistance à la traction (M.Pa) . σ_t	$\sigma_t = (1.1-1.4) \sigma_c$	$\sigma_t = (1.1-1.4) \sigma_c$

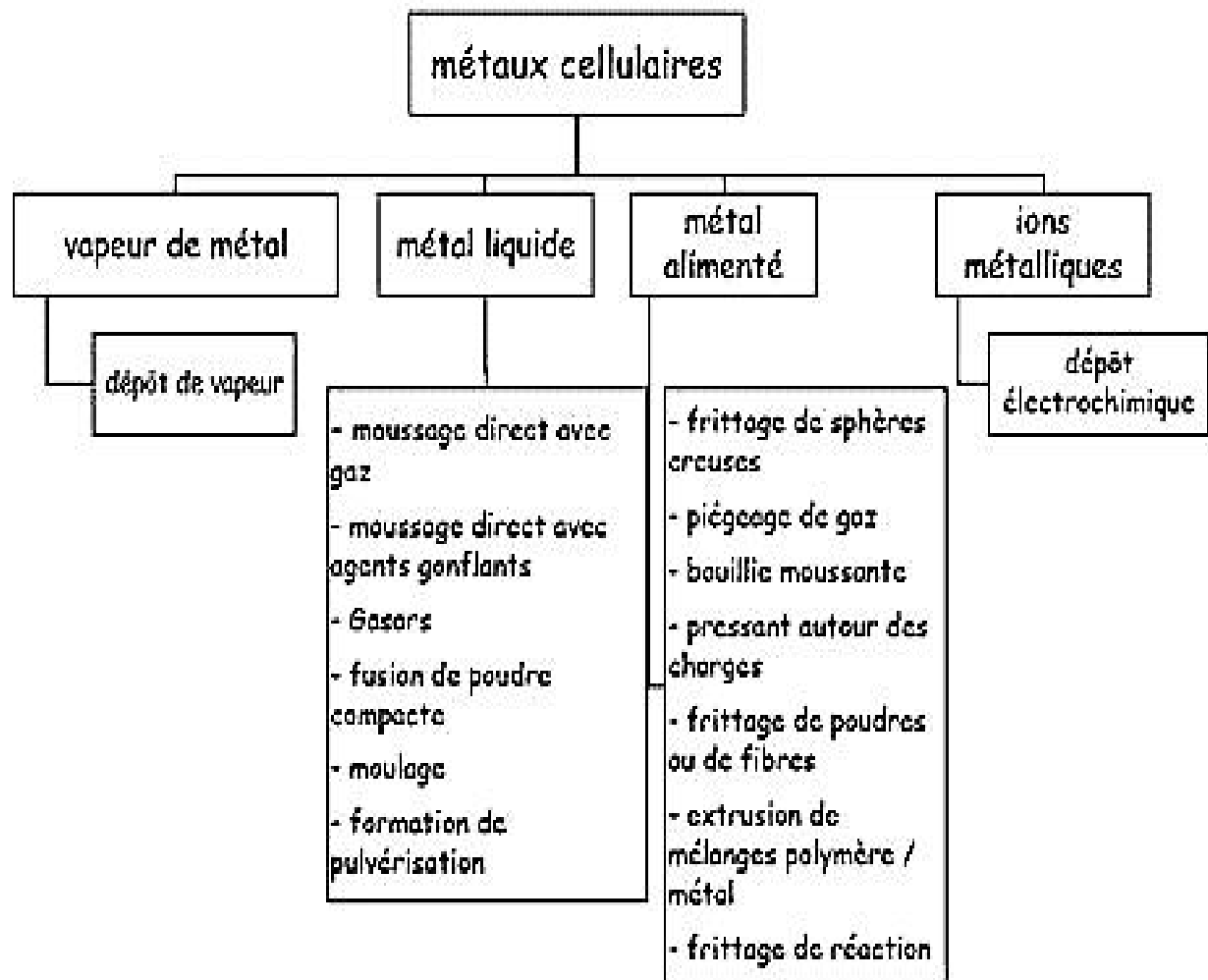
Conductivité thermique (W/m .K)	$(\rho/\rho_s)1.79 < \lambda / \lambda_s < (\rho/\rho_s)1.66$	$(\rho/\rho_s)1.79 < \lambda / \lambda_s < (\rho/\rho_s)1.66$
------------------------------------	---	---

I.4 Elaboration des mousses métalliques.

L'élaboration des mousses métalliques est assez empirique, et les recettes sont confidentielles. Du fait de son point de fusion assez bas (650°C), l'aluminium est l'ingrédient idéal pour fabriquer des mousses métalliques[1]. Pour fabriquer des métaux cellulaires, de nombreux procédés ont été et continuent d'être développés. Chacun d'entre eux apporte une solution souvent unique à la fabrication de structures particulières. Ces procédés présentent cependant des ressemblances au niveau :

- de l'état de la matière à laquelle ils font appel (solide, liquide, vapeur, ion) ;
- des principes physiques auxquels ils sont soumis (phénomènes physiques dans les mousses, mécanique des fluides, thermique...).

Tableau I.2. I. Les principaux procédés d'élaboration des mousses métalliques [1]



a) Production de mousses métalliques par introduction de gaz dans un liquide

Une mousse (liquide) est une dispersion métastable d'une phase gazeuse, représentant plus de 74% du volume total, au sein d'une phase liquide, sous forme de cellules globalement polyédriques [1].

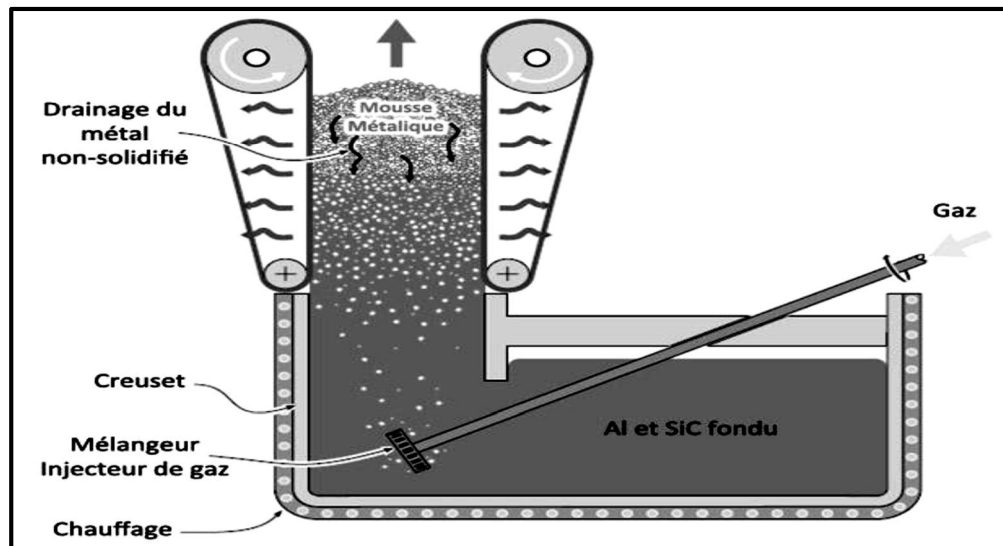


Figure I.3.Mise en œuvre d'une mousse d'aluminium par injection de gaz [5].

b) Production de mousses par infiltration.

Dans les procédés d'infiltration d'une préforme, des granules ou des billes, dénommées « précurseurs », sont introduites dans le moule d'une pièce que l'on souhaite cellulaire. Leur empilement, en vrac, crée ce qui est appelé la « préforme ». N'occupant pas tout l'espace, ces précurseurs forment un réseau de porosités qui va ensuite être infiltré par le métal pour en prendre la forme. Une fois la pièce solidifiée, les précurseurs en sont extraits pour obtenir un matériau cellulaire.

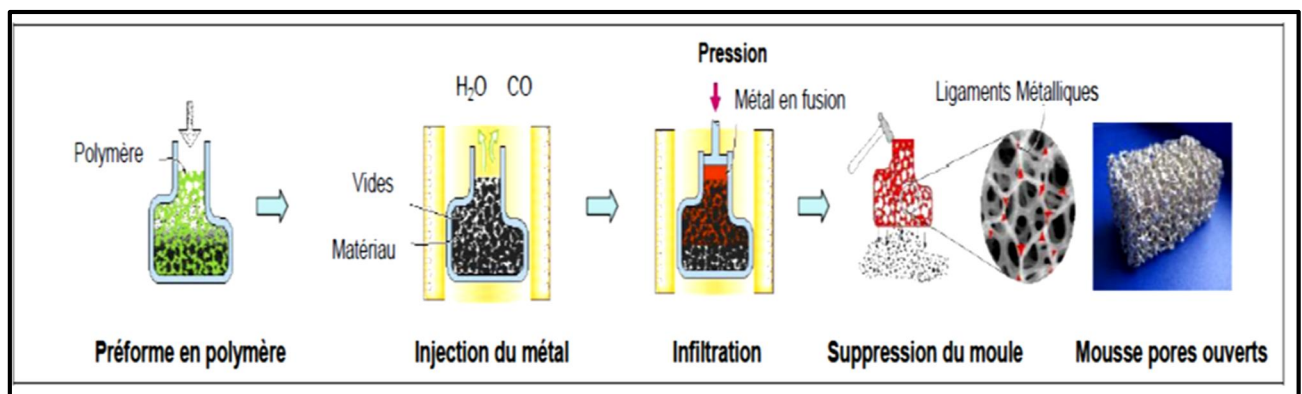


Figure I .4.Procédé de fabrication des mousses d'aluminium par écoulement d'infiltration[6].

c) Production des mousses métalliques par agent moussant

Un agent moussant est un composé sous forme de poudre qui relâche un gaz lorsqu'il est introduit dans un métal liquide.

Le procédé se décompose en plusieurs étapes :

- traitement du bain au calcium. L'introduction de cet élément (entre 1% à 3% en masse) permet de former in situ des inclusions micrométriques nécessaires à la stabilisation de la mousse ;
- introduction d'hydruure de titane (TiH_2 , à hauteur de 1,6% en masse) dans le bain métallique. Le bain, placé dans une enceinte chauffante et confinée, est ensuite maintenu à 680°C pour permettre à l'hydruure de se décomposer et créer des porosités. La pression de l'enceinte est ajustée pour piloter la croissance des bulles au sein de l'aluminium et en définir la taille ;
- refroidissement de la mousse qui s'est formée ;
- découpage. Il permet d'obtenir des plaques de 5 à 250 mm d'épaisseur ;

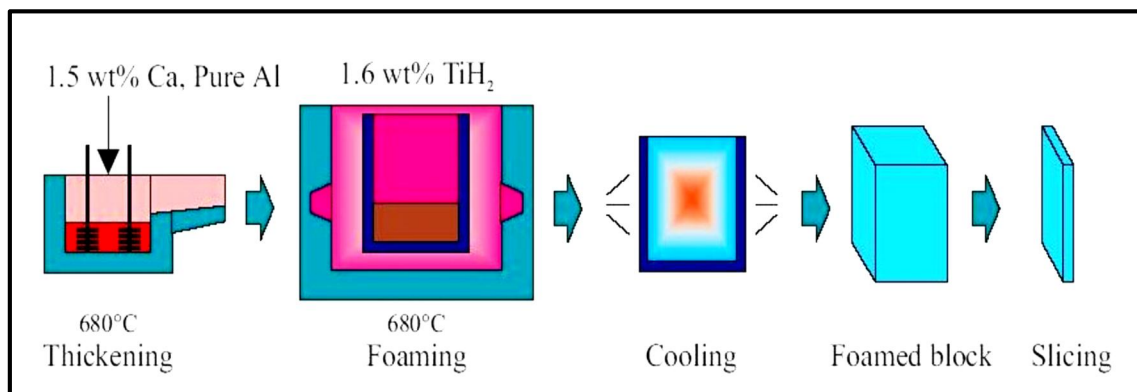


Figure I.5. Etapes de fabrication des mousses métalliques par agent moussant [6].

I.4 Applications des mousses métalliques

Nous présentons dans cette partie quelques une des nombreuses applications où l'utilisation du matériau mousse métallique apporte une valeur ajoutée certaine aux systèmes qui l'utilisent. Compte tenu de la relative jeunesse du matériau, la recherche d'un secteur potentiel d'utilisation du matériau est un sujet de recherche à part entière qui contribue chaque jour à l'élargissement du champ applicatif des « mousses

métalliques ».Par conséquent, la liste des applications présentées ci-dessous ne saurait être exhaustive [1].

a) Echangeur de chaleur

Les échangeurs compacts permettent de réduire l'encombrement, le poids et le coût des dispositifs d'échange thermique. Ils prennent une place de plus en plus importante dans tous les domaines de l'industrie et en particulier dans les secteurs de l'électronique, de l'automobile, de l'aéronautique et de la cryogénie. La conductivité thermique du métal, les propriétés de mélangeur de la structure, un rapport perte de pression / surface d'échange performant, sont autant d'atouts pour ce type d'application.

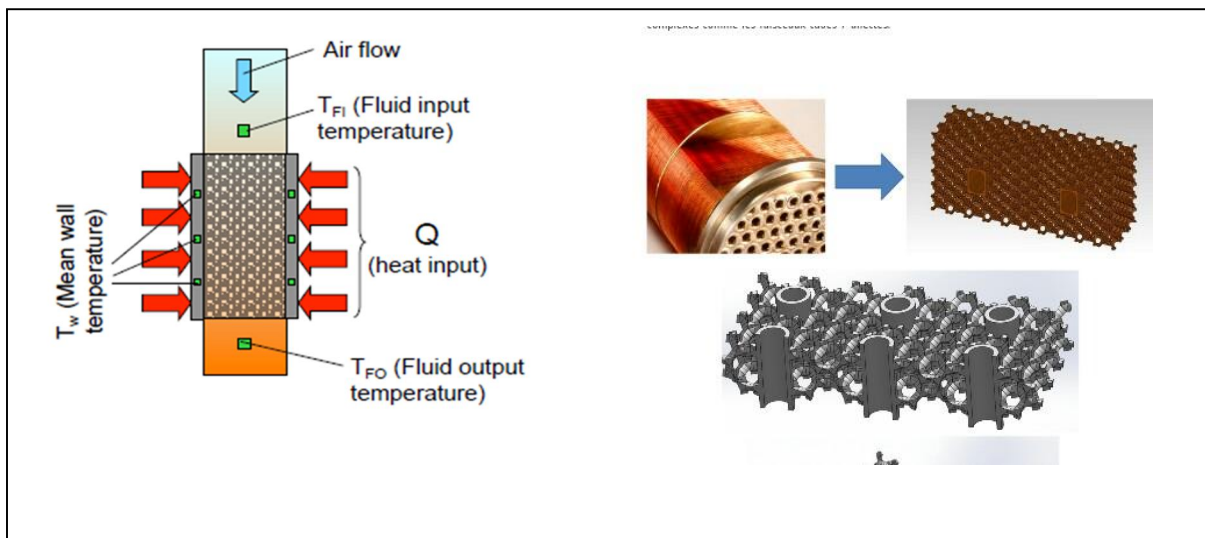


Figure I .6:Echangeurs de chaleurs [1].

b) Construction automobile

Le poids des véhicules a tendance à augmenter sous l'effet des équipements de sécurité. En même temps on cherche à les alléger pour diminuer la consommation de carburant. L'introduction de panneaux sandwichs en mousse d'aluminium est un des moyens de concilier ces deux aspects antagonistes. Le recours à ces panneaux permet, en plus du gain de poids considérable, d'obtenir des structures avec une grande capacité d'absorption de l'énergie et une bonne résistance à la chaleur. Cette aptitude est exploitée aux points les plus susceptibles d'être accidentés pour y créer une déformation contrôlée et une dissipation optimale de l'énergie. Les mousses d'aluminium sont utilisées également dans les pare-

chocs et les crash-box pour l'absorption de choc à l'avant de véhicule. Ces derniers systèmes, placés entre le pare-chocs et le châssis, sont constitués de boîtes de mousse d'aluminium à 75 % de vide qui absorbent l'énergie par écrasement en cas de choc. Une mousse d'aluminium à 95% de vide, tapissant le capot avant protégerait les piétons de chocs frontaux en cas de heurts à faible vitesse. Positionnée sous le bloc volant elle protégerait les jambes du conducteur. Sur le montant entre la vitre et le pare-brise, elle protégerait sa tête.

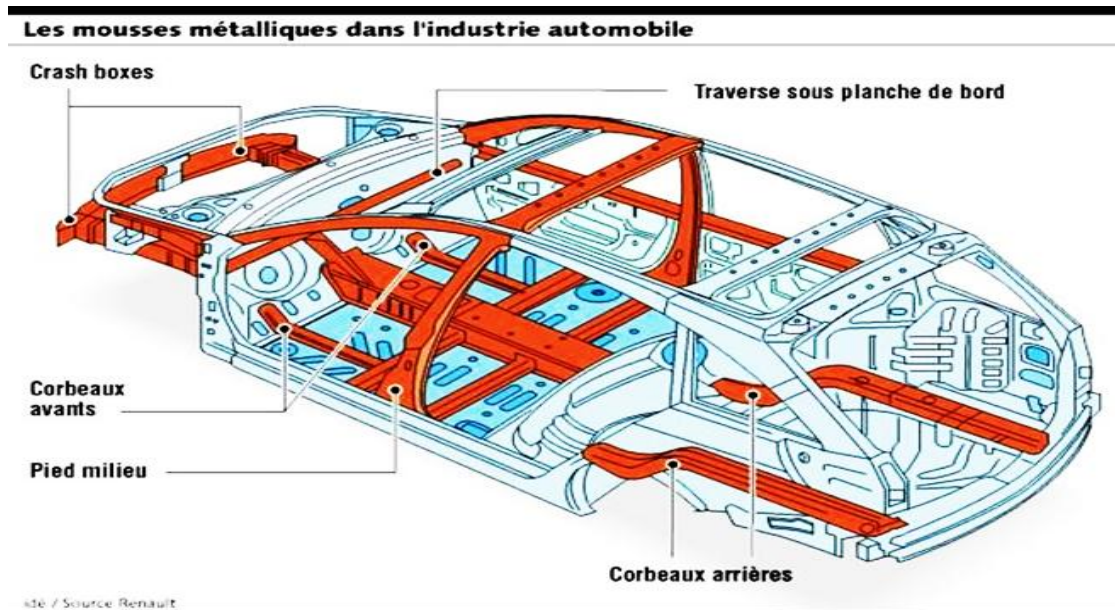


Figure I.7. Renforcement structural avec des mousses d'aluminium [6].

c) Purification de l'eau

L'utilisation de mousses de « cuivre – argent » pour la purification de l'eau est une nouvelle voie de développement. Le contact entre liquide et les métaux peut agir contre les bactéries et les algues transportées par le fluide (par exemple les légionnelles, les streptocoques...). L'utilisation de telles mousses présente un intérêt certain sur tous les circuits d'eau qui nécessitent une qualité d'eau irréprochable : stations thermales, eau potable, tours de refroidissement...

Des essais préliminaires effectués en laboratoire prouvent que des mousses dont la phase solide est composée d'un alliage de cuivre et d'argent possèdent des caractéristiques enviables pour épurer l'eau en termes d'écologie, de coûts et de facilité de mise en œuvre[1]. .

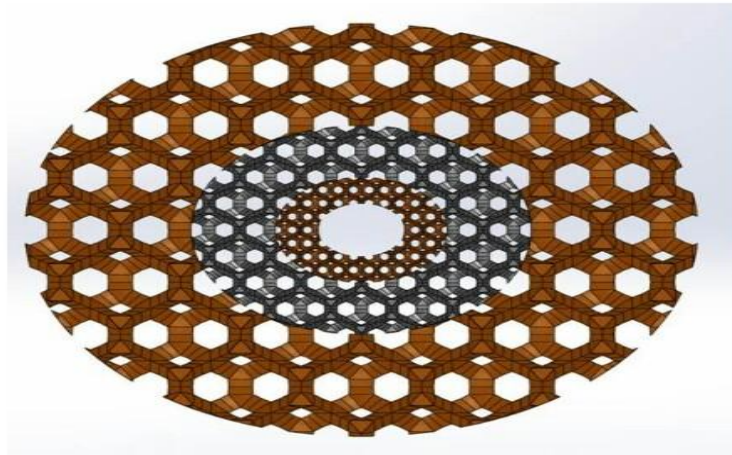


Figure I.8. Un filtre pour purification de l'eau [1].

d) Applications biomédicales

L'institut des matériaux industriels (IMI) a récemment développé un procédé de fabrication de mousses métalliques. La structure ouverte de ce type de matériau est particulièrement adaptée pour la fabrication d'implants ou de systèmes d'ancrage poreux.

En fait, les propriétés et structures des matériaux obtenus sont similaires à celles des os. La structure, la résistance à la corrosion, la biocompatibilité et les propriétés mécaniques de ces mousses de titane en font un matériau de choix pour la fabrication d'implants et de systèmes d'ancrage pour des applications orthopédiques et dentaires[1].

I. 5 Avantages des mousses métalliques [5]

- a) La mousse métallique assure une résistance aux chocs thermiques, aux hautes températures, à l'usure et aux cycles thermiques et elle est d'excellents absorbeurs sonores, absorption d'énergie.
- b) Ses conductivités thermiques effectives sont assez élevées (de 5 à 30 W/(m.K)).
- c) Grâce à ce produit sans limite de forme, les artistes, créateurs ou designers libres de concevoir leurs formes, motifs ou leurs textures.
- d) Les différentes combinaisons d'utilisation des mousses sont infinies. Le produit est manufacturable, il est possible de donner la forme souhaitée.
- e) Sa masse volumique est très faible, il n'y a que 5% à 15% de volume de solide.

f) Les mousses métalliques peuvent être utilisées pour leurs atouts esthétiques, Ils interpellent surtout par le côté très structuré qu'elles proposent. Des créateurs se tournent de plus en plus vers ce type de matériau pour composer.

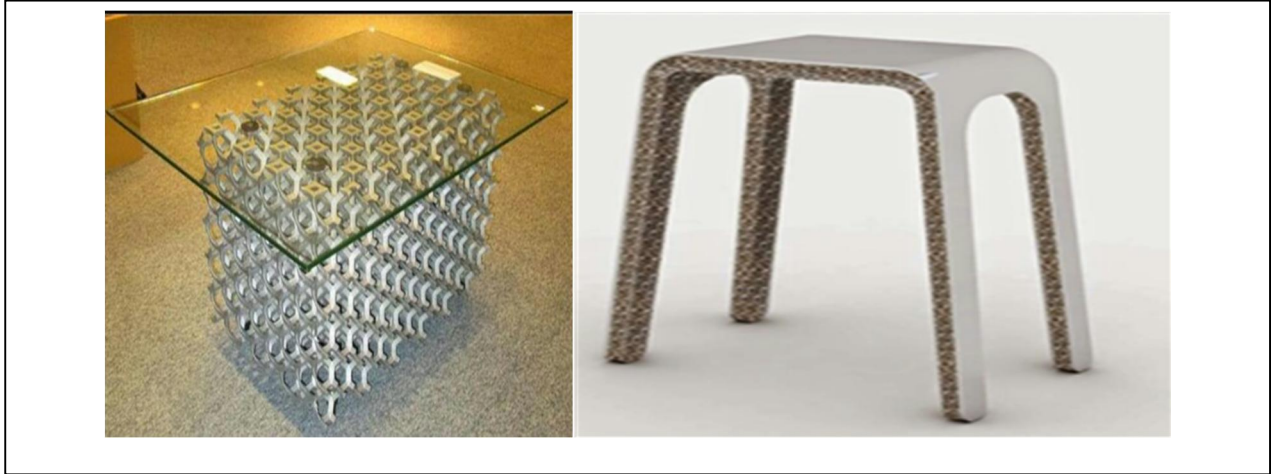


Figure I.9. Esthétique des mousses métalliques [5].

Chapitre II :

Revue Bibliographique

Chapitre II

Revue Bibliographique

II.1 Etudes expérimentales

II.2 Etudes de simulation

Résumé :

Les chercheurs ont beaucoup étudié les mousses métalliques, à la fois expérimentalement et numériquement. Les sections suivantes décrivent les techniques généralement utilisées pour ces deux approches.

II.1 Etudes expérimentales

L'électronique moderne opte pour une tendance sans cesse croissante pour les composants compacts et une puissance de calcul plus élevée, générant ainsi une quantité excessive de chaleur perdue dans les circuits. Dans un proche avenir, le flux de chaleur dans les circuits intégrés (CIs) devrait dépasser 1000 W/cm^2 [2]. Cette chaleur excessive inévitable doit être dissipée rapidement et efficacement pour assurer non seulement les performances optimales du système, mais également sa sécurité.

Les dissipateurs thermiques conventionnels ne répondent malheureusement pas aux exigences de cette évolution rapide de la technologie d'instrumentation. Ainsi, de nombreuses recherches spécialisées sont en cours pour trouver d'autres approches de dissipation thermique. Les caractéristiques les plus importantes d'un dissipateur de chaleur influant sur ses performances sont les suivantes : 1) matériau, 2) géométrie et 3) résistance thermique entre la surface chauffée et le dissipateur de chaleur [2].

Les dissipateurs de chaleur sont en quelque sorte des échangeurs de chaleur utilisés pour refroidir les composants électroniques en raison de leur faible coût, de leur installation simple et de leur processus de fabrication fiable. Les dissipateurs de chaleur classiques sont ensuite divisés en types de plaques et d'ailettes. Plusieurs études portant sur les effets des types d'ailettes, de leurs dimensions et de leur disposition ont été publiées [2]. Outre la forme des dissipateurs de chaleur, le débit de fluide (air ou eau) est un autre facteur important qui affecte considérablement les performances. Mais, en comparaison, un peu

d'attention a été accordée à l'effet du sens et du comportement du flux à travers les dissipateurs de chaleur, qui sont nécessaires pour un refroidissement efficace du système. Le flux de fluide à travers les dissipateurs de chaleur peut être bypass ou non bypass. La dérivation étant où l'écoulement se fait au-dessus du sommet du dissipateur de chaleur et le non-contournement à travers les canaux des ailettes du dissipateur de chaleur. Bien que le non-contournement soit préférable, il est évité lorsque la perte de charge est critique et également en raison de contraintes d'espace [4].

Les mousses métalliques ont également été utilisées comme surfaces externes étendues pour augmenter le taux de transfert de chaleur de ces surfaces. L'utilisation de mousses métalliques comme dissipateurs de chaleur efficaces présente deux avantages principaux : leur plus grande surface de dissipation de chaleur et l'écoulement de fluide à l'intérieur des pores deviennent de nature turbulente, ce qui provoque en outre une augmentation du coefficient de transfert de chaleur. Les alliages d'aluminium refroidis à l'air sont les dissipateurs thermiques les plus courants et sont simples à utiliser. En ce qui concerne différents types d'ailettes de dissipateur de chaleur, Gong et al. [7] ont rapporté que les ailettes en mousse d'aluminium offraient les meilleures performances de dissipation de la chaleur grâce à une surface étendue, une perte de charge faible ce qui favorisent un écoulement turbulent. La convection forcée en milieu poreux est l'objet d'étude depuis le siècle dernier. Depuis les deux dernières décennies, l'étude des caractéristiques de transfert de chaleur des mousses métalliques a été encouragée.

Les recherches expérimentales ont été menées par Leong et Jin [8] pour la convection forcée via des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium. Des données expérimentales approfondies sur la perte de charge et la vitesse du fluide en fonction du nombre de Reynolds ont été recueillies. Ils ont découvert que le taux de transfert de chaleur s'améliorait avec l'augmentation de la densité des pores (PPI) et les mousses métalliques à faible densité des pores nécessite un faible pouvoir de pompage pour améliorer le transfert de chaleur. Mancin et al. [9] ont expérimenté différents échantillons de mousse d'aluminium pour étudier le transfert de chaleur et la perte de charge à l'intérieur du canal. Ils ont mis en évidence l'effet de la densité des pores, de la porosité et de la hauteur de l'échantillon sur la réponse thermique de la mousse. Parallèlement, des modèles semi-empiriques ont été développés pour mesurer le transfert de chaleur global et les pertes de charge. Liu et al. [10] ont analysé la perte de charge du débit d'air dans des échantillons de mousse d'aluminium et de différentes porosités et densités de pores (PPI). Ils ont utilisé une corrélation théorique qui concordait bien avec leurs résultats expérimentaux. Ils ont également constaté que le facteur de frottement des mousses métalliques est faible par rapport à celui des milieux poreux granulaires. Hseih et al. [11] ont étudié l'effet de la porosité (espaces vides), de la

distribution des pores et de la vitesse du fluide sur le phénomène de transfert de chaleur dans les mousses d'aluminium. Ils ont conclu que chacun des paramètres étudiés avait une conséquence importante sur le transfert de chaleur et que le nombre de Nusselt était également élevé dans les mousses à plus haute porosité et à plus forte densité de pores. Par expérimentation, Dogan et al. [12] ont trouvé le transfert de chaleur par convection de blocs de mousse d'aluminium à l'intérieur d'un conduit rectangulaire. Ils ont discuté des conséquences de la densité de pores (PPI) et du rapport d'aspect des mousses, et en ont déduit que le nombre de Nusselt augmentait à mesure que la densité de pores (PPI) et le format des échantillons de blocs augmentaient.

Les mousses d'aluminium ne sont pas les seules mousses étudiées pour leurs caractéristiques de transfert de chaleur. Giani et al. [13] ont effectué des mesures de refroidissement à l'état transitoire sur des mousses d'alliage de fer et de cuivre de différentes densités de pores (10-20 PPI). Une étude de transfert de chaleur a été réalisée pour huit vitesses d'air différentes et le coefficient de transfert de chaleur correspondant a été déterminé. Dukhan [14] a étudié la perte de charge atmosphérique dans différents échantillons de mousses métalliques comprimées et non comprimées, comprenant diverses porosités et densités de pores (PPI). La perte de charge s'est avérée proportionnelle à la vitesse de l'air selon l'équation de Forchheimer [15] au sens quadratique et était plus importante dans les échantillons comprimés. Guarino et al. [16] ont conçu un nouveau dispositif expérimental pour étudier les caractéristiques thermiques et fluides des mousses à cellules ouvertes. Des échantillons de 5, 10 et 20 PPI ont été examinés pour déterminer le taux de transfert de chaleur et la chute de pression sous un débit d'air humide forcé. La meilleure performance thermique a été obtenue avec 10 échantillons de PPI (environ 4 PPC). Dans les expériences de Yang et al. [17] il a été montré que, plutôt que la porosité, la densité de pores (IPP) affectait plus nettement le transfert de chaleur par convection.

L'air n'est pas le seul moyen utilisé pour dissiper la chaleur par transfert de chaleur par convection. Zhang et al. [18] ont réalisé différentes expériences pour trouver les taux de transfert de chaleur des dissipateurs de chaleur en mousse métallique refroidie au liquide. On a utilisé différents dissipateurs de chaleur en mousse de cuivre et métal collés à une base chauffante en cuivre. Parmi les échantillons de 60 PPI, celui avec la moindre porosité a donné la plus faible valeur de résistance thermique avec la plus grande perte de charge. Les échantillons de 100 PPI, au contraire, avaient des résistances thermiques comparativement plus faibles pour les mêmes conditions d'écoulement, mais une chute de pression nettement supérieure à celle des échantillons de 60 PPI. Mahajan et al. [19] ont examiné la convection forcée dans un milieu à l'air sur des échantillons de mousse d'aluminium à des concentrations de 5-40 PPI et une porosité supérieure à 87%. Le nombre de Nusselt qu'ils

ont calculé était le nombre de Reynolds de Reynolds. Ils ont également obtenu des équations de moyenne de volume pour les profils de vitesse et les coefficients de transfert de chaleur. Il y avait un bon accord entre leurs résultats expérimentaux et numériques. Les résultats ont montré que la dispersion thermique est moins importante dans l'air que dans l'eau. Odabae et al. Des essais expérimentaux [20] ont montré que les piles à combustible à refroidissement par air utilisant des mousses métalliques demandaient près de la moitié de la puissance de la pompe électrique à celle des piles à combustible à refroidissement par eau. Bien que dissipant la quantité équivalente de chaleur dans des conditions d'essai similaires. Lu et al. [21] ont examiné le transfert de chaleur par convection eau et air d'échangeurs de chaleur à tubes de mousse métalliques à cellules ouvertes très poreux. Ils ont déterminé que la capacité calorifique est augmentée avec l'augmentation de la densité des pores (PPI) et / ou la diminution de la porosité. Ils ont également anticipé le rapport surface / volume optimal de la mousse d'aluminium dans les échangeurs de chaleur à contre-courant.

Chumpia et Hooman [22] ont estimé la performance d'échangeurs de chaleur en mousse métallique à tuyau unique, dans lesquels de la mousse d'aluminium était enroulée sur les surfaces extérieures des tuyaux exposés à un flux d'air transversal. Les tuyaux recouverts de mousse ont nettement mieux performé que les tuyaux recouverts d'ailettes dans des conditions de fonctionnement identiques. Kim et al. [23] ont mené diverses expériences pour étudier les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur par convection de radiateurs en mousse d'aluminium de différentes densités de pores. Ils ont déterminé que les dissipateurs thermiques à plaques parallèles classiques présentaient une performance thermique inférieure à 78% par rapport à celle des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium de dimensions similaires. Yang et al. [24] ont entrepris une étude sur l'utilisation possible de mousses d'aluminium dans les puits de chaleur pour refroidir les lampes à LED. Six types et agencements différents de dissipateurs de chaleur ont été mis à l'essai sur un banc de lampes à LED. La résistance thermique du dissipateur thermique solide dominait le reste des échantillons. La mousse de carbone à base solide, les mousses de carbone simples et le simple radiateur en mousse métallique viennent ensuite en nombre. Une autre amélioration est la réduction du poids du système de diodes électroluminescentes dissipant la chaleur.

Byon [25] a mené une étude expérimentale pour étudier les performances thermiques de mousses d'aluminium en métal lorsqu'elles étaient exposées à un jet d'air incident, sous un flux d'air fixe. Les dissipateurs de chaleur en mousse ont montré un taux de transfert de chaleur amélioré par rapport aux dissipateurs de chaleur à ailettes dans des conditions identiques, pour un nombre de Reynolds inférieur. La tendance est inverse pour un nombre de Reynolds plus élevé. De plus, la forme de l'impact de jet transversal a un effet

négligeable sur Nusselt nombre. Bien que l'impact des jets ait un meilleur taux de transfert de chaleur, il nécessite toutefois un pompage qui alourdit le coût du système. Le pompage est défini comme le produit du débit massique et de la perte de charge.

Kim et al. [26] ont réalisé une étude numérique pour déterminer l'impact de la résistance de contact sur la performance des puits thermiques en mousse d'aluminium. Ils ont constaté que lorsque la résistance de contact est augmentée, le transfert de chaleur devient progressivement asymptote et cesse d'augmenter par suite de l'arrêt complet de la conduction.

Une revue de la littérature expérimentale sur le transfert de chaleur par écoulement d'air dans les mousses métalliques a généralement utilisé différentes tailles d'échantillons de mousses métalliques, ce qui rend ces résultats spécifiques aux échantillons expérimentés. Zhao [27] a également rédigé un article de synthèse dans lequel il était présenté que la collecte de données expérimentales sur le transfert de chaleur était insuffisante, en particulier pour les mousses métalliques à cellules ouvertes. Les études sur le transfert de chaleur par écoulement d'eau sont comparativement beaucoup moins nombreuses. Le débit d'eau fournit cependant un taux de transfert de chaleur supérieur en raison de sa conductivité thermique supérieure à celle de l'air, mais ne peut malheureusement pas être utilisé pour les équipements électroniques.

De nombreux chercheurs ont entrepris des études sur le transfert de chaleur par convection forcée dans les mousses métalliques par des méthodes expérimentales, numériques et analytiques. Par la suite, les caractéristiques de transfert de chaleur et les phénomènes d'écoulement d'air dans les mousses sont négativement liés aux caractéristiques structurelles de la mousse métallique, telles que : la porosité, la PPI (densité des pores), les dimensions de la mousse et le type de matériau. Les conditions de fonctionnement telles que : flux de chaleur, vitesse du fluide, pression ambiante et température jouent également un autre facteur important pour déterminer les caractéristiques susmentionnées.

II.2 Etudes de simulation

Comme la structure des mousses métalliques est très aléatoire et complexe, de nombreuses recherches ont été menées pour idéaliser la structure de la mousse métallique afin de déterminer le transfert de chaleur par fluide et d'autres caractéristiques physiques. Des philosophes renommés tels qu'Archimède et Platon ont été les premiers de l'histoire connue à proposer que de nombreuses structures de la nature puissent être représentées par des blocs de construction ou des cellules unitaires. Bien que les mousses naturelles (matériaux poreux) et la plupart des mousses synthétisées artificiellement (mousses métalliques) ne suivent pas exactement le même schéma, de nombreux chercheurs ont

montré que la plupart des mousses suivaient quelque peu une matrice géométrique répétée [29–31].

Il y a plus d'un siècle, Lord Kelvin a émis l'hypothèse connue sous le nom de «problème de Kelvin», qui proposait une théorie tridimensionnelle des cellules unitaires décrivant une géométrie idéale des mousses en général [29]. Kelvin a supposé qu'un tétradécaèdre composé de six carrés et de huit côtés hexagonaux répondait au modèle en mousse, avec une organisation de cellules de volume équivalent mais de surface différente. La cellule unitaire de Kelvin imite également le corps centré cubique (BCC), ce qui lui permet de satisfaire simultanément à la règle de Plateau pour les mousses [30]. Tout en étant adopté comme cellule unitaire idéale par les mathématiciens, physiciens et scientifiques depuis plus d'un siècle, il n'a pas été en mesure de se fonder dans la nature - ce qui en fait une hypothèse [31]. En 1994, après plus de cent ans d'existence de la cellule unitaire de Kelvin incontestée, D. Weaire et R. Phelan ont proposé leur propre cellule unitaire pour contrer sa théorie [31]. Contrairement à la cellule unitaire monohédrale de Kelvin, cette nouvelle cellule unitaire est composée de plusieurs polyèdres de volumes équivalents. Cette cellule unitaire Weaire-Phelan (WP) a été dérivée de la compression tétraédrique fermée (TCP), présente dans de nombreux produits chimiques naturels.

Actuellement, aucun modèle en mousse n'est supérieur à la cellule unitaire Weaire-Phelan. Mais comme indiqué précédemment, la cellule unitaire Kelvin ne comporte qu'un seul pore et la cellule unitaire Weaire-Phelan comporte huit pores par polyèdre. Ainsi, en raison de la simplicité du modèle de Kelvin, de nombreux chercheurs le préfèrent encore par rapport au modèle de Weaire-Phelan [32–33].

Afin de déchiffrer le véritable comportement, une meilleure compréhension de la structure est nécessaire. Ce niveau élevé de hasard dans la taille et la distribution des pores empêche les chercheurs d'analyser les propriétés et le comportement de la masse de la mousse dans diverses applications. La complexité de la structure oblige donc les chercheurs à idéaliser la structure de la mousse métallique. Cela compromet considérablement la précision réelle de leurs résultats. Certains chercheurs ont ainsi utilisé une approche consistant à représenter un pore unitaire de mousse métallique en soustrayant quatre sphères de tous les angles à une simple structure tétraédrique unique [34].

En jouant avec la taille des sphères, la forme, la taille et la dispersion des pores peuvent être modifiées dans la structure en mousse métallique. D'autres ont étendu ce concept en utilisant la même approche de soustraction à un simple cuboïde pour former une cellule élémentaire qui représente un seul pore d'une mousse métallique [35]. Certains préfèrent encore utiliser la cellule unitaire du tétradécaèdre de Kelvin avec la technique matricielle

des cadres spatiaux comme alternative à une géométrie réelle, en raison de son acceptation à proximité de la cellule élémentaire idéale d'une mousse [36]. Les chercheurs ont également découvert que l'utilisation de structures cubiques centrées (BCC) était un bon moyen d'idéaliser la mousse métallique en nid d'abeille à cellules ouvertes. Cela se fait en extrayant neuf boules équivalentes d'un cube. Ils ont également étendu leur approche en utilisant des balles en forme d'œufs elliptiques verticales et horizontales [37].

La plupart des solides poreux sont de nature aléatoire, tandis que tous les modèles théoriques connexes reposent sur une structure périodique. Ce concept de cellules unitaires à répétition a conduit de nombreuses personnes à développer des relations analytiques simples entre diverses propriétés physiques. Parce que si la géométrie peut être définie mathématiquement (comme dans le cas d'un motif de cellule unitaire répété), des modèles analytiques pourraient être dérivés facilement [38, 39]. D'autres ont dérivé des résultats analytiques basés sur le modèle de tétradécaèdre de Kelvin (structure BCC), qui a permis de vérifier les résultats obtenus par éléments finis par de nombreuses personnes [40,41]. Il convient de noter que l'analyse par éléments finis de la méthode des cellules n'est pas la description exacte du comportement de la mousse, mais qu'elle est très peu coûteuse en calcul. Ashby et Banhart avec leur théorie de la structure idéalisée de la mousse métallique établissent une relation analytique simple entre la loi de puissance [38, 39]. Selon cette loi, la plupart des propriétés physiques des mousses métalliques peuvent être approximées en multipliant une constante (différente pour des propriétés spécifiques) par la densité relative de la mousse et du métal solide.

Aux niveaux global et local (ou pores) de la cellule (cellules ouvertes ou fermées), la disposition des pores des cellules (leur angle d'intersection relatif) et la forme des entretoises (ou des parois) des cellules jouent un rôle essentiel dans l'étude de ces structures complexes [42]. La plupart des études théoriques sur les mousses métalliques tridimensionnelles simples, comme discuté, supposent un schéma cyclique de parois cellulaires prismatiques (ou d'entretoises). Celles-ci sont également connues sous le nom de modèles de faisceaux, car les parois des cellules ont un diamètre uniforme, contrairement aux mousses métalliques réelles [43]. Alors que pour la modélisation tridimensionnelle à cellules fermées, on utilise généralement la méthode de tessellation de Voronoï et le modèle de liaison de nœud [44]. La méthode de tessellation de Voronoï utilise la croissance de graines ponctuelles dans les trois dimensions pour se développer de manière aléatoire. Un peu de manipulation est faite dans ces méthodes pour obtenir de la mousse à cellules ouvertes mais les résultats finaux et la complexité de l'approche n'ont pas permis aux chercheurs de l'adopter beaucoup. Les chercheurs ont encore plus ou moins recours à ces approches, qu'ils utilisent des modèles identiques ou que de légères modifications [45–47].

Les médecins ont utilisé l'analyse FE tridimensionnelle (3D) dans le domaine de la médecine, car au niveau micro-organique, les organes humains présentent la mécanique des matériaux dans leurs activités quotidiennes [48–50]. En raison de leur complexité géométrique, les organes humains ne sont pas faciles à concevoir dans les logiciels FE ou CAD. Les médecins préfèrent donc la technique de rendu d'image à l'aide d'instruments d'imagerie en série, tels que les tomodensitomètres [51]. Cette approche non destructive permet aux chercheurs d'acquérir les moindres détails de l'échantillon, garantissant ainsi la précision de l'analyse par éléments finis.

La discussion des résultats de simulation révèle que les modèles à ordre aléatoire sont la seule solution pour prédire la réponse des mousses métalliques, car les modèles de cellules unitaires périodiques ne reproduisent pas correctement la réponse réelle observable. Comme il n'existe aucune solution exacte pour les métaux poreux hautement désordonnés, une approche informatique à grande échelle à l'aide du scanner a été considérée ici comme le seul moyen d'extraire le véritable comportement thermo-mécanique des mousses. Cette forme d'approche n'a pas été beaucoup adoptée pour les modèles tridimensionnels, car elle prend du temps, elle prend du temps et exige des calculs. Bien que peu aient eu recours à la technique de tomodensitométrie pour obtenir des informations exactes sur les paramètres de structure et les utiliser dans la modélisation analytique, des tests par éléments finis n'ont pas été réalisés [52,53]. Les recherches décrites ici ne portent que sur les mousses métalliques à cellules ouvertes Aluminium 6101 ayant une porosité d'environ 93%. L'objectif ici est de permettre à d'autres chercheurs de trouver la vraie réponse des mousses métalliques dans les systèmes thermo-mécaniques, où la précision compte plus que la simple approximation.

Chapitre III :

Modélisation mathématique des milieux Fluide ~ poreux

Chapitre III

Modélisation mathématique des milieux Fluide ~ poreux

- III.1 Equations générales de transport
 - III.1.1 Equations de conservation pour le fluide
 - III.1.2 Equations de conservation pour le milieu poreux
- III.2 Description du problème
- III.3 La géométrie du problème
- III.4 Hypothèses simplificatrices
- III.5 Les conditions initiales et aux limites

Résumé :

Ce chapitre présente la modélisation mathématique de l'écoulement de l'air à travers un canal horizontal comportant trois sources thermiques refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. Les équations de transport de masse, quantité de mouvement et énergie sont appliquées sur deux zones : la zone libre occupée par le fluide seul, et la zone du milieu poreux concernant la mousse d'aluminium.

III.1 Equations de transport du milieu poreux

Basé sur le concept du volume élémentaire représentatif, le milieu poreux est considéré comme un milieu continu, et pour bien décrire les équations de transport d'un fluide visqueux Newtonien au sein de ce milieu on utilise le modèle de Darcy-Forchheimer-Brinkman[2].

L'équation de transport décrivant le principe de conservation de la quantité de mouvement à travers un milieu poreux en sa forme vectorielle s'écrit comme suit :

$$\underbrace{\rho_f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{\varphi} \vec{\nabla} \cdot \left(\frac{\vec{V} \vec{V}}{\varphi} \right) \right]}_{(a)} = \underbrace{- \frac{1}{\varphi} \vec{\nabla}(\varphi P)}_{(b)} + \underbrace{\rho_f \vec{g}}_{(c)} + \underbrace{\frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 \vec{V}}_{(d)} - \underbrace{\frac{\mu}{K} \vec{V}}_{(e)} - \underbrace{\frac{C_f \rho_f}{K^{1/2}} |\vec{V}| \vec{V}}_{(f)} \quad (\text{III.1})$$

$\vec{V}$ Vecteur vitesse moyenne à travers un volume élémentaire représentatif.

- (a) Terme représentant la force inertielle (macroscopique).
- (b) Gradient de pression.
- (c) Terme représentant la force de volume.
- (d) Terme visqueux de **Brinkman**.
- (e) Terme de **Darcy**.
- (f) Terme de **Forchheimer** représentant la force inertielle microscopique.

III.2 Conservation d'énergie au sein d'un milieu poreux

Le principe de conservation d'énergie au sein d'un milieu poreux en posant les hypothèses suivantes [2]:

- Le milieu poreux est continu et isotrope,
- Les effets radiatifs sont négligés,
- Les dissipations visqueuses sont négligées,
- Le travail d'échange de pression est négligé,
- Au sein du milieu poreux, la température de la phase solide est égale à la température de la phase fluide $T_s = T_f = T$.

Donc on a l'équation d'énergie suivante :

$$(\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T = \vec{\nabla} \cdot (K_m \vec{\nabla} T) \quad (\text{III.2})$$

$$(\rho c_m) = (1 - \varphi)(\rho c)_s + \varphi(\rho c_p)_f \quad (\text{III.3})$$

La perméabilité effective du milieu (mousse métallique) est donnée par [9] :

$$K_m = 0.00073(1 - \epsilon)^{-0.224} \left(\frac{d_f}{d_p} \right)^{-1.11} d_p^2 \quad (\text{III.4})$$

Le coefficient du frottement est donné par [9] :

$$C_f = 0.00212(1 - \epsilon)^{-0.132} \left(\frac{d_f}{d_p} \right)^{-1.6} \quad (\text{III.5})$$

Le rapport du diamètre du ligament (fibre) par celui du pore est donné en fonction de la porosité de la mousse comme suit [9] :

$$\frac{d_f}{d_p} = 1.18 \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi} \left(\frac{1}{1-e^{(1-\varepsilon)/0.04}} \right)} \quad (\text{III.6})$$

Le diamètre du port est donné en fonction de la densité de la porosité ω par [9] :

$$d_p = \frac{0.0224}{\omega} \quad (\text{III.7})$$

III.5 Description du problème

Il s'agit de l'écoulement de l'air en régime laminaire à travers un canal horizontal comportant trois sources thermiques refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. Nous sommes intéressés par la simulation des conditions réelles de l'écoulement de l'air au sein du canal et à travers les dissipateurs thermiques (figure III.1). L'objectif est multiple, premièrement pouvoir déterminer la distribution spatio-temporelle de la température, la vitesse et la pression au sein du canal. Deuxièmement, c'est discuter les effets du flux thermique dissipé par les sources thermiques, l'effet du nombre de Reynolds, et l'effet de la configuration (orientation et hauteur des ailettes) sur le comportement thermo-hydraulique du système.

III.6 La géométrie du problème

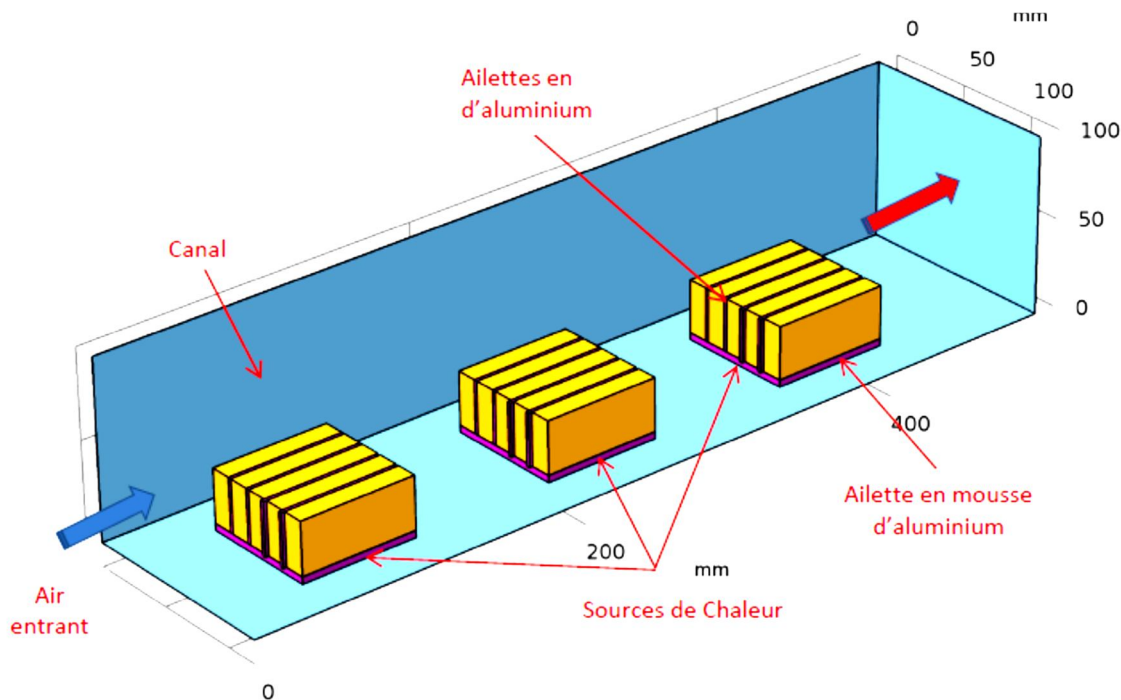


Figure III.1 : Schéma du système de refroidissement simulé.

Les dimensions de notre système sont données comme suit :

- Longueur du canal $L_C = 50$ cm,
- Hauteur du canal $H_C = 10$ cm,
- Largeur du canal $B_C = 10$ cm,
- Longueur de la source thermique $L_S = 4$ cm
- Epaisseur de la source thermique $H_C = 0.2$ cm,
- Largeur de la source thermique $B_C = 4$ cm,
- Longueur de l'ailette en mousse d'aluminium $L_{AMA} = 4$ cm,
- Hauteur de l'ailette en mousse d'aluminium $H_{AMA} = 5$ cm,
- Largeur de l'ailette en mousse d'aluminium $B_{AMA} = 0.5$ cm,
- Longueur de l'ailette en aluminium $L_{AA} = 4$ cm,
- Hauteur de l'ailette en aluminium $H_{AA} = 5$ cm,
- Largeur de l'ailette en aluminium $B_{AA} = 0.2$ cm,

III.7 Equations générales de transport

En tenant compte des hypothèses suivantes :

- le milieu poreux est continu et isotrope.
- L'air est considéré comme un fluide Newtonien et visqueux.
- Le régime d'écoulement est laminaire.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide sont constantes et évaluées à une température de référence. Cependant la masse volumique du fluide dans le terme de la force de gravité varie linéairement avec la température et elle est donnée par l'approximation de Boussinesq.

III.8.1 L'équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.8})$$

III.8.2 L'équation de la quantité de mouvement suivant x

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (uu)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (uv)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (uw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\mu}{k} u - c_f \frac{\rho_f \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{\sqrt{k}} u + \frac{\mu}{\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{III.9})$$

III.8.3 L'équation de la quantité de mouvement suivant y

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(vw)}{\partial z} \right] =$$

$$- \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\mu}{k} v - c_f \frac{\rho_f \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{\sqrt{k}} v + \frac{\mu}{\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho_f g [\beta_t (T - T_1) + \beta_c (C - C_0)] \quad (\text{III.10})$$

III.8.4 L'équation de la quantité de mouvement suivant z

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right] =$$

$$- \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\mu}{k} v - c_f \frac{\rho_f \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{\sqrt{k}} v + \frac{\mu}{\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \rho_f g [\beta_t (T - T_1) + \beta_c (C - C_0)] \quad (\text{III.11})$$

II.8.4 L'équation d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} = \lambda \alpha \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{III.12})$$

II.9 Les conditions initiales aux limites

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

$$t = 0, u = v = w = 0, T = T_0, P = P_0.$$

Pour $t > 0$,

$$x = 0, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H \text{ (amont du canal) } u = u_0, v = w = 0, T = T_0, P = P_0.$$

$$x = L, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H \text{ (aval du canal), } u = u_0, v = w = 0, P = P_0.$$

$$z = H, y = 0, x = 0 \text{ et } x = L \text{ (paroi supérieure du canal), } u = 0, v = 0, w = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0.$$

$$z = 0, y = 0, x = 0 \text{ et } x = L \text{ (paroi inférieure du canal), } u = 0, v = 0, w = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

$$y = 0.2 \text{ cm, } x = 6.5 \text{ cm et } x = 8.5 \text{ cm (interface composant-mousse),}$$

$$q_{\text{source}} = (0.1\text{E}+4 \dots 0.4\text{E}+4 \text{ W/m}^2) \text{ flux imposé.}$$

II.10 l'adimensionnalisation des variables

On introduit des grandeurs de référence par rapport aux quelle toutes les variables seront normalisées. Le symbole * désigne les quantités adimensionnelles qui sont définies comme suit :

$$x^* = x/H,$$

$$y^* = y/H,$$

$$z^* = z/H,$$

$$t^* = t/(H/U_0),$$

$$U^* = u/U_0,$$

$$V^* = v/U_0,$$

$$W^* = w/U_0,$$

$$P^* = \frac{P-P_0}{\rho_f U_0^2},$$

$$T^* = \frac{T-T_{min}}{T_{max}-T_{min}},$$

$$C^* = \frac{C-C_{min}}{C_{max}-C_{min}} = \frac{C-C_0}{C_1-C_0}.$$

II.11 L'adimensionnalisation des équations

II.11.1 Les paramètres de contrôle

Le rapport d'aspect = L/H

Le nombre de Reynolds $Re = U_0 H / \nu$,

Le nombre de Grashof thermique $Gr_t = \frac{g \beta_t (T_0 - T_1) H^3}{\nu^2}$,

Le nombre de Grashof solutal $Gr_c = \frac{g \beta_c (C_0 - C_1) H^3}{\nu^2}$,

Le nombre de Prandtl $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

Le nombre de Schmidt $Sc = \frac{\nu}{D}$,

Le nombre de Darcy $Da = \frac{k}{H^2}$,

La porosité $\varphi = \frac{\text{Volume des pores de milieu poreux}}{\text{Volume totale de milieu poreux}}$.

II.11.2. L'équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.13})$$

II.11.3. L'équation de la quantité de mouvement suivant x

$$\frac{1}{\varphi} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(UU)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(VU)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(WU)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{U}{ReDa} - C_f \frac{\sqrt{U^2+V^2+W^2}}{\sqrt{Da}} + \frac{1}{Re\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{II.17})$$

II.11.4 L'équation de la quantité de mouvement suivant y

$$\frac{1}{\varphi} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(UV)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(VV)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial(WV)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} - \frac{V}{ReDa} - C_f \frac{\sqrt{U^2+V^2+W^2}}{\sqrt{Da}} + \frac{1}{Re\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right) \right] + \frac{Gr_t}{Re^2} T - \frac{Gr_c}{Re^2} C \quad (\text{III.14})$$

II.11.5 L'équation d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(UT)}{\partial x} + \frac{\partial(VT)}{\partial y} + \frac{\partial(WT)}{\partial z} = \frac{1}{RePr} \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{1}{RePr} \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{1}{RePr} \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (\text{III.15})$$

Chapitre IV:

RESULTATS DE LA SIMULATION CFD EN 3D TRANSITOIRE PAR LE LOGICIEL COMSOL 5.6

Chapitre IV

RESULTATS DE LA SIMULATION CFD EN 3D TRANSITOIRE PAR LE LOGICIEL COMSOL 5.6

IV.1.	Introduction
IV.2.	Géométrie du système simulé
IV.3.	Maillage du système simulé
IV.4.	Résultats de la simulation thermohydraulique
IV.5.	Conclusion

Résumé :

L'Objectif de ce chapitre c'est de présenter et d'analyser les résultats de la simulation en 3D transitoire par le logiciel COMSOL 5.6 du comportement thermo-fluide au sein d'un canal horizontal, muni de trois dissipateurs hybrides à ailettes d'aluminium rectangulaires empilées avec des ailettes en mousse métallique (milieux poreux) rectangulaires, ces dissipateurs aux configurations multiples sont chauffés du dessous par des sources thermiques à flux imposés, et refroidis dans un environnement de convection forcée par un courant d'air.

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous exposons les résultats de simulation en 3D transitoire de l'écoulement de l'air au sein d'un canal comportant trois dissipateurs en ailettes rectangulaires pleines en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. Ces dissipateurs sont chauffés du dessous par des sources thermiques à flux imposé ($q_{\text{source}}=0.1\text{E}+4, 0.2\text{E}+4, 0.3\text{E}+4$ et $0.4\text{E}+4$ W/m²). Nous sommes intéressés par la simulation des conditions réelles de l'écoulement de l'air pour refroidir les sources thermiques à travers les dissipateurs thermiques avec une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0=1, 2, 3$ et 4 m/s. Le but est de :

- Déterminer sous les conditions d'un flux thermique et d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal imposés, la distribution spatiotemporelle de la température, la vitesse et la pression au sein du système.

- Discuter les effets de l'augmentation du flux thermique du composant, et l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée sur la phénoménologie du système.
- Discuter l'effet du changement de configuration (hauteur et orientation) des ailettes des dissipateurs thermiques sur la distribution spatiotemporelle de la température, la vitesse et la pression au sein du système de refroidissement.

IV.2 Géométrie du système simulé

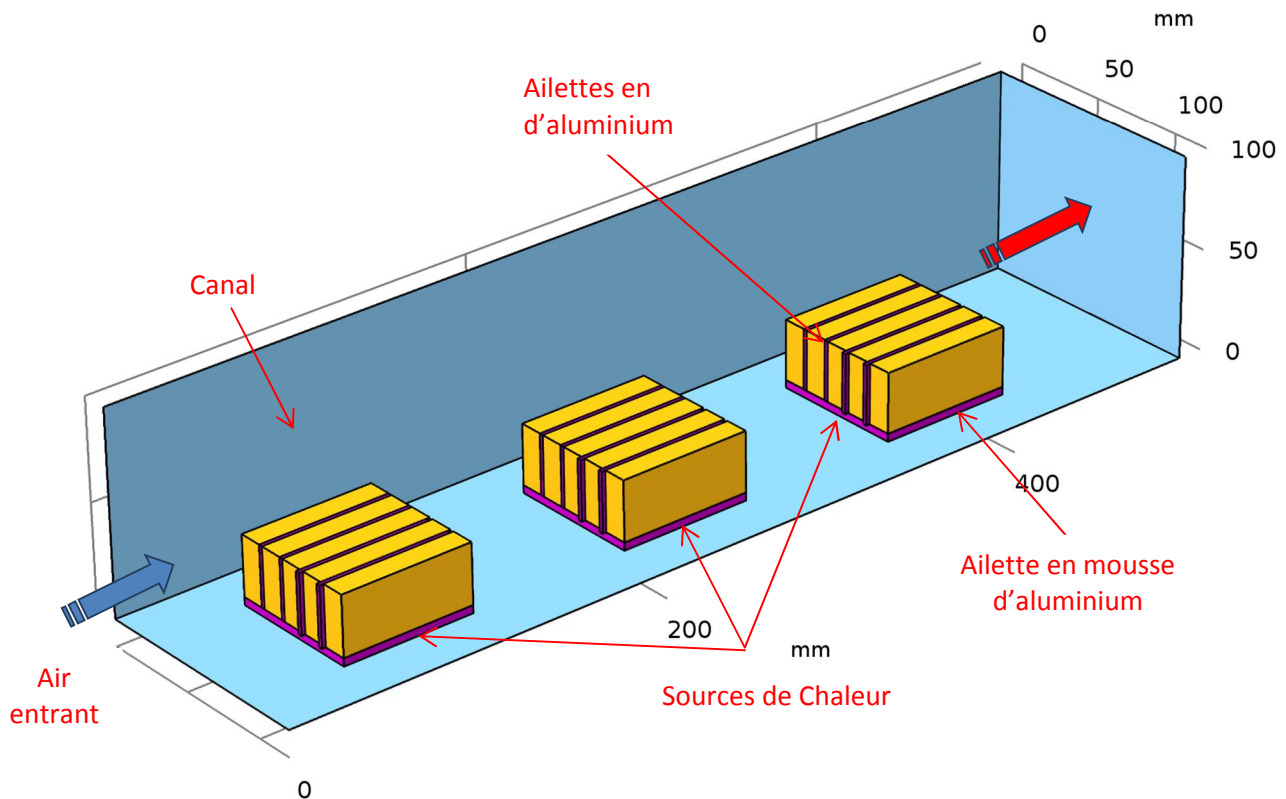


Figure IV.1 : Géométrie 3D du système de refroidissement étudié.

IV.3 Maillage du système simulé

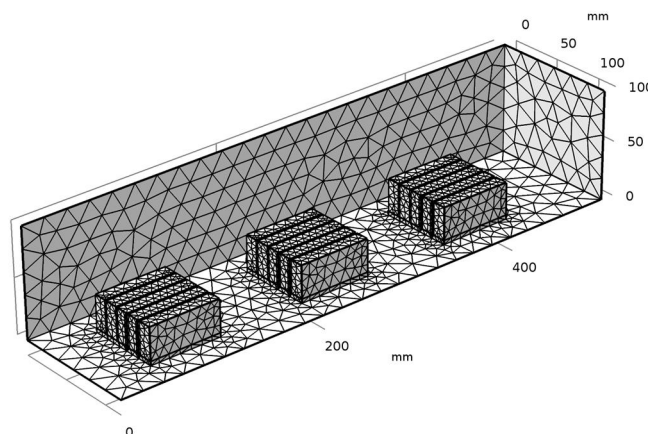


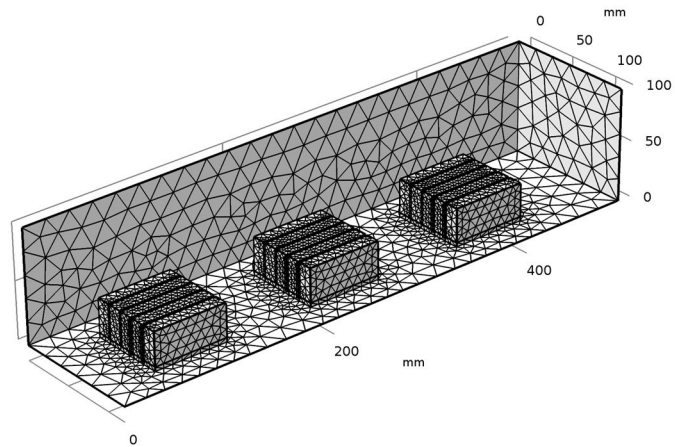
Figure IV.2 : Maillage 3D du système de refroidissement étudié.

IV.4 Etude de la consistance du maillage

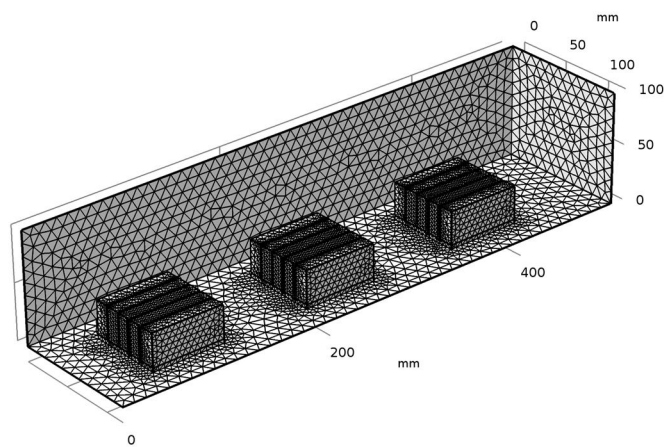
L'étude de la consistance du maillage et de l'indépendance des résultats de simulation nous a amené à utiliser trois types de maillages : maillage grossier, maillage normal et maillage fin (figure IV.3). L'objectif est de prouver que les distributions de la température, la vitesse et la pression au sein du canal pour des conditions données du flux imposé et de la vitesse de l'air à l'entrée sont indépendantes du maillage utilisé.

Pour cela, nous avons choisi de calculer pour les trois types de maillage (grossier, normal et fin) la distribution de la température, la vitesse et la pression au plan médian du canal, à l'instant $t = 900$ s, sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.4E+4 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 2 \text{ m/s}$.

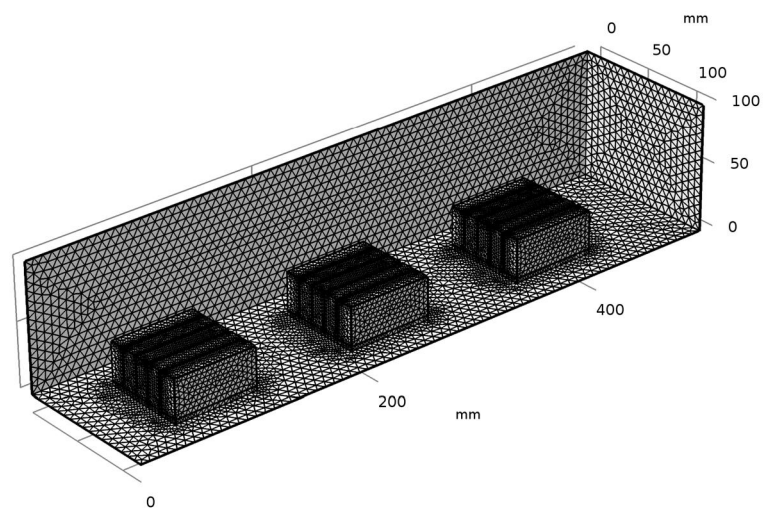
La figure IV.4 montre qu'aucun changement concernant la température, la vitesse et la pression pour les trois types de maillage (grossier, normal et fin), ce qui montre que le raffinement de maillage qui nécessite des capacités de stockage mémoire importantes et du temps est inutile pour l'étude du présent modèle de simulation en transitoire 3D de l'écoulement de l'air à travers un canal horizontal contenant des dissipateurs thermiques à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes en mousse d'aluminium pour refroidir des sources thermiques (composants électroniques).



(a) Maillage grossier



(b) Maillage normal



(c) Maillage fin

Figure IV.3 : Comparaison de maillages utilisés (grossier, normal et fin).

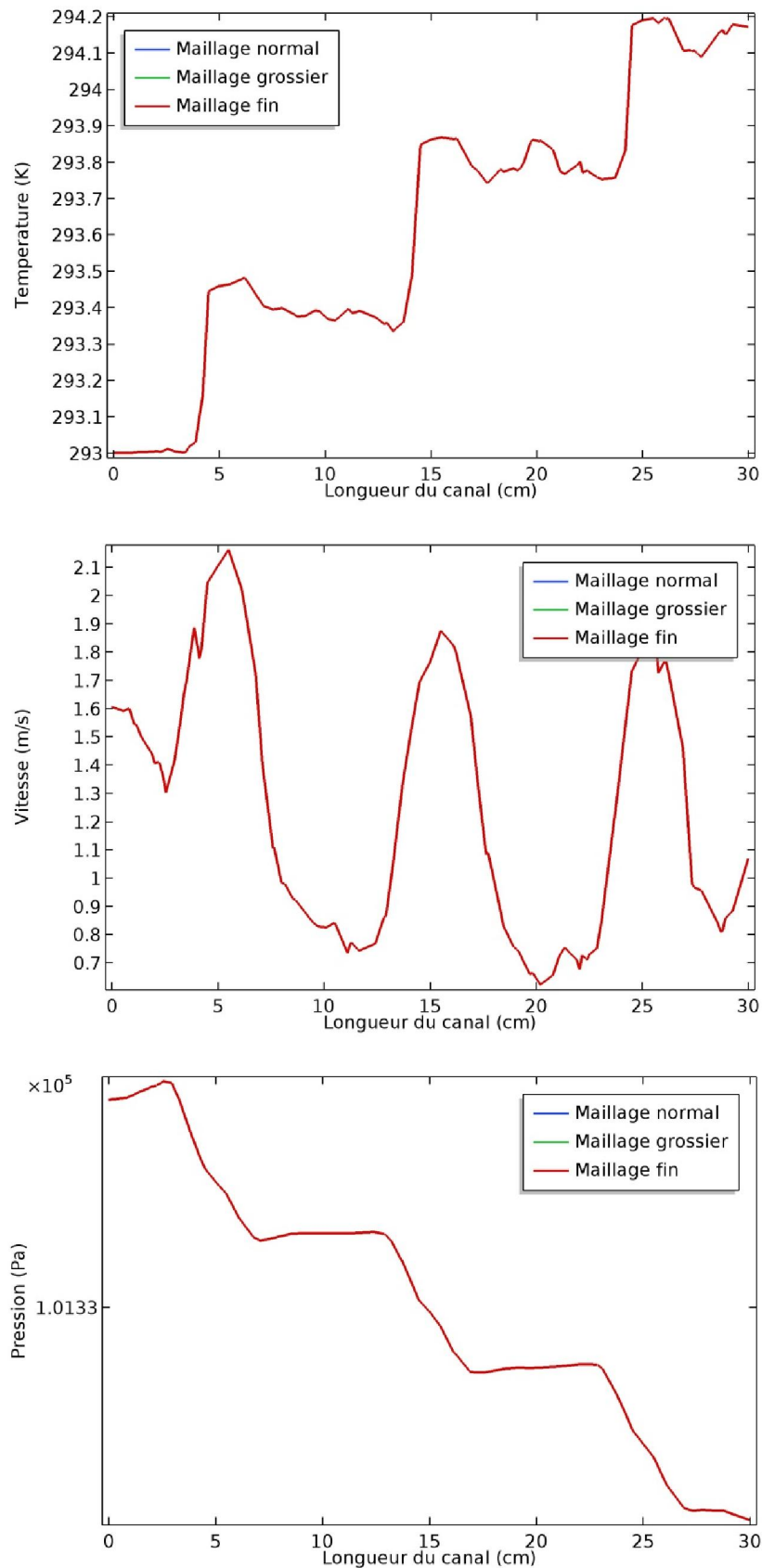


Figure IV.4 : Etude de l'indépendance des résultats de simulation du type de maillage :
(a) Température, (b) vitesse et (c) pression.

IV.4 Résultats de simulation

IV.4.1 Distribution de la température en transitoire

La figure (IV.5) représente la distribution de la température en fonction du temps au sein d'un canal horizontale muni de dissipateurs thermiques sous forme d'ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes en mousse d'aluminium, chaque dissipateur est alimenté par un flux imposé d'une source thermique d'une valeur de $q_{\text{source}} = 0.4E+4 \text{ W/m}^2$. Cette distribution est réalisée pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$.

Les instants pris en considération sont respectivement : $t = 60, 120, 240, 300, 900$ et 1800 s . On remarque que le régime transitoire débutera dès le début jusqu'à l'instant $t = 300 \text{ s}$. Le régime transitoire est établi dès l'instant $t = 300 \text{ s}$ (la distribution de la température au sein du canal est presque la même pour les instants qui suivent), la cause est que la vitesse de l'air à l'entrée du canal est très élevée à l'entrée $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et le régime permanent est très vite établi. On remarque que l'effet de la convection de l'air lors de l'écoulement au sein du canal est très remarquable, car le dissipateur en aval est le plus chaud. le flux thermique dissipé est concentré au niveau des sources de chaleur et se propage rapidement par conduction vers les ailettes rectangulaires en aluminium, puis ce flux thermique sera dissipé par échanges de chaleur mixte vers les ailettes en mousse d'aluminium, par conséquent l'échauffement des dissipateurs thermiques et leurs niveaux de température se fait par ordre croissant dans le sens de l'écoulement de l'air suite au phénomène de convection (le dissipateur en amont est moins chaud, le médiant est moyen, alors que celui qui est en aval est le plus chaud). Au fil du temps et suite à l'écoulement de l'air le long du canal et l'effet de la convection qui s'engendre d'une part, et de l'autre part l'existence des dissipateurs en mousse d'aluminium qui absorbent la majeure partie de ce flux, ce dernier se propage le long du canal vers la sortie.

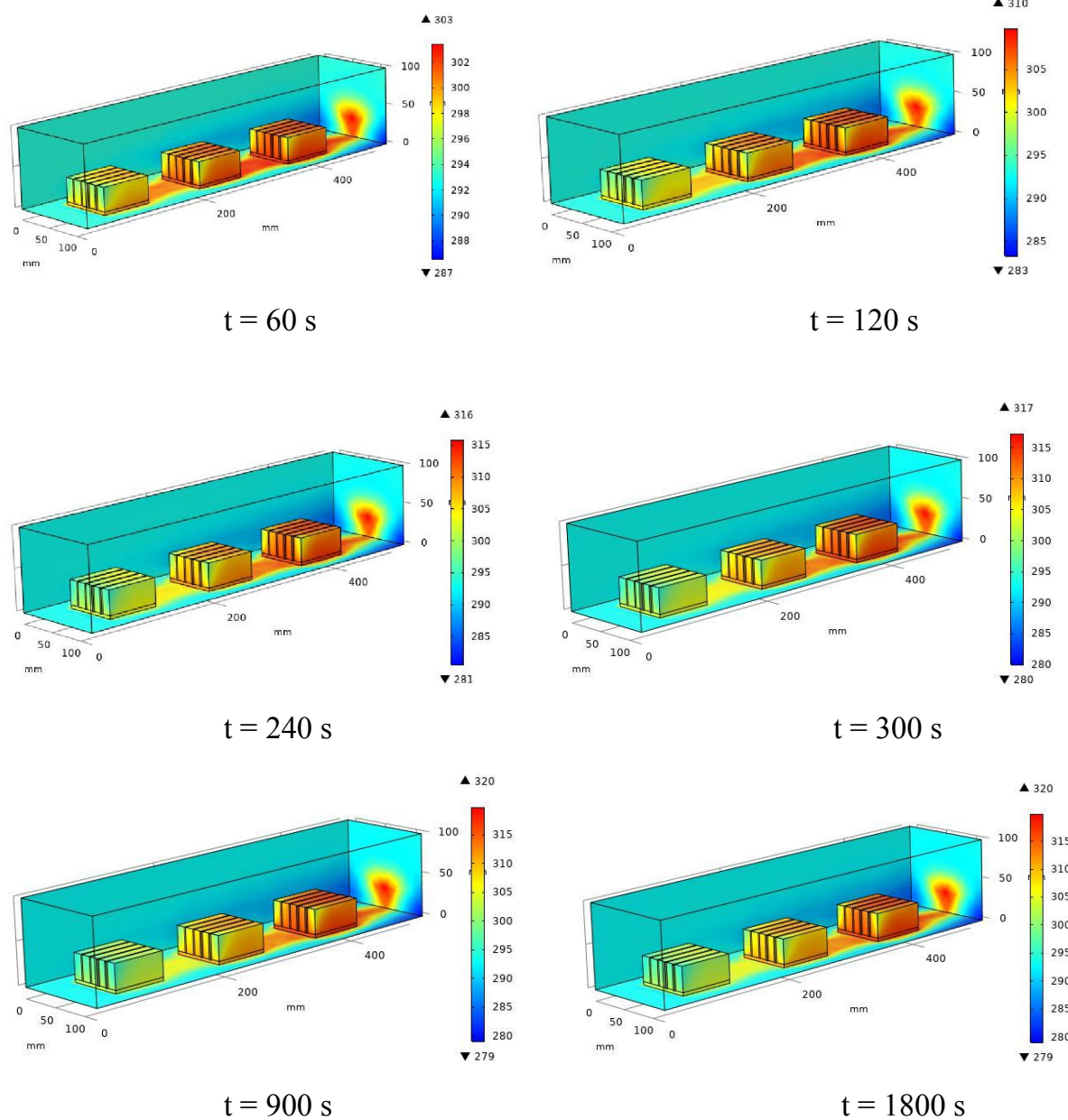


Figure IV.5: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.4E+4 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 4 \text{ m/s}$.

IV.4.2 Distribution de la vitesse en transitoire

La figure (IV.6) illustre la distribution de la vitesse de l'air au sein du canal muni de trois dissipateurs en ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium, avec une source de chaleur en dessous de chaque dissipateur. Cette distribution est due pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4$ m/s, et une dissipation thermique totale de la source thermique égale à $q_{\text{source}} = 0.1\text{E}+4\text{W/m}^2$, pour les instants suivants : $t = 60, 300, 900$ et 1800s .

Comme la distribution de la température pour les instants cités ci-dessus, la distribution de la vitesse de l'air au sein du canal et à travers les dissipateurs passe au régime permanent dès les premières secondes à cause de la vitesse élevée de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4$ m/s. La vitesse de l'air varie très fort dans l'espace, de l'amont vers l'aval du canal, la vitesse est faible, alors qu'elle prend des valeurs très élevées au-dessus des dissipateurs. Les ailettes en mousse d'aluminium et en tant que milieux poreux stabilisent et sert à uniformiser l'écoulement,, alors que autour et en dessus des dissipateurs la vitesse de l'air est très forte.

La forte vitesse de l'air au niveau des dissipateurs favorise le phénomène de convection, ce qui joue un rôle important dans le refroidissement des sources thermiques, tandis que la vitesse faible de l'air favorise la conduction au sein des ailettes rectangulaires pleines en aluminium.

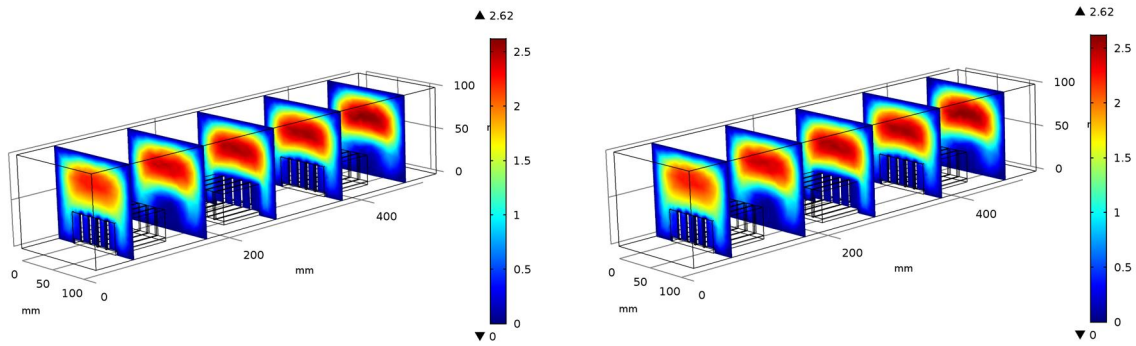
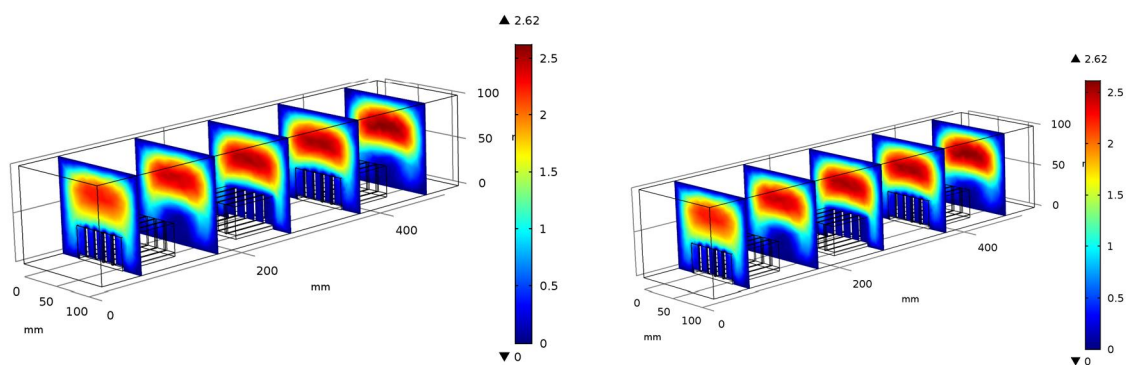
(a) $t = 60s$ (b) $t = 300s$ (c) $t = 900s$ (d) $t = 1800s$

Figure IV.6 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.1E+4W/m^2$ et $u_0 = 4 \text{ m/s}$.

IV.4.3 Distribution de la pression en transitoire

La figure (IV.7) illustre la distribution de la pression lors de l'écoulement de l'air à travers le canal horizontal sous les mêmes conditions citées ci-dessus. L'évolution de la pression le long du canal est spatio-temporelle, elle varie fortement en espace, et très faible en fonction du temps. A cause de la vitesse forte de l'air à l'entrée du canal, le régime permanent est très vite établi. La distinction entre la distribution de la pression aux différents instants n'est pas apercevable. C'est le même comportement de la distribution de la vitesse cité ci-dessus.

Les fortes pressions sont enregistrées au niveau du premier dissipateur (au niveau des disques), moins fortes pour le dissipateur au milieu et faible pour le dissipateur en aval.

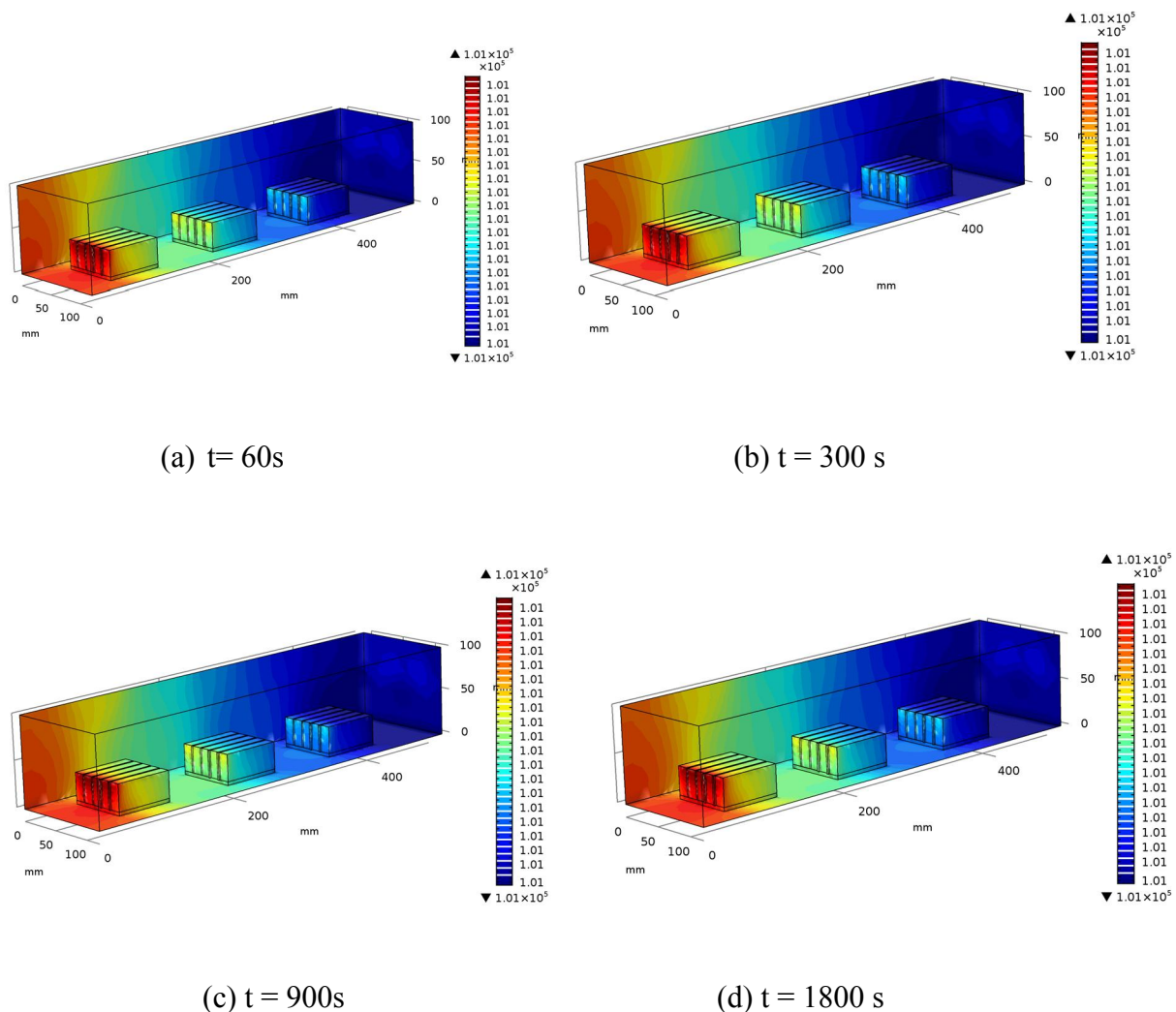


Figure IV.7 : Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.1E+4 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 4 \text{ m/s}$.

IV.4.4 Effet de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sur la distribution de la température

La figure (IV.8) montre la distribution de la température au sein du canal pour différentes vitesses de $u_0 = 1, 2, 3$ et 4 m/s, avec un flux constant dissipé par la source thermique $q_{\text{source}} = 0.2E+4 \text{ W/m}^2$ et pour le temps $t = 300 \text{ s}$.

La température le long du canal varie selon des régions différentes. Pour les parois latérales et en amont du canal ainsi qu'au niveau du premier dissipateur des températures modérées sont enregistrées, tandis que les niveaux des températures présentent une hausse remarquable à partir du deuxième et le troisième dissipateur. L'effet de la convection de l'air de l'amont vers l'aval du canal est remarquable. La température au niveau de la source thermique est la plus élevée, elle prend la valeur maximum affectée par le flux thermique dissipé.

L'augmentation de la vitesse de l'air permet aux ailettes de dissiper une grande quantité de chaleur dissipée par la source thermique par un phénomène de convection forcée mixte ; en conduction à travers les ailettes rectangulaires pleines d'aluminium, et en convection forcée à travers les ailettes en mousse d'aluminium.

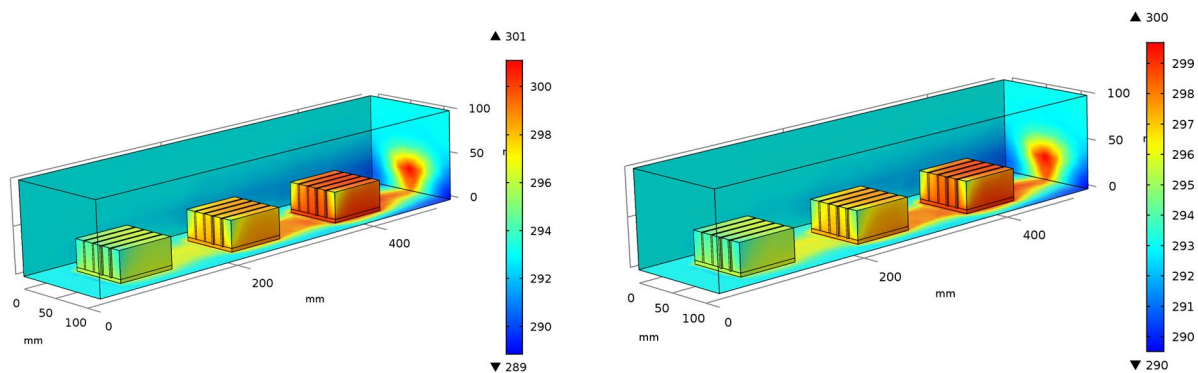
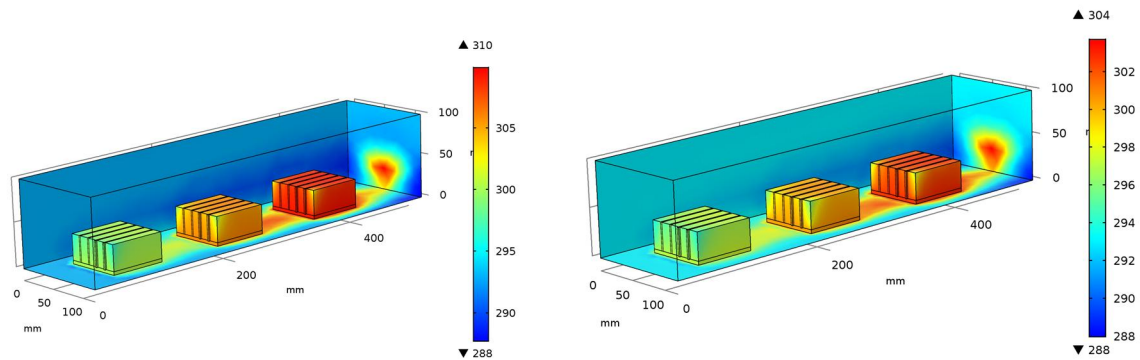


Figure IV.8 : Distribution de la température au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}}=0.2\text{E}+4\text{W/m}^2$, $u_0=1, \dots, 4\text{ m/s}$ et $t=300\text{s}$.

IV.4.5 Effet de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sur la distribution de la vitesse

La figure (IV.9) présente la distribution de la vitesse au niveau du canal pour des conditions d'un flux constant de chaque source thermique de $0.2E+4W/m^2$ avec différentes vitesses de l'air à l'entrée du canal à l'instant $t= 300s$.

Trois régions distinctes concernant la distribution de la vitesse se présentent : en aval du canal, la vitesse est maximale au centre du canal elle diminue au fur et à mesure que l'on se rapproche des parois. Au niveau des dissipateurs, la vitesse est maximale au-dessus et faible au niveau des ailettes. En aval, la vitesse s'intensifie en niveau de la paroi supérieure, et elle est moyenne au niveau de la paroi inférieure.

L'effet de l'augmentation de la vitesse à l'entrée du canal c'est d'élever le niveau d'intensité de la vitesse au sein des trois régions citées ci-dessus, mais elle n'apporte aucun changement de la phénoménologie globale de la distribution de vitesse au niveau de chaque région citée ci-dessus.

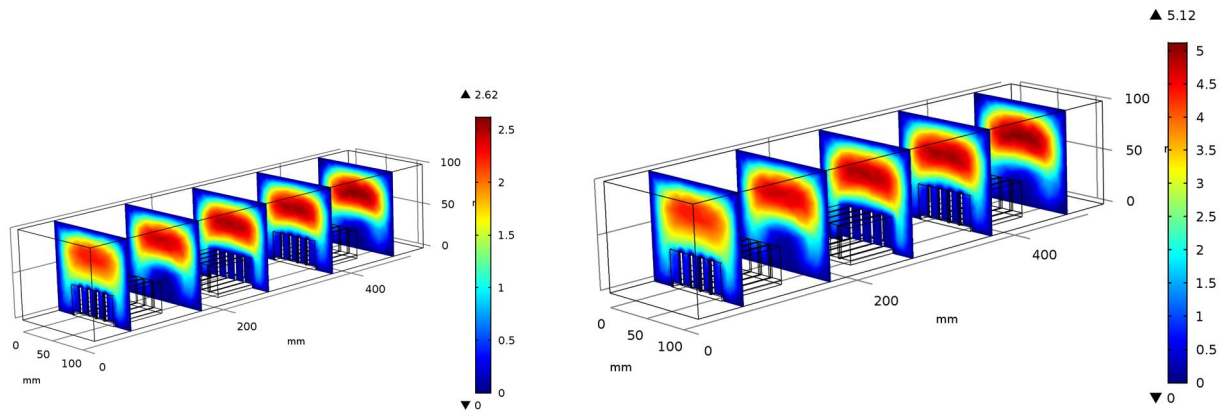
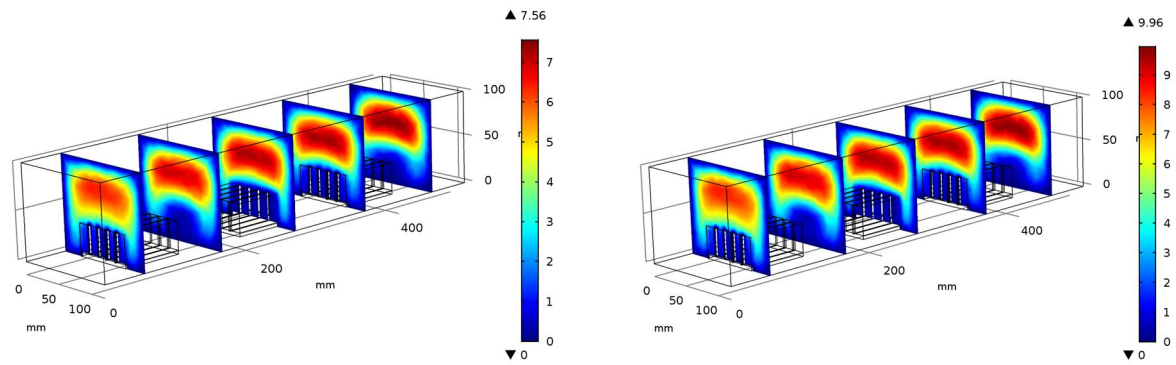
(a) $u_0 = 1 \text{ m/s}$ (b) $u_0 = 2 \text{ m/s}$ (a) $u_0 = 3 \text{ m/s}$ (d) $u_0 = 4 \text{ m/s}$

Figure IV.9 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.2\text{E}+4 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 4 \text{ m/s}$ et $t = 300 \text{ s}$.

IV.4.6 Effet de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sur la pression

La figure (IV.10) présente la distribution de la pression d'un écoulement laminaire de l'air au sein d'un canal horizontal sous l'effet d'un flux thermique constant $q_{\text{source}}=0.2\text{E}+4$ W/m² dissipé par chaque source thermique, et pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0=1, \dots, 4$ m/s pour un instant $t=300$ s.

L'effet de l'augmentation de la vitesse d'entrée de l'air au canal sur la pression est très peu observable aux différentes zones du canal. La phénoménologie globale de la distribution de la pression au sein du canal reste inchangée et les zones de la pression ci-dessus restent les mêmes. Ceci est due essentiellement au fait que les dissipateurs avec les ailettes en mousse d'aluminium (milieu poreux) sert à uniformiser l'écoulement de l'air dans les pores et amortisse le choc direct entre l'air et les ailettes du dissipateur ce qui minimise la chute de la pression au sein du canal.

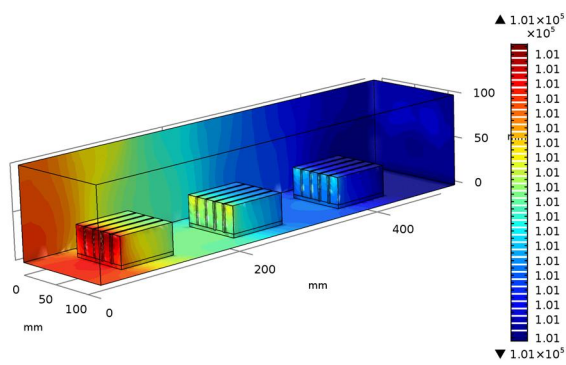
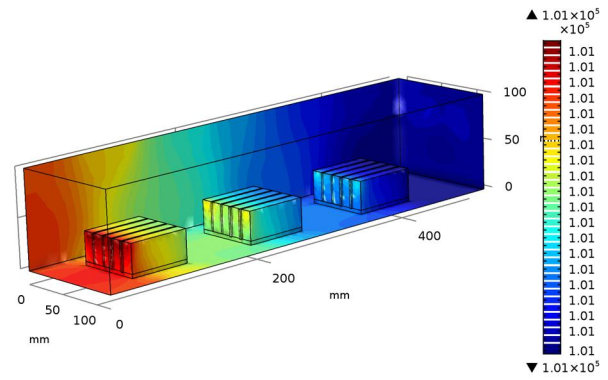
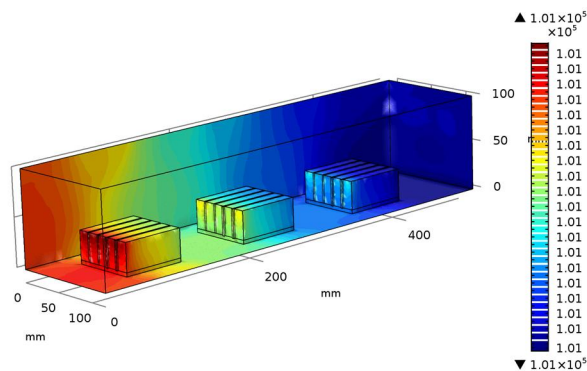
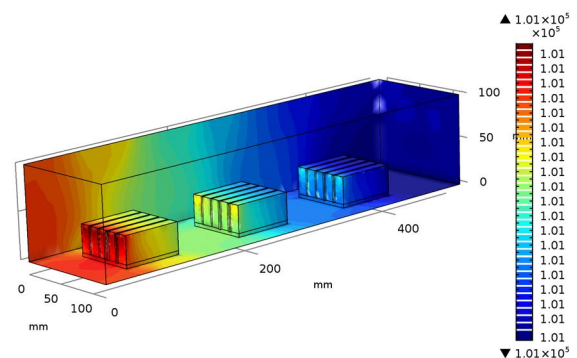
(a) $u_0 = 1 \text{ m/s}$ (b) $u_0 = 2 \text{ m/s}$ (c) $u_0 = 3 \text{ m/s}$ (d) $u_0 = 4 \text{ m/s}$

Figure IV.10 : Distribution de la pression au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.2\text{E}+4 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 4 \text{ m/s}$ et $t = 300\text{s}$.

IV.4.7 Effet du flux dissipé sur la distribution de la température

La figure (IV.11) montre l'effet de l'augmentation du flux thermique dissipé par les sources thermiques $q_{\text{source}} = 0.1, 0.2, 0.3$ et $0.4 \text{ E}+4 \text{ W/m}^2$ sur la distribution de la température au sein du canal pour une vitesse à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 300 \text{ s}$.

On note que la température augmente généralement avec l'augmentation des valeurs de flux thermiques dissipés par les sources thermiques, on observe spécifiquement qu'il y a des faibles températures à proximité des parois du canal sous l'effet de l'air à l'entrée, contrairement aux celles au niveau des sources thermiques qui sont très élevées. Ceci est une conséquence directe des flux thermiques dissipés par les sources thermiques.

A proximité des sources thermiques ainsi qu'en aval du canal, on remarque que la température se dégrade graduellement, à cause du fait de la convection de l'air forte engendrée et aussi du fait de l'écoulement de l'air dans les pores des ailettes en mousse d'aluminium qui en contact avec une grande surface d'échange, ce qui a un effet direct remarquable sur le refroidissement des sources thermiques (composants électroniques).

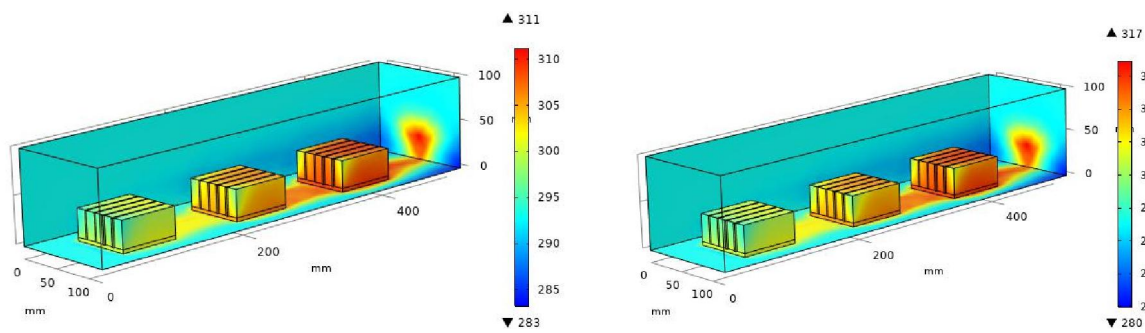
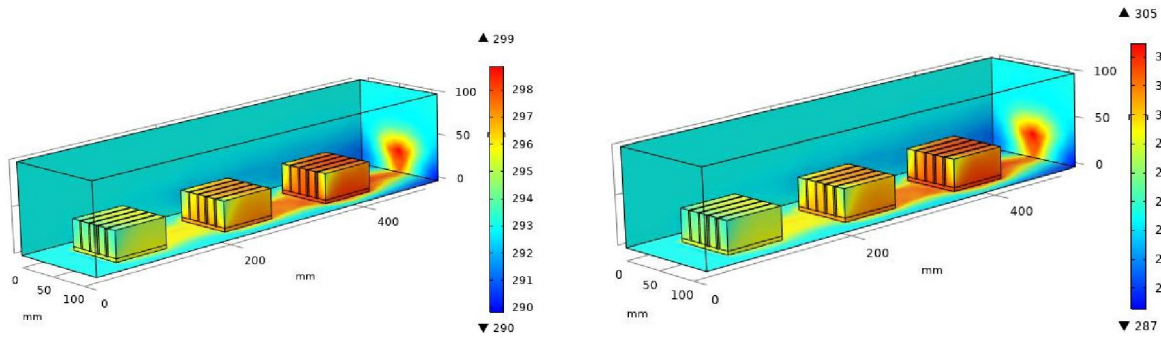


Figure IV.11 : Distribution de la température pour différents flux $q_{\text{source}} = 0.1, 0.2, 0.3$ et $0.4 \text{ E}+4 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 300\text{s}$.

IV.4.8 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la vitesse

La figure (IV.10) montre l'évolution de la vitesse de l'air le long du canal en présence des dissipateurs thermiques hybrides ailettes d'aluminium – ailettes en mousse d'aluminium sous les conditions du flux thermique dissipé par les sources thermiques $q_{\text{source}} = 0.1, 0.2, 0.3$ et $0.4 \text{ E}+4 \text{ W/m}^2$ et une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ à l'instant $t = 300 \text{ s}$.

La phénoménologie globale de la distribution la vitesse suite à l'augmentation des flux dissipés par les sources thermiques est très peu remarquable, cette augmentation à une conséquence directe sur la hausse graduelle du niveau des températures du système de refroidissement et non sur la nature d'écoulement au sein du canal.

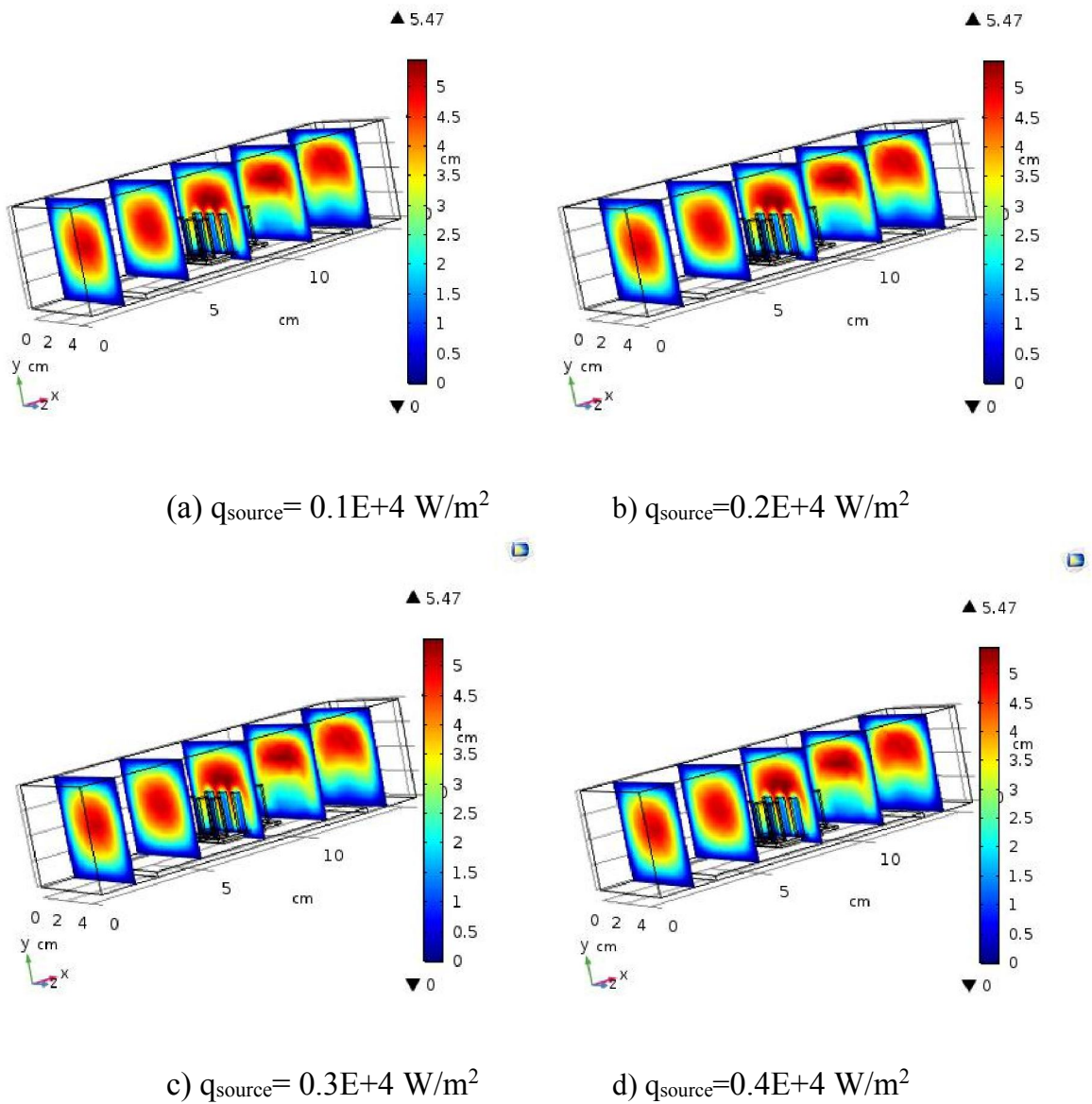


Figure IV.12 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents $q_{\text{source}} = 0.1, 0.2, 0.3$ et $0.4 \text{ E}+4 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 300\text{s}$.

IV.4.9 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la pression

La figure (IV.13) montre l'évolution de la pression le long du canal sous les conditions variables de flux thermiques dissipés par les sources thermiques $q_{\text{source}} = 0.1, 0.2, 0.3$ et $0.4 \text{ E}+4 \text{ W/m}^2$ et une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ à l'instant $t = 300 \text{ s}$.

La même discussion citée concernant la vitesse s'avère utile à citer pour la pression, la phénoménologie globale de la distribution la pression suite à l'augmentation du flux dissipé est très peu remarquable, cette augmentation a une conséquence directe sur le niveau d'échauffement global du système de refroidissement étudié et non sur la nature d'écoulement (vitesse et pression) de l'air au sein du canal.

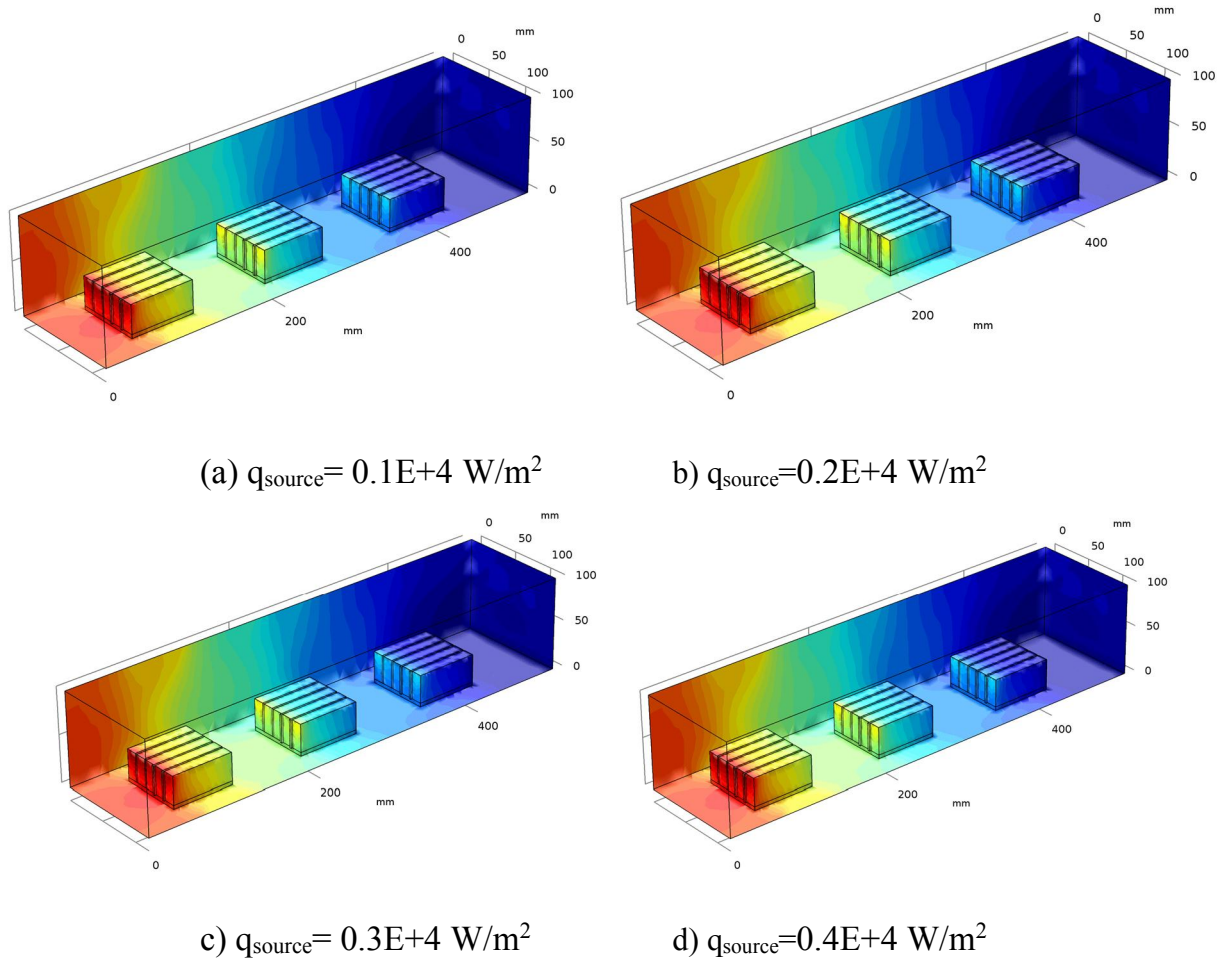


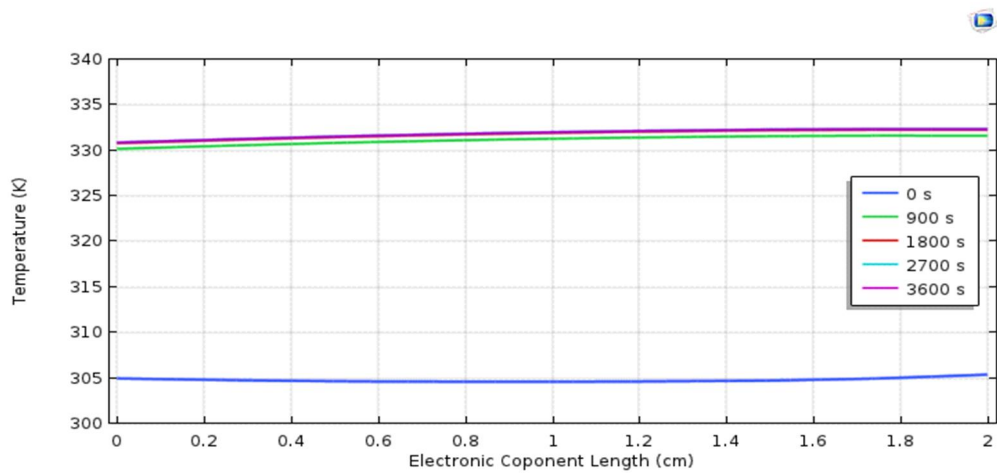
Figure IV.13 : Distribution de la pression pour différents flux $q_{\text{source}} = 0.1, 0.2, 0.3$ et $0.4 \text{ E}+4 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 300\text{s}$.

IV.4.10 Comportement thermo-hydraulique de l'air au niveau des sources thermiques

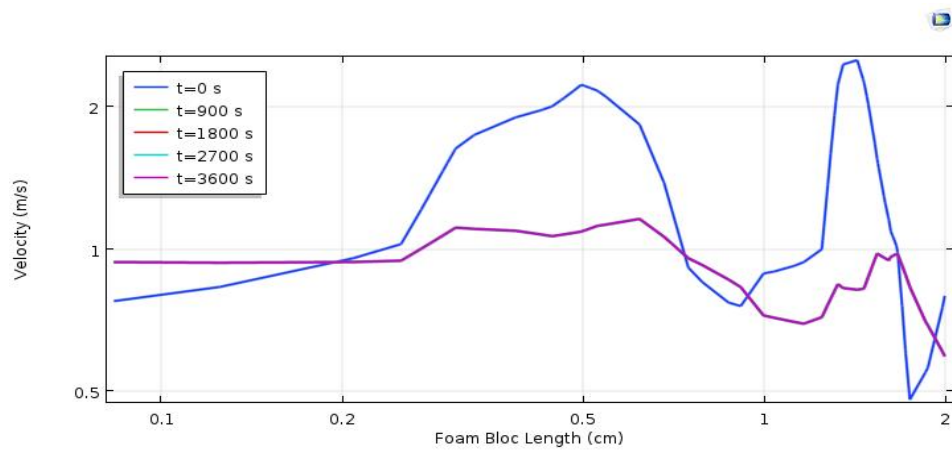
La figure (IV.14.a) montre l'évolution 2D et en fonction du temps de la température au niveau de la première source thermique (face exposée à l'écoulement) sous les conditions d'un flux dissipé $q_{\text{source}} = 0.3 \text{E}+4 \text{ W/m}^2$ et une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3 \text{ m/s}$. Il est clairement montré que le niveau de la température s'accroît rapidement au fil du temps, par cause de la propagation de la chaleur au sein de la source thermique et suite au transfert par convection forcée avec l'air, on remarque qu'aux premières 30 s le composant atteint un niveau de 305 K, pour grimper ensuite à un niveau de 330 K pour les temps qui suivent les 900 s. A un instant fixe la température à la surface de la source thermique reste inchangé le long de sa surface.

La figure (IV.14.b) montre l'évolution 2D et en fonction du temps de la vitesse de l'air juste au-dessus de la face exposée à l'écoulement de la source thermique sous les conditions de flux dissipé et vitesse de l'air à l'entrée du canal citées ci-dessus. Pour les premières 30 s, la vitesse de l'air est très faible et elle atteint un niveau presque de 1 m/s. Pour les instants qui suivent, on remarque que la vitesse de l'air a des pics correspondant à l'existence des ailettes rectangulaires en mousses d'aluminium. L'air s'écoule dans les zones libres (inter-aillettes) à des vitesses plus au moins élevées, et se trouve inhiber au niveau des ailettes à cause de l'écoulement de l'air au sein des pores des milieux poreux (aillettes en mousse d'aluminium).

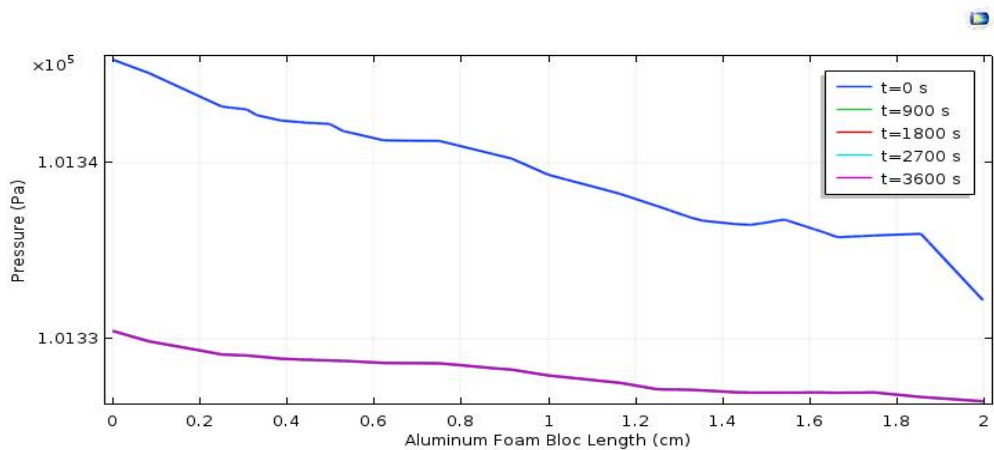
La discussion de la figure (IV.14.c) est la conséquence directe de ce qui a été dit ci-dessus concernant la vitesse. La chute de la pression au niveau de la source thermique, qui présente des valeurs plus au moins élevées c'est à cause de la diminution des valeurs des vitesses suite à l'écoulement de l'air dans les pores du dissipateur en mousse d'aluminium.



(a) température



(b) Vitesse



(c) Pression

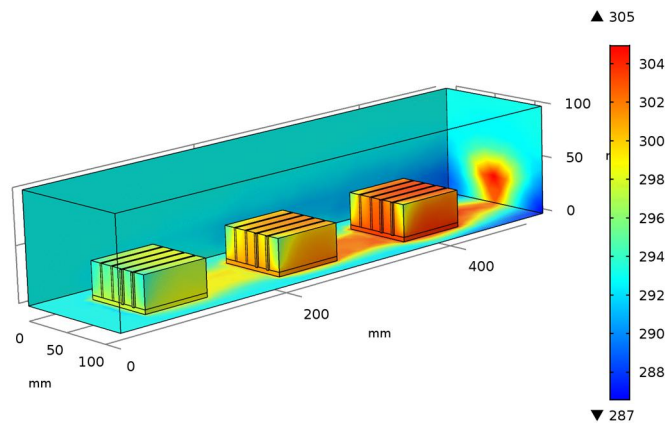
Figure IV.14 : Evolution de (a) la température, (b) la vitesse et (c) la pression de l'air au niveau du composant électronique.

IV.4.11 Comparaison de la performance de refroidissement

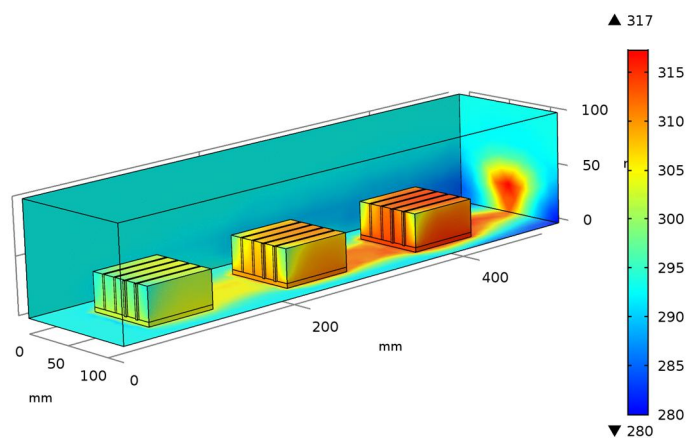
a) Température

La figure (VI.15) présente une comparaison de la distribution de la température en 3D des dissipateurs à ailettes en mousse d'aluminium contre des dissipateurs en aluminium en premier, et deuxièmement contre le cas d'une source de chaleur libre sans dissipateurs en gardant des conditions communes fixes de flux dissipé par le composant $q_{\text{source}} = 0.2 \times 10^4 \text{ W/m}^2$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$ et pour un temps $t = 1800 \text{ s}$.

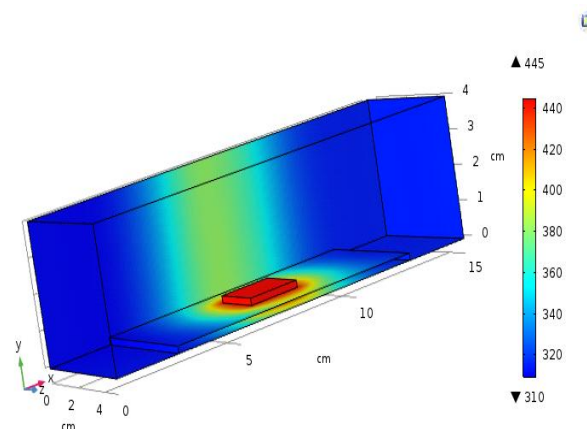
L'objectif d'insérer un dissipateur thermique en électronique de puissance c'est de garder une température modérée de la source thermique (composant électronique), ceci lui assure un fonctionnement fiable et la maintienne contre les effets de fusion. La figure (VI.15) montre que la température maximale atteinte par la source thermique avec un dissipateur en mousse d'aluminium est de 304 K, alors qu'elle atteint un niveau de température de 315 K pour le dissipateur en Aluminium sous les mêmes conditions de flux thermique et de vitesse de l'air, alors que la température de la source est de 440 K pour le cas sans dissipateur. Le dissipateur à ailettes en mousse d'aluminium empilées avec des ailettes pleines en aluminium est le meilleur pour assurer un refroidissement fiable des sources thermiques et leur maintien à des températures maximales modérées. Cela est réalisé par un transfert thermique convectif mixte à travers une large surface de contact offerte par la mousse au sein des pores entre l'air (agent refroidisseur) et les fibres de la mousse.



(a) Dissipateurs à ailettes en mousse d'aluminium



(b) Dissipateurs à ailettes en Aluminium



(c) Sans dissipateur

Figure IV.15 : Distribution de la température au sein du dissipateur en mousse, en Aluminium et sans dissipateur sous les conditions du flux dissipé par le composant $q_{\text{source}} = 0.2 \times 10^4 \text{ W/m}^2$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et pour le temps $t = 300 \text{ s}$.

IV.4.14 Comparaison du comportement thermo-hydraulique à la surface de la source thermique

Sous les conditions d'un flux dissipé par le composant $q_{\text{source}}=0.4^E+4 \text{ W/m}^2$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3 \text{ m/s}$ et pour le temps $t=300 \text{ s}$, le niveau de la température à la surface de la source thermique avec un dissipateur à ailettes en mousse d'aluminium est nettement inférieure (300 K) en comparaison avec le cas en dissipateurs à ailettes d'aluminium (419 K) et sans dissipateur (443 K).

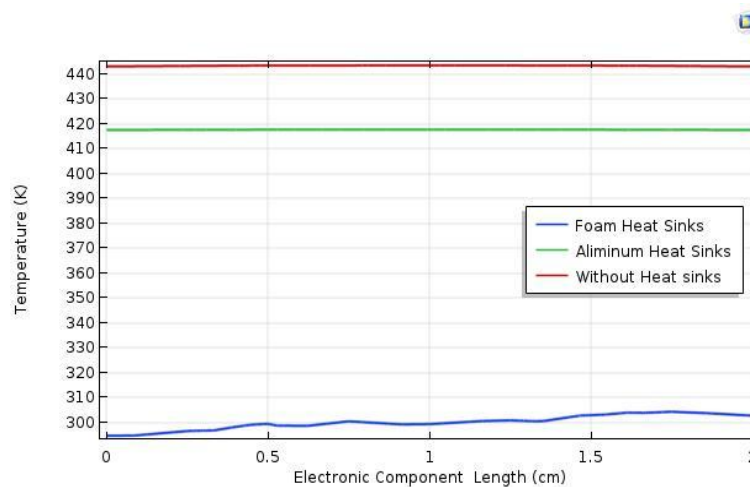


Figure IV.16 : Distribution de la température à la surface du composant pour a) dissipateur en mousse d'aluminium, b) dissipateur en aluminium et c) sans dissipateur, et sous les conditions du flux dissipé par le composant $q_{\text{source}}=0.2^E+4 \text{ W/m}^2$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 4 \text{ m/s}$ et pour le temps $t=300 \text{ s}$.

La (figure IV.17) montre l'évolution de la vitesse le long de l'axe du canal pour les trois cas cités ci-dessus ; en l'absence de dissipateur, en présence de dissipateurs à ailettes en mousse d'aluminium et de dissipateurs à ailettes en aluminium. On remarque que l'air possède des vitesses modérées sur la surface de la source thermique en l'absence du dissipateur, et des vitesses moyennes avec dissipateurs. La vitesse au niveau du dissipateur en mousse métallique a des valeurs maximales le long la surface latérale de la source thermique (1 m/s) en comparaison avec celle en dissipateur en mousse d'aluminium et aussi pour le dissipateur à ailettes plaines.

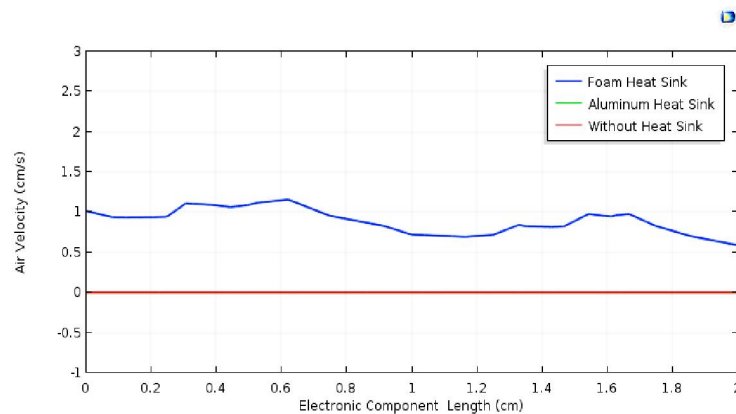


Figure IV.17 : Distribution de la vitesse à la surface du composant pour a) dissipateur en mousse d'aluminium, b) dissipateur en aluminium et c) sans dissipateur, et sous les conditions du flux dissipé par le composant $q_{\text{source}}=0.2^E+4 \text{ W/m}^2$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 1 \text{ m/s}$ et pour le temps $t=300 \text{ s}$.

La figure (IV.18) montre la chute de pression au sein du dissipateur à ailettes en mousse qui est assez remarquable, elle est linéairement décroissante avec une pente de valeur assez grande, alors que la décroissance de la chute de pression est moins grande au sein du dissipateur à ailettes en aluminium, alors que pour le cas sans dissipateur elle est presque linéaire.

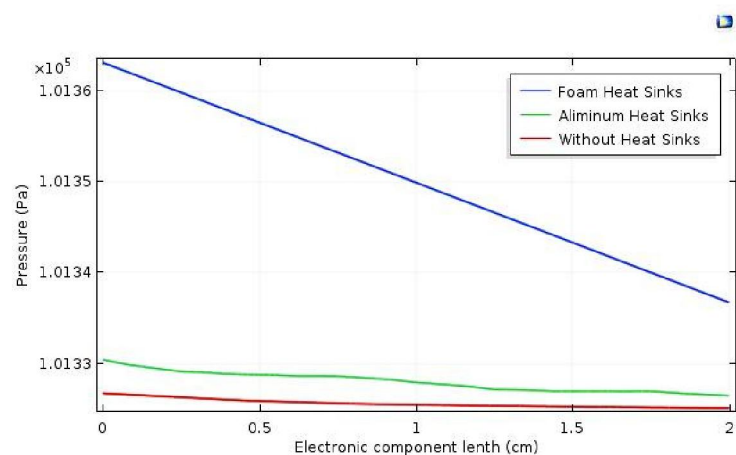


Figure IV.18 : Distribution de la pression à la surface du composant pour a) dissipateur en mousse d'aluminium, b) dissipateur en aluminium et c) sans dissipateur, et sous les conditions du flux dissipé par le composant $q_{\text{source}}=0.2^E+4 \text{ W/m}^2$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 1 \text{ m/s}$ et pour le temps $t=300 \text{ s}$.

IV.5 Effets du changement de configuration des dissipateurs thermiques

Dans cette dernière partie de notre étude, nous voulons discuter l'effet du changement de la configuration (orientation et hauteur) des dissipateurs thermiques hybrides ailettes en mousse d'aluminium empilées avec des ailettes en aluminium sur le comportement thermo-hydraulique du système de refroidissement des sources thermiques. Le changement de l'orientation des dissipateurs thermiques est fait en considérant un angle de 90° que fait les ailettes rectangulaires avec l'axe du canal, et en comparaison avec le premier cas traité, celui de 0° où les ailettes rectangulaires des dissipateurs thermiques sont parallèles à l'axe du canal horizontal. L'autre configuration que nous voulons la discutée c'est le chagement de la hauteur des ailettes (30, 20 et 10 mm) et son influence sur le comportement thermiques des ailettes.

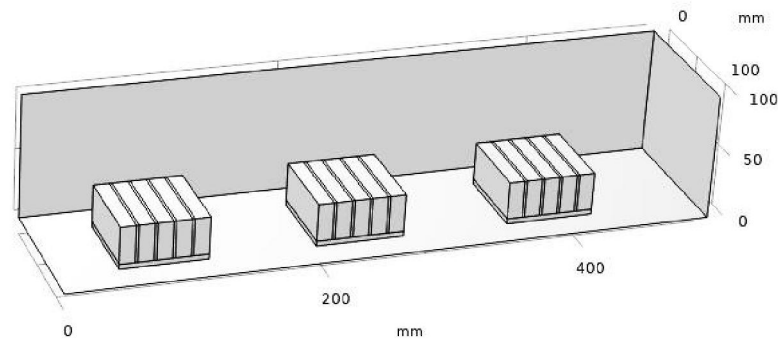


Figure IV.19 : Changement de l'orientation des dissipateurs thermiques du système de refroidissement étudié.

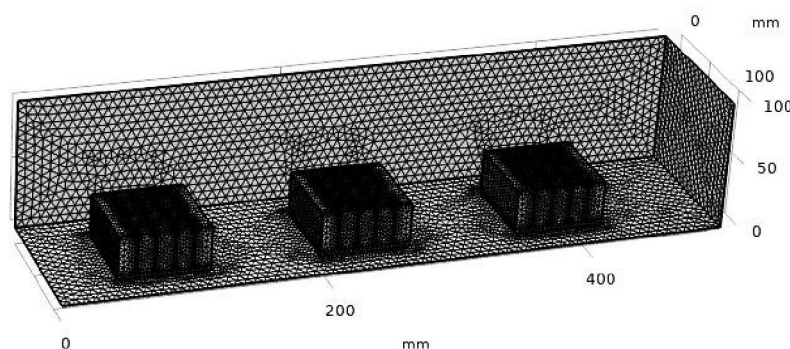


Figure IV.20 : Maillage de la géométrie avec la nouvelle orientation des dissipateurs thermiques du système de refroidissement étudié.

La comparaison de la figure IV.21 avec celle IV.5 montre très peu de différences concernant les niveau thermiques au du système de refroidissement correspondant au changement de l'orientation des dissipateurs thermiques. La disposition des ailettes rectangulaires en angle de 90° par rapport à l'axe du canal influe faiblement l'intensité du champ thermique au niveau des sources de chaleur et des dissipateurs.

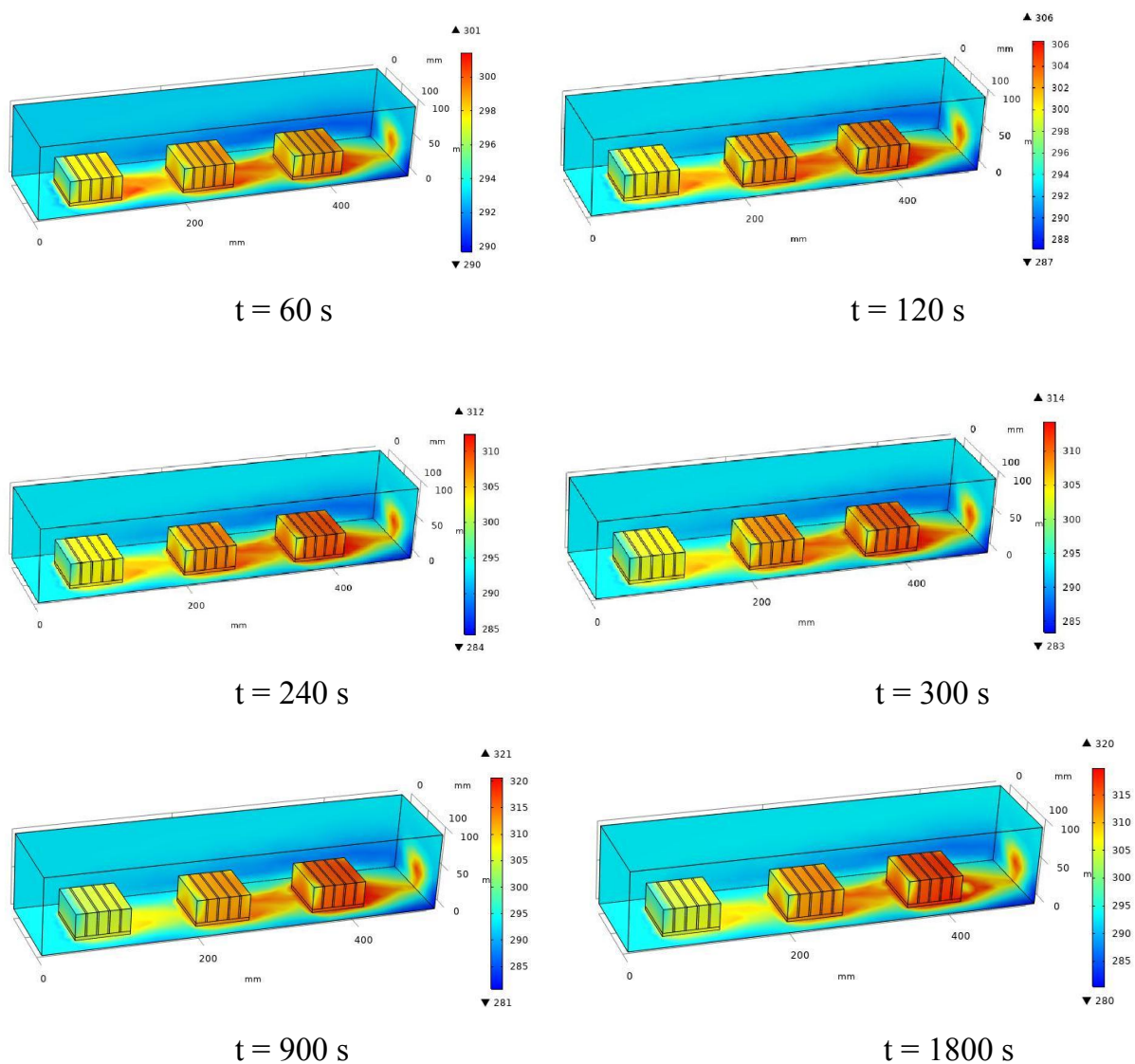
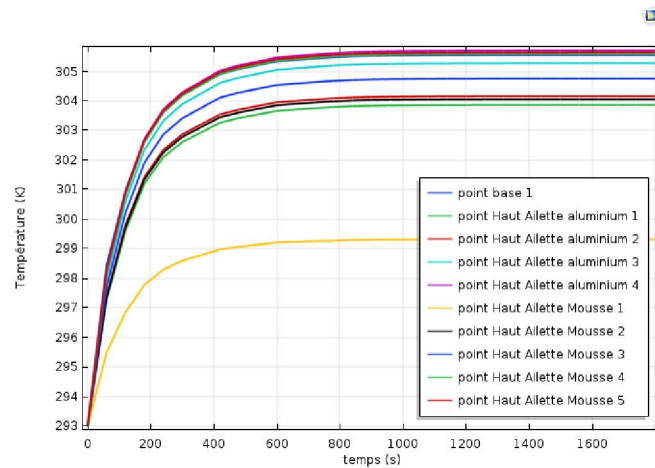
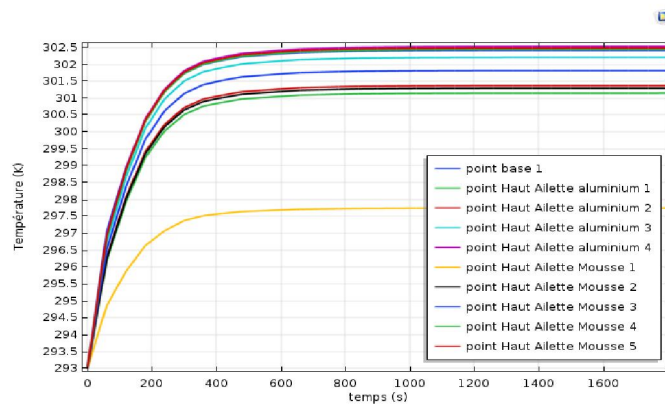


Figure IV.21: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.4\text{E}+4\text{W/m}^2$ et $u_0 = 4\text{ m/s}$.

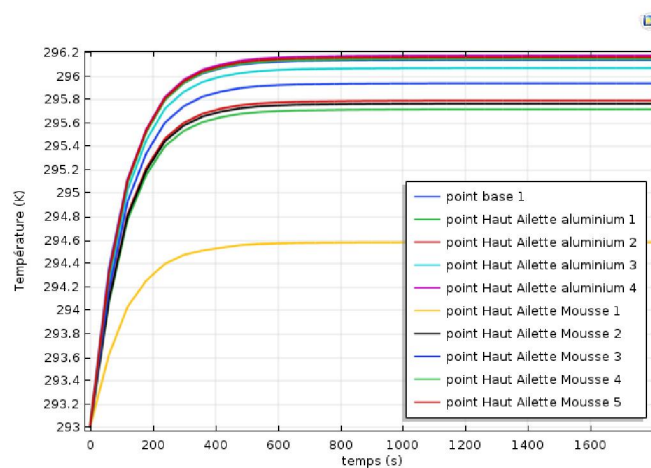
La figure IV.22 montre l'effet du changement de la hauteur des ailettes (10, 20 et 30 mm) sur l'intensité du champ thermique au niveau des dissipateurs et des sources de chaleur. On remarque clairement que la hauteur des ailettes joue un rôle important concernant les températures de points de références concernant les dessus des ailettes et la base. La différence des températures est très remarquable ce qui rend ce facteur très important en comparaison avec celui du changement de l'orientation des dissipateurs thermiques.



(a) H=10 mm



(b) H=20 mm



(c) H=30 mm

Figure IV.22: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 0.4E+4 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 4 \text{ m/s}$.

Conclusion Générale

Une simulation CFD en 3D transitoire du transfert de chaleur et de l'écoulement d'air au sein d'un canal horizontale comportant trois sources thermiques (trois composants électroniques) de puissance donnée variable, refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. Le modèle de Darcy-Forchheimer-Brinkman de l'écoulement de l'air au sein d'un milieu poreux a été adopté à partir de la littérature. Le logiciel COMSOL multi-physique 5.6 est utilisé pour résoudre les équations et simuler numériquement par la méthode des éléments finis le système étudié. Les effets de la vitesse de l'air ($u_0=1..4$ m/s), du flux thermique dissipé par le composant électronique ($0.1E+4..0.4E+4$ W/m²) sur la phénoménologie du système sont examinés.

Les conclusions suivantes peuvent être mentionnées:

- L'étude de la consistance du maillage et de l'indépendance des résultats de simulation montrent que l'utilisation de trois types de maillage : grossier, normal et fin n'a aucun effet sur la précision ou la convergence des résultats concernant la température, la vitesse et la pression de l'air lors de son écoulement au sein du canal.
- Sous les conditions d'un flux de chaleur imposé constant et d'une vitesse d'air constante à l'entrée, on peut distinguer trois zones de température : la zone la plus haute est située au niveau des sources thermiques, la zone la plus basse est située en amont du canal, et celle de température moyenne est au niveau des dissipateurs en mousse métallique, qui joue le rôle d'un absorbeur de calories dissipées par les sources thermiques.

- L'effet du changement de la configuration du système de refroidissement par le changement de l'orientation des ailettes des dissipateurs thermiques et par le changement de la hauteur des ailettes à montrer que, l'orientation des ailettes avec un angle de 90° contribue légèrement à une variation des champs de température, vitesse et pression, par contre, le changement de la hauteur des ailettes contribue clairement à une variation remarquable dans le champs de température.
- La phénoménologie hydrodynamique de l'écoulement sous les conditions envisagées, montre que la vitesse est moyenne en amont du canal à l'entrée, faible au niveau des dissipateurs en mousse, et forte en dessus de ces derniers.
- En perspective à ce travail, la validation des résultats de la simulation en 2D et 3D laminaire transitoire sous les mêmes conditions de transfert de chaleur et d'écoulement contre des résultats de l'expérimental doit être faite, examinée et discutée.

Bibliographie

- [1] J. P. Bonnet, Phénomènes de transport dans les mousses métalliques : approche expérimentale des écoulements monophasiques et liquide-gaz. Thèse Mécanique – Energétique, Université de Provence Aix-Marseille, 1. 21 Novembre 2007.
- [2] P. A. Shazada, Thermo-mechanical behavior of metal foams in thermal applications : a computational and experimental approach. Thesis of deanship of graduate studies King Fahd university of petroleum and minerals, May 2015.
- [3] M. Benmerkhi, Transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse. Mémoire de Magistère, Spécialité énergétique, option photothermique, Université Mentouri Constantine, 2007.
- [4] I.Solmus, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow behaviors of a block type graphite foam heat sink inserted in a rectangular channel , Elsevier Applied Thermal Engineering 78 (2015) 605-615.
- [5] Mousses métalliques[document électronique]. Troyes, UTT, <http://docplayer.fr/stroage/29/13883040/1528074267/28K26MbKpd8gZpTXV96gZQ/13883040.pdf>
- [6] Épreuve commune de TIPE - Session 2011
- [7] C.C. Chen, P. C. Huang, H.Y. Hwang, Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers, Elsevier International Journal of Heat and Mass Transfer 58 (2013) 356–373.
- [8] Leong, K. C., and Jin, L. W., 2006, —Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities,|| Int. J. Heat Mass Transf., 49(3-4), pp. 671–681.
- [9] Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., and Rossetto, L., 2010, —Heat transfer during air flow in aluminum foams,|| Int. J. Heat Mass Transf., 53(21-22), pp. 4976–4984.
- [10] Liu, J. F., Wu, W. T., Chiu, W. C., and Hsieh, W. H., 2006, —Measurement and correlation of friction characteristic of flow through foam matrixes,|| Exp. Therm. Fluid Sci., 30(4), pp. 329–336.

- [11] Hsieh, W. H., Wu, J. Y., Shih, W. H., and Chiu, W. C., 2004, —Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 47, pp. 5149–5157.
- [12] Dogan, A., and Tezel, T., 2013, —Experimental investigation of convection heat transfer from open-celled metal foam blocks, *J. Enhanc. Heat Transf.*, 20(3), pp. 267–275.
- [13] Giani, L., Groppi, G., and Tronconi, E., 2005, —Heat Transfer Characterization of Metallic Foams, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 44(24), pp. 9078–9085.
- [14] Dukhan, N., Pic n-Feliciano, R., and Ivarez-Hernández, A. R., 2006, —Air Flow Through Compressed and Uncompressed Aluminum Foam: Measurements and Correlations, *J. Fluids Eng.*, 128(5), p. 1004.
- [15] Whitaker, S., 1996, —The Forchheimer equation: A theoretical development, *Transp. Porous Media*, 25(3), pp. 27–61.
- [16] Guarino, S., Rubino, G., Tagliaferri, V., and Ucciardello, N., 2015, —Thermal behavior of open cell aluminum foams in forced air: Experimental analysis, *Measurement*, 60, pp. 97–103.
- [17] Yang, Y., Ji, X., and Xu, J., 2010, —Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid, *Int. J. Therm. Sci.*, 49(7), pp. 1227–1237.
- [18] Zhang, H. Y., Pinjala, D., Joshi, Y. K., Wong, T. N., Toh, K. C., and Iyer, M. K., 2005, —Fluid flow and heat transfer in liquid cooled foam heat sinks for electronic packages, *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, 28(2), pp. 272–280.
- [19] Calmidi, V. V., and Mahajan, R. L., 2000, —Forced Convection in High Porosity Metal Foams, *J. Heat Transfer*, 122(3), p. 557.
- [20] Odabae, M., Mancin, S., and Hooman, K., 2013, —Metal foam heat exchangers for thermal management of fuel cell systems - An experimental study, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 51, pp. 214–219.
- [21] Lu, W., Zhao, C. Y., and Tassou, S. a., 2006, —Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 49(15-16), pp. 2751–2761.
- [22] Chumpia, a., and Hooman, K., 2014, —Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 66(1-2), pp. 266–273.
- [23] Kim, S. Y., Lee, M. H., and Lee, K. S., 2005, —Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement, *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, 28(1), pp. 142–148.
- [24] Yang, K.-S., Chung, C.-H., Lee, M.-T., Chiang, S.-B., Wong, C.-C., and Wang, C.-C., 2013, —An experimental study on the heat dissipation of LED lighting module using metal/carbon foam, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 48, pp. 73–79.

- [25] Byon, C., 2015, —Heat transfer characteristics of aluminum foam heat sinks subject to an impinging jet under fixed pumping power, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 84, pp. 1056–1060.
- [26] Kim, S. J., and Kim, D., 1999, —Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling, *J. Heat Transfer*, 121(3), p. 639.
- [27] Zhao, C. Y., 2012, —Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 55(13-14), pp. 3618–3632.
- [28] Giani, L., Groppi, G., and Tronconi, E., 2005, —Heat Transfer Characterization of Metallic Foams, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 44(24), pp. 9078–9085.
- [29] Dukhan, N., Pic n-Feliciano, R., and Ivarez-Hernández, A. R., 2006, —Air Flow Through Compressed and Uncompressed Aluminum Foam: Measurements and Correlations, *J. Fluids Eng.*, 128(5), p. 1004.
- [30] Whitaker, S., 1996, —The Forchheimer equation: A theoretical development, *Transp. Porous Media*, 25(3), pp. 27–61.
- [31] Guarino, S., Rubino, G., Tagliaferri, V., and Ucciardello, N., 2015, —Thermal behavior of open cell aluminum foams in forced air: Experimental analysis, *Measurement*, 60, pp. 97–103.
- [32] Yang, Y., Ji, X., and Xu, J., 2010, —Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid, *Int. J. Therm. Sci.*, 49(7), pp. 1227–1237.
- [33] Zhang, H. Y., Pinjala, D., Joshi, Y. K., Wong, T. N., Toh, K. C., and Iyer, M. K., 2005, —Fluid flow and heat transfer in liquid cooled foam heat sinks for electronic packages, *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, 28(2), pp. 272–280.
- [34] Calmidi, V. V., and Mahajan, R. L., 2000, —Forced Convection in High Porosity Metal Foams, *J. Heat Transfer*, 122(3), p. 557.
- [35] Odabae, M., Mancin, S., and Hooman, K., 2013, —Metal foam heat exchangers for thermal management of fuel cell systems - An experimental study, *Exp. Therm. FluidSci.*, 51, pp. 214–219.
- [36] Lu, W., Zhao, C. Y., and Tassou, S. a., 2006, —Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 49(15-16), pp. 2751–2761.
- [37] Chumpia, a., and Hooman, K., 2014, —Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 66(1-2), pp. 266–273.
- [38] Kim, S. Y., Lee, M. H., and Lee, K. S., 2005, —Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement, *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, 28(1), pp. 142–148.
- [39] Yang, K.-S., Chung, C.-H., Lee, M.-T., Chiang, S.-B., Wong, C.-C., and Wang, C.-C., 2013, —An experimental study on the heat dissipation of LED lighting module using metal/carbon foam, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 48, pp. 73–79.

- [40] Byon, C., 2015, —Heat transfer characteristics of aluminum foam heat sinks subject to an impinging jet under fixed pumping power, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 84, pp. 1056–1060.
- [41] Kim, S. J., and Kim, D., 1999, —Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling, *J. Heat Transfer*, 121(3), p. 639.
- [42] DeGroot, C. T., Gateman, D., and Straatman, A. G., 2010, —The Effect of Thermal Contact Resistance at Porous-Solid Interfaces in Finned Metal Foam Heat Sinks, *J. Electron. Packag.*, 132(4), p. 041007.
- [43] Zhao, C. Y., 2012, —Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 55(13-14), pp. 3618–3632.
- [44] Warren, W. ., Neilsen, M. ., and Kraynik, a. ., 1997, —Torsional rigidity of a plateau border, *Mech. Res. Commun.*, 24, pp. 667–672.
- [45] Liquides, D. E. S., 1873, —Des liquides, *Sci. York*.
- [46] MATZKE, E. B., 1946, —The three-dimensional shape of bubbles in foam; an analysis of the role of surface forces in three-dimensional cell shape determination., *Am. J. Bot.*, 33(1), pp. 58–80.
- [47] Gabbrielli, R., 2009, —A new counter-example to Kelvin's conjecture on minimal surfaces, *89(8)*, pp. 483–491.
- [48] Weaire, D., and Phelan, R., 1994, —A counter-example to Kelvin's conjecture on minimal surfaces, *Philos. Mag. Lett.*, 69(2), pp. 107–110.
- [49] Krishnan, S., Murthy, J. Y., and Garimella, S. V., 2006, —Direct Simulation of Transport in Open-Cell Metal Foam, *J. Heat Transfer*, 128(8), p. 793.
- [50] Sihn, S., and Roy, A. K., 2004, —Modeling and prediction of bulk properties of open-cell carbon foam, *J. Mech. Phys. Solids*, 52, pp. 167–191.
- [51] Straatman, A. G., Gallego, N. C., Yu, Q., Betchen, L., and Thompson, B. E., 2007, —Forced Convection Heat Transfer and Hydraulic Losses in Graphitic Foam, *J. Heat Transfer*, 129(9), p. 1237.
- [52] Li, K., Gao, X.-L., and Roy, a. K., 2005, —Micromechanical modeling of three-dimensional open-cell foams using the matrix method for spatial frames, *Compos. Part B Eng.*, 36, pp. 249–262.
- [53] Druma, A., Alam, M. K., Anghelescu, M., Druma, C., and Maruyama, B., 2005, —Three Dimensional Modeling of Carbon Foams, *Heat Transfer, Part A, ASME*, pp. 209–211.

Résumé

Nous avons présenté dans ce mémoire une simulation numérique par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D transitoire du comportement thermo-hydraulique de l'écoulement de l'air au sein d'un canal horizontal comportant trois sources thermiques (trois composants électroniques) de puissance donnée variable, refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. L'écoulement de l'air à travers le canal est supposé laminaire. Le but est de déterminer le comportement thermo-hydraulique du système. Les ailettes en mousse d'aluminium sont considérées comme milieux poreux, Le modèle d'écoulement utilisé au sein de ces milieux est de Darcy-Forchheimer-Brinkman. Nous avons discuté Les effets de la vitesse de l'air ($u_0=1..4$ m/s), du flux thermique dissipé par la source thermique ($q_{\text{source}}=0.1E+4.. 0.4E+4$ W/m²) et le changement de la configuration des dissipateurs thermique (orientation et hauteur des ailettes) sur les distributions de la température, la vitesse et la pression au sein du canal. L'objectif est d'assurer les meilleures conditions pour un refroidissement optimal des sources thermiques.

Mots clés: Dissipateur , thermique , Mousse métallique , refroidissement , source de chaleur, convection forcée

الملخص

لقد قمنا في هذه المذكرة بعرض مماثلة عددية باستعمال برنامج كومسول 5.6 ، حيث ان هذه المماثلة تتميز بأنها ذات ثلاثة أبعاد ومتعلقة بالزمن من أجل محاكاة السلوك الحراري- الهيدروليكي لسريان الهواء داخل قناة أفقية تحتوي على ثلاث منابع حرارية (ثلاث رقائق إلكترونية) ذات استطاعة معلومة ومتغيرة ، ومبردة بواسطة ثلاث نواشر حرارية هجينة ذات مجنحات مستطيلة من الألومنيوم متصلة بمجنحات مستطيلة من الرغوة المعدنية للألمنيوم .سريان الهواء داخل القناة يكون منتظما. الهدف هو تعيين السلوك الحراري-الهيدروليكي للنظام.المجنحات من الرغوة المعدنية للألمنيوم تمثل أوساط مجوفة،نموذج السريان المستعمل هو نموذج دارسي-فورهيمر-بريكرمان.قمنا بمناقشة تأثير السرعة ($u_0=1.4 \text{ m/s}$) وتأثير التدفق الحراري ($q_{\text{source}}=0.1E+4..0.4E+4$) وكذلك تغيير هيئة النواشر الحرارية (اتجاه وارتفاع المجنحات) على توزيع درجة الحرارة، السرعة و الضغط داخل القناة. الهدف هو ضمان أحسن الظروف لتبريد أمثل للمنابع الحرارية (الرقائق الإلكترونية).

الكلمات المفتاحية: تقليل حرارة ، حراري ، رغوة معدنية ، تبريد ، مصدر الحرارة ، الحراري الجبري